



## SIMULACIÓN TEÓRICA DE LAS OSCILACIONES DE FLUJO EN CENTRALES DE BOMBEO CON CHIMENEAS DE EQUILIBRIO

RAÚL BARRIO PEROTTI, JORGE LUIS PARRONDO GAYO

Escuela Politécnica Superior de Ingeniería de Gijón.

Departamento de Energía.

Campus de Viesques s/n. 33203 Gijón (Asturias). España.

*(Recibido 29 de julio de 2005, para publicación 19 de junio de 2006)*

**Resumen** – El presente trabajo tiene como objeto el estudio del comportamiento transitorio del flujo en centrales de bombeo como consecuencia de la interacción entre las chimeneas de equilibrio y el resto del circuito hidráulico. Este estudio se abordó mediante una modelización del sistema a partir de las ecuaciones de la mecánica de fluidos bajo las hipótesis de flujo unidimensional, incompresible y no estacionario. A continuación se programó un algoritmo que permitió resolver este sistema de ecuaciones, cuyo resultado es el registro temporal de los valores de las distintas variables para su posterior estudio y representación gráfica. Para comprobar la validez de los cálculos del programa, se realizó una serie de ensayos en laboratorio en una bomba centrífuga convencional montada en un banco construido según normas internacionales. Por último, se empleó el programa para predecir el comportamiento de centrales de bombeo de configuración convencional ante distintas maniobras partiendo de unos datos iniciales.

**Palabras clave** – Bombeo, transitorios, oscilaciones, maniobras.

### 1. INTRODUCCIÓN

Para satisfacer la demanda de energía, muy fluctuante con el tiempo, las compañías eléctricas cuentan con distintos tipos de centrales. Entre ellas las centrales hidráulicas se caracterizan por tener un tiempo de respuesta, entendiéndose como tal el de arranque, parada o cambio de carga, pequeño en comparación con otro tipo de centrales y es por ello que se suelen usar para satisfacer picos en la demanda. Para producir electricidad utilizan una fuente de energía limpia, barata y renovable como es el agua de los ríos.

Un tipo particular de centrales hidráulicas son las centrales con embalse. Su principal ventaja es que, a diferencia de otro tipo de centrales que usan energía renovable como puede ser el caso de las centrales hidráulicas de agua fluyente y las eólicas, en las que la producción de energía está ligada a la disponibilidad del recurso energético, en las centrales con embalse se dispone de una reserva de energía permanente. En este tipo de centrales el tiempo de respuesta en maniobras está limitado por el golpe de ariete [1, 2], fenómeno por el que cambios bruscos en la velocidad de una masa de fluido se transforman en grandes variaciones de la presión.

Para limitar los fenómenos derivados del golpe de ariete y a la vez poder disponer de tiempos de maniobra razonablemente cortos, en estas centrales suelen instalarse chimeneas de equilibrio. Estas chimeneas, en su forma más simple, están formadas por un tanque de grandes dimensiones que puede estar abierto o no a la atmósfera, y que se conecta directamente a la tubería aguas arriba de la turbina y próxima a ésta. Su misión es transformar las fluctuaciones de presión de gran amplitud y elevada frecuencia en oscilaciones de caudal de una menor amplitud y frecuencia baja.

En ocasiones estas centrales de embalse son del tipo de centrales de bombeo, es decir, operan entre dos embalses y admiten el funcionamiento en modo tanto de turbina como de bomba, usando para ello bien una turbina y una bomba de forma independiente o, lo que es más común, un grupo reversible bomba-turbina –turbinas Francis o Kaplan–. Estas centrales interesan desde un punto de vista económico ya que se pueden beneficiar de la baja tarificación eléctrica existente durante la noche para bombear de nuevo al

embalse el agua que previamente se había turbinado. Al funcionar en ambos modos de operación suelen necesitar de dos chimeneas de equilibrio conectadas antes y después de la estación.

A consecuencia de la existencia de las chimeneas de equilibrio se producen sin embargo otro tipo de problemas derivados de la interacción de las mismas con las máquinas y el resto del circuito hidráulico principal, lo que origina una respuesta dinámica del sistema muy compleja [3] con transitorios de las oscilaciones de flujo muy prolongados e incluso problemas de inestabilidad [4, 5] y que interesaría reducir al mínimo.

Para poder predecir el comportamiento dinámico de estos sistemas hidráulicos interesa disponer de programas de simulación numérica [6, 7]. Un ejemplo de los mismos se puede encontrar en la referencia [8] en la que el autor desarrolla un algoritmo para una única chimenea de equilibrio con cámaras de expansión, a partir del planteamiento de las ecuaciones básicas de flujo unidimensional y no estacionario, y en el que obtiene la evolución de la altura del agua en la chimenea de equilibrio y el caudal circulante por la tubería.

En el presente trabajo se muestra un estudio desarrollado para simular el comportamiento de centrales de bombeo con dos chimeneas de equilibrio, tanto en modo de turbina como de bomba, ante distintas configuraciones de las centrales y tiempos de maniobra mediante el desarrollo de un algoritmo informático a partir de las ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos.

