

UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA CIVIL
DIVISION RECURSOS HIDRICOS Y MEDIO AMBIENTE

GUIA DE LABORATORIO
CI41A – HIDRÁULICA

SANTIAGO – CHILE
Julio 2003

LABORATORIO #1 PÉRDIDA DE CARGA EN TUBERÍAS

INTRODUCCIÓN TEÓRICA

A partir del **Teorema de Conservación de la Energía** se obtiene la ecuación general de Bernoulli en tuberías que expresa la variación de la energía entre dos secciones, (1) y (2), aguas arriba y aguas abajo, respectivamente, como:

$$B_1 = B_2 + \Lambda_f + \Sigma \Lambda_s + \Delta B_T - \Delta B_B$$

donde:

$$B_i = \frac{v_i^2}{2 \cdot g} + \frac{P_i}{\rho} + Z_i$$

v_i = velocidad media del líquido en la sección i de la tubería.

P_i = presión del líquido en la sección i de la tubería.

Z_i = cota del eje de la tubería en la sección i.

ΔB_T = variación de Bernoulli ocasionado por turbinas

ΔB_B = variación de Bernoulli ocasionado por bombas

Λ_f = pérdidas friccionales.

$\Sigma \Lambda_s$ = pérdidas singulares totales en el tramo

En esta guía se analizará solamente las pérdidas de energía en tuberías. Éstas se pueden dividir en dos grandes grupos, pérdidas singulares y pérdidas friccionales.

Las pérdidas singulares son aquellas que se asocian a singularidades o piezas específicas en un sistema de tuberías, que producen cambios en la dirección, velocidad, etc., del flujo.

La manera de cuantificar las pérdidas singulares es principalmente empírica. Se considera que éstas son proporcionales a la altura de velocidad del flujo. La constante de proporcionalidad es conocida como coeficiente de pérdida singular y su valor depende de las condiciones de la singularidad: radio de giro en el caso de curvas, relación entre las áreas de escurrimiento antes y después de los ensanches o contracciones, etc.

$$\Lambda_s = k_s \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{donde } k_s \text{ es el coeficiente de pérdida singular.}$$

Las pérdidas friccionales se originan en la existencia de un esfuerzo de corte entre el líquido y las paredes de la tubería, que se opone al movimiento. Si las condiciones se mantienen constantes: velocidad, caudal, material de la tubería, etc., es posible definir una pérdida por unidad de largo o pendiente del plano de energía J . De esta definición, se deduce que la pérdida friccional que existe entre dos puntos de una tubería separados por una distancia L es igual a $J \cdot L$.

Para determinar la pendiente del plano de carga, existen varias metodologías dentro de las cuales una de las más utilizadas es la de Darcy-Weisbach, donde J es proporcional a la altura de velocidad, como se muestra en la siguiente expresión:

$$J = \frac{f}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

donde D es el diámetro de la tubería y f es el coeficiente de fricción. Este factor depende de dos números adimensionales en particular, el número de Reynolds y la aspereza relativa de la tubería, e/D , que es el cociente entre la aspereza, e , altura media de las irregularidades de la pared de la tubería, y el diámetro de ésta. Al momento de determinar el factor de fricción se distinguen 2 regímenes de escurrimiento, laminar y turbulento. Para el régimen laminar, la fricción depende solamente del número de Reynolds. Para un escurrimiento turbulento se distinguen 3 sub-regímenes: el primero es para valores altos del número de Reynolds, donde la fricción depende exclusivamente de la aspereza de la tubería (tubería con pared hidrodinámicamente rugosa), el segundo es cuando la rugosidad no es de consideración (tubería con pared hidrodinámicamente lisa) y el tercero es el de transición entre los dos tipos de pared anteriores, donde f depende tanto del número de Reynolds y como de la aspereza relativa. Para determinar f es posible utilizar las siguientes expresiones, que abarcan los tres tipos de pared hidrodinámica en régimen turbulento y el caso del flujo laminar, o usar el Ábaco de Moody:

$$f = \frac{24}{R_e} \quad \text{Régimen Laminar}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \text{Log}_{10} \left(\frac{e}{D} \cdot 3,7 + \frac{2,51}{R_e \cdot \sqrt{f}} \right) \quad \text{Régimen Turbulento}$$

donde: f : factor de fricción.
 e : aspereza de la tubería.
 D : diámetro de la tubería.
 R_e : número de Reynolds.

INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

La Figura 1 muestra el equipo disponible para el estudio de las pérdidas de carga en tuberías. Éste posee una tubería de 17 mm de diámetro, que tiene 4 curvas de 90°, (4), (5), (6), (7), de las cuales las dos primeras son codos, pero de diferentes características, mientras que las últimas tienen radios mayores, de 40 y 100 mm, respectivamente. Adicionalmente, existe un estrechamiento (8) a un diámetro de 9.6 mm y una expansión (9) de nuevo al diámetro de 17 mm. Finalmente, existe una válvula (10).

A lo largo del sistema se encuentran ubicados puntos donde es posible conectarse mediante mangueras a piezómetros para medir las pérdidas de energía (por ejemplo, 13 y 14). La lectura de los piezómetros se realiza en el panel (11), o bien se puede medir directamente la presión relativa de un punto dado del sistema en el manómetro (12).

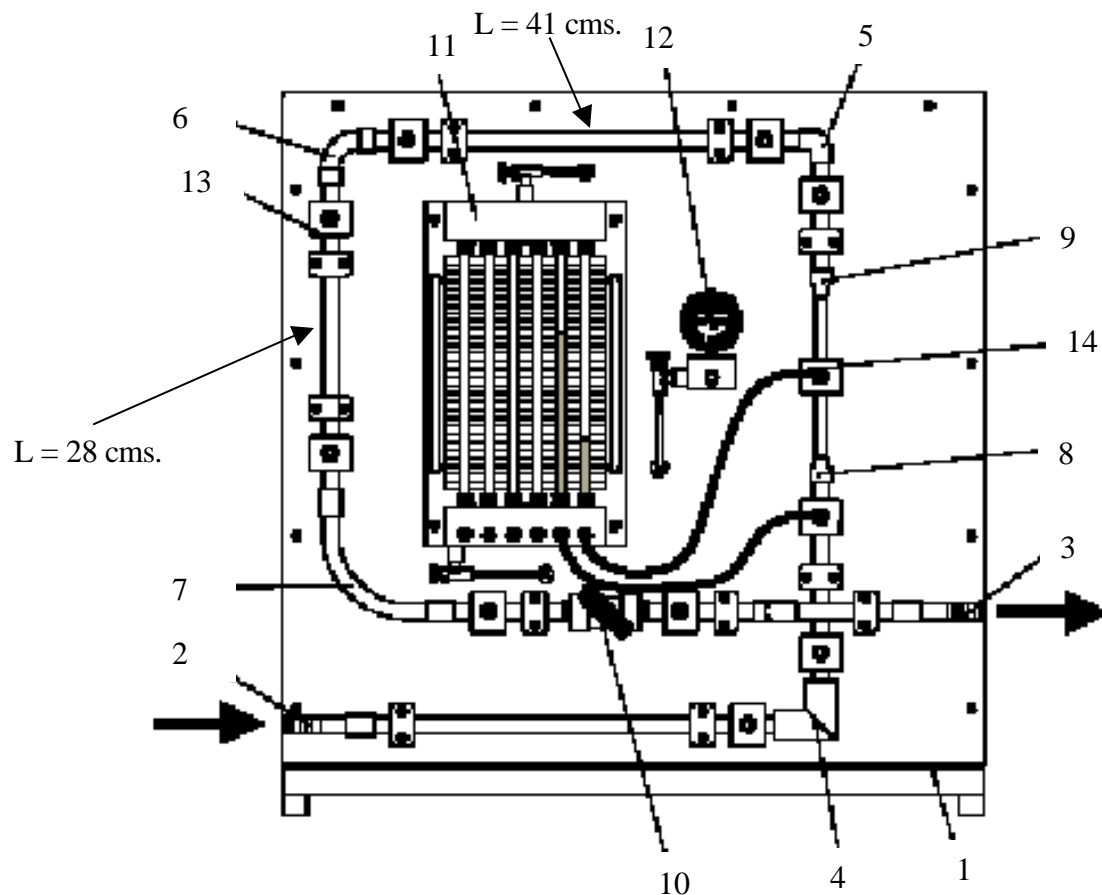


Figura 1.1. Instalación Experimental.

PUNTOS A DESARROLLAR

Para 3 caudales diferentes:

1. Graficar las líneas de energía y cota piezométrica a lo largo de la tubería.
2. Determinar el coeficiente de fricción de la tubería principal, y clasificar el régimen de escurrimiento (laminar – turbulento, liso – rugoso).
3. Determinar los coeficientes de pérdida singular en las diferentes singularidades. Analizar para cada una de estas pérdidas la dependencia con la geometría (en el caso de las curvas) y con el número de Reynolds. Comparar con los valores entregados en la literatura.

