



## **Práctica 2. Ensayo de turbina de impulso tipo Pelton.**

Profs. Antonio Lecuona y J. I. Nogueira, Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos

### **Descripción**

Un grupo de alumnos obtendrá experimentalmente las curvas características de una turbina hidráulica como ejemplo de turbina de impulso. Se les introducirá al análisis dimensional representando las curvas de forma adimensional.

**Duración:** 2 horas.

**Entregables:** Informe con el contenido más abajo descrito.

**Objetivos:** Entender el funcionamiento de una turbina Pelton, usada en saltos hidráulicos grandes para producir electricidad entregada a la red, aunque también en explotaciones mini y micro-hidráulicas, algunas de ellas aisladas de la red.

Las ecuaciones resultantes son un caso particular de la ecuación de Euler, que se explicará más adelante en la asignatura.

Este documento pretende preparar al alumno, a través de su lectura y análisis, para que durante la sesión de laboratorio conozca los objetivos de la práctica y se encuentre familiarizado con la instrumentación empleada, la metodología a seguir y los datos que deberá obtener. Se exhorta a los alumnos a consultar con el profesor, antes de la realización de la práctica, las dudas que pudieran surgir, especialmente las relativas a la seguridad. Este documento debe ser complementado con un guión concreto que describa el banco de ensayos y su operativa, así como el procedimiento a seguir para efectuar la práctica.

Esta circunstancia se evaluará al comienzo de la práctica, sometiendo a los asistentes a cuantas cuestiones considere pertinente el tutor de la misma. Las contestaciones del alumno darán lugar a una calificación que se tendrá en cuenta a la hora de calificar globalmente la práctica. Si el tutor detecta un conocimiento insuficiente para permitir una realización provechosa y segura, podría impedir al alumno continuar la sesión.

La actitud provechosa y constructiva del alumno durante la realización de la práctica será evaluada y formará parte de la calificación final.

### **Introducción teórica**

En las turbinas de impulso hidráulicas se convierte la energía de presión del fluido (trabajo de flujo) en energía cinética, creando un chorro libre en la atmósfera, la cual no interviene. Este chorro se hace incidir sobre las palas de un rotor, que gira asimismo en el seno de la atmósfera, desviando el chorro sin que la presión varíe, apareciendo por ello un par sobre él que se utiliza para extraer el trabajo.

La materialización más común de este tipo de máquinas es la turbina *Pelton*, aunque existe una variante denominada *Turgo*. La Figura 1 muestra el esquema de una de ellas. Son máquinas robustas y simples, capaces de un buen rendimiento.

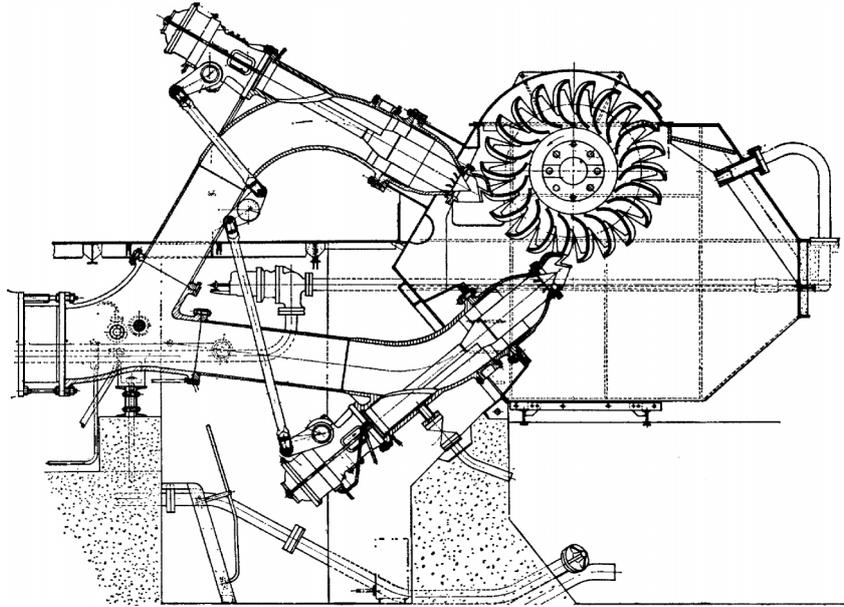
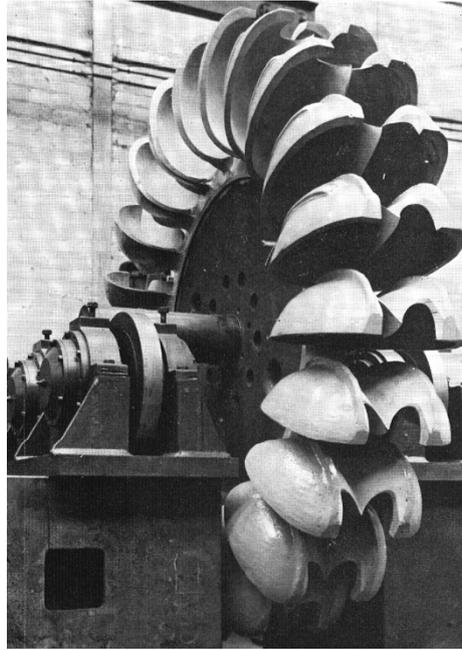


