

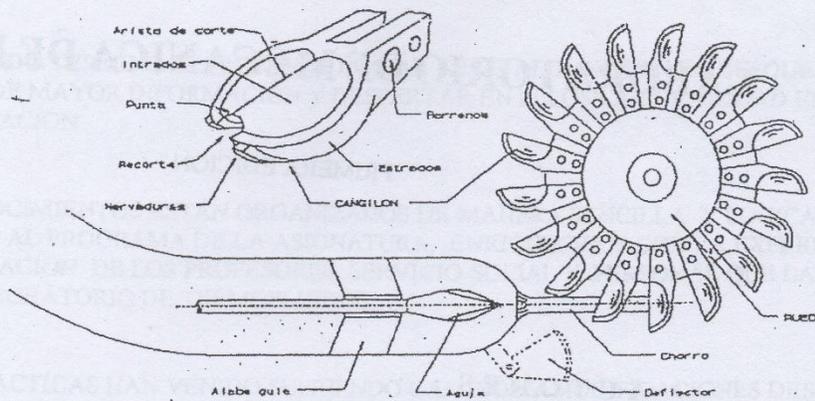
**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES

CUAUTITLAN

DIVISION DE CIENCIAS FISICO MATEMATICAS

DEPTO. DE INGENIERIA



CUADERNO DE PRACTICAS

LABORATORIO DE MECANICA DE FLUIDOS

PRIMERA EDICION

FEBRERO, 1995



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES

CUAUTITLAN

DIVISION DE CIENCIAS FISICOMATEMATICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA

CUADERNO DE PRACTICAS

LABORATORIO DE MECANICA DE FLUIDOS

PRIMERA EDICION

AUTORES :

ING. EMILIO JUAREZ MARTINEZ

ING. AGAPITO RODRIGUEZ NAVA

ING. JOSE ANTONIO SANCHEZ GUTIERREZ

Emilio Juárez Martínez
Agapito Rodríguez Nava
Jose Antonio Sánchez Gutiérrez

P R E S E N T A C I O N

LA BASE DEL DESARROLLO DE UN PAÍS ESTA EN LA CREATIVIDAD DE SUS HABITANTES, EL SUSTENTO DE ESTA CREATIVIDAD TIENE UNA ESTRUCTURA CIENTÍFICA Y DE DESARROLLO TECNOLÓGICO.

LA FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN DEPENDIENTE DE LA U.N.A.M. Y EN ESPECIAL LA DIVISIÓN DE CIENCIAS FÍSICO MATEMÁTICAS Y EL DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUIEREN CONTRIBUIR MODESTAMENTE CON ESTA ESTRUCTURA EDITANDO CUADERNOS EN LAS DIFERENTES DISCIPLINAS, AL ALCANCE DE LOS ALUMNOS QUE CONCURREN A CURSAR LA CARRERA DE INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA, FACILITÁNDOLES CON ESTE ESFUERZO ACADÉMICO, LAS ACTIVIDADES CONTEMPLADAS EN SU FORMACIÓN PROFESIONAL.

ESTE CUADERNO PRETENDE EN PRIMER TERMINO, DAR UN PANORAMA GENERAL DE LAS MAQUINAS HIDRÁULICAS ASÍ COMO SU FUNCIONAMIENTO, OPERACIÓN Y PRUEBAS DE LAS MISMAS, YA QUE CADA UNO DE LOS TEMAS SON UNA ESPECIALIDAD.

EN SEGUNDO TERMINO SE PRETENDE INICIAR A LOS ALUMNOS EN LA BÚSQUEDA POR SI MISMOS DE MAYOR INFORMACIÓN Y DESPERTAR EN ELLOS LA CURIOSIDAD EN LA INVESTIGACIÓN.

LOS CONOCIMIENTOS ESTÁN ORGANIZADOS DE MANERA SENCILLA Y LÓGICA, DE ACUERDO AL PROGRAMA DE LA ASIGNATURA, ENRIQUECIDOS CON LA EXPERIENCIA Y COLABORACIÓN DE LOS PROFESORES, SERVICIO SOCIAL Y PERSONAL QUE LABORAN EN EL LABORATORIO DE TERMOFLUIDOS.

ESTAS PRACTICAS HAN VENIDO SUFRIENDO CAMBIOS Y MODIFICACIONES DESDE EL MISMO NACIMIENTO DE LA F.E.S.C. (ANTES ENEP-C) Y PRETENDEN QUE EL ALUMNO CUENTE CON LOS ELEMENTOS NECESARIOS PARA UN MEJOR APROVECHAMIENTO EN SUS ESTUDIOS PROFESIONALES Y ESTÁN SUJETAS A MEJORAS.

QUEREMOS AGRADECER LA PARTICIPACIÓN DE ALUMNOS QUE IMPARTIERON SU SERVICIO SOCIAL Y NOS APOYARON EN LA ELABORACIÓN DE DIBUJOS, ECUACIONES Y TABLAS.

SEGUROS QUE DICHO CUADERNO SERÁ BENÉFICO PARA EL DESARROLLO PROFESIONAL DE LOS ALUMNOS, AGRADECEREMOS CUALQUIER SUGERENCIA PARA LA MEJORA DEL MISMO.

CONTENIDO

PRACTICA No. : NOMBRE :

- 1 NÚMERO DE REYNOLDS
- 2 TEOREMA DE BERNOULLI
- 3 PERFIL DE VELOCIDADES
- 4 VERTEDEROS
- 5 PÉRDIDAS DE CARGA EN UN FLUIDO
INCOMPRESIBLE
- 6 BOMBA CENTRIFUGA DE FLUJO RADIAL
- 7 PUNTO DE OPERACION DE UNA BOMBA
CENTRIFUGA.
- 8 BOMBA SERIE - PARALELO
- 9 TURBOSOPLADOR
- 10 TURBINA PELTON
- 11 MEDICION DE ARRASTRE: APLICACION DEL
TEOREMA DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
SECCIÓN MECÁNICA
LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS
NUMERO DE REYNOLDS
PRACTICA No. 1 (3)

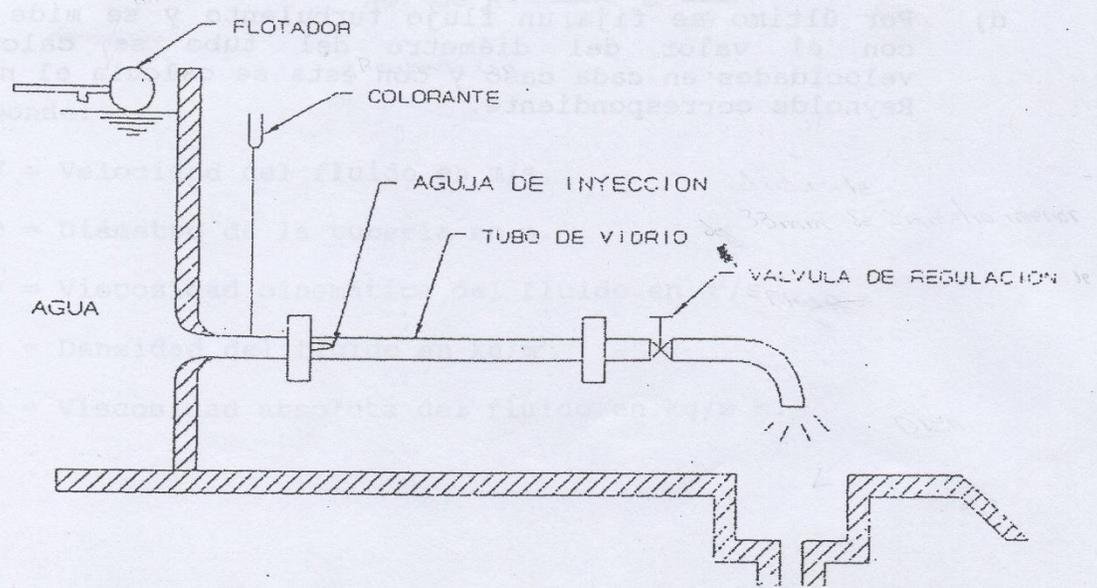
1. OBJETIVO.

- a) Conocimiento de los tipos de flujo en fluidos incomprensibles por medio del parámetro de Reynolds.
- b) Partiendo de la hipótesis newtoniana de los fluidos, analizar el comportamiento de variables como viscosidad, densidad, velocidad, etc., y llegar a determinar cual de ellas predomina en el flujo laminar.

2. INTRODUCCIÓN.

El experimento de Reynolds persigue que sea encontrada la diferencia esencial entre los diferentes tipos de flujo laminar, transición y turbulento, llegar a comprobar la hipótesis de Reynolds de que para un No. de Reynolds menor que 2300 solo puede existir flujo laminar y esto ayudará al alumno a entender con más claridad como le afecta este parámetro en el diseño de dispositivos y redes de conducción de fluidos.

3. DIBUJO DE LA INSTALACIÓN



4. MATERIAL

Descripción de los instrumentos empleados.

Cronómetro, probeta graduada y termómetro de bulbo.

5. PROCEDIMIENTO

- a) Llenar el tanque con la sustancia de trabajo, determinar su temperatura y tratar de que se encuentre en reposo, para evitar las turbulencias en la alimentación.
- b) Se abre (un poco) la válvula del tanque y luego la del líquido colocado, se fija un flujo laminar (se caracteriza por una línea recta y uniforme del colorante) y se mide el gasto con el recipiente de volumen conocido y un cronómetro. Hacer varias mediciones diferentes hasta encontrar los límites de esta zona.
- c) Sin dejar que el flujo sea completamente turbulento (éste se caracteriza por que las partículas del fluido tienen movimientos irregulares y siguen trayectorias fluctuantes y erráticas) se fijan un punto intermedio de transición y se mide de nuevo el gasto. Haciendo también varias mediciones para localizar esta zona.
- d) Por último se fija un flujo turbulento y se mide el gasto con el valor del diámetro del tubo se calculan las velocidades en cada caso y con ésta se calcula el número de Reynolds correspondiente.

6. REGISTRO DE LECTURAS Y TABLA CORRESPONDIENTE

| LECTURA | VOLUMEN (m ³) | TIEMPO (s) | DIÁMETRO (m) | TEMP. °C |
|---------|---------------------------|------------|--------------|----------|
| 1 | 0.8 L | 11.5 S | | 23°C |
| 2 | 0.3 L | 11.5 S | | |
| 3 | 0.6 L | 10.0 S | | |
| 4 | 0.5 L | 7.5 S | | |
| 5 | 2 L | 5.2 S | | |
| 6 | 2 L | 4.5 S | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

7. FORMULAS Y CÁLCULOS

$$\text{No. de } R = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu} \text{ o } \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Donde:

V = Velocidad del fluido en m/s.

D = Diámetro de la tubería en m.

ν = Viscosidad cinemática del fluido en m²/s.

ρ = Densidad del fluido en kg/m³.

μ = Viscosidad absoluta del fluido en kg/m s.

4

8. TABLA DE RESULTADGS

| LECTURA | GASTO m ³ /s | VEL. m/s | No. DE REYNOLDS | TIPO DE FLUJO | |
|---------|----------------------------|-------------|--------------------|---------------|-----------|
| | | | | CALCULADO | OBSERVADO |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |

9. GRÁFICAS.

10. CUESTIONARIO.

1. Son ocho las variables que pueden intervenir en cualquier problema de Mecánica de Fluidos, diga de cuáles se trata.
2. Son cinco las fuerzas que pueden actuar sobre un fluido cualquiera ¿Cuáles son éstas?
3. ¿Qué ventajas técnicas y económicas representan los números adimensionales?
4. ¿Cuál es la definición del parámetro adimensional de Reynolds?
5. ¿Qué viscosidades se pueden utilizar en la fórmula de Reynolds y en que unidades se miden?

6. Enuncie las dos condiciones en que se apoya la teoría de modelos.
7. ¿Qué es un modelo y qué un prototipo?
8. En ensayos realizados en túneles de viento y en otros experimentos, la fuerza predominante, además de la debida al gradiente de presiones, es la fuerza debida a la viscosidad ¿Qué número adimensional se utiliza?

12. CONCLUSIONES.

13. BIBLIOGRAFÍA.

Mecánica de los Fluidos
Irving H. Shames.

Mecánica de los Fluidos y Máquinas Hidráulicas
Claudio Mataix.

Mecánica de los Fluidos e Hidráulica

SUR 2 IM
QUINTANA ROO

1970

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
SECCIÓN MECÁNICA
LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS
TEOREMA DE BERNOULLI
PRACTICA 2 (4)

I.- OBJETIVO.

Demostración experimental de la ecuación de Bernoulli.

II.- INTRODUCCIÓN.

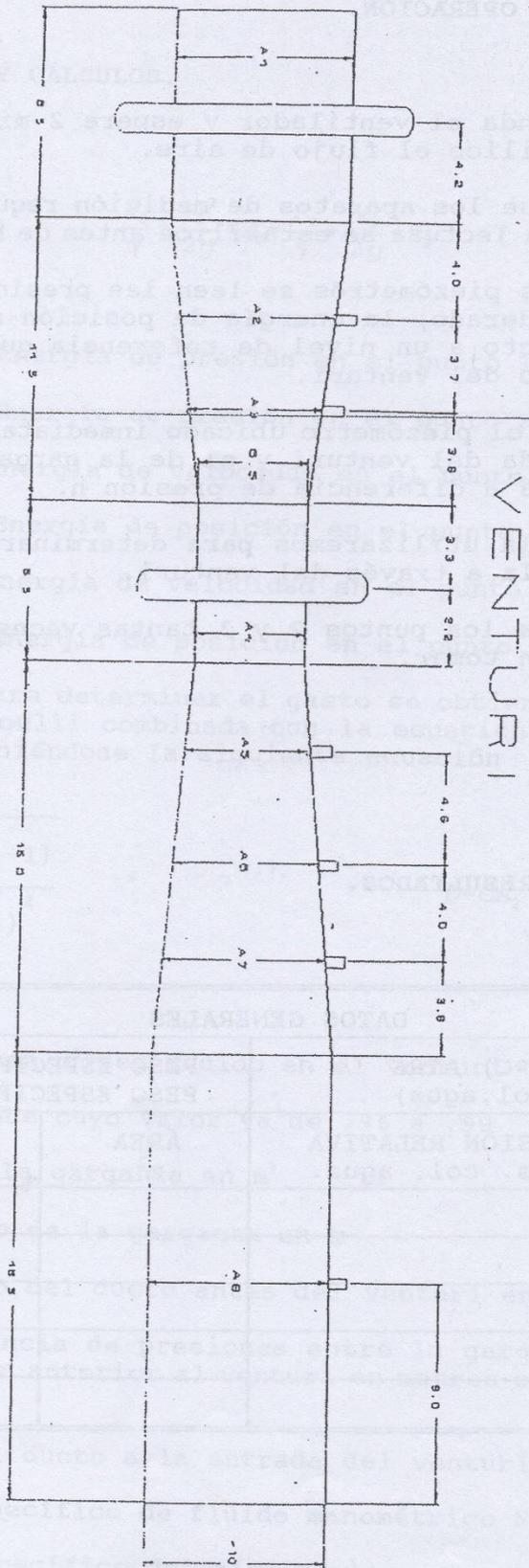
El movimiento de un fluido compresible dentro de un ducto a velocidad subsónica y considerando que la temperatura es constante a través del conducto, el proceso se podrá considerar isoentrópico lo que permite tratar al fluido como si fuera incompresible.

Cuando el flujo es irrotacional y en condiciones de régimen permanente se observa que la suma de las energías; cinética de posición y de presión debe ser la misma en todos los puntos del espacio.

III.- MATERIAL Y EQUIPO.

Consta de un ventilador acoplado a un motor de corriente alterna, un ducto para que se desarrolle el flujo, un venturi y en él una serie de manómetros diferenciales para tomar las lecturas.

IV.- DIBUJO DE LA INSTALACION.

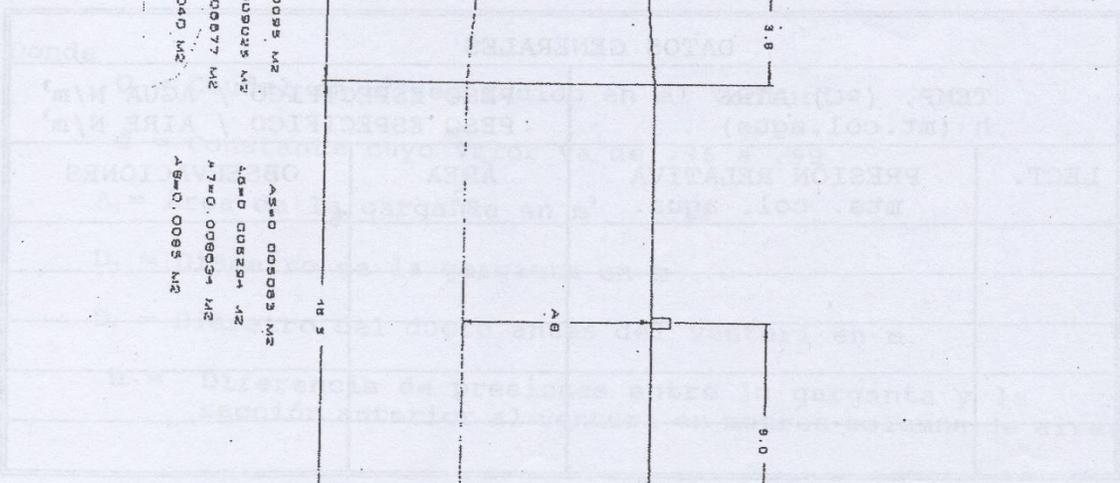


VENTURI

PERFIL

AVIOL EN CM

| | |
|----------------------------|----------------------------|
| A1=0.0085 M ² | A5=0.005083 M ² |
| A2=0.009025 M ² | A6=0.008254 M ² |
| A3=0.008877 M ² | A7=0.008934 M ² |
| A4=0.0040 M ² | A8=0.0085 M ² |



V.- MÉTODO DE OPERACIÓN.

- 1.- Encienda el ventilador y espere 2 minutos para que se estabilice el flujo de aire.
- 2.- Coloque los aparatos de medición requeridos y espere a que la lectura se estabilice antes de hacer anotaciones.
- 3.- En los piezómetros se leen las presiones en cada punto considerado, la energía de posición se tomará con respecto a un nivel de referencia que puede ser el centro del venturi.
- 4.- Entre el piezómetro ubicado inmediatamente antes de la entrada del venturi y el de la garganta del mismo se tomará a diferencia de presión h .

Esta h utilizaremos para determinar el caudal que circula a través del venturi.

- 5.- Repita los puntos 2 y 3 tantas veces como lecturas se deseen tomar.