LABORATORIO #2 BOMBAS Y TURBINAS

INTRODUCCIÓN TEÓRICA

En la experiencia del laboratorio #1 se analizan los términos de la ecuación de balance de energía entre dos puntos de una tubería relacionados con las pérdidas de energía por fricción y por singularidades. En esta experiencia se analizan los términos de dicha ecuación de balance que involucran a turbinas y bombas, las que intercambian trabajo mecánico con el medio externo.

Las turbinas, representan hidráulicamente una pérdida de energía mecánica del flujo, pero la energía extraída se utiliza para mover una hélice. El torque que genera el movimiento se utiliza para la generación de energía eléctrica. Existen varios tipos de turbinas, entre ellos se destacan las tipo Francis y Pelton; la diferencia entre cada una de éstas se debe a la forma de la hélice y la forma en que el fluido interactúa con ellas.

La expresión que relaciona la potencia producida con la energía que se extrae del flujo y el caudal que circula por el sistema es:

$$P = \eta \cdot \gamma \cdot Q \cdot H$$

donde: P, es la potencia generada.
 η , es el rendimiento de la turbina (con un valor entre 0 y 1).
 γ , es el peso específico del fluido.
 Q, es el caudal.
 H, es el Bernoulli extraído desde el flujo.

Las bombas por otra parte, son dispositivos que entregan energía al fluido, con el objeto de impulsar cuando no es posible hacerlo vía métodos gravitacionales. Existen diferentes tipos de bombas que utilizan distintos fenómenos para entregar energía a un fluido en movimiento. Entre los diferentes tipos existen por ejemplo:

- Bombas de vacío, que producen una disminución local de presión por debajo de la presión atmosférica, generando en el sistema un gradiente de presiones que impulsa el movimiento del fluido.
- Bombas de golpe de ariete, éstas utilizan el fenómeno impermanente del golpe de ariete para aumentar la presión en un determinado punto de la tubería y mediante éste se produce la elevación del líquido.

- Bombas centrífugas, son aquellas que entregan energía al fluido mediante una hélice. Conceptualmente el funcionamiento de las bombas centrífugas es opuesto al de las turbinas, es decir, las bombas entregan Bernoulli al fluido. La relación descrita previamente para la potencia es válida para bombas, donde ahora P es la potencia de la bomba y H la altura de elevación o el Bernoulli entregado por la bomba al flujo. Así, H está dada por:

$$H = h \cdot \frac{P}{g \cdot Q}$$

donde η es el rendimiento de la bomba (con un valor entre 0 y 1).

En esta experiencia, existen para estudiarse dos tipos de turbinas y una bomba centrífuga, las que, como se mencionó anteriormente, son conceptualmente similares. Cada bomba o turbina tiene una combinación de los valores de los parámetros que determinan su funcionamiento que hacen que éste sea óptimo, es decir, que su rendimiento sea máximo. Para determinar el funcionamiento óptimo es necesario analizar ciertas curvas:

- En el caso de las bombas, las **curvas características** de éstas relacionan, el comportamiento del **rendimiento** y de la **altura de elevación en función del caudal** elevado. Como es de esperar, la curva de rendimiento tiene un máximo que representa el punto óptimo de funcionamiento, que no necesariamente corresponde al punto en que la bomba funciona normalmente, el cual depende de la curva de carga del sistema hidráulico donde se instala.
- Para las turbinas, para un caudal determinado, que viene dado por las condiciones hidráulicas del sistema, se grafican la **potencia** producida, el **rendimiento** y el **torque** de la hélice, **en función de las revoluciones** de la misma. Al igual que en el caso de las bombas, la curva del rendimiento tiene un máximo que define el torque óptimo que debe ejercer el motor para que la generación eléctrica sea máxima.

INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Se cuenta con una bomba centrífuga y dos turbinas, una del tipo Pelton y la otra del tipo de turbina de reacción. En los tres casos la obtención de los datos se hace por vía computacional y la instalación experimental es similar.

Para la bomba centrífuga se dispone de la instalación de la figura 1, la cual se compone de un estanque (1) el cual tiene una carga constante, de éste sale una tubería de PVC hasta la bomba (5); entre estos dos, existe una válvula (2). Entre la bomba y la salida de la tubería, que descarga por la parte superior del estanque, existe una segunda válvula(7). A lo largo de

la tubería existen conectados una serie de sensores que miden, en tiempo real, el caudal, la temperatura y la diferencia de presiones antes y después de la bomba. La potencia de la bomba se regula en (10) en términos de porcentaje de la potencia máxima de 0,37 KW. La altura máxima de elevación es de 40 m y el caudal máximo es de 40 l/min.

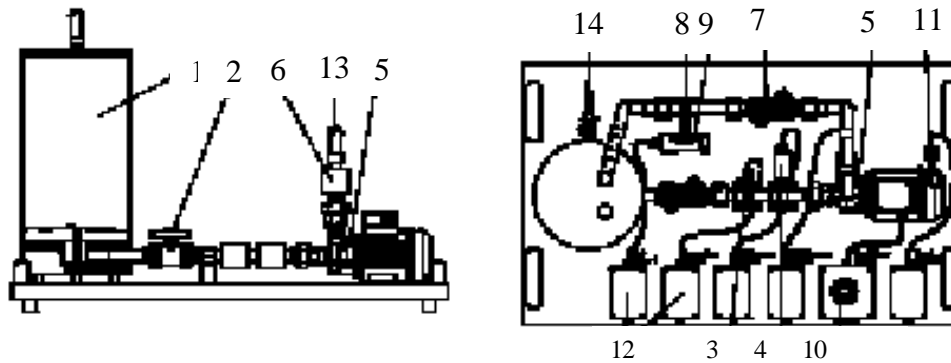


Figura 2.1. Instalación Experimental de la Bomba Centrífuga.

Para las turbinas, se tiene una instalación básica como la que muestra la figura 2. En ésta se aprecia un estanque (2), de donde sale una tubería hasta una bomba centrífuga (1), que entrega energía al sistema que posteriormente es utilizada por la turbina. El caudal se regula en la válvula (8). Al igual que en el caso de la experiencia de la bomba centrífuga, existen sensores de presión para determinar el Bernoulli entregado por la bomba al sistema y el caudal.

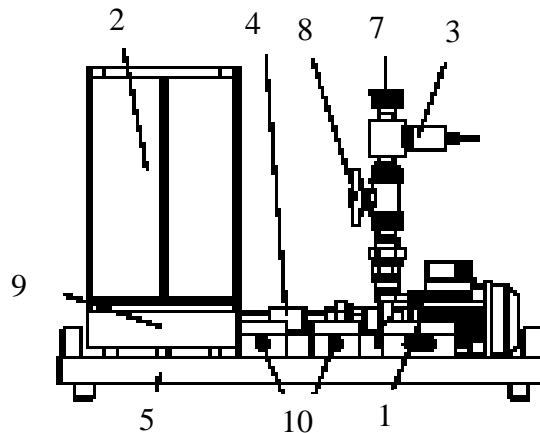


Figura 2.2. Instalación Experimental Básica para las Turbinas.

En la parte superior del estanque se encuentra instalada la turbina que se estudiará. Las dos turbinas con que se cuenta tienen una estructura similar; la figura 3 muestra la turbina a reacción. En ésta, el punto (1) corresponde a la turbina a la cual llega la manguera (2) que viene de la bomba. Existen sensores de medición de la **frecuencia de rotación de la hélice** de la turbina y del **torque aplicado**.

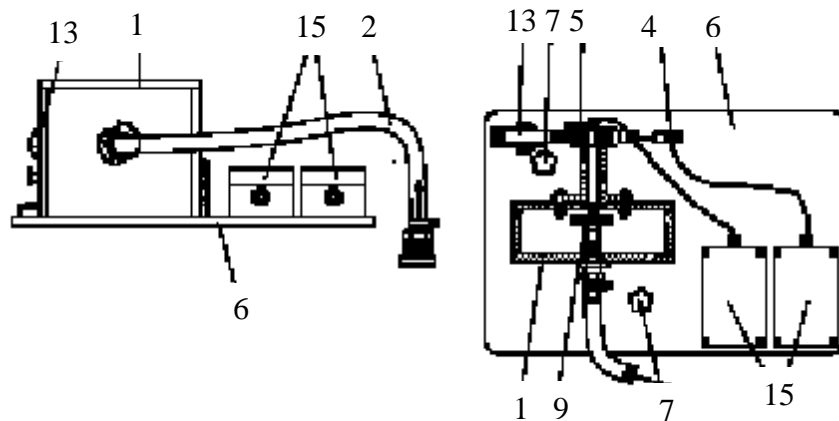


Figura 2.3. Instalación Experimental para el Estudio de las Turbinas.

