COMENTARIOS AL METODO DE GIBSON  
(AFOROS EN TUBERIAS DE ADUCCION A TURBINAS HIDRAULICAS)

P O R

HORACIO MERY M.\*

EMILIO IRAGUEN I.\*\*

## RESUMEN

En este trabajo se analiza, desde el punto de vista teórico, el método de aforo propuesto por el Dr. N.R. Gibson a objeto de formular la expresión exacta de un término correctivo que aparece en la fórmula del gasto. Este término considera el efecto de la distribución de velocidad del flujo en las secciones de medidas, (coeficiente de Boussinesq), si se acepta que el cierre de la turbina genera un fenómeno másico.

La evaluación del término correctivo, para una situación real, estaría indicando que gravita muy levemente en el resultado final y de todas formas siempre puede ser estimado su valor. En atención a esto último se presentan algunos coeficientes de Boussinesq estimados en instalaciones actualmente en funcionamiento en que las velocidades del flujo se midieron mediante molinete.

Lo anterior y la simplicidad del instrumental requerido en las medidas configuran un método muy práctico para la determinación de caudales quedando solamente la incertidumbre relacionada con la hermeticidad de los mecanismos de cierre de la turbina.

\* Ingeniero Jefe Sección Obras Hidráulicas ENDESA

\*\* Ingeniero División Estudios Hidrológicos ENDESA

El método de Gibson fue introducido en el año 1920 por su autor y es considerado como uno de los métodos más prácticos para la determinación del caudal en una tubería.

En el presente trabajo se desarrolla la teoría general en relación con el cierre de una turbina ubicada al final de una tubería no elástica a objeto de precisar la evaluación del término correctivo que aparece en la deducción de la fórmula del gasto.

Esta corrección, como se demuestra, depende del coeficiente de Boussinesq del cual se presentan algunos valores calculados a partir de velocidades medidas con molinetes.

## 2. TEORIA

En la figura N° 1 se muestra en forma esquemática, una tubería de longitud  $L$  y sección transversal  $S$ , la que alimenta una turbina en su extremo inferior.

Llamando "a" la velocidad de propagación de una perturbación a través de la tubería y "Tc" al tiempo de cierre de la turbina, el proceso se considera no elástico si se cumple que

$$T_c > 5 \frac{2L}{a} \quad (1)$$

En estas condiciones tal proceso puede ser tratado mediante el Teorema General de la cantidad de movimiento. En efecto, considerando como volumen de control una tubería horizontal, (a fin de simplificar la deducción ya que las ecuaciones finales son las mismas si la tubería es inclinada), según se muestra en la figura N° 2

Se puede escribir:

$$\sum \vec{F}_p + \vec{F}_r = \iint_{(S)} \vec{v} \rho (\vec{v} \cdot \hat{n}) ds + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \vec{v} \rho dV \quad (2)$$

cada uno de los términos de la expresión (2) se interpreta a continuación de acuerdo a las condiciones del problema particular que nos propo-

$$\sum \vec{F}_p + \vec{F}_r = p_1 S - p_2 S - \zeta_0 L P_e \quad (3)$$

En la que  $P_e$  es el perímetro y  $\zeta_0$  la tensión tangencial y  $p_1, p_2$  presiones medidas en el eje de la tubería.

Aún pueden hacerse los siguientes reemplazos en la expresión anterior:

$$\zeta_0 = f R J \quad P = J L \quad (4)$$

Con  $J$  como la pérdida de carga unitaria,  $R$  radio hidráulico y  $P$  la pérdida de carga en unidades de  $L$ .

$$\text{- Término} \quad \iiint_S \vec{v} \rho (\vec{v} \cdot \hat{n}) ds$$

Este término, en el caso ilustrado en la figura 2, toma el siguiente valor:

$$\iiint_S \vec{v} \rho (\vec{v} \cdot \hat{n}) ds = - \rho \iint_{S_1} v^2 ds + \rho \iint_{S_2} v^2 ds \quad (5)$$

El segundo miembro de la expresión (5) puede ser escrito utilizando el coeficiente de Boussinesq, (corrector del momentum), si la distribución de la velocidad en (S) no es uniforme.

$$\iiint_S \vec{v} \rho (\vec{v} \cdot \hat{n}) ds = \rho S \bar{v}^2 (\beta_2 - \beta_1) \quad (6)$$

$$\text{Término} \quad \iiint_V \vec{v} \rho dV$$

Este término escrito para un tubo de flujo de caudal  $\Delta Q$ , sección  $\Delta S$  y longitud  $\Delta X$  es:

$$v \rho dV = v \rho \Delta S \Delta X = \rho \Delta Q \Delta X \quad (7)$$

Del cual resulta evidente que extendiendo la suma a

2.132 todo el caudal y a la longitud L se tiene que :

$$\iiint_V \vec{v} \rho dV = \rho L Q \quad (8)$$

Reescribiendo la ecuación (2) considerando (3),(4),

(6), (8) y dividiendo por  $\rho g S$  se tiene :

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} - \frac{\xi_0 L v^2}{S g} = \frac{L}{g S} \frac{dQ}{dt} + \frac{1}{2g} \bar{v}^2 (2\beta_2 - 2\beta_1) \quad (9)$$

Expresando en unidades de longitud y ordenando

$$\frac{L}{g S} \frac{dQ}{dt} = H_1 - H_2 - P - 2(\beta_2 - \beta_1) \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (10)$$

en la que  $H_1$  y  $H_2$  son las cotas piezométricas y  $P$  la pérdida de carga.