VI.- TABLA DE RESULTADOS.

| DATOS GENERALES | | | |
|--------------------------------------|-------------------------------------|--|---------------|
| TEMP. (°C) AIRE h (mt.col.agua) | | PESO ESPECIFICO / AGUA N/m^3 PESO ESPECIFICO / AIRE N/m^3 | |
| LECT. | PRESIÓN RELATIVA mts. col. agua. | ÁREA m^2 | OBSERVACIONES |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

VII.- FORMULAS Y CÁLCULOS.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

Donde

P_1/γ = Energía de presión en el punto 1

P_2/γ = Energía de presión en el punto 2

$V_1^2/2g$ = Energía de velocidad en el punto 1

Z_1 = Energía de posición en el punto 1

$V_2^2/2g$ = Energía de velocidad en el punto 2

Z_2 = Energía de posición en el punto 2

La ecuación para determinar el gasto se obtiene al aplicar la ecuación de Bernoulli combinada con la ecuación de continuidad al venturi, obteniéndose la siguiente ecuación

$$Q = CA_2 \sqrt{\frac{2gh \left[\frac{\gamma_0}{\gamma} - 1 \right]}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}}$$

$$Q = CA_2 \sqrt{\frac{2gh \left[\frac{\gamma_0}{\gamma} - 1 \right]}{1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4}}$$

Donde

Q = Caudal en m³/seg medido en el venturi

C = Constante cuyo valor va de .96 a .99

A₂ = Área de la garganta en m²

D₂ = Diámetro de la garganta en m

D₁ = Diámetro del ducto antes del venturi en m.

h = Diferencia de presiones entre la garganta y la sección anterior al venturi en metros columna de aire.

A₁ = Área del ducto a la entrada del venturi en m²

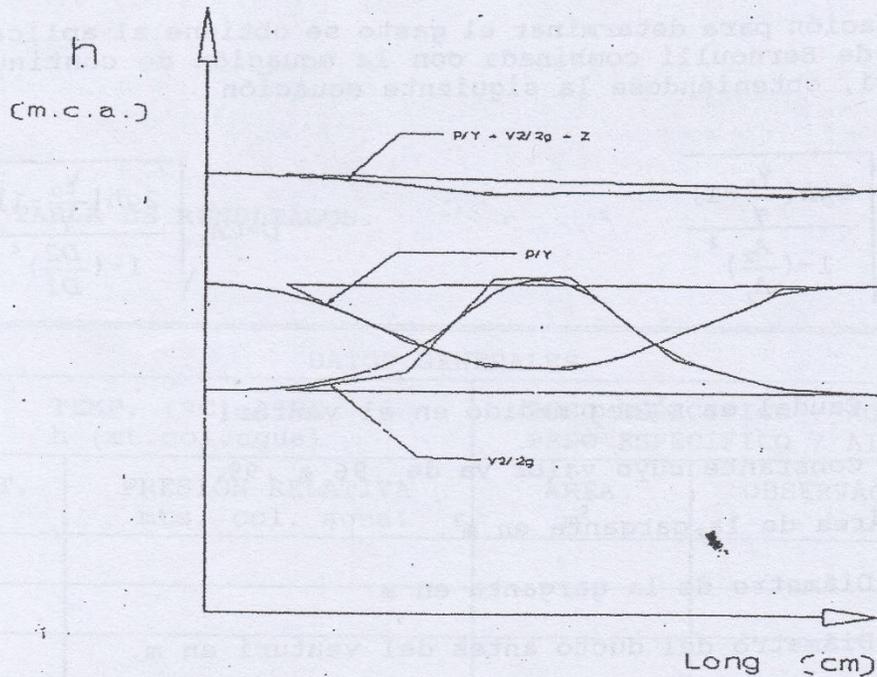
γ₀ = Peso específico de fluido manométrico N/m³

γ = peso específico del agua N/m³

VIII.- TABLA DE RESULTADOS. CAUDAL. (m³/s)

| LECTURA | P/γ mts. | VELOCIDAD m/s | SUMA POR EL TEOREMA DE BERNOULLI. |
|---------|----------|---------------|-----------------------------------|
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

IX.- GRÁFICAS.



X.-CUESTIONARIO.

- 1.-Explique el Teorema de Bernoulli y su utilidad práctica.
- 2.-¿Cómo se afecta el teorema de Bernoulli cuando se aplica a fluidos compresibles?
- 3.-Si el fluido fuera viscoso e incomprensible cómo se escribiría para poder explicarlo.
- 4.-¿Cómo podría deducir el teorema de Bernoulli a partir de las ecuaciones de Euler?

XI.-.CONCLUSIONES.**XII.- BIBLIOGRAFÍA.**

- 1.- Mecánica de fluidos y mecánicas hidráulicas, Claudio Matax.
- 2.- Mecánica de los Fluidos e hidráulica, Giles U. R.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
 DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
 SECCIÓN MECÁNICA
 LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS
 PERFIL DE VELOCIDADES
 PRACTICA 3.

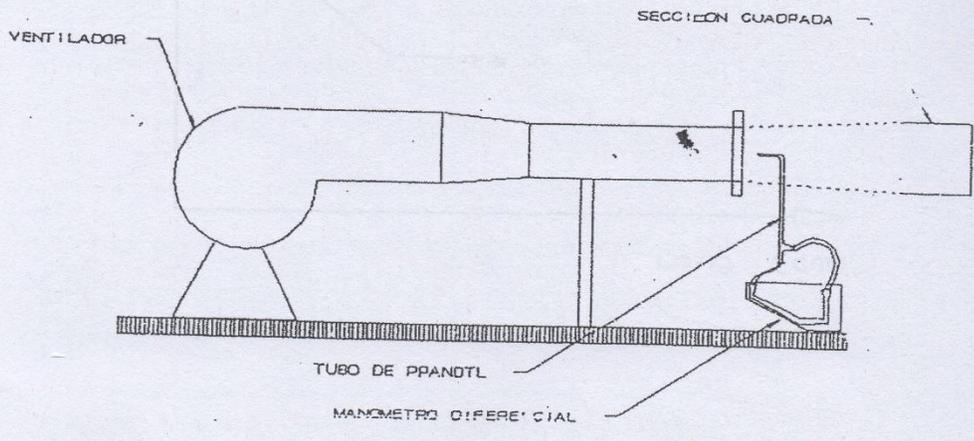
I. OBJETIVO.

Conocimiento práctico del perfil de velocidades presentado en un flujo compresible en el interior de un ducto así como la determinación de las causas que hacen variar la velocidad en diversos puntos de dicho flujo y aplicación del Teorema de Bernoulli al tubo de Pitot, para la obtención de velocidades puntuales.

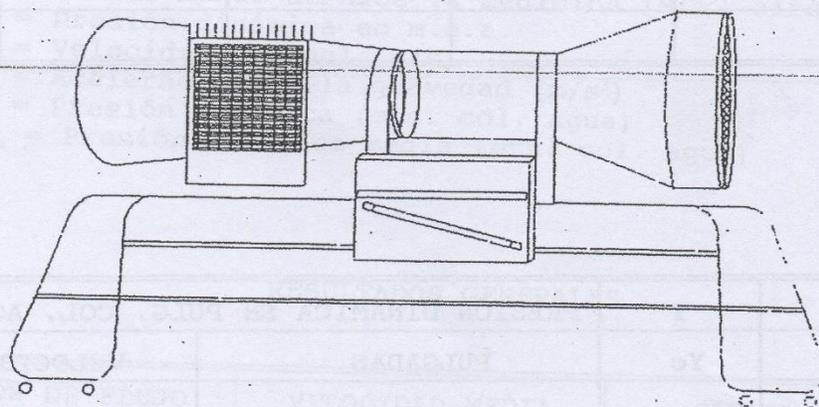
II. INTRODUCCIÓN.

Cuando un fluido fluye a lo largo de una superficie, las partículas más cercanas a dicha superficie son frenadas debido a la existencia de fuerzas viscosas independientemente de que se trate de un fluido laminar o turbulento. Las partículas adyacentes a la superficie se adhieren a ésta y las capas sucesivas de partículas sufren un frenado como resultado de una interacción entre el fluido que se mueve más rápido y el que se mueve más lento, fenómeno que da lugar a fuerzas de corte.

III. DIBUJO DE LA INSTALACIÓN.



SECCION CIRCULAR



IV. MATERIAL.

Descripción de los instrumentos empleados.

V. PROCEDIMIENTO.

Se pone a funcionar el turbosoplador y se espera a que se estabilice el flujo, las lecturas se tomarán de la siguiente manera: Primeramente se tomarán las lecturas para los puntos de coordinados (Y_0, X_0) , (Y_0, X_1) (Y_0, X_n) posteriormente los puntos (Y_1, X_0) (Y_1, X_n) y así sucesivamente hasta (Y_n, X_n) y con ello cubrir toda el área transversal normal al flujo, dichas lecturas serán el resultado de colocar en cada ocasión el tubo de pitot en cada uno de los puntos mencionados y de leer la medición correspondiente en el manómetro diferencial. Para esto habrá necesidad de tomar la precaución de que dicho tubo de Pitot, se encuentre siempre lo más paralelo posible a las líneas de corriente para que las lecturas sean correctas. Con estas lecturas se podrán determinar la velocidad de la línea de corriente en cada punto y así poder trazar las curvas de perfil de velocidades, una a lo largo del eje Y, y la otra a lo largo del eje X, respectivamente.

Finalmente, para determinar el caudal que circula en el ducto habrá de calcular la velocidad media del fluido y para esto habrá que encontrar la media aritmética de las raíces cuadradas de las

presiones dinámicas. Una vez obtenida la velocidad media se podrá obtener el caudal auxiliándose de la ecuación de continuidad.

VI. TABLA DE LECTURAS.

DATOS GENERALES

| a (cm.) | b (cm.) | Temp. °C | PESO ESPECIFICO DEL AIRE. | PESO ESPECIFICO DEL AGUA. |
|---------|---------|----------|---------------------------|---------------------------|
| | | | | |
| | | | | |

| X | Y | PRESIÓN DINÁMICA EN PULG. COL. AGUA. | |
|----|----|--------------------------------------|-----------|
| Xo | Yo | PULGADAS | VELOCIDAD |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

FORMULA DE LA PRACTICA PERFIL DE VELOCIDADES.

$$\sqrt{2gHdin \cdot \frac{(\gamma_a - \gamma_w)}{\gamma_w}}$$

$$V_m = \sqrt{2g \frac{(\gamma - \gamma_1)}{\gamma_1} * \sqrt{Hdin}}$$

$$\sqrt{Hdin} = \frac{\sqrt{Hdin_1} + \sqrt{Hdin_2} + \dots + \sqrt{Hdin_n}}{n}$$

$$v = \sqrt{2gh \left(\frac{\gamma_0}{\gamma} \right) - 1}$$

Donde

- γ_0 = Fluido man N/m^3 (agua)
 γ = Fluido donde se hace la medición (N/m^3) aire.
 n = Presión dinámica en m.c.a.
 v = Velocidad puntual (m/s)
 g = Aceleración de la gravedad (m/s^2)
 H_{din} = Presión dinámica (mts. col. agua)
 H_{din_m} = Presión dinámica media (mts. col. agua)

RESULTADOS GENERALES

| SECCIÓN DE FLUJO (m^2) | VELOCIDAD MEDIA (m/s) | CAUDAL. (m^3/s) |
|-------------------------------|--------------------------|------------------------|
| | | |
| | | |
| | | |
| | | |
| | | |

| X | Y | VELOCIDAD PUNTUAL (m/s). |
|---|---|--------------------------|
| | | |
| | | |
| | | |
| | | |
| | | |

VII.- CUESTIONARIO.

- 1.- Explique que es la capa límite y en que fluidos tiene mayor importancia.
- 2.- Explique el fenómeno de desprendimiento de la capa límite y defina lo que se entiende por resistencia de forma y superficie.
- 3.- Defina la forma roma y la forma aerodinámica de un cuerpo
- 4.- Analice las siguientes figuras, tiene igual resistencia al paso del fluido, explique su respuesta en caso afirmativo o negativo:
- 5.- ¿Que sucede si el tubo de Pitot no esta paralelo a la línea de la corriente?
- 6.- Exponga tres métodos para determinar la velocidad en aire y su grado de exactitud.
- 7.- Que es un turbosoplador, haga un esquema del mismo.
- 8.- Al leer en el manómetro diferencial ¿Que presión se esta midiendo, la estática, la dinámica o las dos?

VIII.-GRÁFICAS.**IX.- CONCLUSIONES.****X.- BIBLIOGRAFÍA.**

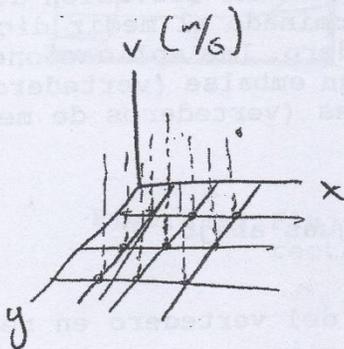
Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas.
Claudio Mataix
Ed. Harla.

$$18^{\circ}\text{C} \rightarrow 291\text{K}$$

$$885\text{ mmHg} \left(\frac{133.322\text{ Pa}}{1\text{ mmHg}} \right) = 77.93\text{ kPa}$$

$$\rho = \rho_g \\ = 9.1612\text{ N/m}^3$$

$$J_{\text{aire}} = \frac{77.93\text{ kPa}}{287(291)} = 0.9338\text{ kg/m}^3$$



1

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN.
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
SECCIÓN MECÁNICA
LABORATORIO DE MECÁNICA DE LOS FLUIDOS
VERTEDEROS.
PRACTICA No 4

I.- OBJETIVO.

Obtención del coeficiente de descarga de distintos tipos de vertedero a partir de mediciones de flujo en un sistema abierto (canal); y la observación de su comportamiento al variar sus parámetros de funcionamiento.

II.- GENERALIDADES.

Cuando se desea medir el gasto a través de un canal abierto se usan normalmente vertederos, los cuales son un dique o una pared que intercepta la corriente, causando una elevación de nivel aguas arriba. Y el gasto puede ser determinado al medir dicha elevación con respecto a la cresta del vertedero. Las aplicaciones que tienen pueden ser de control de nivel de un embalse (vertederos de presas) o bien para la medición de caudales (vertederos de medida).

CLASIFICACIÓN:

- a) Según la altura de la lámina aguas abajo:
 - Vertederos de lámina libre.
 - Vertederos sumergidos.
- b) Según la disposición en planta del vertedero en relación a la corriente:
 - Normales
 - Inclinados
 - Quebrados
 - Curvilíneos.
- c) Según el espesor de la pared:
 - De pared delgada
 - De pared gruesa

Los vertederos de pared delgada, con cresta en arista viva sirven para medir caudales con gran precisión; mientras que los vertederos de pared gruesa desaguan un caudal mayor. De aquí que la diferencia de aplicaciones: los de pared delgada se emplean para medir caudales y los de pared gruesa para el control de desagüe de una presa u otra estructura hidráulica.

El enfoque de la práctica se hará al uso de los de pared delgada, los cuales en la parte superior que está en contacto con la lámina del líquido, la cual suele ser una chapa de unos 5mm de espesor de un material distinto tal como latón o acero inoxidable. Técnicamente hablando, esta chapa es el vertedero y puede tener

diferentes aberturas tales como: rectangulares, trapezoidales, triangulares, parabólicos, etc.

Los vertederos pueden no tener contracción lateral (a), en la cual el ancho de la abertura es igual que el ancho del canal y con contracción lateral en la que es menor (b).

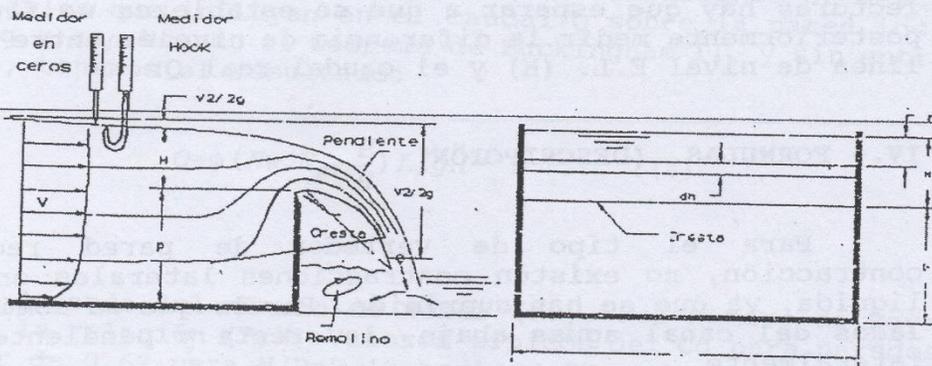


Figura a) Flujo de un vertedero de sección rectangular sin contracción.

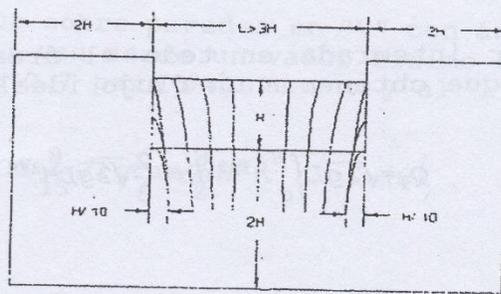


Figura b) Flujo de un vertedero de sección rectangular con contracción.

III.- DESARROLLO

Realización de mediciones en vertederos de sección rectangular y triangular. Una vez que se ha puesto a funcionar el sistema, para el de sección rectangular únicamente abrir la válvula de descarga de agua y para el de sección triangular, poner a funcionar la motobomba acoplada al canal de flujo. Antes de tomar lecturas hay que esperar a que se establezca un flujo continuo y posteriormente medir la diferencia de niveles entre la cresta y la línea de nivel E.L. (H) y el caudal real Q_r .

IV.- FORMULAS. (DESCRIPCIÓN)

Para el tipo de vertedor de pared rectangular sin contracción, no existen contracciones laterales en la corriente líquida, ya que se han suprimido. Por lo que es común extender los lados del canal aguas abajo, la cresta y pendiente es confinada lateralmente.