En la parte posterior de la turbina, se encuentra un dispositivo como el que muestra la figura 4, que permite **variar el torque** con el tornillo (14) que aprieta o suelta la cinta (11).

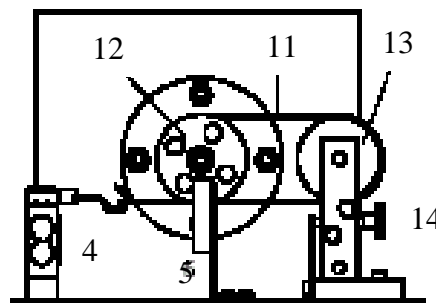


Figura 2.4. Manera de Regular el Torque de la Turbina.

PUNTOS A DESARROLLAR

1. Determinar las **curvas de funcionamiento** de una de las turbinas y de la bomba, es decir, todas aquellas que relacionen los parámetros de funcionamiento con el rendimiento del sistema, además de la **curva característica** en el caso de bombas.
2. Describir hidráulicamente el funcionamiento de la turbina y la bomba, y esquematizar la variación de las líneas de energía a lo largo de las tuberías. Señalar, para el caso de la bomba, que ocurre cuando están las válvulas cerradas.
3. Describir el funcionamiento de una central hidroeléctrica, como a la vez los diferentes tipos de turbinas que existen. ¿Existe alguna analogía con respecto a las termoeléctricas?.

LABORATORIO #3

INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA EN EL COMPORTAMIENTO HIDRÁULICO DE UN SISTEMA DE TUBERÍAS

INTRODUCCIÓN TEÓRICA

En aquellos casos donde la viscosidad no controla el flujo (flujo irrotacional o fluido ideal) el Bernoulli o energía por unidad de peso del flujo se conserva, ya sea en todo el campo de flujo (caso de flujo irrotacional, fluido real o ideal) o bien a lo largo de las líneas de corriente y vorticosas (caso de flujo rotacional, fluido ideal). Por otro lado, en presencia de esfuerzos viscosos, que corresponden esencialmente a una fuerza de roce actuando en el fluido, parte de la energía mecánica del flujo se disipa en forma de calor debido a los efectos de fricción. En este caso, el Bernoulli no se conserva en el campo de flujo, sino que disminuye a lo largo del escurrimiento por la disipación viscosa de esta energía. Para analizar este problema, que corresponde al caso típico de interés en ingeniería ya que los flujos de fluidos reales en conductos de cualquier tipo son siempre rotacionales, se estudiará el teorema general de la energía aplicado a un sistema de tuberías donde existen dispositivos para el intercambio de calor con el flujo. La instalación, además, permite controlar el caudal circulante y la transferencia de calor. Esta es una aplicación práctica de los puntos desarrollados en las experiencias anteriores (pérdidas de energía en tuberías, bombas y turbinas). El objetivo es determinar las pérdidas friccionales en tuberías, las pérdidas singulares en los dispositivos como válvulas, intercambiadores de calor, etc., y la transferencia de calor entregada por estos últimos al sistema.

Teorema general de la energía.

Si consideramos un volumen de control correspondiente a un tubo de flujo, cuyas paredes son líneas de corriente (L.C.), la entrada y salida de fluido hacia y desde el volumen de control se realiza solo a través de las superficies S1 y S2, respectivamente (figura 1).

De la primera ley de la termodinámica aplicada a un sistema de fluido en régimen permanente y velocidad uniforme en la sección de escurrimiento se deduce la siguiente expresión:

$$G \cdot (e_2 - e_1) = \frac{d\hat{Q}}{dt} - \frac{dW}{dt}$$

donde: $e_1 = u_1 + v_1^2/2 + gh_1$
 $e_2 = u_2 + v_2^2/2 + gh_2$
 G : Gasto másico $= \rho Q$
 \hat{Q} : Calor entregado al volumen de control.

u_1 y u_2 denotan las energías internas específicas en las secciones S_1 y S_2 , respectivamente, las que dependen de la temperatura del fluido en dichas secciones, v_1 y v_2 representan la velocidad normal media del flujo en las secciones S_1 y S_2 , respectivamente, h_1 y h_2 denotan los niveles del centro de gravedad de las secciones S_1 y S_2 , respectivamente.

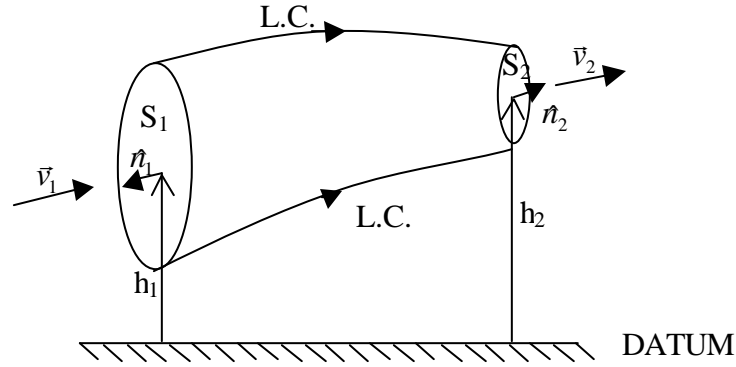


Figura 3.1. Volumen de Control

El trabajo mecánico W puede descomponerse como:

$$W = W_e + W_v + W_p$$

donde W_e denota el trabajo externo, es decir, el realizado sobre máquinas tales como bombas y turbinas, W_v es el trabajo realizado por los esfuerzos viscosos, y W_p es el trabajo realizado por las fuerzas de presión. Es fácil demostrar que:

$$B_2 - B_1 = - \frac{Pe}{r \cdot g \cdot Q} - \Lambda_f$$

$$u_2 - u_1 = g \cdot \Lambda_f + \frac{1}{r \cdot Q} \frac{d\hat{Q}}{dt}$$

donde Pe es la potencia externa asociada a máquinas hidráulicas, con $Pe < 0$ para bombas y $Pe > 0$ para turbinas. El término de pérdida friccional, Λ_f , cuantifica la disipación de energía debido a la acción de la viscosidad. Esta disipación de energía se manifiesta como una transferencia interna de calor alimentada por la energía mecánica del flujo disipada y que

tiende a aumentar la energía interna del flujo, u . La segunda ecuación muestra que el aumento de energía interna se relaciona con la variación de Bernoulli y también de la transferencia externa de calor dada por un flujo de calor $\frac{d\hat{Q}}{dt}$ hacia el sistema.

En el caso de existir elementos que introducen disipación local de energía se habla de pérdidas singulares asociadas a dichos elementos. Estas pérdidas singulares disminuyen el Bernoulli del flujo e incrementan su energía interna al igual que las pérdidas friccionales.

En particular la experiencia descrita en esta guía se centra en la medición de las pérdidas singulares asociadas a distintos elementos utilizados en las instalaciones de calefacción. Esta pérdida singular se manifiesta como una caída de presión entre las secciones aguas arriba y aguas abajo del elemento cuando el diámetro de la tubería se mantiene constante entre esas secciones.

Llamaremos curva característica del elemento a la relación entre la caída de presión asociada a su pérdida singular y el caudal que circula. Es necesario notar que esta curva difiere conceptualmente de lo que se ha definido previamente como la curva característica de una bomba.

INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.

El esquema de la instalación se muestra en la figura 2, en ella se identifican los distintos componentes del circuito de calefacción, presentando su función.

La instalación incluye un circuito de calefacción completo, con calefactor eléctrico, recipiente de expansión para controlar el cambio de volumen con la temperatura, bomba de circulación, válvula de gobierno termostático, elementos térmicos con ventilador para la eliminación del calor, y grupo de seguridad, para eliminar las sobrepresiones. El ensayo se puede poner en marcha una vez lleno de agua el sistema de tuberías, independientemente del suministro de agua. Mediante piezómetros conectados a sensores de presión se pueden determinar las caídas de presión de cada elemento y compararlas entre sí. Dos tramos de tubería de cobre adicionales, de 18 mm y 28 mm de diámetro, respectivamente, permiten comparar las pérdidas de presión asociadas a la fricción para distintos diámetros. A la vez, un tercer tramo de tubería, de 16 mm de diámetro, posee diferentes piezas, como válvulas, elementos térmicos, etc., para medir las pérdidas singulares asociadas a cada una de ellas. Además, la temperatura del agua se puede regular, controlando la transferencia de calor desde un calefactor mediante un regulador de dos vías incorporado y un termostato.