Aún puede llevarse la ecuación (10) a una expresión de uso práctico, aceptando algunas hipótesis como las siguientes:

a) Relación lineal del caudal  $Q$  con el tiempo  $t$ .

$$Q = Q_0 \left(1 - \frac{t}{T_c}\right) \quad (11)$$

b) Los coeficientes  $\beta_1$  y  $\beta_2$  se suponen constantes durante el tiempo  $T_c$ , que tarda el cierre de la turbina.

Es así como integrando la ecuación (10), imponiendo las dos hipótesis mencionadas se tiene para el caudal de régimen la siguiente expresión :

$$Q_0 = \frac{g S}{L} \int_0^{T_c} (H_2 + P - H_1) dt + \frac{\beta_2 - \beta_1}{3 S L} Q_0^2 T_c \quad (12)$$

La integral que aparece en el segundo miembro de la expresión (12) representa el área del gráfico  $(H, t)$  la que deberá medirse con la máxima precisión. Para ello es conveniente tener en cuenta las disposiciones del Código Internacional de Recepción de Turbinas el que indica claramente la instalación adecuada para este objetivo.

Para considerar el efecto de la pérdida de carga  $P$  2.133

que aparece en la integral, se puede proceder a bajar la curva  $H_1$  en la magnitud de la pérdida. Este proceso se ilustra en la figura N° 3 allí la pérdida inicial  $P_0$  es conocida y puede suponerse, que en un instante cualquiera, durante el cierre, vale la relación siguiente

$$P = P_0 \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2 \quad (13)$$

la cual permite calcular punto a punto la curva  $H_1'$ .

El segundo término tiene el carácter de un factor correctivo que depende, como se aprecia, de la distribución de velocidades en las secciones de medidas.

### 3. COEFICIENTE DE BOUSSINESQ EN TUBERIAS

Con motivo de las pruebas de recepción de las turbinas de sus centrales hidroeléctricas la ENDESA ha debido efectuar mediciones de caudal, utilizando molinetes, aprovechando las mediciones de velocidad en varios puntos de la sección transversal de tuberías se ha calculado el coeficiente  $\beta$  de Boussinesq de acuerdo a la siguiente expresión :

$$\beta = \frac{\iint_S v^2 ds}{\bar{v}^2 S} \quad (14)$$

Con carácter informativo se ha calculado también el coeficiente  $\alpha$  de Cariolis de acuerdo a :

$$\alpha = \frac{\iint_S v^3 ds}{\bar{v}^3 S} \quad (15)$$

COEFICIENTES  $\alpha$  Y  $\beta$

CENTRAL	D(m)	$\beta$	$\alpha$	1/D
Pilmaiquen	3,697	1,006	1,016	5,3
Isla	3,296	1,012	1,034	20,0
Rapel (tub. Horiz)	4,500	1,005	1,015	3,0
Rapel (tub vert)	5,500	1,006	1,016	7,0

CENTRAL	D(m)	$\beta$	$\alpha$	1/D
El Toro	2,800	1,012	1,035	> 50
Abanico	2,440	1,011	1,031	21,3

1 : es la distancia desde la sección de medida al codo más cercano u bicado aguas arriba.

#### 4. COMENTARIOS

4.1 La fórmula de cálculo que se presenta es absolutamente general y puede aplicarse siempre que se trate de un sistema no elástico.

4.2. La magnitud del término correctivo parece no ser muy importante dado los valores de  $\beta$  que se presentan en la tabla del punto 3. En todo caso puede ser estimado para cada situación particular y aunque esta estimación tenga errores importantes su incidencia en el valor del gasto será pequeña.

4.3 La medición simultánea de las cotas piezométricas H1 y H2, en la actualidad, no resulta demasiado difícil de realizar pues se han desarrollado instrumentos de precisión que permiten captar la presión y emitir una señal a un inscriptor el cual entrega el gráfico (H,t) a escalas seleccionadas previamente.

4.4 Puede ocurrir la situación que después de cerrada la turbina, por razones mecánicas, queden fugas de caudal a través de los álabes. Es te hecho es difícil detectar y de todos modos si se comprobara la filtración no se podría, en general, aforar este pequeño caudal.

#### 5. EJEMPLO DE APLICACION

En la figura N° 3 se ilustra el registro obtenido para el gráfico (H,t), de una medida efectuada en la 5a. Unidad de la Central Rapel.