Al derivar la ecuación de flujo para pared rectangular la cresta tiene una longitud L , debemos considerar un elemento de área $dA=Ldh$, en el plano de la cresta, como se muestra en la fig. a). Por lo que la velocidad ideal del fluido a través de esta área será igual a $(2hg)^{1/2}$ y el flujo aparente en esta diferencia de área:

$$dQ=L\sqrt{2gh}dh=L\sqrt{2g}h^{1/2}dh\dots\dots(1)$$

y puede ser integrada en toda el área de manera que $h=0$ hasta $h=H$; por lo que obtenemos un flujo ideal el cual es:

$$Q_i=\sqrt{2gL}\int_0^H h^{1/2}dh=\frac{2}{3}\sqrt{2gL}H^{3/2}\dots\dots(2)$$

El flujo real sobre la pared será menor que el flujo ideal ya que el área de flujo efectiva es considerablemente menor que LxH en la corriente abajo de la pared y la contracción del flujo de fluido desde la cresta. Introduciendo un coeficiente de descarga C_d podemos apuntar para el flujo real:

$$Q = Cd \frac{2}{3} \sqrt{2g} LH^{3/2} \dots \dots \dots (3)$$

Un análisis dimensional de flujo a través de paredes puede generar conclusiones interesantes que proveen una base para entender los factores que influyen en el coeficiente de descarga. Las variables que influyen en el caudal Q sobre la pared incluyen a $L, H, P, g, \mu, \sigma, \rho$. Usando el teorema de Buckingham II, y sin entrar en detalles, tenemos el resultado:

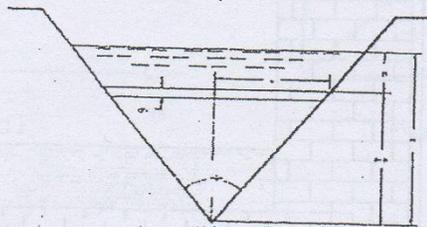
$$Q = \phi (N_w, N_R, \frac{P}{H}) L \sqrt{g} H^{3/2} \dots \dots \dots (4)$$

donde Cd depende del número de Weber (N_w), del número de Reynolds (N_R) y de la relación (P/H). Valores típicos del Cd para paredes van alrededor de 0.62 para $H/P=0.10$ hasta 0.75 para $H/P=2.0$. Análogamente podemos hacer análisis para vertederos de pared triangular con un ángulo de vértice θ , cuya ec. fundamental para cualquier ángulo será:

$$Q_i = \frac{8}{15} \sqrt{2g} \tan \frac{\theta}{2} H^{5/2} \dots \dots \dots (5)$$

EL Cd para flujo de agua sobre paredes en "V" con ángulos centrales variando desde 10 a 90; van desde un valor mínimo de 0.581 con $\theta > 90$; hasta alrededor de 0.7 para $\theta=10^\circ$. y el caudal real será:

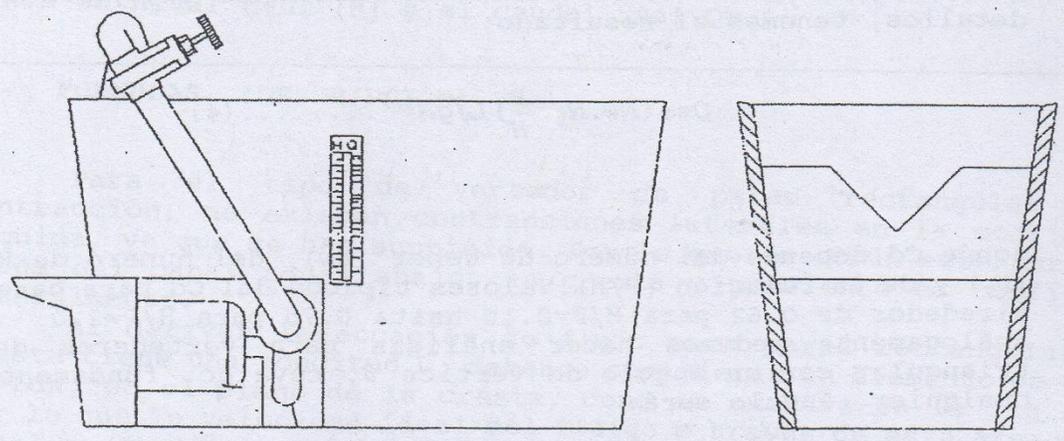
$$Q = Cd \frac{8}{15} \sqrt{2g} \tan \frac{\theta}{2} H^{5/2} \dots \dots \dots (6)$$



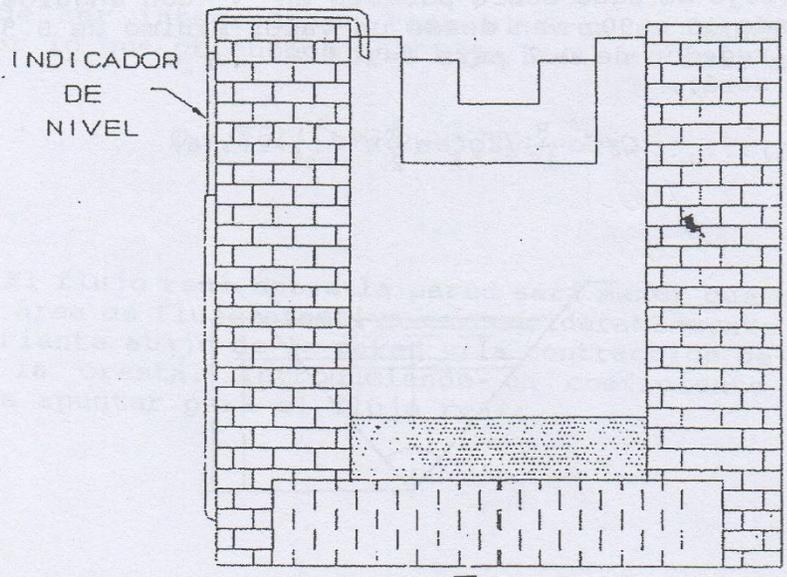
Flujo en un vertedero de secc. triangular

V.- DIBUJO DE LA INSTALACIÓN

VERTEDERO TRIANGULAR



VERTEDERO RECTANGULAR



VI.- CÁLCULOS.

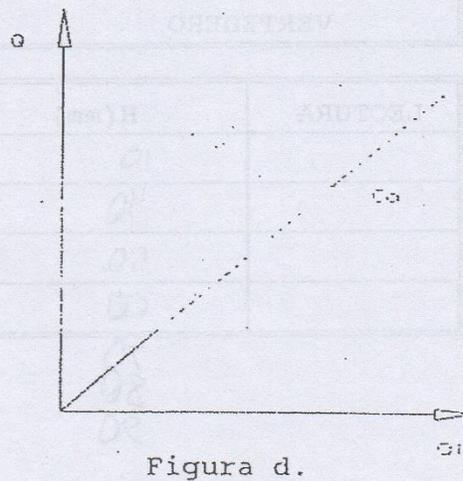
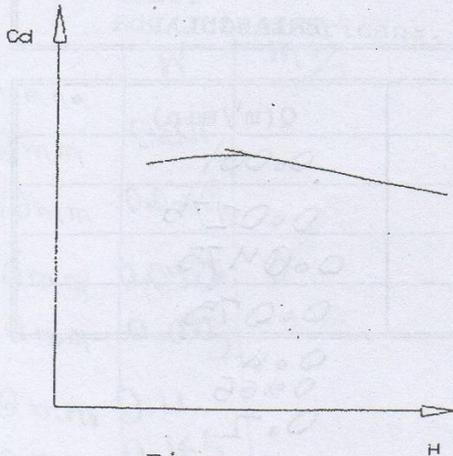
Desarrollar los cálculos para el vertedero rectangular y posteriormente el triangular.

OBTENER:

- 1.-El caudal teórico mediante las ecuaciones (2) y (5) respectivamente.
- 2.-Calcular mediante los datos los caudales reales medidos.
- 3.-Calcular los coeficientes de descarga (C_d) mediante:
$$C_d = Q/Q_t$$
- 4.-Determinar los coeficientes de descarga promedio para cada uno.

VII.- GRÁFICAS.

- 1.- Gráficar carga contra coeficiente de descarga fig.c
- 2.- Gráficar caudal real contra caudal teórico fig.d



VIII.- TABLA DE DATOS

Datos generales:
 $g=9.80665 \text{ m/s}^2$
 $L=15.8 \text{ cm.}$
 $\theta=90^\circ$
 $Vol=$

VERTEDERO RECTANGULAR

| LECTURA | TIEMPO (s) | H (mm) |
|---------|------------|--------|
| 1 | 1.2 | 1.5 |
| 2 | 1.5 | 2.5 |
| 3 | 1.8 | 3.5 |
| 4 | 2.2 | 4.5 |
| 5 | 2.8 | 7.2 |

VERTEDERO TRIANGULAR

| LECTURA | H (mm) | Q (m ³ /min) |
|---------|--------|-------------------------|
| | 10 | 0.001 |
| | 15 | 0.00275 |
| | 20 | 0.00475 |
| | 30 | 0.0075 |
| | 40 | 0.011 |
| | 50 | 0.0165 |
| | 60 | 0.022 |

IX.- CUESTIONARIO

- 1.- ¿Cuál es el efecto que produce la reducción del ángulo del vértice en vertedero triangular.
- 2.- Mencione cinco formas de vertederos y su ecuación de flujo ideal a través de ellos.
- 3.- ¿A que vertedero se le llama de pared C. polletti?
- 4.- Haga un desarrollo teórico para un vertedero cualquiera, ~~excepto el triangular y el rectangular.~~

X.- CONCLUSIONES

XI.- BIBLIOGRAFÍA

- Fluid Mechanics With Engineering Applications
Robert L. Daugherty
Mc. Graw-Hill
- Mecánica de los Fluidos
Streeter
Mc. Graw-Hill
- Mecánica de los Fluidos
Crawe
Ed. Interamericana.

| | |
|-------|-------|
| 10 mm | 0.33 |
| 40 mm | 0.275 |
| 50 mm | 0.175 |
| 60 mm | 0.075 |
| 70 mm | 0.11 |
| 80 mm | 0.165 |
| 70 mm | 0.07 |

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
SECCIÓN MECÁNICA
LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS
PÉRDIDA DE CARGA EN UN FLUIDO INCOMPRESIBLE

PRÁCTICA 5

I.- OBJETIVO

Esta práctica pretende dar el conocimiento acerca de las pérdidas de carga que se presentan en una instalación formada por una serie de tuberías y accesorios, cuando por ésta circula agua; y además confrontar los resultados obtenidos de forma experimental con su modelo teórico.

II.- GENERALIDADES

Las pérdidas de carga que se presentan en un sistema de tuberías son de dos tipos: primarias y secundarias.

Las primeras, se presentan en los tramos rectos de las tuberías y se deben básicamente al rozamiento entre las paredes de la tubería y el fluido y también al rozamiento de una capa de fluidos con otras. Por otra parte las pérdidas secundarias se presentan en todo tipo de accesorio, tales como válvulas, codos, contracciones, etc.

En una tubería horizontal las pérdidas de carga (energía) se manifiestan físicamente como una reducción de presión en la dirección del escurrimiento.

III.- MATERIAL Y EQUIPO

La instalación consiste en:

- Una bomba centrífuga acoplada a un sistema de tuberías que se pueden conectar en serie o en paralelo.
- Piezómetros.
- Manómetros de Bourdon.
- Placa de orificio.
- Annubares.
- Flexómetro.

Los piezómetros se utilizan para medir la presión de un líquido, se practica un orificio en la tubería de la que se desea medir la presión y se monta verticalmente un tubo de vidrio o manguera transporte. El líquido se eleva en el tubo hasta lograr el equilibrio, la presión se da como la distancia vertical h que alcanza el fluido en la tubería.

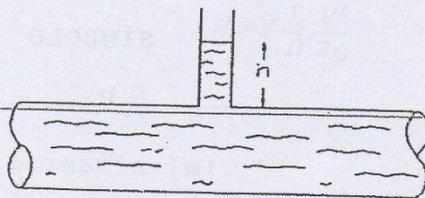


FIG. 1 PIEZOMETRO

El manómetro de Bourdon es un dispositivo usado para medir las presiones manométricas, consiste en un tubo metálico hueco curvo y plano, cerrado en un extremo y el otro extremo se conecta a la presión a medirse. Cuando aumenta la presión en el interior del tubo, éste tiende a enderezarse moviéndose una articulación a la cual se ha fijado una aguja indicadora.

La placa de orificio es una obstrucción en la tubería por medio de la cual se crea una diferencia de presiones antes y después de la obstrucción, en función de ésta diferencia de presiones se encuentra el caudal.

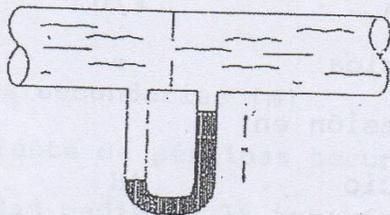


FIG. 2 PLACA DE ORIFICIO

Los annubars, son instrumentos que se utilizan para la determinación de gasto en una tubería, su principio de operación es el mismo que del tubo de pitot.

El flexómetro se utiliza para medir las longitudes de los tramos de tubería en que se desea determinar las pérdidas.

IV.- NOMENCLATURA

| PARÁMETRO | SÍMBOLO | UNIDADES |
|--|----------------|------------------------|
| Presión | P | Pa (N/m ²) |
| Velocidad media | v | m/s |
| Cota | z | m |
| Longitud | L | m |
| Diámetro | D | m |
| Aceleración de la gravedad | g | m/s ² |
| Coefficiente de fricción | f | ADIMENSIONAL |
| Pérdidas por fricción | H _f | m |
| Pérdidas secundarias | H _s | m |
| Pérdidas totales | H _t | m |
| Coefficiente Pérd. Sec. | k | ADIMENSIONAL |
| No. de Reynolds | R | ADIMENSIONAL |
| Rugosidad absoluta | ε | mm. |
| Rugosidad relativa | ε/D | ADIMENSIONAL |
| Viscosidad cinemática | ν | m ² /s |
| Diferencial de presión en la placa de orificio | ΔH | in Hg |

V.- FORMULARIO

Las pérdidas primarias se calculan utilizando la ecuación de Darcy-Weisbach, la cual dice: la pérdida de carga primaria es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad media de la tubería e inversamente proporcional al diámetro de la misma, es decir:

$$H_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

- H_f = Pérdida primaria [m].
- f = Coeficiente de fricción [adimensional].
- L = Longitud de la tubería [m].
- D = Diámetro de la tubería [m].
- v = Velocidad media de la tubería [m/s].
- g = Aceleración de la gravedad [m/s^2].

El coeficiente de fricción f es adimensional, y en general, es función del número de Reynolds y rugosidad relativa ϵ/D , es decir: $f=f(R, \epsilon/D)$, conociendo R y ϵ/D se puede leer f en el diagrama de Moody.

Por otra parte para evaluar las pérdidas secundarias se utiliza una ecuación similar a la de las pérdidas primarias:

$$H_s = k \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

- H_s = Pérdidas secundarias [m]
- k = Coeficiente de pérdidas secundarias [adimensional]
- V = Velocidad media en la tubería [m/s]

El coeficiente k es adimensional y depende básicamente del tipo de accesorio; valores medios de k para los accesorios más comunes se pueden encontrar en cualquier texto de mecánica de

fluidos.

Las dos ecuaciones anteriores se utilizan cuando se va a diseñar un sistema de tuberías para predecir la pérdida de carga total que se va a presentar en dicho sistema, pero cuando un sistema de tuberías ya existe, la pérdida de carga en un tramo o en toda la tubería se puede determinar in situ aplicando la ecuación de Bernoulli en los tramos en los que se desea determinar dicha pérdida.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 - H_c = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2$$

IV.- DESARROLLO

Un esquema de la instalación en la que se realizará la práctica se muestra en la figura 3.

Para realizar la práctica se seguirá el siguiente procedimiento:

- 1.- Haga funcionar la bomba acoplada a la red de tubería asegurándose que haya continuidad de flujo en la instalación.
- 2.- Seleccione los tramos de tuberías donde desea conocer las pérdidas.
- 3.- Mida la longitud, diámetro, y tome nota del número y tipo de accesorios que hay en la tubería en la que desea determinar la pérdida.
- 4.- Tome lecturas de presiones y del gasto.
- 5.- Determine la pérdida de carga total en la tubería
 - a) Aplicando la ecuación de Darcy-Weisbach en combinación con la ecuación de pérdidas secundarias.
 - b) Aplicando la ecuación de Bernoulli en los tramos seleccionados.

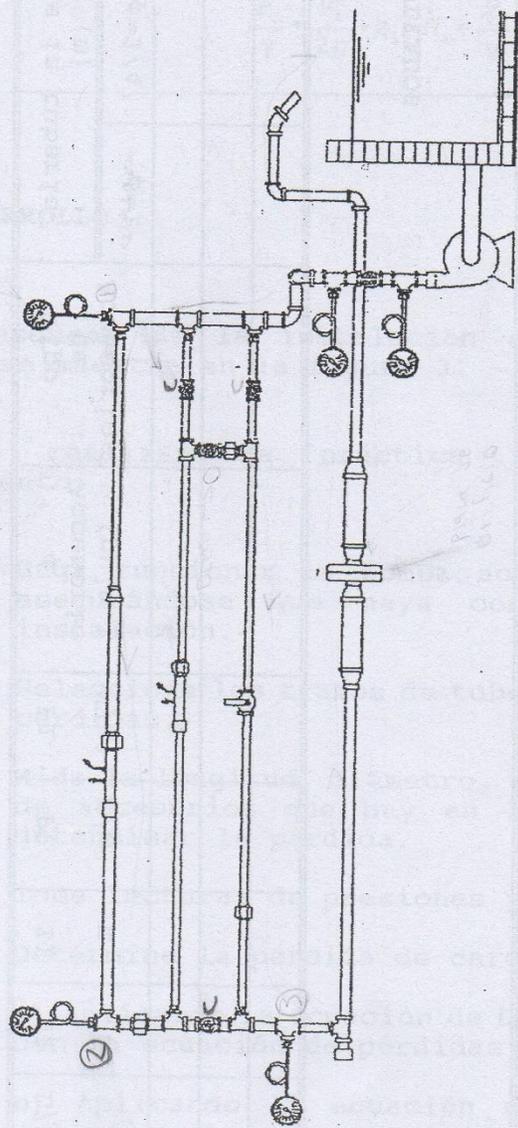


FIG. 3 DIBUJO DE LA INSTALACIÓN

IX.- CUESTIONARIO

- 1.- ¿Qué entiende por pérdidas primarias y pérdidas secundarias? ¿Cuáles son más importantes?
- 2.- Diga de cuantas formas se pueden calcular las pérdidas secundarias.
- 3.- ¿Qué se entiende por longitud equivalente? Cite tres ejemplos.
- 4.- Diga para que sirve el diagrama de Moody y su manejo.
- 5.- ¿Qué es la viscosidad? ¿Cuál es la diferencia entre un poise y un stoke?
- 6.- ¿Qué es la rugosidad absoluta y rugosidad relativa? ¿Cómo afecta la rugosidad en el sistema de tuberías?
- 7.- ¿Cómo se calcula la pérdida de carga de un fluido en tramos rectos?
- 8.- Explique de que parámetros depende el factor de fricción.
- 9.- ¿Cómo influye el diámetro de la tubería en la pérdida de carga?
- 10.- Defina el radio hidráulico.
- 11.- En la realización de la práctica obtuvo un resultado teórico (calculado), y otro práctico (medido) ¿Fueron éstos diferentes? Si fue así, ¿Cuál considera haya sido la causa?