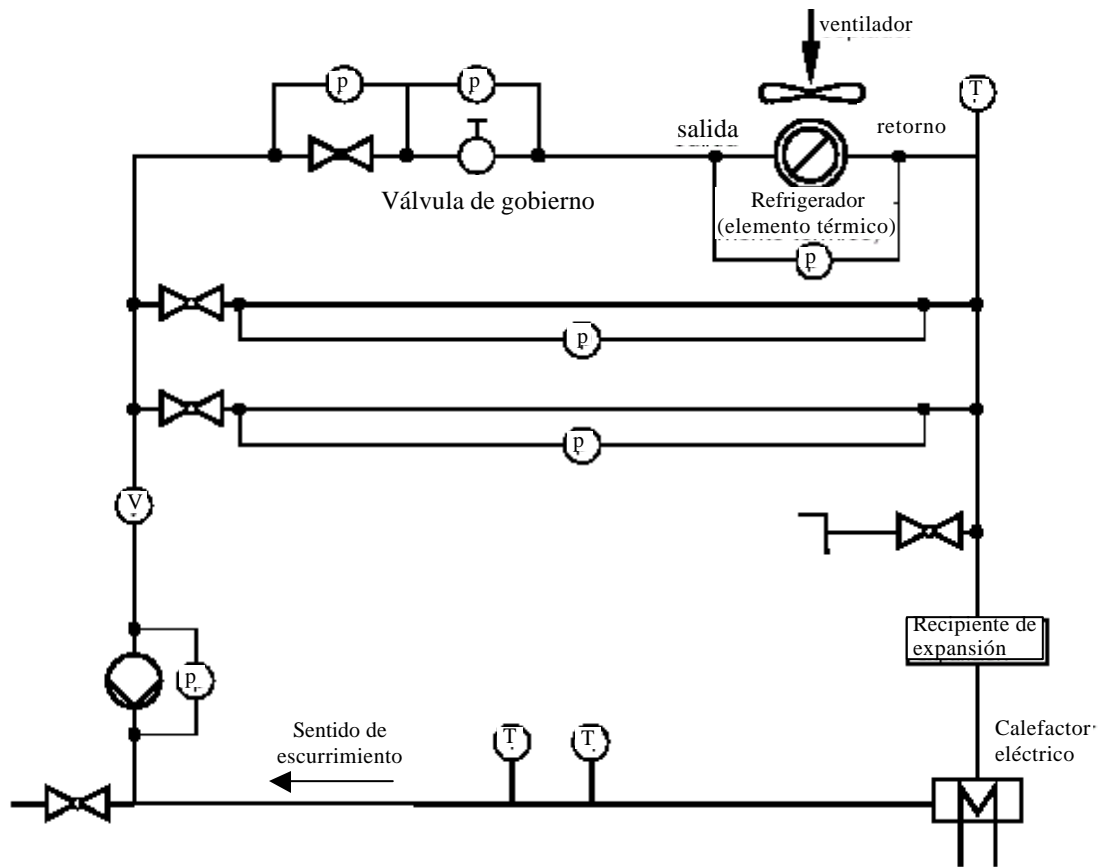


Figura 3.2. Esquema del Circuito de Agua.

La figura 3 muestra la estructura del equipo, en ésta se aprecia la bomba (13), que permite entregar 3 alturas de elevación que se traducen en 3 diferentes caudales circulantes, medidos en el punto (10). Por otro lado, el punto (16) corresponde al calefactor y el punto (12) corresponde al recipiente de expansión del flujo. En los tramos de la figura 2 marcados con P, se puede medir las diferencias de presión entre los puntos extremos. Dichas diferencias de presión pueden ser leídas en (3) y dado que la lectura es digital, los puntos que desea medir se especifican en (11). Existe un refrigerador del flujo (6) acompañado de un ventilador (5). Los puntos marcados con T en la figura 2 corresponden a sensores de temperatura.

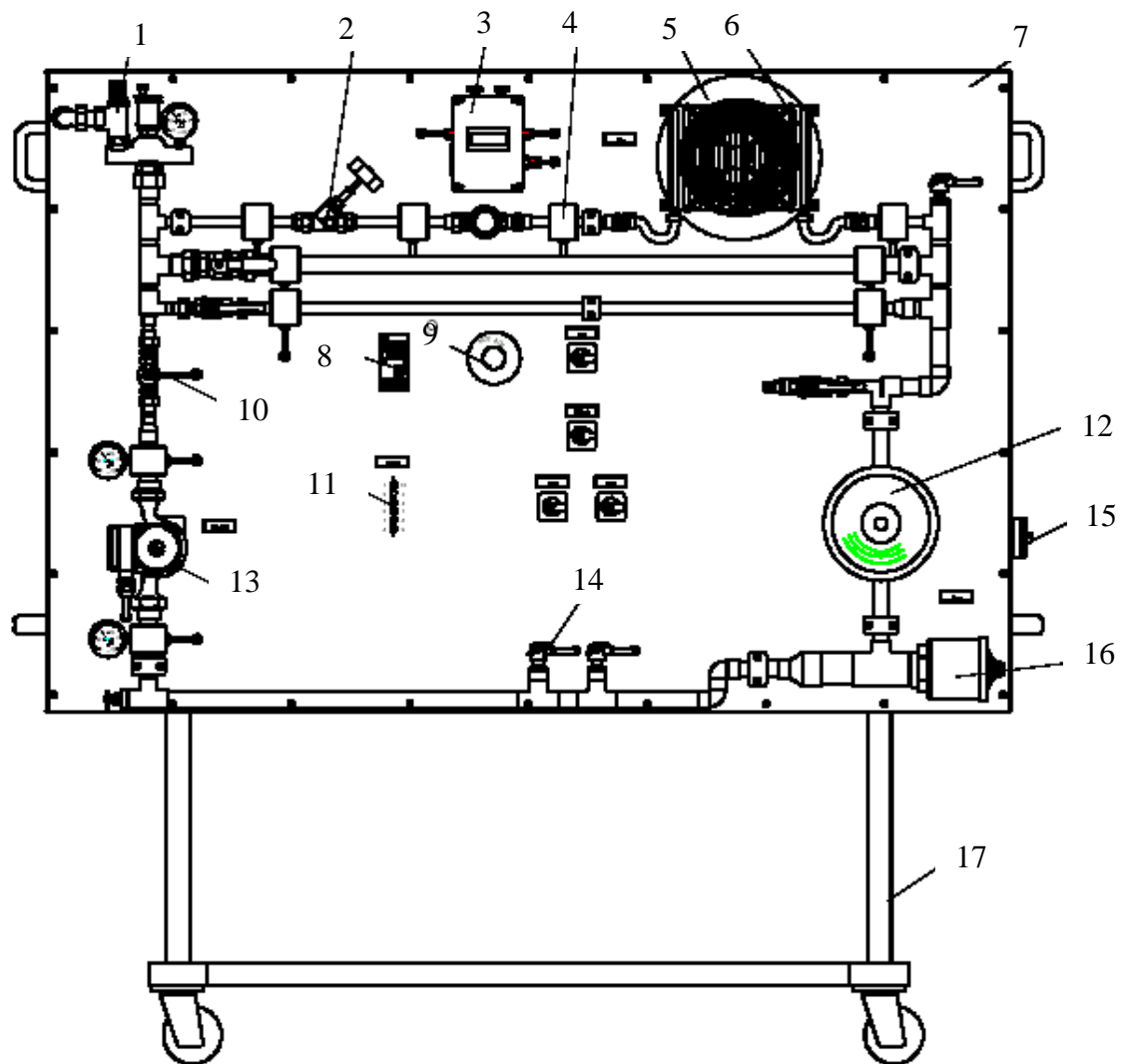


Figura 3.3. Estructura del Equipo.

PUNTOS A DESARROLLAR

1. Graficar la altura de elevación de la bomba en función del caudal y analizar la influencia de la temperatura del fluido en ésta. Utilizar al menos 3 temperaturas distintas.
2. Graficar las curvas de pérdida de carga friccional en función del caudal, para alguno de los tramos donde es posible medirla. Analizar la influencia de la temperatura del líquido en esta pérdida. Enfocar el análisis en el coeficiente de fricción f de la fórmula de Darcy-Weisbach. Utilizar al menos 3 temperaturas distintas.
3. Graficar las curvas de pérdida de carga singular, en función del caudal, para un elemento en particular. Analizar la influencia de la temperatura del líquido en esta pérdida. Utilizar al menos 3 temperaturas distintas.

MEDIDAS DE SEGURIDAD

- No dejar el ensayo en funcionamiento sin vigilancia.
- No tocar el calefactor y el tubo de salida durante el ensayo.
- No utilizar la instalación a una temperatura mayor a 70°C.
- En caso de emergencia accionar el interruptor de parada de emergencia. (Punto (9) de la figura 3)

GUÍA DE LABORATORIO EXPERIENCIAS #4 y #5 INTRODUCCIÓN TEÓRICA

ESCURRIMIENTO CON SUPERFICIE LIBRE EN CANALES RECTANGULARES

Flujo en Canales Abiertos y su Clasificación

El flujo en canales abiertos se puede clasificar de acuerdo a las variaciones que experimente en el tiempo o en el espacio. De este modo se define:

Flujo uniforme y flujo espacialmente variado: Se dice que el flujo es uniforme si la profundidad no cambia a lo largo del canal. Por el contrario, un escurrimiento cuya altura varía a lo largo del cauce o canal se denomina flujo espacialmente variado, y puede a su vez clasificarse como “rápidamente variado o gradualmente variado”. La característica del flujo gradualmente variado es que las líneas de corriente son casi paralelas, por lo que es válido considerar distribución hidrostática de presiones. En el flujo rápidamente variado, la curvatura de las líneas de corriente es importante.