Figura 1.- Turbina *Pelton* para generación eléctrica de 18 MW,  $a = 2$ . Fuente [1], cortesía de English Electric.

El chorro se crea por medio de una tobera estacionaria convergente cónica, denominada inyector. Este inyector va dotado de una espiga central axil-simétrica terminada en un punzón. Es capaz de moverse axialmente y controla el área de paso justo a la salida. La figura muestra dos de ellos actuando en paralelo; una palanca actúa cada uno de ellos. La espiga se utiliza para variar la carga de la turbina, modificando el caudal pues hace variar el área mínima del conducto que es a su salida.

El inyector hace incidir la corriente tangencialmente al rotor, formado por cucharas dobles, ocurriendo la deflexión del chorro sin concurrencia de una variación global de radio significativa, en media en un plano paralelo al eje del rotor y conteniendo al eje del inyector. Al propagarse hacia las cucharas, su presión es la atmosférica, luego es un chorro libre de sección y velocidad constante. Al objeto de aumentar la potencia de una misma turbina, con un determinado salto hidráulico, se añaden inyectores repartidos en la periferia, pudiendo llegar a  $a = 6$  en turbinas de gran tamaño. Un número excesivo de inyectores ocasiona una pérdida de rendimiento por interferir mutuamente sus chorros, tanto al ser deflectados como al caer el agua.

El rotor está constituido por un disco que soporta unas cucharas radiales con doble cavidad, periódicamente dispuestas en su periferia hasta un número de unos 20, como muestra la Figura 2. Están diseñadas para deflectar hacia ambos lados del disco el chorro con las mínimas pérdidas posibles, tal y como indica la Figura 3 y con la simetría resultante evitar fuerzas laterales sobre el disco, aunque ocurre también una cierta deflexión en el plano del disco. Estas cucharas están rebajadas y afiladas en su extremo más externo al objeto de evitar interferir con la cuchara que recibe el chorro plenamente. Debido a la periódica entrada y salida en carga de las cucharas su resistencia a la fatiga es importante y el par ejercido sobre el eje oscila periódicamente una pequeña cantidad. El rotor puede ser de eje horizontal o vertical. Las verticales no suelen disponer de más de 2 inyectores.

Figura 2.- Rotor de una turbina *Pelton*. Fuente [2].