X.- CONCLUSIONES**XI.- BIBLIOGRAFÍA CONSULTADA**

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
 DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
 SECCIÓN MECÁNICA
 LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS
 BOMBA CENTRÍFUGA DE FLUJO RADIAL
 PRACTICA N.6

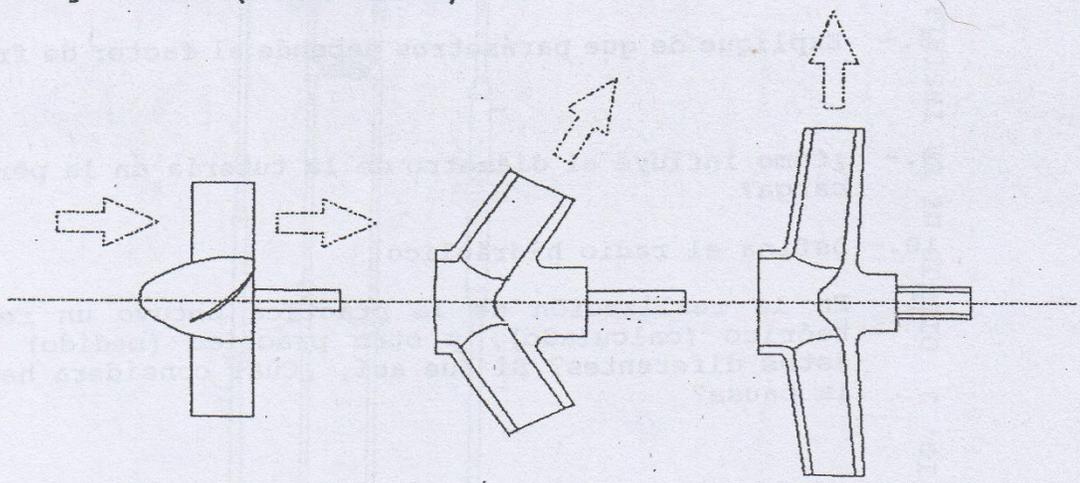
1.-OBJETIVO.

Conocimiento de las partes principales de éste tipo de maquinas, principio en que se apoya su funcionamiento, obtención de sus curvas características, usos rangos de operación.

2.-GENERALIDADES.

Podemos hacer una división de las bombas para su estudio, atendiendo a la dirección que toma el flujo a su paso por el rotor.

- a) flujo radial.
- b) flujo axial.
- c) flujo mixto (radio axial).

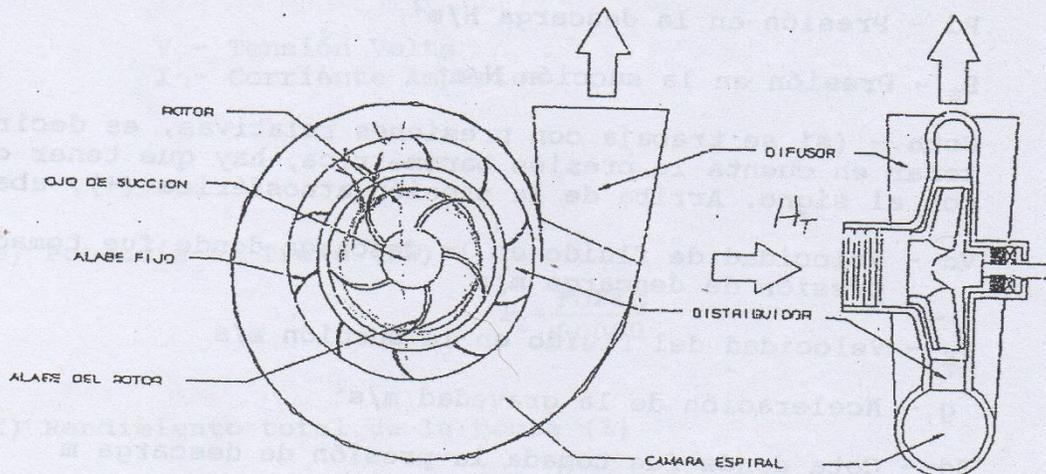


Impulsor Axial Mixto Radial

- a) No hay cambio en la dirección.
- b) La dirección del flujo cambia 90°
- c) Cambia de dir. menor de 90°

Se les llama de flujo radial a aquellos impulsores en los que las líneas de corriente siguen una trayectoria radial desde la entrada hasta la salida del impulsor (rotor) es decir que hay un cambio de dirección de 90° entre la succión y la descarga del fluido en el impulsor.

ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA BOMBA CENTRÍFUGA



Bomba Centrífuga

RODETE O IMPULSOR (1).- Gira solidario con el eje del motor de mando y consta de un cierto número de álabes que imparten energía al fluido.

CORONA DIRECTRIZ O DISTRIBUIDOR (2).-Esta constituida por una corona de alabes fijos, no en todas las bombas existe, pero hace que la bomba mejore su eficiencia.

CÁMARA ESPIRAL O CARCAZA. (3).- Transforma la energía dinámica en energía de presión y recoge además con pérdidas mínimas de energía el fluido que sale del rodete, conduciéndolo hasta la tubería de salida o tubería de impulsión.

TUBO DIFUSOR TRONCO CONOCÍ. (4).- Realiza una tercera etapa de difusión o sea de transformación de energía dinámica en energía de presión.

3.-FORMULAS Y CÁLCULOS.

a) Carga total manejada por la bomba (m)

$$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + Z_d - Z_s$$

donde:

P_d - Presión en la descarga N/m^2

P_s - Presión en la succión N/m^2

Nota.- (si se trabaja con presiones relativas, es decir sin tomar en cuenta la presión barométrica, hay que tener cuidado con el signo. Arriba de la presión atmosférica (+), abajo (-).

V_d - Velocidad de fluido en la descarga donde fue tomada la presión de descarga m/s

V_s - Velocidad del fluido en la succión m/s

g - Aceleración de la gravedad m/s^2

Z_d - Cota donde fue tomada la presión de descarga m

Z_s - Cota donde fue tomada la presión de succión m

γ - Peso específico del agua N/m^3

b)- Gasto de la bomba Q (m^3/min)

Será obtenido directamente de los flujómetros

c)- Potencia hidráulica de la bomba (KW).

$$P_h = \frac{\gamma H Q}{1000}$$

- d) - Potencia eléctrica consumida por el motor eléctrico acoplado a la bomba: (corriente continua) (KW).

$$P_E = \frac{VI}{1000}$$

donde:

- V - Tensión Volts
I - Corriente Amperios

- e) Potencia al freno (KW)

$$P_f = \frac{Fd2\pi n}{60000}$$

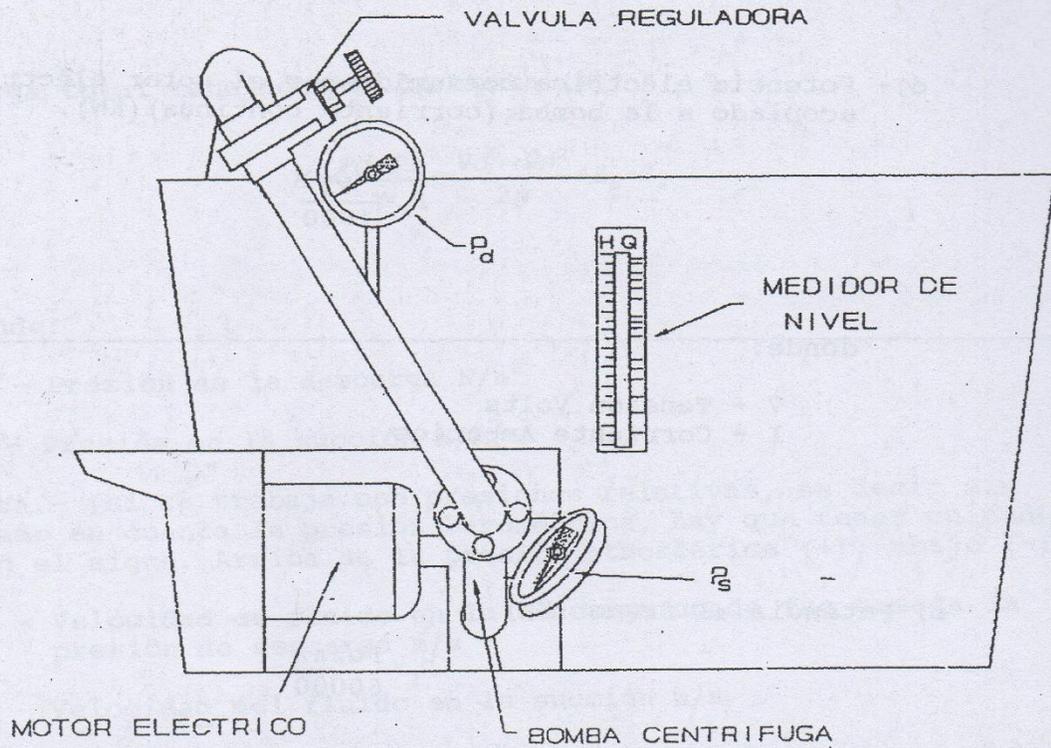
- f) Rendimiento total de la bomba (%)

$$\eta = \frac{P_h}{P_f} 100$$

4.-LISTA DE LOS INSTRUMENTOS EMPLEADOS.

Medidor de gasto
manómetro
vacuómetro
wattmetro (volmetro, amperímetro)
tacómetro
termómetro

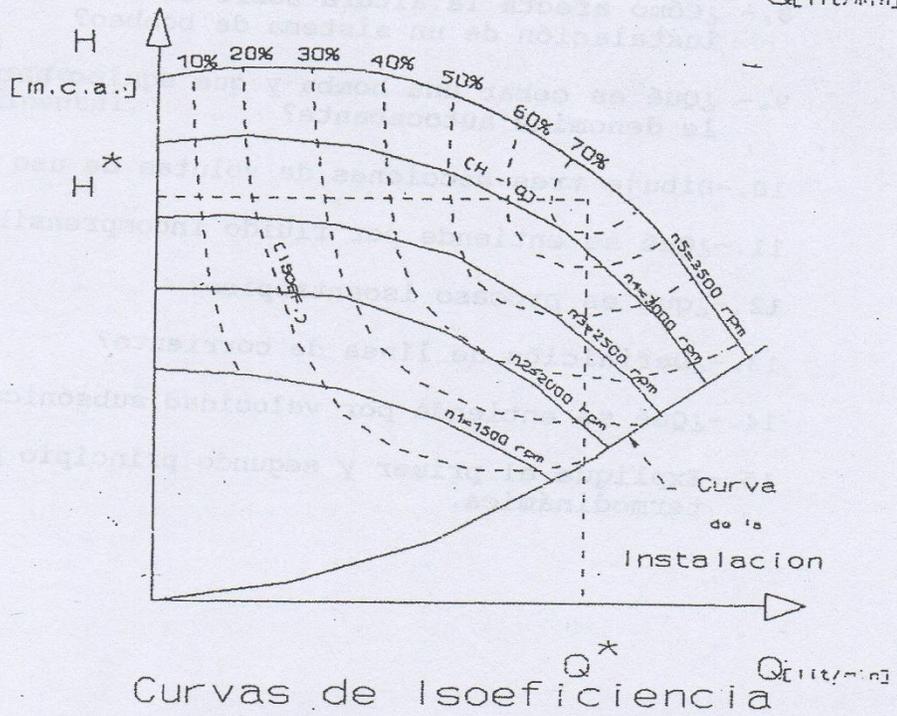
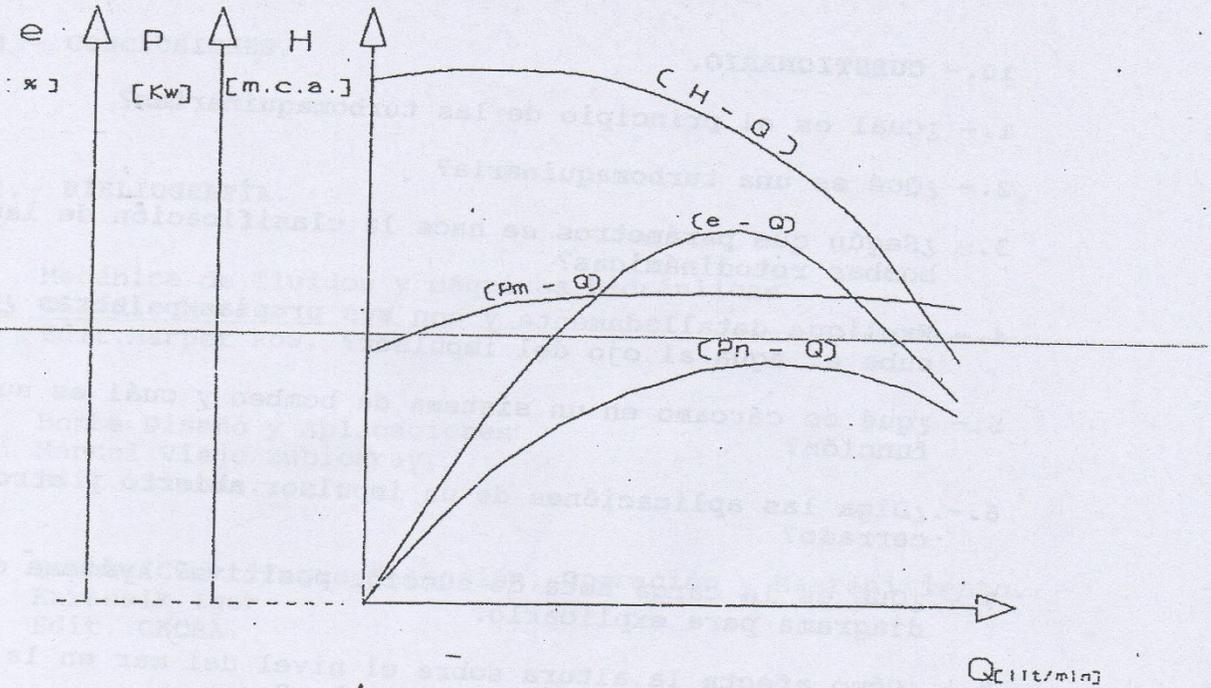
5.- DIBUJO DE LA INSTALACIÓN.



6.-MÉTODO DE OPERACIÓN.

- a) Ceban la bomba para asegurarse que no exista aire en el interior de ella.
- b) Se hace funcionar, asegurándose que la válvula de control está totalmente abierta y marca un punto de referencia sobre la mariposa de la válvula.
- c) Fijar una velocidad angular con la ayuda de un tacómetro,

9.- GRÁFICAS. (obtener la gráfica a 3,000 rpm).



Curvas de Isoeficiencia

Obtener la gráfica de curvas de isoeficiencia para la bomba (es necesario buscar los puntos de la misma eficiencia a distintas r.p.m.). Y obtener las curvas de la carga también a diferentes r.p.m. (5 mínimo).

10.- CUESTIONARIO.

- 1.- ¿Cuál es el principio de las turbomaquinarias?
- 2.- ¿Qué es una turbomaquinaria?
- 3.- ¿Según que parámetros se hace la clasificación de las bombas rotodinámicas?
- 4.- Explique detalladamente y con sus propias palabras ¿porque sube el agua al ojo del impulsor?
- 5.- ¿qué es cárcamo en un sistema de bombeo y cuál es su función?
- 6.- ¿Diga las aplicaciones de un impulsor abierto y otro cerrado?
- 7.- ¿Qué es la carga neta de succión positiva? Ayúdese de un diagrama para explicarlo.
- 8.- ¿Cómo afecta la altura sobre el nivel del mar en la instalación de un sistema de bombeo?
- 9.- ¿Qué es cebar una bomba y que equipo hace que una bomba se le denomine autocebante?
- 10.- Dibuje tres secciones de volutas de uso común.
- 11.- ¿Qué se entiende por fluido incomprensible?
- 12.- ¿qué es proceso isoentrópico?
- 13.- ¿Definición de línea de corriente?
- 14.- ¿Qué se entiende por velocidad subsónica?
- 15.- Explique el primer y segundo principio de la termodinámica.

11.- CONCLUSIONES.

12.- BIBLIOGRAFÍA.

Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas
Claudio Mataix
Edit. Harper Row.

Bomba Diseño y Aplicaciones
Manuel Viejo Zubicaray.
Edit. Limusa.

Bombas Centrífugas, Selección, Operación y Mantenimiento.
Karassik Igor
Edit. CECSA.

Hidráulica
Pussell George.
Edit. Continental.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
SECCIÓN MECÁNICA
LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS
PUNTO DE OPERACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA
PRACTICA 7

I.- OBJETIVO:

Conocer la importancia que tiene la Curva de fricción de la instalación en un sistema de bombeo, así como la obtención teórica y práctica de la misma.

Comprobar las razones por las cuales puede variar dicha curva de fricción.

Establecer el punto de operación de una bomba centrífuga con una instalación determinada.

Conocer los diversos recursos que pueden existir para modificar el punto de operación de una bomba en una instalación determinada.

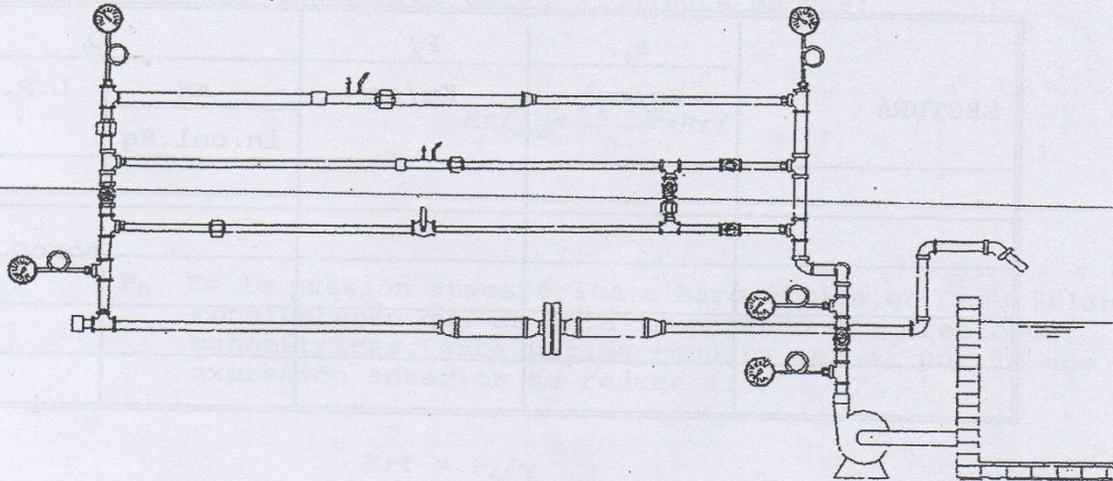
Saber interpretar en base al punto de operación, la relación que existe entre las curvas de; fricción del sistema, columna, capacidad, eficiencia-capacidad, potencia eléctrica-capacidad, potencia hidráulica-capacidad.