Flujo permanente y flujo no permanente: Si existe variación de la altura o profundidad en el tiempo, éste se denomina flujo no permanente. Notar que un flujo uniforme puede ser permanente o no permanente según cambie o no la profundidad con respecto al tiempo a lo largo de su cauce.

Como en cualquier escurrimiento de fluidos, las fuerzas que gobiernan el comportamiento de un flujo en canales abiertos son las vinculadas a la viscosidad y gravedad, y resulta fundamental su relación con las fuerzas inerciales del flujo. El efecto de la viscosidad en relación con la inercia puede representarse mediante del “Número de Reynolds”, definido como:

$$Re = \frac{vR_h}{\nu}$$

donde v es la velocidad media del flujo, R_h denota el radio hidráulico y ν es la viscosidad cinemática.

En tanto, el efecto de la gravedad sobre el estado de flujo se representa por la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas gravitacionales. Esta relación esta dada por el “Número de Froude”, definido como:

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gh}}$$

donde v es la velocidad media del flujo, g es la aceleración de gravedad y h es la altura media de escurrimiento. Generalmente en los flujos en canales abiertos de interés, el escurrimiento es turbulento con pared hidrodinámicamente rugosa, por lo que el número de Reynolds no influye en el análisis.

Principios de Energía y Alturas de Escurrimiento

Se define una magnitud media en una sección del escurrimiento, que representa la energía por unidad de peso del fluido, denominada Bernoulli, como:

$$B = \alpha \frac{\bar{v}^2}{2g} + \frac{P}{g} + z$$

siendo \bar{v} la velocidad media del flujo, P la presión en el centro de gravedad de la sección, z el nivel medido desde un datum hasta el centro de gravedad de la sección, y α el coeficiente de Coriolis (ver figura 1).

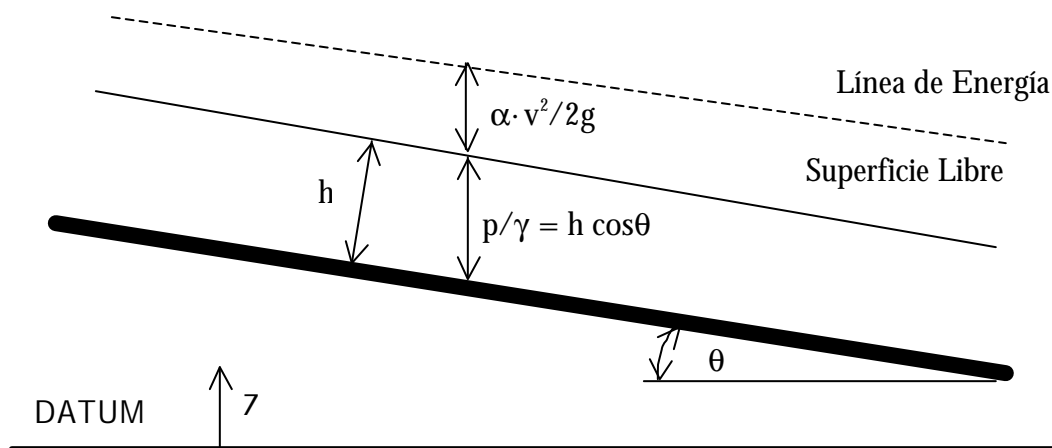


Figura 4.1. Líneas de Energía en Canales.

Si se considera que las líneas de corriente son paralelas al fondo del canal, es posible determinar la presión en el centro de gravedad del escurrimiento por medio de la ley hidrostática. Además, si el flujo es turbulento $\alpha \approx 1$, y es posible describir el Bernoulli como:

$$B = \frac{\left(\frac{Q}{\Omega}\right)^2}{2g} + h \cos J + z_f$$

donde $\left(\frac{Q}{\Omega}\right)$ es la velocidad media en la sección, escrita como el caudal, Q , dividido por el área de escurrimiento, Ω , h es la altura de escurrimiento y z_f la cota de fondo del canal

Se define como Energía Específica, el Bernoulli menos la cota de fondo del canal. Para un canal rectangular, la energía específica está dada por:

$$E = \frac{q^2}{2g h^2} + h$$

donde q es el caudal por unidad de ancho (notar que en la expresión anterior se ha despreciado el efecto de la pendiente, lo que es válido para canales reales de pendiente baja). Para un caudal q dado, la ecuación anterior presenta un mínimo (energía crítica, E_c) cuando se tiene una altura denominada crítica (h_c), correspondiente al caso en que el Número de Froude es igual a uno.

El concepto de crisis puede también analizarse para un nivel de energía dado. En este caso se obtiene que existe un caudal máximo que puede escurrir en el canal, el que se da cuando el flujo tiene una altura crítica.

La figura 2 muestra el gráfico que representa la relación entre la altura de escurrimiento y la energía asociada, para un caudal dado.

En esta figura se aprecia que para un mismo nivel de energía ($E > E_c$), existen 2 escurrimientos posibles, **supercrítico (torrente)** y **subcrítico (río)**, donde el primero se caracteriza por bajas alturas de escurrimiento y grandes velocidades, mientras que el segundo se caracteriza por grandes alturas de escurrimiento y bajas velocidades. Un segundo análisis de estas alturas es que en el primer caso prevalecen los esfuerzos inerciales por sobre los gravitacionales (Número de Froude > 1.0), mientras que en el segundo prevalecen los gravitacionales sobre los inerciales (Número de Froude < 1.0)

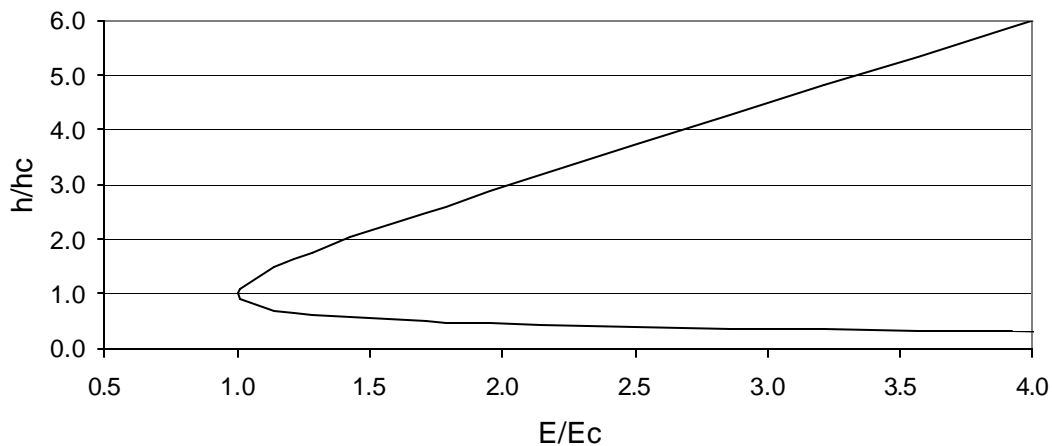


Figura 4.2. Curva de Energía Específica en Canales Rectangulares.

Finalmente, considerando que la información en canales abiertos se transmite de un punto a otro con la velocidad de ondas superficiales o celeridad de la onda superficial, y ésta es \sqrt{gh} , es posible determinar una característica importante asociada a estas dos alturas de escurrimiento. Si el escurrimiento es supercrítico, la velocidad de éste es mayor que la celeridad de la onda superficial, por lo tanto, la información asociada solo se transmite hacia aguas abajo, mientras que si el escurrimiento es subcrítico, la celeridad de la onda superficial es mayor que la velocidad de escurrimiento, por lo tanto, la información se transmite tanto hacia aguas arriba como hacia aguas abajo.

Del punto anterior se deduce que los escurrimientos supercríticos son controlados por aguas arriba, mientras que los subcríticos son controlados por aguas abajo.

Conservación de la Energía Específica en Contracciones del Flujo

Es sabido que cuando el flujo experimenta una aceleración, las pérdidas de energía son despreciables. Esta es la situación del flujo a través de contracciones, siendo un caso particular el flujo a través de una compuerta, como se esquematiza en la figura 3.

De este modo, se aplicará la conservación de Bernoulli para resolver el problema de la compuerta plana. Hay que notar que el análisis requiere que las líneas de corriente sean paralelas en las secciones de control, de modo que se cumpla la ley hidrostática de presiones.

En el caso en particular de una compuerta, inmediatamente aguas arriba no es válida la ley hidrostática ya que las líneas de corriente curvan al pasar por debajo de ésta, por lo tanto,

tomaremos un punto (1) alejado de la compuerta, y consideraremos que las pérdidas friccionales entre este punto y la compuerta son despreciables.