### Ecuación del inyector:

El flujo justo antes del inyector será muy aproximadamente ideal e incompresible pues es área convergente, por lo que la fórmula de *Bernouilli* aplicada entre la tubería de llegada en la cual existe una altura hidráulica  $\Delta H$  (la cual queda definida como la altura de una columna del líquido estático,  $V_e = 0$ , que ejerce una cierta presión manométrica):

$$\rho g \Delta H = P_e + \rho \frac{V_e^2}{2} \quad (1a)$$

donde  $P_e$ ,  $\rho$ ,  $g$  y  $V_e$  son respectivamente la presión estática manométrica, la densidad, la aceleración de la gravedad y la velocidad media en el tubo, justo antes del inyector. A la salida del inyector la presión manométrica se anula, por ser la de la atmósfera, con lo que se puede calcular la velocidad de inyección ideal:

$$\rho g \Delta H = 0 + \rho \frac{V_{j,i}^2}{2} \Rightarrow V_{j,i} = \sqrt{2g\Delta H} \quad (1b)$$

Debido a la disipación viscosa en las capas límite de las paredes del inyector y del chorro con el aire, la velocidad real media obtenida en el chorro  $V_1$  resulta ligeramente inferior, lo que se suele tener en cuenta a través de un *rendimiento de la tobera*  $c_f$  (denominado asimismo *coeficiente de flujo*):

$$V_1 = c_f V_{j,i} = c_f \sqrt{2g\Delta H} \quad (2)$$

Este rendimiento  $c_f$  es generalmente muy próximo a la unidad  $\approx 0,95$ , pues el diseño se realiza para obtener un chorro cilíndrico compacto y con las menores pérdidas a

cualquier *grado de apertura*  $\alpha$ . Con aperturas muy pequeñas, debido a la elevada relación perímetro a sección de paso resultante a la salida,  $c_f$  es menor.

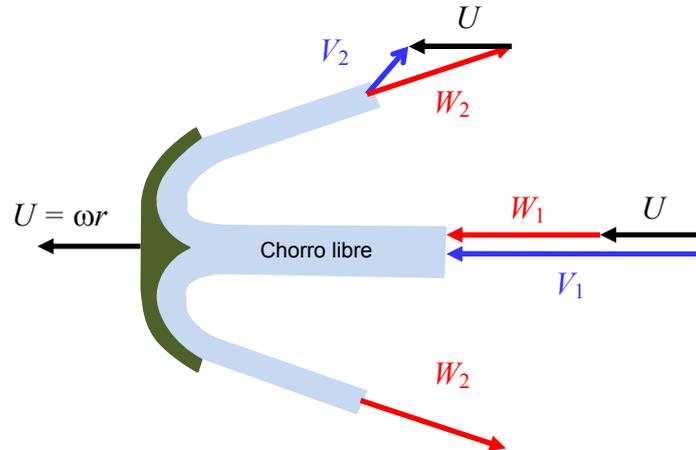


Figura 3.- Trayectoria del agua en una cuchara de una turbina Pelton, en un plano tangencial en el radio medio de las cucharas. Se indican las velocidades absolutas medias del fluido  $V$ , relativas  $W$  y la de arrastre de la cuchara  $U$ , mostrando la composición de velocidades.

### Ecuación del rotor

La ecuación de cantidad de movimiento en ejes galileanos ligados a la parte estática de la máquina y aplicada al chorro:

- Supuesto con velocidad uniforme de valor absoluto  $V_1$  según el eje  $x$  (véase la Figura 3).
- Es deflectado por las cucharas de forma continua y uniformemente en el plano tangencial, de tal manera que la velocidad absoluta a su salida sea en valor absoluto  $V_2$ , formando un ángulo medio  $\alpha_2$  con el eje  $x$ .
- Suponiendo movimiento estacionario de un flujo másico  $\dot{m}$  en un ambiente de presión constante y sin fricción con él.

... nos dice que la fuerza ejercida sobre la cuchara en el sentido del movimiento  $F_x$  es:

$$F_x = \dot{m}(V_{2x} - V_1) \quad (3)$$

Esta ecuación es equivalente a la ecuación de *Euler*, aplicable genéricamente a cualquier turbomáquina, siendo necesario sustituir en ella las componentes tangenciales por las velocidades según el eje  $x$ .