II.- INTRODUCCIÓN.

Debido a que las pérdidas de energía por fricción en un sistema de bombeo, son una función del tamaño del tubo, longitud, número y tipo de los accesorios, velocidad del líquido y naturaleza de este; es de vital importancia conocer la instalación de dicho sistema; ya que de ello dependerán los valores que lo caracterizan en cuanto al caudal y a la carga total consumida; por lo cual, se puede localizar un punto en la curva columna-capacidad que interrelacione todos los parámetros característicos de operación entre la bomba y su sistema de tuberías, conocido como "punto de operación". Dicho punto se encuentra la intersección de la curva de fricción del sistema con la curva columna-capacidad.

III.- DESCRIPCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS EMPLEADOS.

IV.- DIBUJOS DE LA INSTALACIÓN



V.- TABLAS DE LECTURAS.

a) Datos para lo obtención de la curva de fricción del sistema de tuberías en paralelo.

| LECTURA NO. | P_d | P_A | Q_1 | |
|----------------|--------------------|--------------------|------------|--------|
| | Kg/cm ² | Kg/cm ² | H | L.P.M. |
| | | | in.col.Hg. | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

Notas:

P_d : Es la presión correspondiente al manómetro ubicado inmediatamente después de la bomba.

$$P_D = P_A - P_d = H$$

Considerar despreciables las energías potenciales en todos los puntos.

P_A : Es la presión correspondiente al manómetro ubicado inmediatamente después de la válvula de control.

b) Datos para la obtención de la curva de fricción del sistema de tuberías en serie.

| LECTURA | P_d | P_A | Q_t | |
|---------|--------------------|--------------------|-----------|--------|
| | Kg/cm ² | Kg/cm ² | AH | L.P.M. |
| | | | in.col.Hg | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

c) Datos para la obtención de la curva columna capacidad de la bomba.

| P_s (cte) | P_d | Q_t |
|-------------------|--------------------|--------|
| Kg/m ² | Kg/m ² | L.P.M. |
| 400 | 5.1×10^4 | 0.0 |
| 400 | 4.76×10^4 | 53.1 |
| 400 | 3.5×10^4 | 193.9 |
| 400 | 2.6×10^4 | 224.0 |
| 400 | 2.1×10^4 | 240.0 |
| 400 | 1.7×10^4 | 267.8 |
| 400 | 1.5×10^4 | 270.6 |
| | | |
| | | |

VI.- FORMULAS Y CÁLCULOS.

La caída de presión para cada toma de lecturas, puede ser obtenida rápidamente con las presiones de los datos experimentales de las tablas anteriores de la siguiente manera:

$$Hr_{f_{A-D}} = \frac{P_A - P_D}{\gamma} = Hr_{f}$$

Donde

P_D Es la presión atmosférica o barométrica en Cuautitlán, y considerando que se está trabajando con presiones manométricas, esta última resulta ser 0; por lo que la expresión anterior se reduce a:

$$Hr_{f} = P_A / \gamma$$

Cuyo valor en metros de columna de agua representa a la ordenada de un punto de la curva de fricción del sistema de tuberías en un diagrama de carga contra capacidad.

La considerable caída de presión entre P_d y P_A es la energía total consumida por la válvula de control; de tal manera que si dicha válvula no existiera, esta energía quedaría disponible en el fluido al final del sistema pudiendo ser utilizada en forma de presión, potencial o cinética.

La energía proporcionada por la bomba (H_m), para la obtención de la curva columna-capacidad, se encuentra así y como se calculó en la práctica anterior.

VII.- TABLAS DE RESULTADOS.

a) Sistemas de tuberías en paralelo.

| LECT | $(P_d - P_A) / \gamma$ | $(P_A - P_D) / \gamma$ | Hm | Q_t |
|------|------------------------|------------------------|--------------|--------|
| | mts col agua | mts col agua | mts col agua | L.P.M. |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

b) Sistemas de tuberías en serie

| LECT | $(P_d - P_A) / \gamma$ | $(P_A - P_D) / \gamma$ | Hm | Q_t |
|------|------------------------|------------------------|--------------|--------|
| | mts col agua | mts col agua | mts col agua | L.P.M. |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

VIII.- CONCLUSIONES.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
SECCIÓN MECÁNICA
LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS
BOMBAS SERIE PARALELO
PRACTICA No. 8

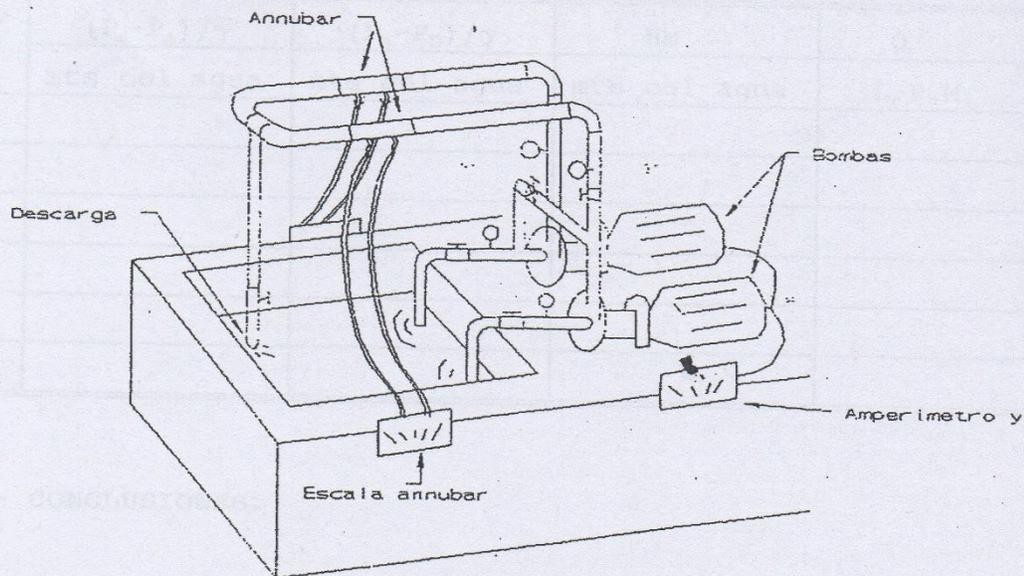
1.- OBJETIVO.

Poner en contacto al alumno con un sistema de bombeo el cual pueda trabajar en serie o en paralelo, las bombas pueden ser de las mismas características o no, observar que sucede con los parámetros característicos cuando trabajan en una forma o en otra, obtención de sus curvas características.

2.- INTRODUCCIÓN

La característica de dos o más bombas que trabajan en serie es que el mismo gasto pasará por las bombas conectadas de esta manera, mientras que la carga es la que será incrementada, cuando trabaje en paralelo el gasto es el que aumenta y la carga permanece constante.

3.- DIBUJO DE LA INSTALACIÓN.



7.- REGISTRO DE DATOS Y TABLA CORRESPONDIENTE EN PARALELO

Hacer que $P_{d1} = P_{d2}$

BOMBA 1

| LECTURA | N_1 | P_{s1} | P_{d1} | Q_1 | V_1 | I_1 |
|---------|-------|----------|--------------------|-------|-------|---------|
| | RPM | cm de Hg | Kg/cm ² | LPM | Volts | Ampers. |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |

BOMBA 2

| LECT. | N_2 | P_{s2} | P_{d2} | Q_2 | V_2 | I_2 | Q_1 |
|-------|-------|----------|--------------------|-------|-------|--------|-------|
| | RPM | cm de Hg | Kg/cm ² | LPM | Volts | Ampers | LPM |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |

8.- FORMULAS Y CÁLCULOS.

En serie ($Q_1 = Q_2 = Q_t$)

a) Carga total de las bombas (m.c.a)

$$H_t = H \text{ bomba } 1 + H \text{ bomba } 2$$

$$H_c = \frac{P_{D2} - P_{s1}}{\gamma} + \frac{V_{d2}^2 - V_{s1}^2}{2g} + Z_{d2} - Z_{s1} \quad m.c.a.$$

4

b) Potencia hidráulica

$$P_h = Q_t \gamma H_t / 102 \quad \text{KW}$$

c) Potencia eléctrica consumida

$$P_E = \frac{V_1 I_1 + V_2 I_2}{1000} \cos \theta \quad (\text{KW})$$

$$\cos \theta = 0.85$$

d) Eficiencia total del sistema.

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_E} * 100 \quad (\%)$$

En paralelo ($Q_t = Q_1 + Q_2$)

a) Carga total de las bombas

$$H_t = H \text{ bomba 1} = H \text{ bomba 2} \quad (\text{m.c.a})$$

b) Potencia hidráulica

$$P_h = (Q_t \gamma H_t) / 102 \quad \text{KW}$$

c) Potencia eléctrica consumida

$$P_E = \frac{V_1 I_1 + V_2 I_2}{1000} * \cos \theta \quad (\text{KW})$$

$$\cos \theta = 0.85$$

d) Eficiencia total del sistema

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_E} * 100 \quad (\%)$$

Nota: Estos cálculos son para cada lectura.

9.- TABLAS DE RESULTADOS

EN SERIE

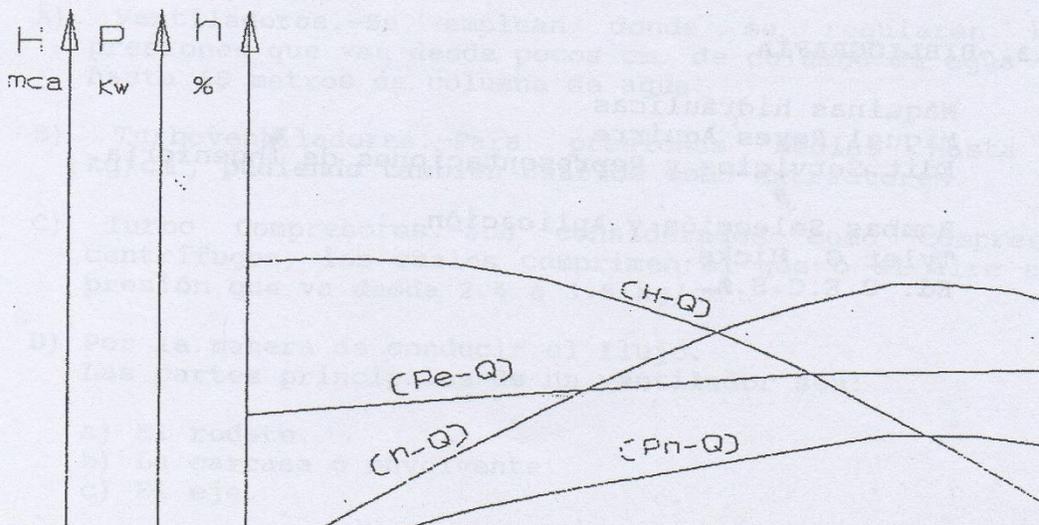
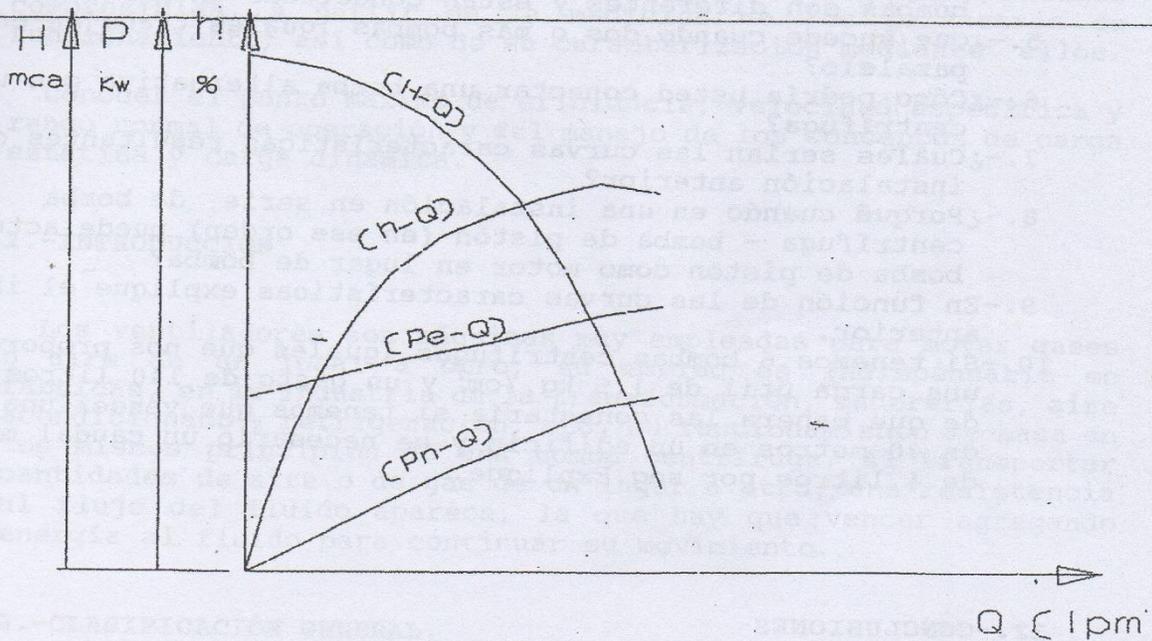
| LECTURA | N RPM | H mca | Q LPM | Pe KW | Ph KW | n % |
|---------|----------|----------|----------|----------|----------|--------|
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |

EN PARALELO

| LECTURA | N RPM | H mca | Q LPM | Pe KW | Ph KW | n % |
|---------|----------|----------|----------|----------|----------|--------|
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |

10.- GRÁFICAS

Graficar tanto en serie como en paralelo, la carga potencia eléctrica, potencia hidráulica, eficiencia contra gasto para obtener curvas con una configuración aproximada de la siguiente manera.



11.- CUESTIONARIO

- 1.-¿Es posible conectar bombas centrífugas con bombas alternativas en serie o en paralelo?
- 2.-¿Con que objeto se conectan las bombas centrífugas en serie o en paralelo?
- 3.-¿Que sucede con el gasto y la carga cuando las bombas conectadas en serie son iguales?
- 4.-¿Que problemas se originan cuando el gasto y carga de las dos bombas son diferentes y están conectadas en paralelo?
- 5.-¿Que sucede cuando dos o más bombas iguales trabajan en paralelo?
- 6.-¿Cómo podría usted conectar una bomba alternativa con una centrífuga?
- 7.-¿Cuáles serían las curvas características resultantes de la instalación anterior?
- 8.-¿Porqué cuando en una instalación en serie, de bomba centrífuga - bomba de pistón (en ese orden) puede actuar la bomba de pistón como motor en lugar de bomba?
- 9.-En función de las curvas características explique el inciso anterior.
- 10.-Si tenemos 6 bombas centrífugas iguales que nos proporcionan una carga útil de 1.5 kg./cm^2 y un gasto de 140 litros/min. de que manera las conectaría si tenemos que vencer una altura de 40 metros en un edificio y es necesario un caudal mínimo de 4 litros por seg. Explique.

12.-CONCLUSIONES

13.-BIBLIOGRAFÍA

Máquinas hidráulicas
Miguel Reyes Aguirre
Edit. Servicios y Representaciones de Ingeniería.

Bombas Selección y Aplicación.
Tyler G. Hicks.
Ed. C.E.C.S.A.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
SECCIÓN MECÁNICA
LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS.
TURBOSOPLADOR
PRACTICA 9

I.-OBJETIVO

Obtener conocimiento de las turbomáquinas que manejan fluidos compresibles, a partir de la medición de los parámetros de funcionamiento; así como de su caracterización mediante ellos.

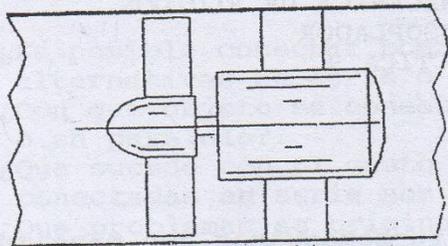
Conocer el punto máximo de eficiencia, velocidad específica y rango normal de operación y del manejo de los conceptos de carga estática y carga dinámica.

2.-INTRODUCCIÓN

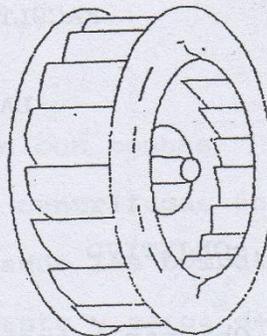
Los ventiladores son máquinas muy empleadas para mover gases o aire de un local a otro, su empleo es indispensable en fábricas, en la industria de la transformación, madererías, aire acondicionado y refrigeración, etc. su funcionamiento se basa en los mismos principios de una bomba centrífuga. Al transportar cantidades de aire o de gas de un lugar a otro, una resistencia al flujo del fluido aparece, la que hay que vencer agregando energía al fluido para continuar su movimiento.

3.-CLASIFICACIÓN GENERAL.

- A) Ventiladores.-Se emplean donde se requieren bajas presiones que van desde pocos cm. de columna de agua hasta 68 metros de columna de agua.
- B) Turboventiladores.-Para presiones medias hasta 2.4 kg/cm², pudiendo también usarlos como extractores.
- C) Turbo Compresores.-Son considerados como compresores centrífugos, los cuales comprimen el gas o el aire a una presión que va desde 2.4 a 3.5 kg/cm².
- D) Por la manera de conducir el flujo.
Las partes principales de un ventilador son:
 - a) El rodete.
 - b) La carcasa o envolvente.
 - c) El eje.

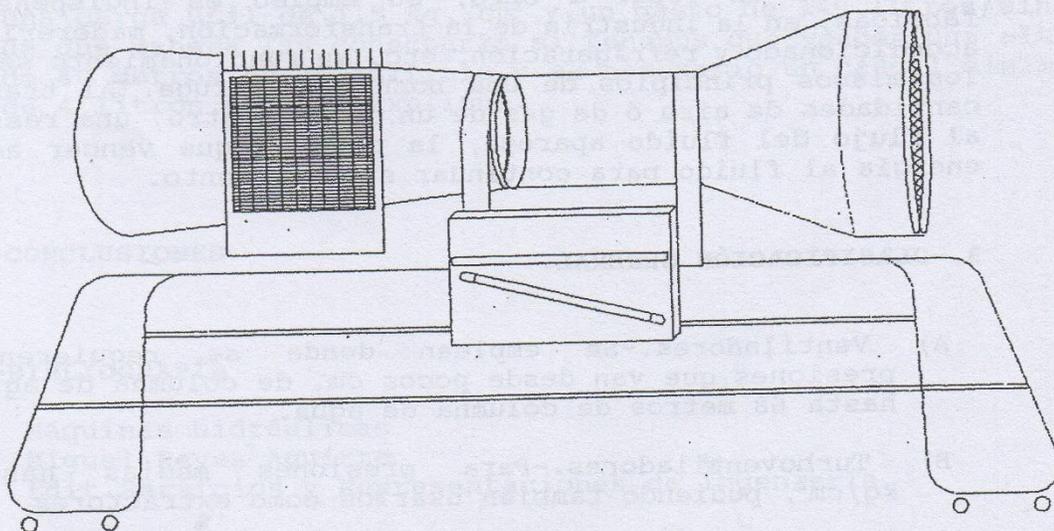


a) Axial.



b) Radial.