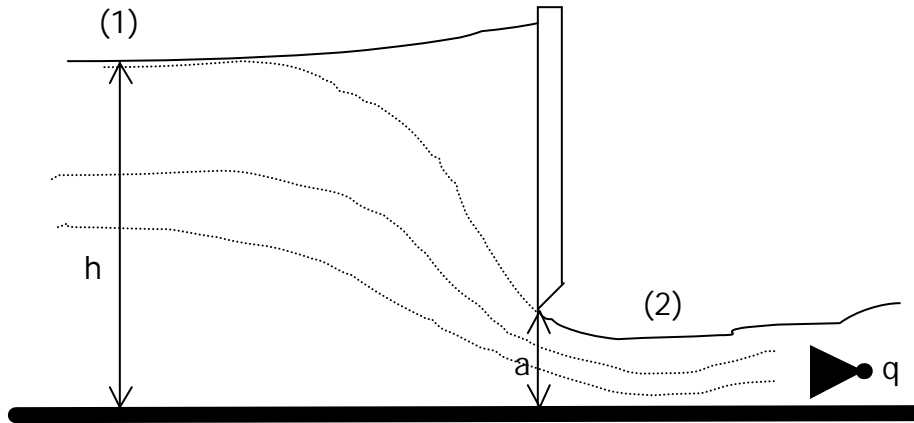


Figura 4.3. Flujo bajo compuerta.

Por otro lado, aguas abajo de la compuerta, existe un punto donde el flujo alcanza la máxima contracción, donde es válido suponer una distribución hidrostática de presiones. La altura de escurrimiento en la máxima contracción es de $C_c \cdot a$, donde C_c es el coeficiente de contracción, igual a $\pi/(\pi+2)$ si a/h es pequeño.

En este caso en particular, considerando los supuestos anteriores, es posible decir que la energía específica entre los puntos 1 y 2 se conserva. Si la compuerta actúa como control hidráulico, es decir, si la altura en la máxima contracción es menor que la altura crítica (impone un régimen supercrítico), el escurrimiento aguas arriba de la compuerta será subcrítico, y es posible determinar la altura de escurrimiento h_1 , sólo sabiendo que por el sistema escurre un caudal unitario q y que la abertura de la compuerta es a .

Principio de Conservación del Momentum

Si se aplica el Teorema de Cantidad de Movimiento al escurrimiento en un canal, se tiene que en la dirección del flujo principal:

$$\frac{Q\beta}{g}(b_2v_2 - b_1v_1) = P_1 - P_2 + W \sin \theta - F_f$$

donde β es el coeficiente de Boussinesq, Q el caudal, γ es el peso específico del agua, v la velocidad media en donde los subíndices 1 y 2 se refieren a las secciones de aguas arriba y aguas abajo, respectivamente, P_1 y P_2 son las fuerzas de presión que actúan en estas dos secciones, $W \cdot \sin \theta$ es la proyección del peso del agua en la dirección del escurrimiento contenido entre las dos secciones y F_f es la fuerza de fricción o de resistencia total que actúa a lo largo de la superficie de contacto entre el agua y el canal. La ecuación anterior se conoce como ecuación de momentum. En el caso de suponer un volumen de control lo suficientemente pequeño, lo mismo que el ángulo de inclinación del canal, pueden despreciarse las dos últimas fuerzas frente al resto de los términos. Además, para un flujo turbulento, tanto β_1 como β_2 se aproximan a 1. De este modo, la ecuación de cantidad de movimiento o momentum se transforma en:

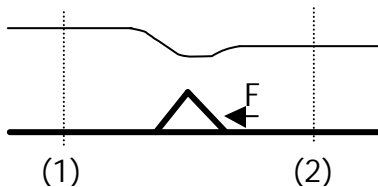
$$\frac{Q\beta}{g}(v_2 - v_1) = P_1 - P_2$$

Reordenando los términos y considerando válida la ley hidrostática de presiones, se obtiene que $M_1 = M_2$, donde M es la función Momenta definida como:

$$M = \frac{Q^2}{\Omega \cdot g} + h \cdot \Omega$$

donde h es la profundidad del centro de gravedad de la sección de área Ω

En caso de existir un obstáculo, éste ejerce una fuerza F y se cumple que:



$$M_1 = M_2 + \frac{F}{g}$$

Resalto Hidráulico y Compatibilización de Alturas de Esguerrimiento.

Se denomina resalto hidráulico al paso brusco de un esguerrimiento de torrente a un esguerrimiento de río. Este fenómeno va acompañado de alta turbulencia y agitación, lo que genera una pérdida de energía (ver figura 4).

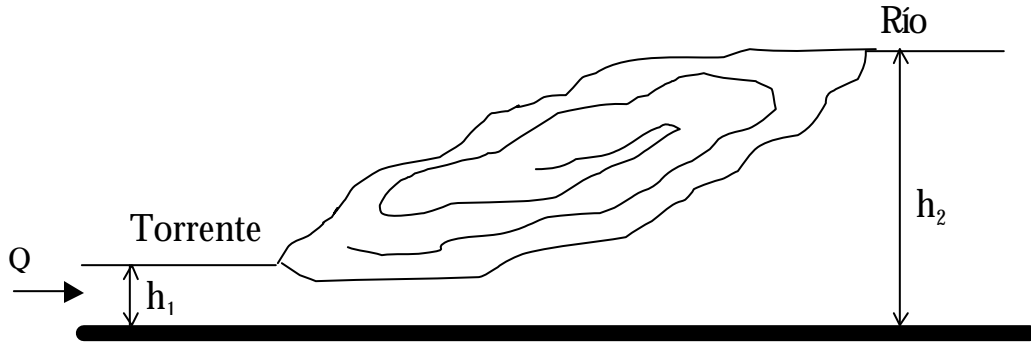


Figura 4.4. Resalto Hidráulico.

Llamando 1 a la sección de aguas arriba donde se tiene el torrente y 2 a la sección de aguas abajo donde existe río, y despreciando el peso del fluido en la dirección del esguerrimiento y los esfuerzos de corte sobre el fondo, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned} M_1 &= M_2 \\ B_1 &= B_2 + \Lambda \end{aligned}$$

donde Λ es la pérdida de energía debida al resalto. Para el caso de canal rectangular se tiene:

$$\Lambda = \frac{(h_2 - h_1)^3}{4 h_2 h_1}$$

donde h_1 y h_2 son las alturas conjugadas del resalto. Éstas están relacionadas por la ecuación de Belanger, la que se obtiene de la condición de igualdad de momenta en el resalto, aplicada al canal rectangular:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{1}{2}(\sqrt{1 + 8F_2^2} - 1)$$

o bien:

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{1}{2}(\sqrt{1 + 8F_1^2} - 1)$$

Es importante recalcar que los resaltos hidráulicos son la única manera que existe en que, siguiendo la dirección del caudal, un torrente puede pasar a río. Además, al ser los ríos

controlados por aguas abajo y los torrentes por aguas arriba, el resalto no influye en las alturas de escurrimiento en el resto del canal, sino que éste se ubica en un lugar tal que las momentas antes y después son iguales.

Por otro lado, existen 2 maneras para que un río pase a torrente, siguiendo el sentido del flujo: la primera, mediante una compuerta que controle el escurrimiento, y la segunda, es pasando por crisis.

Escurrimiento Uniforme y Gradualmente Variado

Al igual que en contornos cerrados, en canales abiertos existe una pérdida de energía debida a la fricción que ejercen las paredes del canal sobre el fluido. Si las condiciones de caudal y alturas de escurrimiento se mantienen constantes, es decir, si el flujo es uniforme, la pendiente del plano de carga J , es igual a la pendiente de la superficie libre e igual a la pendiente de fondo del canal, i . En el caso en que la altura de escurrimiento se mantiene constante, ésta se denomina altura normal.

Físicamente, la altura normal es aquella para la cual las fuerzas de resistencia igualan a las fuerzas motrices, impuestas por la acción de la gravedad exclusivamente, obteniéndose un escurrimiento uniforme. De esta condición se concluye que el gradiente longitudinal de presiones es nulo y la pendiente del plano de carga, J , es igual a la pendiente del fondo. Una de las ecuaciones más utilizadas para calcular la altura normal es la fórmula de Manning (1889):

$$\frac{Qn}{\sqrt{i}} = \Omega R_h^{\frac{2}{3}}$$

donde Q es el caudal del escurrimiento, n es el coeficiente de Manning, i es la pendiente de fondo del canal, Ω es el área de escurrimiento y R_h es el radio hidráulico. Esta expresión debe utilizarse en el sistema internacional de unidades dado que el coeficiente de Manning tiene unidades de $\frac{s}{m^{\frac{1}{3}}}$.