Para determinar  $V_{2x}$  es necesario tener en cuenta que la velocidad del chorro relativa a la cuchara es  $W_1 = V_1 - U$ , siendo  $U$  la velocidad tangencial de la cuchara debida a su giro.  $U = \omega r_m$ , donde  $r_m$  es la distancia media de la cuchara al eje de giro del rotor y  $\omega$  la velocidad angular de giro. La Figura 2 aclara éste y los subsiguientes razonamientos.

A la salida de la cuchara tendremos, en virtud de la homogeneidad de la presión atmosférica, igual módulo de la velocidad relativa, salvo que la fricción viscosa disipe energía cinética de la lámina de fluido, lo cual tendremos en cuenta por medio de un *coeficiente de pérdidas por fricción*  $c_p$ , inferior a la unidad:



$$W_2 = c_p W_1 = c_p (V_1 - U) \quad (4)$$

Si suponemos que las cucharas guían perfectamente el fluido, de su forma geométrica podemos predecir que la orientación del vector  $W_2$  queda impuesta por el ángulo de salida de las cucharas  $\alpha_2$ , luego podemos conocer la velocidad absoluta según el eje  $x$ , si simplemente añadimos a la componente según  $x$  del vector velocidad relativa, la velocidad de arrastre  $U$  a la salida, idéntica a la existente a la entrada:

$$V_{2x} = U + W_{2x} = U + W_2 \cos \alpha_2 = U - c_p (V_1 - U) \cos \alpha_2 \quad (5)$$

Podemos ya obtener el par  $C_{fl}$  que este flujo ejerce sobre el eje, simplemente multiplicando la fuerza disponible para producir el giro por  $r$ , quedando:

$$C_{fl} = F_x r_m = \dot{m} [V_1 - U + c_p (V_1 - U) \cos \alpha_2] r_m = \dot{m} (V_1 - U) (1 + c_p \cos \alpha_2) r_m \quad (6)$$

El par útil en el eje  $C_u$  vendrá de restar al par ejercido por el fluido el necesario para vencer la resistencia que oponen al giro los cojinetes o rodamientos, los retenes y otros mecanismos auxiliares de la máquina, aparte del par de resistencia aerodinámico. Todos ellos suman la cantidad  $C_r$ , que típicamente es creciente con la velocidad de giro y puede aproximarse razonablemente bien por una parábola más un valor constante de fricción seca. Esto nos permite definir un rendimiento mecánico  $\eta_m$ :

$$\left. \begin{array}{l} \eta_m = \frac{C_u}{C_{fl}} \\ C_u = C_{fl} - C_r \\ C_r = C_{r0} + k_r U^2 \end{array} \right\} \rightarrow \eta_m = 1 - \frac{C_r}{C_{fl}} \left\{ \rightarrow \eta_m = 1 - \frac{C_{r0} + k_r U^2}{C_{fl}} \quad (7)$$

De las ecuaciones (6) y (7) podemos deducir consecuencias útiles:

1. El par medido en el eje con la turbina alimentada con caudal constante será una función linealmente decreciente de la velocidad angular, pues  $U = \omega r_m$ , salvo el término de pérdidas mecánicas, que lo hace decaer más, compensado con el término de pérdidas en las cucharas que lo hará decaer menos por ser menor la velocidad relativa a ellas.
2. El par fuertemente decreciente con  $U$  proporciona una gran estabilidad de marcha a este tipo de turbinas. El elevado par a régimen nulo ( $U = 0$ ) facilita el arranque.
3. El máximo par se obtiene cuando las cucharas logren dirigir el chorro exactamente hacia atrás,  $\alpha_2 = 0^\circ$ . Esta disposición no es posible porque hace que el flujo emergente de las cucharas choque con el chorro, siendo habitual un ángulo entre  $10^\circ$  y  $20^\circ$ .

La potencia útil de la máquina vendrá dada por:



$$W_u = C_u \omega = \eta_m \dot{m} (V_1 - U)(1 + c_p \cos \alpha_2) U \quad (8)$$

...en donde  $\dot{m}$  tendrá en cuenta la existencia de un número  $a$  de chorros idénticos.