4.- DIBUJO DE LA INSTALACIÓN.



5.-DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.

- a) Variador de velocidad para 3 H P.
- b) Motor de corriente continua de 3 H.P.
- c) Turbosoplador radial con capacidad de 0 a 3 H P.
- d) Ducto circular de 8" en la descarga y 7.5" en la succión.
- e) Manómetro diferencial inclinado de 0 a 30 sen 30 cm.
- f) Juego de placas para variar el flujo (diferentes diámetros de orificio).
- g) Annubar con capacidad de 0 a 1.0 m³/seg.
- h) Amperímetro de corriente continua de 0 a 10 A.d.c.
- i) Tacómetro manual de 200 a 20,000 r.p.m.
- j) Vóltmetro (multímetro)
- k) Termómetro.

6.- NOMENCLATURA.

- Q - Flujo en (m³/s)
- Ps- Presión estática en la succión (kg/m²)
- Pd- Presión estática en la descarga (kg/m²)
- Vs- Velocidad del aire en la succión (m/s)
- Vd- Velocidad del aire en la descarga (m/s)
- Zs- Cota en la succión (m)
- Zd- Cota en la descarga (m)
- E - Voltaje en el motor de C.D. (volts)
- I - Amperaje en el motor de C.D. (amperes)
- n - Revoluciones por minuto del ventilador (rpm)
- γ_a - Peso específico del aire (kg/m³)

4

γ_{H_2O} - Peso específico del agua (kg/m^3)

T - Temperatura del aire (K)

P_e - Potencia eléctrica (Kw)

P_h - Potencia hidráulica (neumática) (Kw)

η_t - Eficiencia global del sistema (%)

η_v - Eficiencia del ventilador (%)

η_m - Eficiencia mecánica (%)

η_e - Eficiencia eléctrica (%)

7.- FORMULAS Y CÁLCULOS.

a) Cálculo del peso específico del aire:

donde:

$$\frac{P}{\rho} = RT$$

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

P - Presión barométrico (kg/m^2)

T - Temperatura absoluta (k)

R - Constante particular para el aire ($R = 29.27 \text{ m/ k}$)

b) Carga total manejada por el ventilador en m. columna de agua.

$$H_t = \frac{P_d - P_s}{\gamma_a} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + Z_d - Z_s$$

donde:

$$\frac{P_d - P_s}{\gamma_a}$$

Leída en el manómetro diferencial inclinado en columna de agua (Esc. sen 30/100), el cual hay que transformar a metros,

columna de aire, mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{P_d - P_s}{\gamma_a} = \frac{\text{Esc. sen } 30 \gamma_{H_2O}}{100 \gamma_a}$$

Considerando prácticamente en este ventilador el $\gamma_a = \text{cte.}$

$$\frac{V_d^2 - V_s^2}{2g}$$

Calculadas a partir del flujo. $Q = V_s A_s = V_d A_d$,

$(Z_d - Z_s)$... Medidas en la succión con respecto a la descarga.

c) Potencia del ventilador:

$$P_h = \frac{Q \gamma_a H_t}{102} \dots \dots \dots (\text{KW})$$

d) Potencia eléctrica consumida.

$$P_e = \frac{EI}{1000} \dots \dots \dots \text{KW}$$

e) Eficiencia global del sistema.

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_e} \cdot 1000 \dots \dots \dots (\%)$$

8.-MÉTODOS DE OPERACIÓN.

a) Calibrar el regulador de presión para inyección de aire a la cámara de fijación de placas en la descarga a 1 kg/cm^2 y asegurarse de que opere correctamente.

b) Poner en ceros tanto el medidor de flujo, como el manómetro diferencial.

- c) Se hace funcionar el ventilador y se fijan las RPM deseadas mediante el tacómetro manual, sin placa en la descarga y se toman los datos correspondientes. Posteriormente se van cambiando las placas de orificio siguiendo el mismo procedimiento.
- d) Se fija una nueva velocidad angular y se sigue el mismo procedimiento del inciso (c), etc.

9.-REGISTRO DE LECTURAS Y TABLA CORRESPONDIENTE:

Ds = 7.5"
Dd = 8"

T aire =
P bar =

| LECTURA | RPM | Esc. (cm) | Q (m ³ /s) x 0.185 | V (volts) | I (amp) |
|---------|-----|-----------|----------------------------------|--------------|------------|
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |

10.-GRÁFICAS

(Obtener este tipo de gráficas para RPM constantes)

Graficar las curvas de isoeficiencia sobre las curvas Ht - Q auxiliándose de las curvas obtenidas para diferentes rpm, buscando los puntos de la misma eficiencia, como se muestra a continuación:

NOTA.- Los puntos Ht* y Q* son óptimos.

11.-CUESTIONARIO Y PROBLEMAS.

1.- ¿Cuál es el principio de funcionamiento de un turbosoplador y cuál es la diferencia básica entre una bomba centrífuga?

2.- Un ventilador centrífugo tiene las siguientes características: b, constante e igual a 120 cm; D1 = 70cm; D2 = 135 cm. El ventilador gira a 350 rpm; el caudal es Q = 1500 m³/min. $\beta_2 = 35^\circ$.

La entrada es radial. El rendimiento total del ventilador, es de 65%

Calcular la potencia en el eje del ventilador.

- 3.- ¿Cómo varía la forma del rotor de un ventilador en función de las revoluciones específicas (ns)?
- 4.- ¿Por qué en esta práctica se hizo el calculo de las curvas características del turbosoplador sin tener en cuenta la compresibilidad del gas?
- 5.- ¿Por qué en los ventiladores no suele utilizarse ningún tipo de refrigeración

12.-CONCLUSIONES.

13.-BIBLIOGRAFÍA.



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
SECCIÓN MECÁNICA
LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS
TURBINA PELTON
PRACTICA No.10

I.- OBJETIVO.

Introducirse en el funcionamiento de las turbomáquinas hidráulicas, en especial de las turbinas de acción (turbinas Pelton), así como la obtención de sus características fundamentales.

II.-INTRODUCCIÓN.

Estas turbinas son operadas bajo el principio de impulsión y pueden estar provistas de uno o varios chiflones (hasta 8). La energía de presión o potencia del agua se convierte en energía cinética antes que el agua choque sobre una limitada porción limitada de un elemento rotativo (cangilón), a presión atmosférica. Este tipo de turbinas trabaja convenientemente a grandes cargas hidráulicas y relativamente poco caudal. El rendimiento que a veces suele alcanzar es hasta el 90% o más. Los álabes de estas turbinas (cangilones o cucharas) se disponen simétricamente con relación al plano medio de la rueda para equilibrar las fuerzas que actúan en dirección axial, además, dichos álabes pueden ser fundidos de una sola pieza, con el disco volante que los lleva, o bien cada cuchara puede fundirse separadamente, atornillándose sobre dicho disco. Las cucharas se constituyen de bronce (en ruedas pequeñas y de tamaño mediano o bien de acero fundido, y excepcionalmente de hierro fundido) y para reducir las pérdidas por rozamiento se pulen con esmero las superficies de desviación.

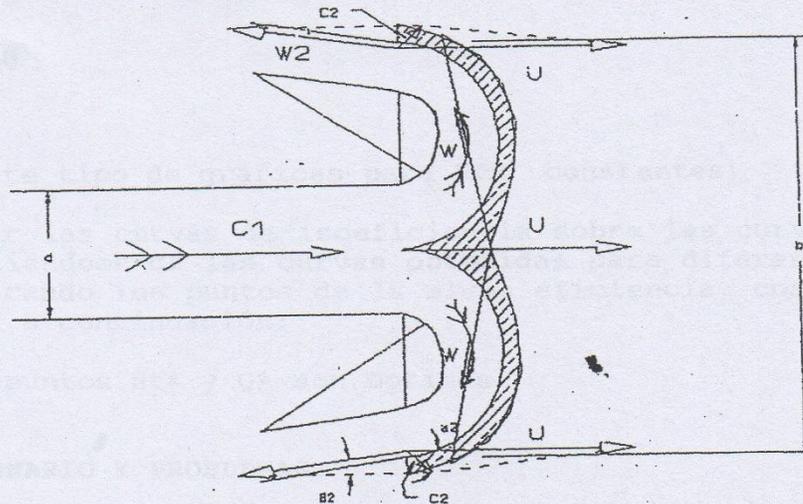


Fig. 1 Flujo a través del Cangilón

El distribuidor de este tipo de turbinas está generalmente constituido por toberas de sección rectangular o circular que inyectan el fluido sobre los álabes hacia su arista de corte dispuesto de tal modo que el agua sale lateralmente. Las toberas usadas generalmente en las ruedas pelton se hacen de sección circular exclusivamente, es decir que en ellas el chorro es cilíndrico, efectuándose la regulación por medio de una aguja cónica dispuesta según la dirección del eje.

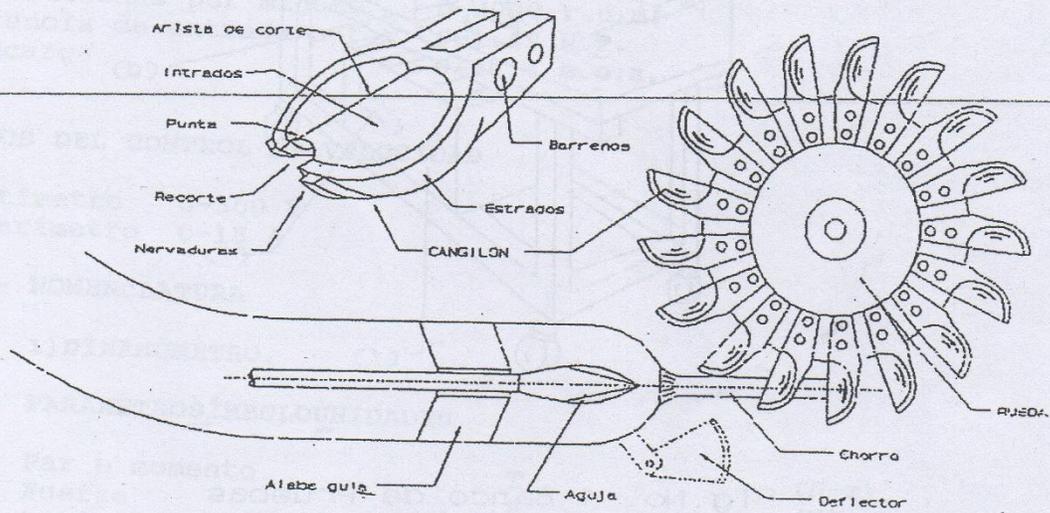


Fig.4 Cangilon, inyector y Rueda Pelton

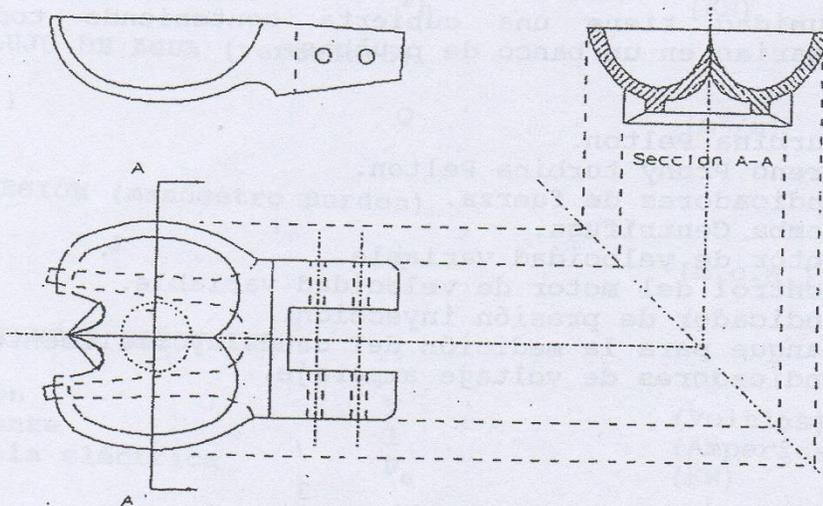


Fig. No. 3 Cangilon

III.- DIBUJO DE LA INSTALACIÓN, MATERIAL Y EQUIPO

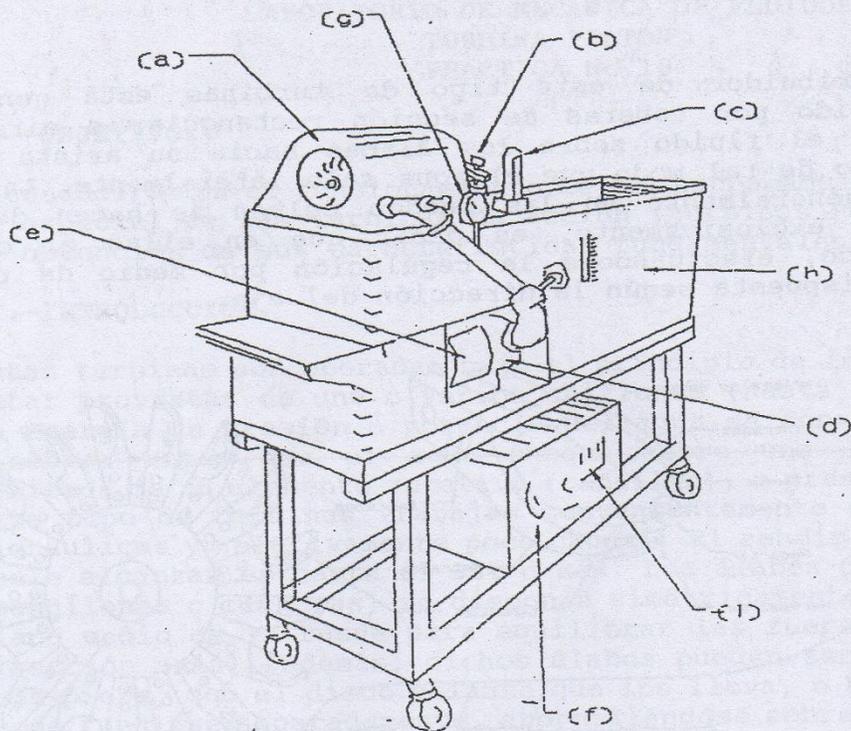


Fig.No. 4 Banco de Pruebas

DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.

La unidad tiene una cubierta conteniendo todas las partes necesarias en un banco de pruebas:

- a) Turbina Pelton.
- b) Freno Prony turbina Pelton.
- c) Indicadores de fuerza.
- d) Bomba Centrífuga.
- e) Motor de velocidad variable.
- f) Control del motor de velocidad variable.
- g) Indicador de presión inyección.
- h) Tanque para la medición del caudal y realimentación.
- i) Indicadores de voltaje amperaje.

DATOS DE LA TURBINA Y ACCESORIOS:

Radio del brazo del freno 160 mm
Dinamómetro 0-30 N
Manómetro 0-30 m.c.a.
Vertedero 0-0.3 m³/min

DATOS DE LA BOMBA Y ACCESORIOS

Radio del brazo del freno 160 mm
Dinamómetro 0-30 N
Revoluciones por minuto 0-2900 r.p.m.
Potencia de entrada motor 0-1.49 H.P.
Descarga 0-20.4 m.c.a.

DATOS DEL CONTROL DE VELOCIDAD

Voltímetro 0-300 V
Amperímetro 0-15 A

IV.- NOMENCLATURA

1) DINAMÓMETRO.

PARÁMETROSÍMBOLOUNIDADES

| | | |
|--------------------------|----------------|----------|
| Par o momento | T | (N-m) |
| Fuerza | F | (N) |
| Brazo del par o momento | R | (m) |
| Tiempo | t | (s) |
| Revoluciones por minuto | n | (r.p.m.) |
| Potencia de salida (eje) | P _m | (KW) |
| Potencia hidráulica | P _h | (KW) |

2) FLUJO DE AGUA (vertedero)

| | | |
|--------|---|---------------------|
| Caudal | Q | (m ³ /s) |
|--------|---|---------------------|

3) PRESIÓN (manómetro Burdon)

| | | |
|-------|---|----------|
| Carga | H | (m.c.a.) |
|-------|---|----------|

4) POTENCIA ELÉCTRICA

| | | |
|--------------------|----------------|------------|
| Tensión | V | (Voltios) |
| Corriente | I | (Amperios) |
| Potencia eléctrica | P _e | (KW) |

V.- PROCEDIMIENTO DE OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.

- 1.- Primero debe familiarizarse con los instrumentos de control eléctrico provistos en el banco.
- 2.- El motor es de velocidad variable y ha sido conectado a dos líneas de tres, suministrándole una tensión de 220 volts.

El arranque está provisto de dos controles: SWITCH ON/OFF y el regulador de velocidad de rotación. Siempre regrese el control de rotación a cero antes de bajar la unidad.

Un switch especial previene el inicio si el control de rotación no está en cero. La velocidad del motor está determinada por la posición del control rotatorio.

- 3.- Cuando la bomba esté trabajando abra la válvula reguladora de presión y se iniciará el flujo de agua.

Asegúrese de haber calibrado el flujómetro (vertedero), poniendo a cero el indicador de vidrio cuando la válvula reguladora esté completamente cerrada.

- 4.- El nivel del agua en el canal no deberá de ser tal que rebase el flujo indicado en la escala de vidrio colocada a un lado del tanque.
- 5.- La presión de entrada a la tobera de inyección es indicada por un manómetro de Burdon.
- 6.- El ajuste de presión se hace mediante una válvula reguladora o mediante la velocidad del motor, obteniendo un buen flujo de agua a través de la turbina.
- 7.- Si la unidad de turbina está lista ésta podrá trabajar libremente. Puede entonces colocarse una carga, apretando el tornillo negro en el freno Prony.

- 8.- La velocidad de la turbina o de la bomba deberán ser medidas con un tacómetro de mano.
- 9.- Continúe haciendo las pruebas variando la carga sobre la turbina, el flujo de agua, la presión de alimentación, etc. hasta que se familiarice con los elementos básicos de operación del banco de pruebas.