Teóricamente, las alturas normales de escurrimiento ocurren sólo a una distancia infinita de condiciones de borde que perturban la condición de flujo uniforme. Sin embargo, en la práctica basta una distancia suficientemente alejada de un punto de control (donde existe una singularidad tal como: compuertas, crisis, gradas, cambios de pendiente, sección o rugosidad, etc.) para tener condiciones de altura normal.

La manera como varía la altura de escurrimiento a partir de esta singularidad se denomina eje hidráulico. Para un escurrimiento gradualmente variado, es decir, con un valor del gradiente longitudinal de h , dh/dx , pequeño, puede determinarse la ecuación diferencial que permite determinar la altura del flujo en función de la distancia a partir de la ecuación de Bernoulli.

En forma numérica, el eje hidráulico, entre dos secciones ubicadas a distancias x_1 y x_2 , respectivamente, puede determinarse a partir de:

$$x_2 = \frac{E_1 - E_2}{J_m - i} + x_1$$

donde E es la energía específica, J_m la pendiente media del plano de carga (el promedio de J entre las secciones 1 y 2), i la pendiente de fondo y x es la distancia desde algún origen predeterminado, ver figura 5. Aquí el subíndice 1 denota la sección de aguas arriba y el 2 la sección de aguas abajo.

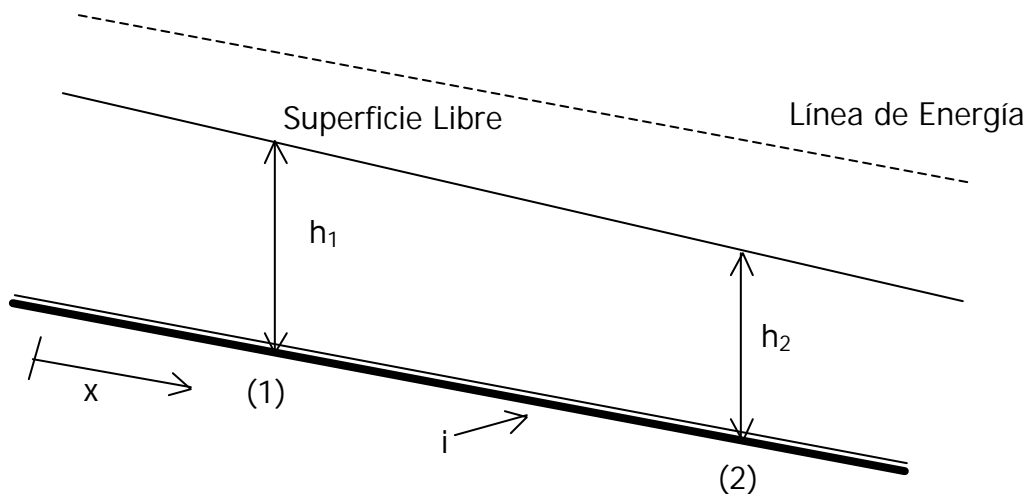


Figura 4.5. Eje Hidráulico en Canales.

Para determinar la pendiente del plano de carga media en el tramo, se considera válida localmente la ecuación de Manning, expresada como:

$$\frac{Qn}{\sqrt{J}} = \Omega R_h^{\frac{2}{3}}$$
$$J_m = \frac{1}{2}(J_1 + J_2)$$

Régimen Rápidamente Variado

Se conoce como régimen rápidamente variado a aquel que ocurre en las cercanías de una singularidad en canales. Existen diferentes tipos de singularidades en canales abiertos, uno de los más comunes lo constituyen los vertederos.

Según sea el tipo de contacto entre el escurrimiento y la barrera, los vertederos se clasifican en pared delgada, gruesa o intermedia.

A continuación se muestran algunas expresiones empíricas que relacionan la carga sobre el vertedero, definida como la altura medida sobre el umbral del vertedero en una sección aguas arriba lo más próxima de éste donde aún es válida la ley hidrostática, y el caudal que vierte.

Vertederos de pared delgada

Vertedero Rectangular: El caudal por unidad de ancho, q , que escurre sobre el vertedero está dado por:

$$q = m_0 \sqrt{2g} h^{3/2}$$

donde h es la carga del vertedero y $m_0=0.434$ (según Boussinesq) cuando la barrera es vertical y no existe efecto de la velocidad de aproximación.

Vertedero Triangular: El caudal Q que escurre sobre el vertedero está dado por:

$$Q = m_0 \operatorname{tg} \alpha \sqrt{2g} h^{5/2}$$

Donde $\operatorname{tg} \alpha$ es el promedio de las tangentes de los ángulos definidos por la aristas del vertedero y la vertical y m_0 se puede obtener, por ejemplo, de las experiencias de Cruz-Coke y Moya (ver libro “Hidráulica” de Dominguez).

Vertederos de pared gruesa

Son vertederos de pared gruesa aquellos en los cuales $e/h_c > 5$, donde e es el espesor de la barrera y h_c la altura crítica. El caudal unitario que escurre sobre la barrera se determina a partir de la misma expresión que el vertedero de pared delgada. El coeficiente de gasto del vertedero de pared gruesa puede determinarse a partir de:

$$m_0 = \frac{2}{(3 + I_e + \frac{2g}{c^2} N)^{\frac{3}{2}}}$$

donde I_e es la pérdida de entrada cuando se tiene entrada de arista viva:

Si $\frac{a}{h_c} \geq 3,5$ (contracción completa), $I_e = \frac{1}{3}$

Si $\frac{a}{h_c} \leq 3,5$ el valor de I_e esta dado en la tabla siguiente:

$\frac{a}{h_c}$	$\frac{a}{h}$	I_e
3,50	2,040	0,333
3,00	1,780	0,328
2,50	1,480	0,315
2,00	1,190	0,282
1,50	0,910	0,240
1,00	0,670	0,188
0,50	0,314	0,110
0,25	0,162	0,056

c es el coeficiente de Chezy y N esta dada por la relación:

$$N = \frac{e}{h_c}$$

El efecto de la velocidad de aproximación se considera al utilizar el coeficiente de gasto dado por:

$$m = m_0(1 + 0.26(\frac{h}{h+a})^2)$$

donde m_0 es el coeficiente de gasto sin ningún tipo de influencias o correcciones. Luego el caudal por unidad de ancho esta dado por:

$$q = m \sqrt{2g} h^{3/2}$$

ESPECIFICACIONES GENERALES DEL CANAL DE EXPERIMENTACIÓN

Se dispone de un canal rectangular de ancho 30 cm y largo 10 m que en extremo de aguas abajo posee un vertedero de altura variable. El caudal que escurre por el sistema viene dado por una bomba de potencia variable, que se encuentra entre dos estanques de almacenamiento ubicados aguas arriba y aguas abajo del canal, como se muestra en la figura 6. La pendiente del canal es variable

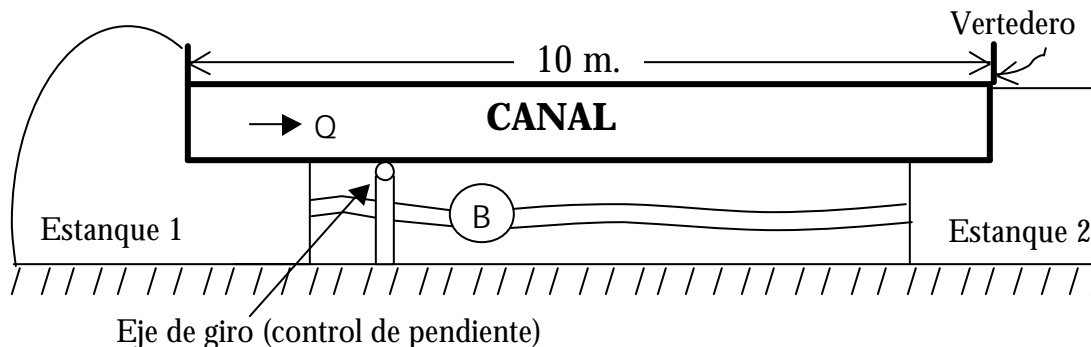


Figura 4.6. Esquema del Canal.

Además del canal principal, existen una serie de accesorios que pueden instalarse y que interfieren en el escurrimiento:

- Vertedero de Pared Gruesa de 10 cm de alto y 50 cm de largo.
- Vertedero de Pared Delgada de 10 cm de alto.
- Dos Vertederos Triangulares de ángulos internos 45° y 60°, respectivamente, y el vértice se sitúa a 5 y 10 cm desde el fondo, respectivamente.
- Una Compuerta de Abertura Variable.

Las mediciones de las alturas de escurrimiento se realizan con un limnómetro de lectura digital montado sobre un carro que se desplaza por la parte superior del canal. Las medición del caudal se realiza con la diferencia de presiones en la placa orificio, según la siguiente relación:

$$Q = 4,26 \sqrt{\Delta P}$$

donde Q es el caudal que circula en litros/segundo, y ΔP es la diferencia de presión de ambas ramas, en milibares.