El gráfico se obtuvo mediante un registrador Lum-niscript el que recibía la señal desde un captor de presión conectado

#### 5.1 Datos de la Experiencia

$$T_c = 6,68''$$

$$\text{Area del gráfico (H,t)} = 41,6715 \text{ (m.s)}$$

$$\frac{L}{S} = 3,63373 \text{ (1/m)}$$

#### 5.2 Cálculo del gasto $Q_0$

según ecuación (12)

$$Q_0' = \frac{9,806 \times 41,6715}{3,63373} = 112,455 \text{ m}^3/\text{s}$$

Debe agregarse un caudal de fuga de 0,513 m<sup>3</sup>/s

Luego el caudal del ensayo es :

$$Q_0 = 112,968 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

#### 5.3 Cálculo del Término Correctivo.

$$T.C. = \frac{\beta_2 - 1}{3SL} Q_0^2 T_c$$

De acuerdo a la tabla de  $\beta$  se determinó  $\beta_2 = 1,005$ .

Reemplazando valores

$$T.C. = \frac{1,005 \times 112,968^2 \times 6,68 \times 4}{3 \times \pi \times 4,5^2 \times 100}$$

$$T.C. = 0,089 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

Finalmente el caudal inicial será

$$Q = 112,968 + 0,089 = 113,057 \text{ m}^3/\text{s}.$$

El respectivo aforo efectuado mediante molinetes difiere en + 1,9 % del realizado mediante el método de Gibson.

FIGURA N° 1

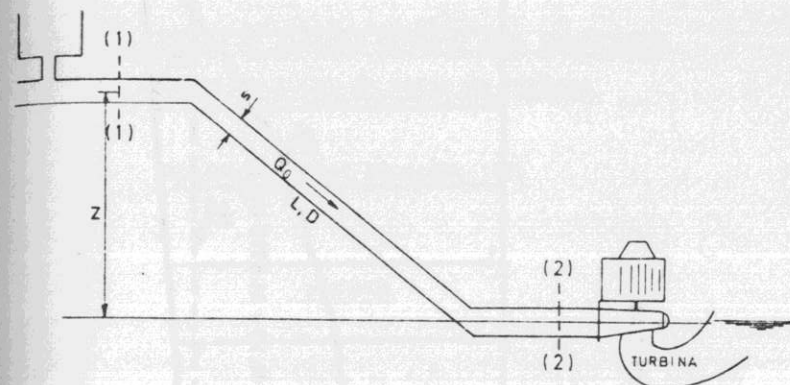


FIGURA N° 2

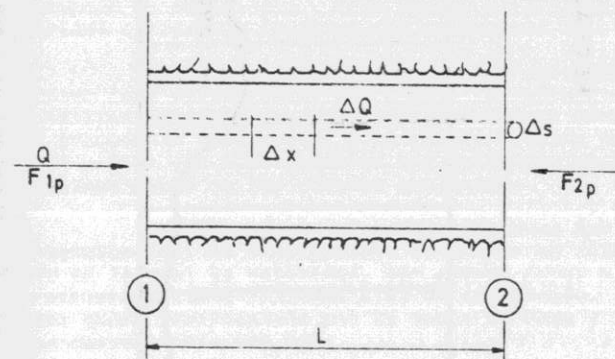
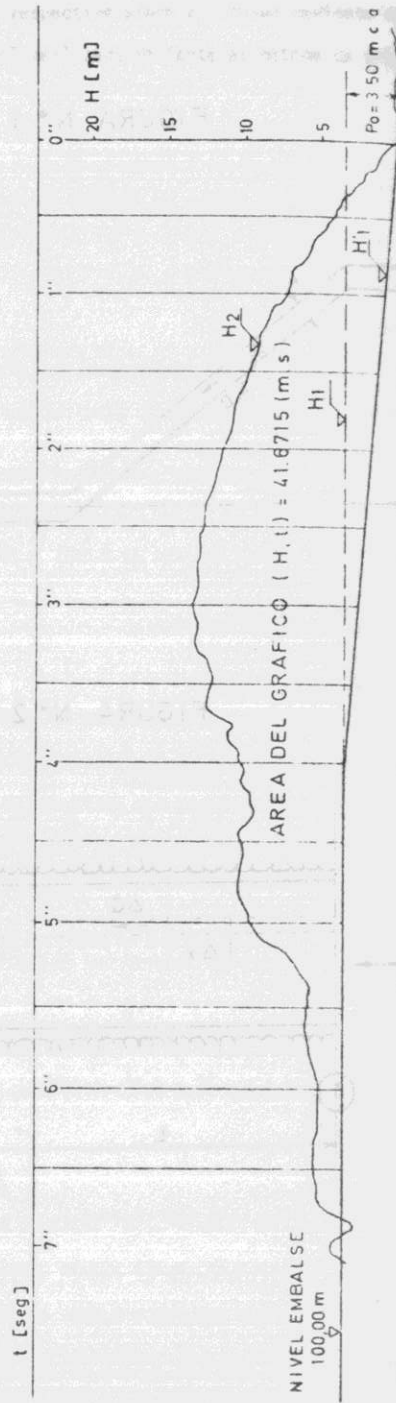


FIGURA N° 3  
CENTRAL RAPEL  
RECHAZO DE 70 M W. 5ª UNIDAD



#### ARRASTRE DE SEDIMENTOS Y SCCAVACION