VI.- FÓRMULAS Y CÁLCULOS.

~~La carga en una turbina de impulso es corregida sumando la lectura del indicador de presión más la energía de velocidad del chorro $V^2/2g$, donde se encuentra colocado el manómetro en la tubería de entrada a la turbina.~~

La descarga es medida por el vertedero triangular colocado en el canal. El producto de la carga por la descarga, corregida por las constantes dependiendo de las unidades involucradas, nos da la potencia del agua en la entrada.

De aquí y utilizando el sistema internacional de unidades, nos queda que la potencia en el agua:

$$P_h = \frac{\gamma \cdot Q \cdot \left(H + \frac{V^2}{2g} \right)}{1000} \quad [\text{KW}]$$

Donde:

- γ = Peso específico del agua N/m^3 .
- Q = Gasto en m^3/s .
- H = Carga leída en el manómetro m.
- V = Velocidad en el tubo de entrada m/s .

La potencia en la salida (eje), es el producto del torque por la velocidad. Nuevamente utilizando el sistema internacional:

$$P_m = \frac{T \cdot \omega}{1000}$$

La eficiencia total de la turbina.

$$P_m = \frac{(F \cdot R) (2\pi n)}{(60) (1000)} \quad [\text{KW}]$$

$$\eta_t = \frac{P_m}{P_h} \cdot 100 \quad [\%]$$

Nosotros ahora deseamos una prueba perfectamente buena, debemos corregir las lecturas de entrada y de salida de potencia a una carga neta segura y velocidad, ya que debemos referirnos a pruebas standard o a carga constante, lo cual debe ser referido razonablemente a la carga real probada. Por lo tanto debemos de recalcular los resultados finales al standard o carga constante.

De aquí que si:

| | |
|--------------------------------------|----------------------------------|
| H_{st} = Carga a carga standard | H_t = Carga probada |
| Q_{st} = Descarga a carga standard | Q_t = Descarga a carga probada |
| N_{st} = R.P.M. a carga standard | N_t = R.P.M. a carga probada |
| P_{st} = Potencia a carga standard | P_t = Potencia a carga probada |

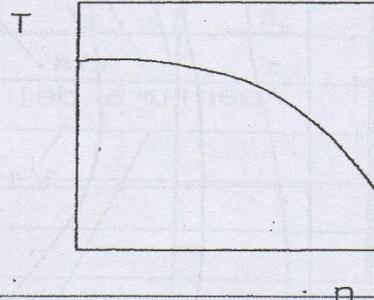
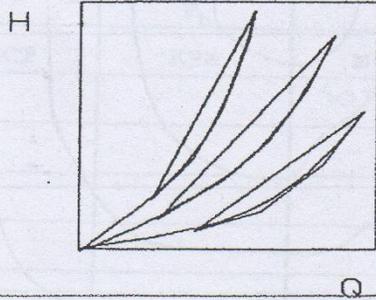
Entonces:

$$Q_{st} = Q_t \sqrt{\frac{H_{st}}{H_t}}$$

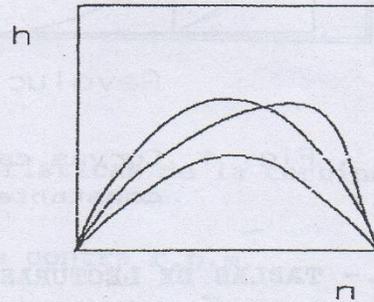
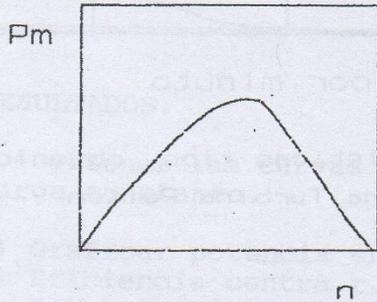
$$N_{st} = N_t \sqrt{\frac{H_{st}}{H_t}}$$

$$P_{st} = P_t \left(\frac{H_{st}}{H_t} \right) \sqrt{\frac{H_{st}}{H_t}}$$

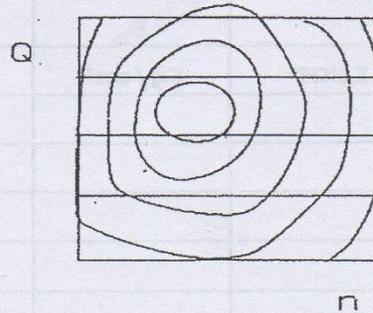
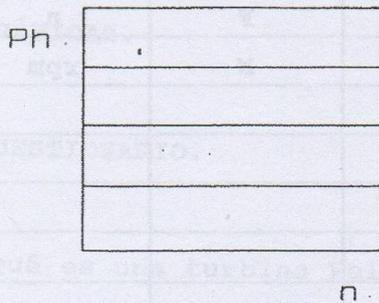
PRUEBAS DE LA RUEDA PELTON :



(1) Relacion entre carga y flujo (2) Torque contra velocidad.



(3) Potencia en el eje Vs. rpm (4) Eficiencia contra velocidad



(5) Potencia Hidraulica vs. rpm (6) Curvas de Isoeficiencia

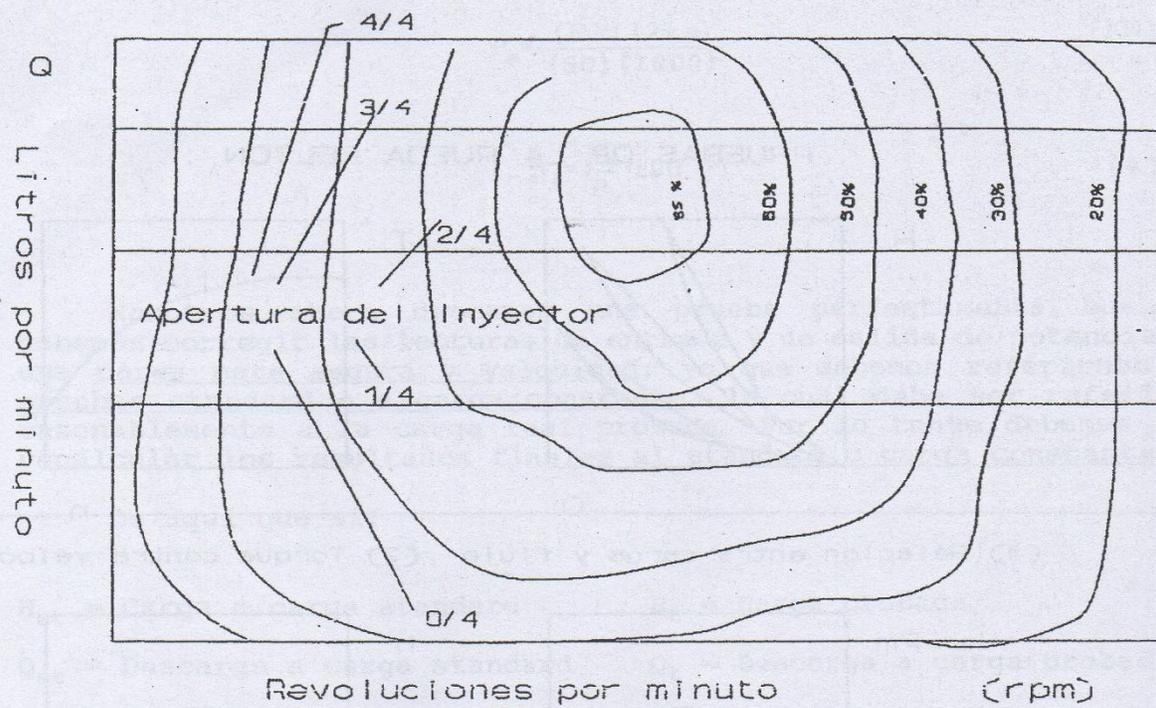


Fig. 4 Curvas características tipo, obtenidas a carga constante en una Turbina Pelton

VII.- TABLAS DE LECTURAS.

| LECTURAS TURBINA PELTON | | | APERTURA 1/4 | |
|-------------------------|--------------------|---------------------|--------------|-----|
| | P_b | Q | F | n |
| LECT | Kg/cm ² | m ³ /min | N | rpm |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

VIII.- TABLAS DE RESULTADOS.

| RESULTADOS APERTURA 1/4 | | | | |
|-------------------------|-------|-------------------|-------|-------|
| | P_b | Q | V_b | H_n |
| LECT | KPa | m ³ /s | m/s | m |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

RESULTADOS.

1.- Obtener las curvas características de la turbina Pelton a carga constante.

- a) Graficar potencia en el eje contra r.p.m.
- b) Eficiencia contra r.p.m.
- c) Potencia hidráulica contra r.p.m.
- d) Curvas de isoeficiencia en el plano del gasto contra r.p.m.

IX.- GRÁFICAS.

X.- CUESTIONARIO.

- 1.- ¿Qué es una turbina Pelton?
- 2.- ¿Cuál es su uso?
- 3.- ¿A qué se le denomina intrados, estrados, nervadura, arista?
- 4.- ¿Cuál es la forma del rotor en función de las revoluciones específicas (n_g)?
- 5.- Teóricamente ¿Cuál es la relación que existe entre la velocidad del chorro y la velocidad tangencial del rotor, para

que éste desarrolle su máxima potencia bajo condiciones de carga constante?

- 6.- ¿Cuál es el rango de ángulos de entrada y de salida en el cangilón, recomendado por los constructores?
- 7.- Describir el sistema de regulación de r.p.m. de una turbina Pelton en una central hidroeléctrica.

XI.- CONCLUSIONES.

BIBLIOGRAFÍA.

- 1.- MOTORES HIDRÁULICAS.
Quantz.
G.G.
- 2.- CURSO DE MAQUINAS HIDRÁULICAS.
Miguel Reyes Aguirre.
UNAM
- 3.- MECÁNICA DE LOS FLUIDOS.
Claudio Mataix.
- 4.- LAS PRUEBAS DE TURBINAS DE AGUA Y BOMBAS CENTRÍFUGAS.
Paul N. Wilson.
Kendal
- 5.- TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS.
Manuel Viejo Zubicaray.
- 6.- MAQUINAS HIDRÁULICAS.
Polo Encinas.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
SECCIÓN MECÁNICA
LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS
PRACTICA No. 11

MEDICIÓN DE ARRASTRE: APLICACIÓN DEL TEOREMA DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO.

OBJETIVO. Aplicación del teorema de cantidad de movimiento para obtener de manera experimental la fuerza de arrastre sobre un perfil de ala de avión y un cilindro utilizando un túnel de viento.

GENERALIDADES.

La fuerza de arrastre, se define como la componente en la dirección del escurrimiento principal, de la fuerza ejercida por el fluido sobre un cuerpo sumergido en él.

Como la fuerza de arrastre sobre un cuerpo sumergido en un fluido es difícil de determinar analíticamente; ya que depende de factores tales como transición de capa límite, separación de capa límite, etc., es necesario determinarla de forma experimental. Con esta finalidad expresamos la fuerza de arrastre en la siguiente forma.

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 A}$$

Donde C_D es el coeficiente de arrastre, F_D fuerza de arrastre (o simplemente arrastre), A área característica del cuerpo, ρ densidad del fluido y V_∞ velocidad no perturbada; en general se ha encontrado que el coeficiente de arrastre depende únicamente del número de Reynolds es decir $C_D = f(R)$.

Como ya hemos dicho, la teoría para determinar el arrastre no está muy desarrollada a causa del desprendimiento de la capa límite. La teoría de capa límite puede predecir el punto de desprendimiento, pero no permite estimar la distribución de presiones (generalmente bajas) en la zona desprendida. La diferencia entre las presiones altas en la región frontal de remanso y las bajas presiones en la región posterior del cuerpo donde la corriente está desprendida, da lugar a una contribución

del arrastre denominada resistencia de forma. A esta resistencia debe añadirse la resistencia debida a la viscosidad, llamada resistencia de superficie o rozamiento, para obtener la resistencia total, es decir:

$$C_D = C_{D_{pres}} + C_{D_{roz}}$$

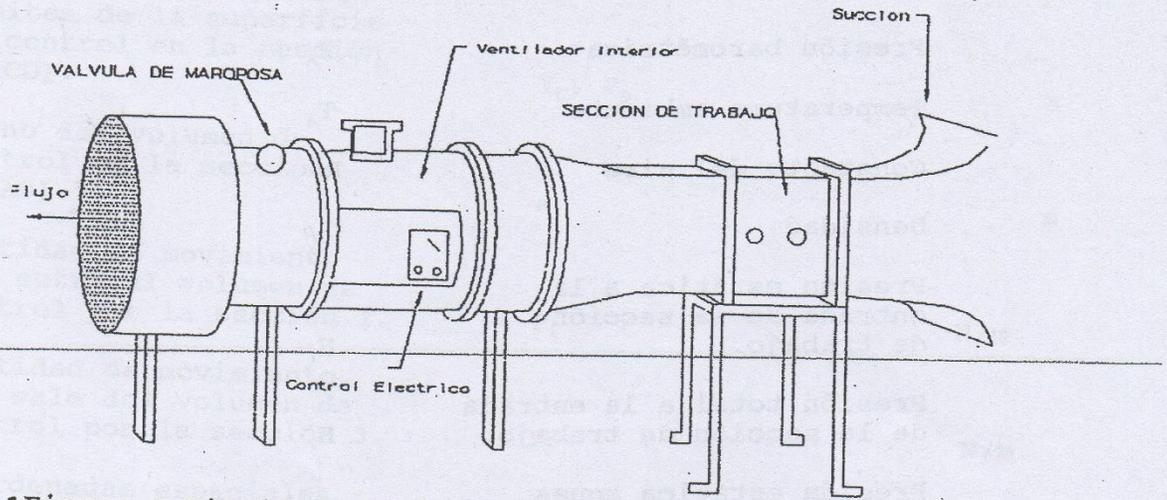
La contribución relativa de las resistencias de fricción y presión depende de la forma del cuerpo y especialmente de su espesor.

Para números de Reynolds mayores a 1000 el arrastre de un cilindro se debe principalmente a la variación de presión a lo largo de su superficie, pero esta diferencia de presiones se debe en gran medida al desprendimiento del fluido, por lo tanto si eliminamos el desprendimiento se reducirá la resistencia, esto se consigue dándole forma aerodinámica o fuselada a un cuerpo. Sin embargo cuando un cuerpo se fusela alargándolo y reduciendo su curvatura, disminuye su resistencia debida a la presión, pero también aumenta la resistencia debida a la viscosidad ya que hay una superficie mayor en contacto con el fluido. En consecuencia, existe una condición óptima, esta se alcanza cuando la suma de las resistencias de superficie y presión es mínima.

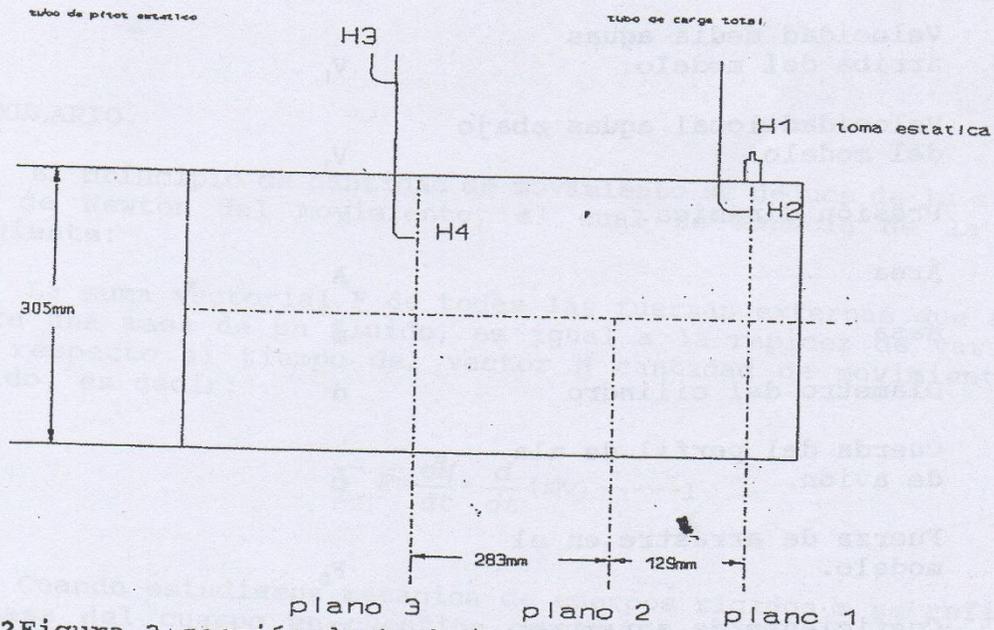
MATERIAL Y EQUIPO.

- Túnel de viento plint TE54.
- Tubo de carga total.
- Tubo de pitot estático.
- Toma estática de presión.
- Termómetro.
- Multimanómetro diferencial.

En la figuras 1 y 2 se muestra un esquema de la instalación, así como de la sección de trabajo del túnel de viento, también la posición de los instrumentos usados.



1Figura 1 Dibujo de la instalación



2Figura 2 sección de trabajo e instrumentos.

DESARROLLO.

NOMENCLATURA.

| Nombre | Símbolo | Unidades |
|---|------------|--------------|
| Presión barométrica | P_A | N/m^2 ó Pa |
| Temperatura ambiente | T_A | K |
| Constante del aire | R | N-m / Kg-K |
| Densidad | ρ | Kg/m^3 |
| Presión estática a la entrada de la sección de trabajo. | H_1 | mm de H_2O |
| Presión total a la entrada de la sección de trabajo. | H_2 | mm de H_2O |
| Presión estática aguas abajo del modelo. | H_3 | mm de H_2O |
| Presión total aguas abajo del modelo. | H_4 | mm de H_2O |
| Velocidad no perturbada | V_α | m/s |
| Velocidad media aguas arriba del modelo. | V_1 | m/s |
| Velocidad local aguas abajo del modelo. | V_3 | m/s |
| Presión dinámica. | h | mm de H_2O |
| Área | A | m^2 |
| Masa | m | Kg |
| Diámetro del cilindro | d | m |
| Cuerda del perfil de ala de avión. | c | m |
| Fuerza de arrastre en el modelo. | F_D | N/m |
| Coefficiente de arrastre. | C_D | - |

| | | |
|--|------------|-------------------|
| Número de Reynolds. | R | - |
| Fuerza de presión | F_p | N/m |
| Límites de la superficie de control en la sección 3 (CD). | Y_C, Y_D | m |
| Ancho del volumen de control en la sección 1 (AB). | a_1 | m |
| Cantidad de movimiento que entra al volumen de control por la sección 1. | P_1 | N/m |
| Cantidad de movimiento que sale del volumen de control por la sección 3. | P_3 | N/m |
| Coordenadas espaciales. | X, Y, Z | - |
| Incremento en Y. | δY | m |
| Gasto másico. | m | Kg/s |
| Gasto volumétrico. | Q | m ³ /s |

FORMULARIO.