Existe un segundo carro que porta un tubo de Pitot tipo Prandtl, que permite determinar la altura de velocidad, es decir, estimar la velocidad en un punto particular del flujo mediante la diferencia de presión entre sus ramas.

Para medir la pendiente del canal, existe una regla graduada que indica el desnivel con respecto a la posición horizontal, ubicada a 6,6 metros del eje de giro del canal, y, mediante relaciones geométricas, se puede determinar el ángulo que toma el fondo del canal.

La figura 7 muestra un esquema de la compuerta, vista de frente, especificando la posición a la que se encuentran instalados los piezómetros.

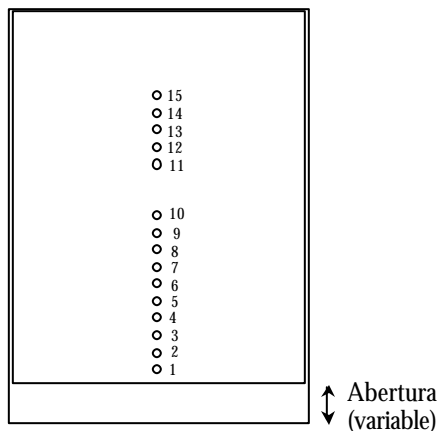


Figura 4.7. Esquema de piezómetros en la compuerta vertical.

Número de piezómetro	Distancia desde el borde inferior [cm]
1	1.7
2	3.3
3	5.0
4	6.7
5	8.3
6	10.0
7	11.7
8	13.3
9	15.0
10	16.7
11	22.0
12	24.0
13	26.0
14	28.0
15	30.0

El control de la bomba se realiza mediante un tablero, donde se controla además el motor que cambia la elevación del canal. La figura 8 muestra los principales controles en el tablero.

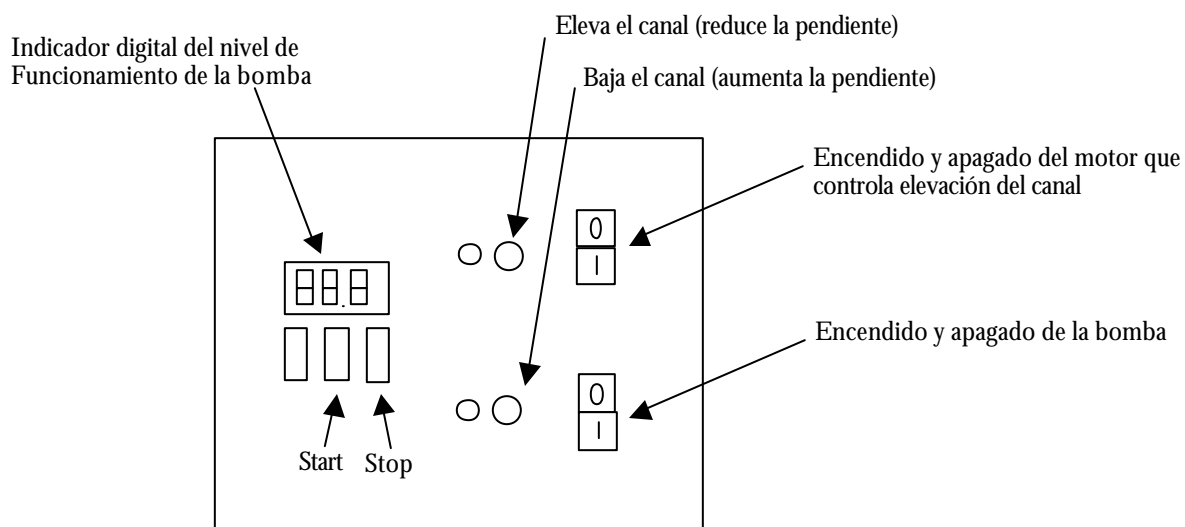


Figura 4.8. Panel de control de los sistemas mecánicos del canal.

LABORATORIO #4 ENERGÍA Y MOMENTA EN CANALES

PUNTOS A DESARROLLAR

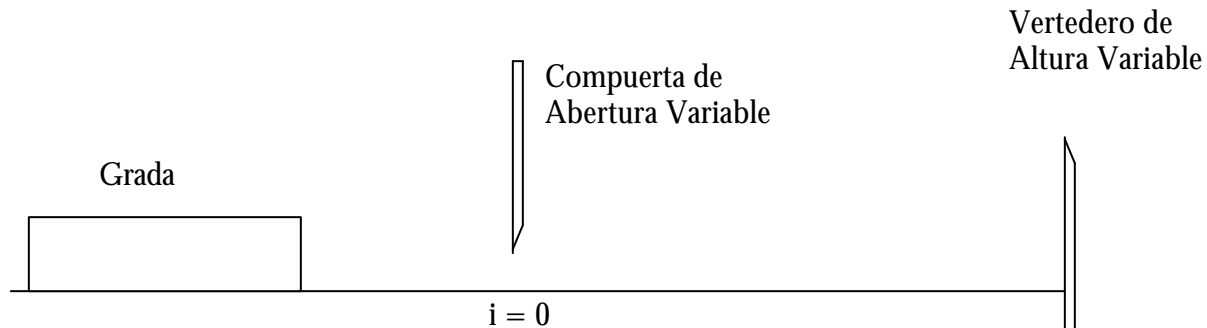


Figura 4.9. Instalación Experimental.

Para esta experiencia se utilizará el vertedero de pared gruesa, que se puede considerar como una grada, la compuerta y el vertedero de salida, de altura variable. Con estos accesorios instalados como se muestra en la figura 1, con pendiente nula, se pide esquematizar las alturas de escurrimiento que ocurren en el canal para diferentes aberturas de la compuerta y diferentes alturas del vertedero de aguas abajo del canal.

IMPORTANTE: Este punto debe ser presentado al momento de realizar el laboratorio y debe especificarse las zonas con escurrimiento supercrítico, subcrítico, resaltos y crisis. Justifique sus respuestas en un diagrama E v/s h , considerando pérdidas de energía tanto friccionales como singulares.

Con el canal sin pendiente y variando el caudal que escurre por el sistema, la abertura de la compuerta y la altura del vertedero de aguas abajo, se pide desarrollar los siguientes puntos:

1. Indicar si son posibles los escurrimientos descritos con anterioridad. ¿Cuántas secciones de control existen?
2. Determinar el error que se comete en la estimación del caudal mediante la placa orificio. Por propagación de errores, analice las desviaciones que puedan haber en la estimación de energías y momentas.
3. En el vertedero de pared gruesa y considerando el caudal constante, determinar si existe una altura de escurrimiento máxima de aguas abajo que permita decir que el

escurrimiento aguas arriba de éste es independiente de las condiciones de aguas abajo. De existir, determine su valor (teórico y experimental). ¿Existe alguna relación entre las energías aguas arriba y aguas abajo de la grada cuando ésta es un control hidráulico?

4. Determinar si hay variaciones de energía entre una sección aguas arriba y otra aguas abajo de la compuerta para diferentes tipos de resalto (rechazado, al pie, ahogado).
5. Determinar la momenta antes y después de el o los resaltos que se formen, comparando con lo esperado teóricamente. Determine las variaciones de energía en el resalto, verificando las expresiones vistas en cátedra.
6. Determine la distribución de presiones en la compuerta, mediante el uso del tablero de piezómetros. Verifique si es válida la ley hidrostática de presiones. Usando la distribución encontrada, estime la fuerza sobre la compuerta, comparando con el resultado usando función momenta en secciones aguas arriba y aguas abajo de la compuerta.

LABORATORIO #5

EJES HIDRÁULICOS Y SINGULARIDADES

PUNTOS A DESARROLLAR

Se pide medir y comparar con la teoría, los tres ejes hidráulicos que se desarrollan en pendiente fuerte y los tres de pendiente suave. Estos ejes hidráulicos pueden coexistir en una situación de flujo determinado por la ubicación de distintas combinaciones de: pendiente, caudal y singularidades tales como compuertas, vertederos, etc.

IMPORTANTE: Antes de comenzar el laboratorio, el alumno debe entregar al ayudante los ejes hidráulicos que desea medir, indicando las singularidades (compuerta, vertederos) a utilizar.

1. Medir las alturas de escurrimiento para los distintos ejes hidráulicos a considerar. Determine un espaciamiento longitudinal entre mediciones suficiente para describir con suficiente detalle la variación de altura de escurrimiento.
2. Usando alguno de los ejes hidráulicos determinados, determinar el número de Manning del canal, ajustando las mediciones experimentales con el desarrollo teórico. Comparar este número con el que indica la literatura.
3. Usando el número de Manning encontrado en el punto anterior, compare el resto de los ejes hidráulicos con su solución numérica.
4. Calibrar el coeficiente de descarga de uno de los vertederos que se posee: dos triangulares, uno de pared delgada y uno de pared gruesa (grada).