El rendimiento global de la máquina  $\eta$  vendrá dado por el cociente entre la potencia producida en el eje y la potencia hidráulica suministrada, en consecuencia:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{W_u}{W_{fl}} = \frac{W_u}{\dot{m} g \Delta H} = \frac{c_f^2 \eta_m \dot{m} (V_1 - U)(1 + c_p \cos \alpha_2) U}{\dot{m} V_1^2 / 2} = \\ &= 2c_f^2 \eta_m \left(1 - \frac{U}{V_1}\right) (1 + c_p \cos \alpha_2) \frac{U}{V_1} \end{aligned} \quad (9)$$

El denominado *rendimiento hidráulico*  $\eta_h$  coincide con esta expresión haciendo  $\eta_m$  la unidad, pues sólo tiene en cuenta las pérdidas en el fluido.

De esta expresión pueden extraerse las siguientes conclusiones:

1. El rendimiento, con la máquina actuando con grado de admisión y altura de suministro constantes, como función de  $U/V_1$  que es el inverso del *parámetro de velocidad*, tiene una dependencia parabólica, si los coeficientes son constantes. En estas condiciones se puede obtener fácilmente el máximo:

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial (U/V_1)} = 0 \Rightarrow \begin{cases} \frac{U}{V_1} = \frac{1}{2} \\ \eta_{m\acute{a}x} = c_f^2 \eta_m \frac{1 + c_p \cos \alpha_2}{2} \end{cases} \quad (10)$$

Este resultado nos indica que el rendimiento de la máquina puede alcanzar la unidad con  $\alpha_2 = 0^\circ$  y sin pérdidas.

Nos indica asimismo que sustituyendo en la Ec. (5), la velocidad absoluta tangencial del flujo emergente de las cucharas es nula en el punto de máximo rendimiento.

Coincide el punto de máximo rendimiento (eficiencia) con el de máxima potencia, es decir con el punto de máxima productividad, lo cual es conveniente económicamente.

En la práctica, la dependencia de las pérdidas con la velocidad hace que el rendimiento máximo se alcance con un valor ligeramente menos, típicamente  $U/V_1 = 0,45$ .

2. El rendimiento es nulo a máquina parada, así como a una velocidad a la que se anule el par útil, pues la energía extraída del chorro se invierte exclusivamente en las pérdidas mecánicas.



3. La altura hidráulica disponible en un salto es prácticamente fija pues, aunque el nivel en el embalse pueda cambiar, estas turbinas resultan aplicables a casos en que la altura hidráulica total es grande, por disponerse de tubería forzada; por lo tanto generalmente bastante mayor que aquella. De ello resulta una velocidad de inyección prácticamente constante y como el régimen de giro de los alternadores es fijo, el diámetro de la turbina queda determinado, si se desea actuar en las proximidades del óptimo (salvo que se cambie el número de polos de la máquina eléctrica).
4. En estas condiciones la carga se regula con el grado de apertura, lo que ocasiona un cambio en  $m$  sin alterar substancialmente el parámetro de velocidad, actuando la máquina en condiciones de mayor rendimiento posible. Estas turbinas son valoradas especialmente por su cualidad de operar con elevados rendimientos a cargas parciales.
5. La necesidad de velocidades de giro moderadas de los generadores hace que estas turbinas en pequeños tamaños se puedan adaptar tanto a grandes como a pequeños saltos, eligiendo su diámetro, pues no aparecen problemas estructurales por la fuerza centrífuga, aunque éste sea grande.
6. En grandes tamaños, la ya mencionada necesidad de velocidades moderadas de los alternadores hace que aparezca el problema de que el aumento correspondiente de tamaño de las cucharas puede ser tal que con un salto pequeño interfieran demasiado entre sí por resultar el diámetro exiguo. La solución radica en agregar inyectores, aunque para saltos lo suficientemente pequeños resulta más adecuado pasar a turbinas de reacción. Ello es debido a la capacidad limitada de potencia de las turbinas *Pelton* con saltos bajos, por su *admisión parcial*, en comparación con las de reacción que tienen *admisión plena*.
7. Las turbinas *Pelton* tienen la capacidad de operar con grandes alturas, lo que resulta dificultoso con turbinas *Kaplan* o *Francis* por la aparición de la cavitación. Las *Pelton* típicamente se usan en aplicaciones medias y grandes con saltos hidráulicos  $\Delta H$  brutos a partir de 90 m. En aplicaciones pequeñas y muy pequeñas se emplean con saltos menores.