El principio de cantidad de movimiento se deduce de la segunda ley de Newton del movimiento, el cual se enuncia de la forma siguiente:

La suma vectorial \underline{F} de todas las fuerzas externas que actúan sobre una masa de un fluido, es igual a la rapidez de variación con respecto al tiempo del vector \underline{M} cantidad de movimiento del fluido, es decir:

$$\sum \underline{F} = \frac{d\underline{M}}{dt} = \frac{d}{dt} (m\underline{v}) \text{ -----1}$$

Cuando estudiamos mecánica de cuerpos rígidos m se refiere a la masa del cuerpo en cuestión cuando se aplica a un fluido en movimiento m es la cantidad de masa dentro de un volumen de control; (el volumen de control es una región en el espacio,

limitada por fronteras se utiliza para la solución de fluidos en movimiento).

Supongamos que tenemos un flujo a través de una tubería convergente, figura 3 las líneas punteadas definen un volumen de control, limitado por las paredes de la tubería y por dos planos normales a la dirección del fluido. Si suponemos que el flujo es permanente y unidimensional, la ecuación de continuidad establece que:

$$\dot{m} = \rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 = \text{Cte} \text{-----} 2$$

Si la densidad es constante la ecuación la ecuación 2 se simplifica a:

$$Q = v_1 A_1 = v_2 A_2 = \text{Cte} \text{-----} 3$$

La ecuación 1 se puede integrar:

$$\int_{t_1=0}^{t_2=t} \sum \vec{F} dt = \int_1^2 d(\bar{m}v)$$

$$\sum \vec{F} t = m(\bar{v}_2 - \bar{v}_1)$$

$$\sum \vec{F} = \frac{m}{t} (\bar{v}_2 - \bar{v}_1) = \dot{m}(\bar{v}_2 - \bar{v}_1) \text{-----} 4$$

o en forma escalar:

$$\sum F_x = \dot{m}(V_{2x} - V_{1x})$$

$$\sum F_y = \dot{m}(V_{2y} - V_{1y}) \text{-----} 5$$

$$\sum F_z = \dot{m}(V_{2z} - V_{1z})$$

Como se puede ver en las ecuaciones 5, para evaluar la cantidad de movimiento, se necesita conocer la velocidad, para nuestra práctica la velocidad la mediremos con un tubo de pitot, el cual como sabemos mide la presión estática y la total, la diferencia de ellas es la presión dinámica, la cual está asociada a la velocidad por la siguiente ecuación.

la presión dinámica se mide en mm de columna de agua, y como 1 mm

de $H_2O = 9.81 \text{ N/m}^2$ tendremos que:

$$\frac{\rho V^2}{2} = 9.81h \quad \text{---6}$$

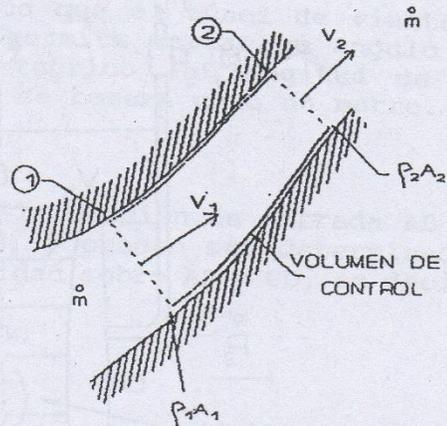
donde h es igual a presión dinámica en mm columna de agua.

en el plano 1 $h = (H_2 - H_1)$

en el plano 2 $h = (H_4 - H_3)$

en general:

$$V = \sqrt{\frac{9.81h(2)}{\rho}}$$



3 Figura 3 Tubería convergente

$$\frac{\rho V^2}{2} = P_{din}$$

o calculando ρ con la ecuación del gas ideal $P_A/\rho = RT_A$
donde: $R = 287 \text{ N-m/Kg}^\circ\text{K}$.

$$V = 75.04 \sqrt{\frac{hT_A}{P_A}} \quad \text{---7}$$

ahora consideraremos la aplicación del teorema de cantidad de movimiento a la medición de la resistencia al flujo (arrastre) ejercida por el cuerpo colocado en la sección de trabajo del túnel de viento.

El volumen de control se selecciona de tal manera que se incluya el cuerpo del modelo, como se presenta en la figura 4.

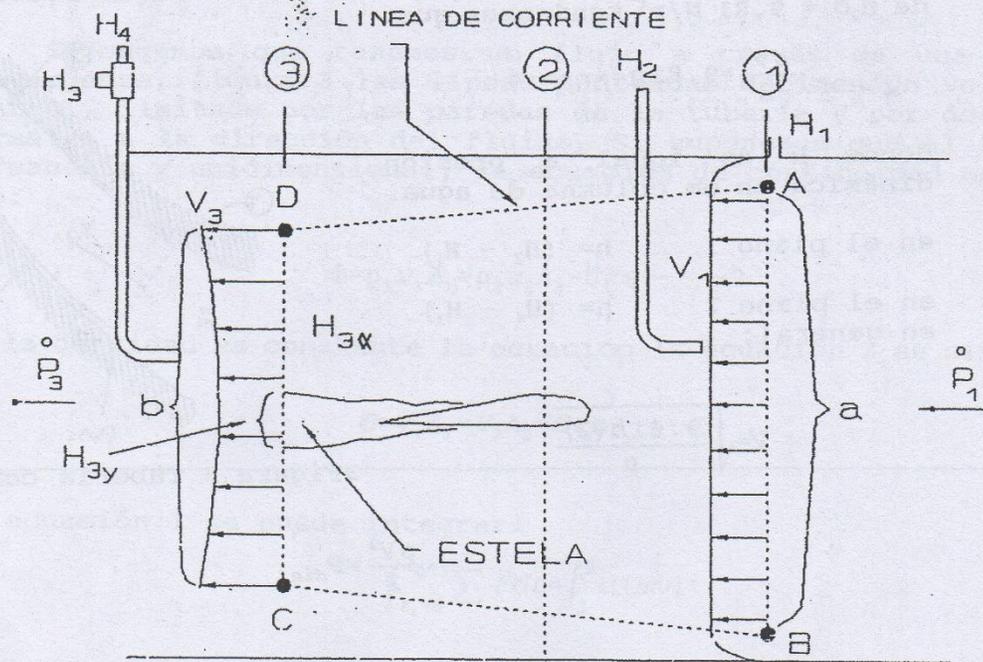


Fig.4 Selección del volumen de control para la aplicación del teorema de cantidad de movimiento.

Las fronteras superior e inferior, se eligieron para que coincidan con líneas de corriente, y de esta manera no hay transferencia de cantidad de movimiento a través de ellas, estas superficies son ligeramente convergentes debido al crecimiento de la capa límite en las paredes del túnel; por otra parte debemos seleccionar que ancho tiene el volumen de control en la dirección "y", de tal manera que se tome en cuenta toda la fuerza de arrastre ejercida por el modelo sobre el volumen de control, esto se logra tomando en cuenta la porción del plano 3 (CD) donde la velocidad del aire presenta alguna variación como consecuencia de la presencia del modelo, por lo tanto tomaremos CD justamente fuera de la estela provocada por el modelo y se obtendrá experimentalmente; la distancia AB, se calcula entonces tomando en cuenta que por continuidad el flujo de masa en ambos planos es el mismo, pero la velocidad en AB no es la misma que en CD.

Por otra parte conviene mencionar que excepto en las regiones afectadas por el modelo y por la capa límite (en las paredes del túnel) el flujo es prácticamente ideal o potencial. Por lo tanto sobre la superficie de control no se ejercen esfuerzos cortantes.

El modelo tiene la misma longitud que el túnel de viento, y están montados sobre un eje que les permite variar su ángulo de ataque, para el siguiente análisis teórico la longitud de la sección de trabajo normal al plano XY se tomará como un metro.

Ecuación de continuidad.

El flujo volumétrico a través de la sección de entrada AB es el mismo que en el plano de salida CD, y pueden ser determinados por la integración del perfil de velocidad sobre AB y CD, es decir:

$$\int_{AB} v_1 dy = \int_{CD} v_3 dy;$$

~~$$v_1 a_1 = \int_{CD} v_3 dy = \sum_{CD} v_3 \Delta Y$$~~

donde la:

$$\int_{CD} v_3 dy$$

es calculada por el método de diferencias finitas.

Ecuación de cantidad de movimiento.

Aplicaremos la ecuación de cantidad de movimiento en la dirección X, tendremos que:

$$\sum F_x = \dot{m}(v_{3x} - v_{1x})$$

$$F_{P_{5x}} + F_{P_{4x}} + F_{P_{3x}} - F_{P_{1x}} + F_D = \dot{m}v_{3x} - \dot{m}v_{1x} \quad \text{-----9}$$

$$\dot{P}_1 = -\dot{m}v_{1x} = \rho V_1^2 a_1 = 2(H_2 - H_1) 9.81 a_1$$

$$\dot{P}_3 = \dot{m}v_{3x} = -\int_{CD} \rho V_3^2 dy = -\int_{CD} 2(H_4 - H_3) 9.81 dy = -\sum_{CD} 2(H_4 - H_3) 9.81 \Delta Y$$

$$F_{P_{5x}} = 0$$

$$F_{P_{4x}} = 0$$

$$F_{P_{1x}} = \int_{AB} 9.81 H_1 dy = 9.81 (H_1) a_1$$

$$F_{P_{3x}} = \int_{CD} 9.81 (H_3) dy = \sum_{CD} 9.81 (H_3) \Delta Y$$

La ecuación de cantidad de movimiento queda:

$$\sum_{CD} 9.81 (H_3) \Delta y - 9.81 (H_1) a_1 + F_D = - \sum_{CD} 2 (H_4 - H_3) 9.81 \Delta y + 2 (H_2 - H_1) 9.81 a_1$$

$$F_D = - \sum_{CD} 2 (H_4 - H_3) 9.81 \Delta y + 2 (H_2 - H_1) 9.81 a_1 - \sum 9.81 (H_3) \Delta y + 9.81 (H_1) a_1 \quad \text{---10}$$

La ecuación (10) permite calcular la fuerza de arrastre por unidad de longitud, y a partir de ella calcular el coeficiente de arrastre C_D

$$C_D = \frac{F_D}{\left(\frac{1}{2} \rho V_\alpha^2 A\right)} = \frac{F_D}{[C(9.81) (H_{2\alpha} - H_{1\alpha})]} \quad \text{---11}_a$$

$$C_D = \frac{F_D}{\left(\frac{1}{2} \rho V_\alpha A\right)} = \frac{F_D}{[d(9.81) (H_{2\alpha} - H_{1\alpha})]} \quad \text{---11}_b$$

ecuación 11_a para ala de avión.

ecuación 11_b para cilindro.

Como $C_D = f(R)$ conviene calcular el número de Reynolds para cada caso

$$R = \frac{V_\alpha C}{\nu} \quad \text{---12}_a$$

$$R = \frac{V_\alpha d}{\nu} \quad \text{---12}_b$$

El experimento descrito tiene el propósito de determinar la fuerza de arrastre sobre el perfil de ala de simétrica NACA 0012 y/o un cilindro de longitud infinita. Las dimensiones se dan en la figura 5.

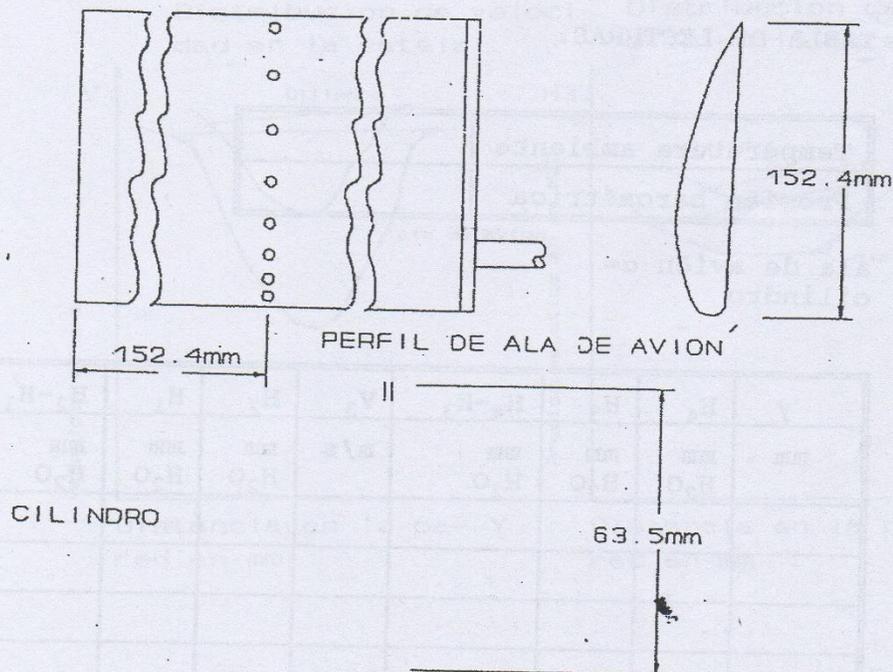
Se debe tener cuidado que las tomas de presión en los modelos estén sellados o conectados a un manómetro, de otra manera el flujo de aire sobre las tomas puede provocar disturbios en el flujo patrón alrededor del perfil.

La presión estática y la presión total son medidas en el plano uno y tres correspondientes a la superficie de control AB y CD, y a partir de ellos se pueden calcular las velocidades correspondientes.

En el plano 1 la presión estática (H_1) es constante y es medida por la toma en la pared, la presión total (H_2) es medida por el tubo de carga total, y debe ser igual a la presión atmosférica, después de estas lecturas el tubo de carga total debe retirarse para evitar perturbaciones al flujo aguas abajo.

La presión estática (H_3) y total (H_4) en el plano 3, dentro de la estela del perfil se mide por medio del tubo de pitot estático y se ha encontrado conveniente leer a intervalos de 2 mm para el ala de avión y a 5 mm para el cilindro.

Por último se debe mencionar que antes de colocar los modelos en la sección de trabajo, se debe de medir $H_{1\alpha}$ y $H_{2\alpha}$ para calcular V_α , es decir, la velocidad no perturbada.



Para realizar la práctica se seguirá el siguiente procedimiento:

- 1.- Coloque el multimanómetro, tubo de carga total y tubo pitot en la sección de trabajo.
- 2.- Coloque el dinamómetro en el que se montan los modelos.
- 3.- Seleccione una apertura en el túnel de viento (con ayuda de la válvula de mariposa colocada al final del túnel).
- 4.- Ponga a funcionar el ventilador del túnel y tome lecturas de $H_{1\alpha}$ y $H_{2\alpha}$ en el centro del túnel, después apague el ventilador.
- 5.- Coloque el modelo en la sección de trabajo, encienda el ventilador y proceda a tomar lecturas de H_1, H_2, H_3, H_4 , en toda la sección de trabajo.
- 6.- Calcule con las ecuaciones 10, 11 y 12 F_D, C_D y R .

TABLA DE LECTURAS.

| | |
|----------------------|--|
| Temperatura ambiente | |
| Presión barométrica | |

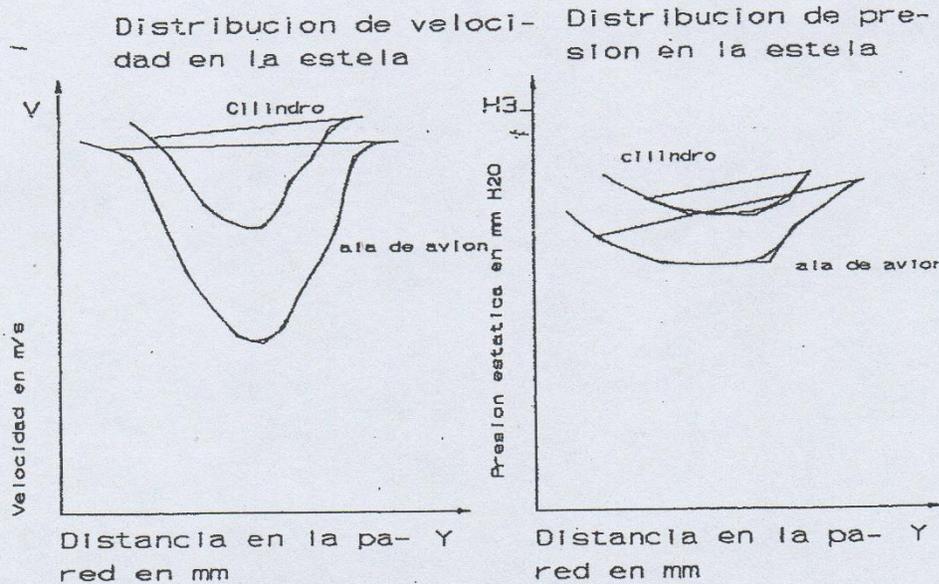
ala de avión $\alpha =$
cilindro

| Y | H_4 | H_3 | $H_4 - H_3$ | V_3 | H_2 | H_1 | $H_2 - H_1$ | V_1 | $H_{2\alpha}$ | $H_{1\alpha}$ |
|----|----------------|----------------|----------------|-------|----------------|----------------|----------------|-------|----------------|----------------|
| mm | mm H_{2O} | mm H_{2O} | mm H_{2O} | m/s | mm H_{2O} | mm H_{2O} | mm H_{2O} | m/s | mm H_{2O} | mm H_{2O} |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |

TABLA DE RESULTADOS

| Angulo de incidencia | Plano CD | | Plano AB | Fuerza de presión | | P_1 N/m | P_3 N/m | F_D N/m | C_D - | R - |
|----------------------|-------------|-------------|-------------|-------------------|------------------|--------------|--------------|--------------|------------|--------|
| | Y_C mm | Y_D mm | a_1 mm | F_{P1x} N/m | F_{P3x} N/m | | | | | |
| 0 | | | | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | |
| Cilindro | | | | | | | | | | |

GRÁFICAS.



6Figura 6 Distribución de presiones y velocidad en la estela

CUESTIONARIO

- 1.- Defina fuerza de arrastre y sustentación.
- 2.- ¿Como se puede disminuir en los cuerpos la fuerza de arrastre?
- 3.- ¿Como influye la separación de la capa límite en la fuerza de arrastre?
- 4.- Defina la forma roma y la forma aerodinámica de un cuerpo.
- 5.- Usted obtuvo un coeficiente de arrastre experimentalmente para un perfil de ala de avión y para un cilindro, ¿coinciden estos con los publicados en la literatura? si no es así ¿ porque supone Ud. que no coinciden?

CONCLUSIONES.

BIBLIOGRAFÍA CONSULTADA.