### Regulación y protecciones

Como se ha indicado, la espiga del inyector sirve para controlar el grado de apertura y con ello es posible controlar la carga perfectamente. Sin embargo, los tiempos de reacción necesarios pueden ser tan cortos que resultan en sobrepresiones excesivas en las tuberías, por efectos no estacionarios, especialmente en instalaciones de gran tamaño.

Un cierre brusco origina el efecto de *golpe de ariete*. Este efecto se suele reducir por la inclusión de chimeneas de equilibrado, pero en instalaciones de gran salto hidráulico resultan insuficientes. Por ello, se limita la velocidad de apertura y cierre del inyector al máximo tolerable y se elige una estrategia de mantenerlo abierto más de lo necesario durante la operación de reducción del grado de carga y se añaden dispositivos externos de reducción de la carga. Uno de estos sistemas consiste en agregar un deflector de chorro que impide que incida contra el rotor. El otro sistema más utilizado agrega unos álabes deflectores orientables en la espiga, los cuales normalmente tienen un borde de salida con orientación axial, no afectando a la dirección del chorro.



Si se requiere una rápida reducción de carga se hace que estos álabes impriman una componente tangencial “swirl” al chorro. La fuerza centrífuga resultante abre el chorro en espiral, impidiendo con ello que incida en las cucharas. La Figura 1 muestra uno de estos sistemas, en la punta de la espiga. La misma figura muestra el sistema de freno de la turbina, constituido por un inyector adicional en sentido contrario a la marcha.

Si se elimina la carga de la turbina bruscamente, lo cual puede ocurrir en un desenganche de la red o en el caso de rotura de un eje, la turbina se acelerará hasta alcanzar una velocidad del orden del doble de la de máximo rendimiento, a la cual se opera normalmente. Esto podría resultar en una rotura mecánica, potencialmente peligrosa. Para evitarlo se disponen mecanismos automáticos, capaces de actuar sin energía eléctrica, que ponen en marcha los dispositivos mencionados.

### Operativa

El ensayo de una turbina Pelton será diferente, dependiendo del diseño que se tenga del banco de ensayos. La altura de un depósito de alimentación por gravedad suele resultar exagerada, por lo que suele recurrirse a una de estas dos soluciones:

1. Disponer de un depósito presurizado. Esta solución es compleja, dada la necesidad de cumplir estrictas normas de seguridad de depósitos a presión. No es aconsejable.
2. Alimentar la *Pelton* con una bomba movida por la corriente eléctrica. Sin embargo, esta solución exige regular la presión de alimentación.

La presión de alimentación se puede mantener constante independientemente del consumo usando un regulador de presión hidráulica de los que ofrece el mercado, si bien su precisión en muchos casos no es suficiente. Derivan un caudal de retorno variable mecánicamente para mantener la bomba en un mismo punto operativo; sin embargo, es posible que el agua en el depósito que recoja el vertido de la *Pelton* se caliente con el tiempo.

Es posible también mantener constante la presión de alimentación usando un variador de velocidad para alimentar a la bomba con frecuencia variable e imponiendo de consigna la presión de alimentación para realimentar, a gusto del operador. Un caudal de sangrado permanente evita sobrecalentamientos. Usar el agua de la red, con un regulador de presión es otra posibilidad y se evita el calentamiento del depósito. Mejor es usar dos reguladores en serie con un depósito de expansión intermedio.

Asegurada la constancia de la presión de alimentación, la *Pelton* se puede ensayar variando su velocidad de giro en una secuencia de ensayos estacionarios. Este experimento se puede repetir para varios grados de carga  $\alpha$  fijos, por lo que un inyector con espiga es necesario. Para lograr esto se necesita arrastrar con la *Pelton* un freno con capacidad de regulación. Las posibilidades son varias. Una bomba de engranajes o paletas, capaz de funcionar con agua es una buena opción, dado que el par que oponen es muy rápidamente creciente con el régimen y además ofrecen para a régimen nulo. Se regula el régimen con una válvula multi-vuelta a la salida. Un freno de corrientes parásitas (o de Foucault) es interesante, pues permite una regulación electrónica del régimen. Dado el elevado par de la *Pelton* parada, es necesario un freno sobredimensionado y aún así no se logra par a régimen nulo. Otra posibilidad similar la



ofrece un freno de polvo magnético. En ambos casos la potencia disipada ha de evacuarse al aire o al depósito. Los frenos de rozamiento suelen resultar inestables.

La medición del régimen de giro, del caudal y de la presión de alimentación es actualmente sencilla gracias a los numerosos transductores electrónicos disponibles.

Algo más dificultosa es la medición de la potencia entregada por la *Pelton*. Lo más exacto se logra interponiendo en el eje un torquímetro, o medidor de par. Si se usa un freno eléctrico éste se puede montar basculante (freno dinamométrico), lo que permite medir directamente el par con una célula de carga.

Una técnica de bajo coste, pero de potencial alta precisión la constituye el ensayo inercial [3]. La *Pelton* detenida con un freno se libera y se deja acelerar libremente con el chorro actuando sobre ella hasta alcanzarse la velocidad máxima permitida. Del registro con ordenador de la velocidad instantánea de giro  $\omega(t)$  se determina numéricamente el par útil  $C_u(\omega)$  de acuerdo a la ecuación:

$$I \frac{d\omega}{dt} = \underbrace{C_{fl} - C_r}_{C_u}$$

El momento de inercia  $I$  de la *Pelton* y sus ejes se puede obtener experimentalmente agregando un volante de  $I$  conocido y comparando dos ensayos de aceleración, con el mismo  $C_u$ . El ensayo de deceleración libre con el chorro interrumpido permite obtener el par de pérdidas mecánicas  $C_r$ .

Uno de los aspectos más importantes lo constituye la seguridad de operación. Solamente con un diseño, una ejecución y un mantenimiento de acuerdo a normas, códigos y recomendaciones de seguridad aplicables y de contrastada validez así como la aplicación estricta de un protocolo de uso del laboratorio que incluya la prevención de accidentes y salubridad es posible una operación segura. Ésta se garantiza con una formación adecuada en temas de prevención laboral del tutor de la práctica, un buen entrenamiento y certificación, así como una formación previa de los estudiantes participantes en la práctica.

## Informe

Incluirá los datos básicos de:  $\dot{m}$ ,  $\Delta H$ ,  $\alpha$  (medido con el desplazamiento de la espiga o mejor de  $\dot{m}/\dot{m}_{max}$  a cada  $\Delta H$  constante) además de  $C_u$  y  $\omega$ . Estos se elaborarán para dar curvas de  $W_u$  y  $\eta$  como función de  $U/V_{j,i}$  y que se ha constituido en el parámetro adimensional principal definidor del punto operativo. Se podrá así verificar la validez de la teoría. Estas curvas se pueden repetir para varios  $\alpha$ . Asimismo se pueden repetir para varios  $V_{j,i}$ , o lo que resulta equivalente, para varios números de Reynolds del chorro.

## Bibliografía

- 1.- Norrie D. H., An Introduction to Incompressible Flow Machines, 1963. Edward Arnold Publishers Ltd, London.
  - 2.- Duncan W. J. Thom A. S., Young A. D., Mechanics of Fluids, 2<sup>nd</sup> edition, 1970, Edward Arnold Publishers Ltd. London.
-



3.- Lecuona, A.; Rodríguez, P.; Calvo, A. A Method for the Instantaneous Torque Measurement of Braking or Motoring Machines under Steady or Transient Operation Using Digital Techniques. SAE Paper 930512. Reprinted from: ABS/TCS and Brake Technology (SP-953). The Society of Automotive Engineering. Detroit, 1993.

---