## 2. MODELADO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

Para modelar el sistema hidráulico de una central de bombeo se consideró el esquema genérico de la Fig. 1, formado por: embalse, contraembalse, grupo reversible bomba-turbina, dos chimeneas de equilibrio situadas respectivamente aguas arriba y aguas abajo de la estación y un conjunto de tuberías que conectan los distintos elementos del circuito. La circulación del caudal es de derecha a izquierda en modo bombeo y de izquierda a derecha para un turbinado. Como hipótesis iniciales se consideró flujo unidimensional, no estacionario e incompresible, ya que el objeto de la simulación era el estudio de las oscilaciones de flujo de baja frecuencia.

Bajo estas condiciones el sistema se puede representar mediante tres grupos de ecuaciones [1]:

- La ecuación de continuidad en los nodos de unión de conductos:

$$\sum_i Q_{Ei} - \sum_i Q_{Si} = 0 \quad (1)$$

donde  $Q_{Ei}$  y  $Q_{Si}$  representan respectivamente los caudales entrantes y salientes en cada nodo  $i$ .

- La ecuación de continuidad en las chimeneas de equilibrio:

$$Q_i = \frac{dV_i}{dt} \Rightarrow \frac{dH_i}{dt} = v_i = \frac{Q_i}{S_{ch_i}} \quad (2)$$

donde  $V_i$  es el volumen de agua,  $H_i$  la altura de agua respecto a la base de la chimenea de equilibrio,  $Q_i$  el caudal que circula por la misma,  $S_{ch_i}$  su sección transversal y  $v_i$  la velocidad.

- Por último, la ecuación de la energía a lo largo de cada conducto:

$$\left( \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{\text{entrada}} - \left( \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{\text{salida}} = \sum_j k_j Q_j^2 + \sum_j \frac{L_j}{gS_j} \dot{Q}_j - H_B + H_T \quad (3)$$

donde  $p$  es la presión estática del fluido,  $v$  la velocidad y  $z$  la cota. El primer sumatorio recoge las pérdidas de carga lineales y singulares – $k$  es el coeficiente de pérdidas– originadas en cada tramo  $j$  recorrido por el flujo al aplicar la ecuación, y el segundo representa la energía

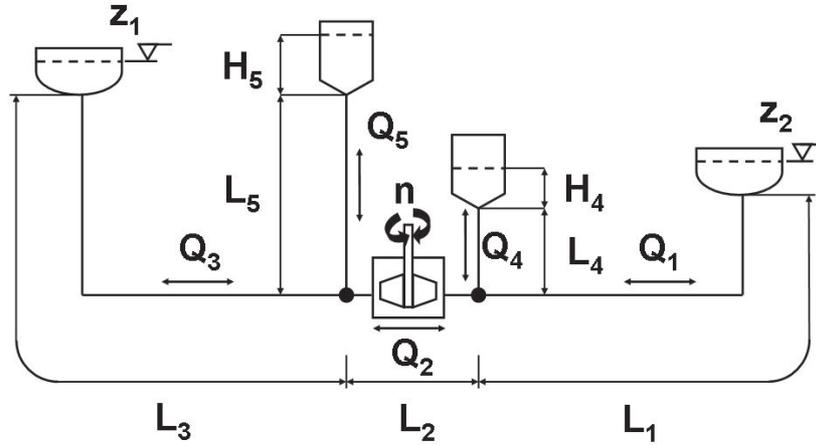


Fig. 1. Modelo geométrico de una central de bombeo.

necesaria para acelerar el fluido, al estar estudiándose un movimiento no estacionario;  $L_j$  y  $S_j$  son la longitud y la sección de cada tramo de tubería y  $\dot{Q}_j$  es la derivada temporal del caudal. Por último,  $H_B$  y  $H_T$  representan la altura de elevación de la máquina en caso de que sea respectivamente una bomba o una turbina.

Las ecuaciones (2) y (3) contienen derivadas respecto al tiempo, es decir, se tiene un sistema de ecuaciones diferenciales con derivadas parciales temporales. Por ello, su resolución habrá de ser numérica, para lo que es necesario transformarlas en ecuaciones algebraicas con los términos diferenciales aproximados por diferencias finitas, para pequeños intervalos de tiempo  $\Delta t$ , de modo que:

$$Q_{i(t+\Delta t)} = \dot{Q}_{i(t)} \Delta t + Q_{i(t)} \tag{4}$$

$$H_{i(t+\Delta t)} = H_{i(t)} + \frac{1}{S_{chi}} \frac{Q_{i(t+\Delta t)} + Q_{i(t)}}{2} \Delta t \tag{5}$$

De esta forma, haciendo uso de las ecuaciones (1) a (5) en distintos puntos de la geometría se obtiene el modelado matemático que gobierna el comportamiento del sistema.

En base a este conjunto de ecuaciones, se desarrolló un programa de cálculo que permite representar la evolución temporal de las distintas variables –caudales, presiones y alturas en las chimeneas– en función de los datos geométricos del sistema, curvas características de las máquinas, condiciones iniciales y tipos de maniobras.

### 3. ENSAYOS EXPERIMENTALES

Para comprobar la respuesta del sistema de ecuaciones propuesto se realizaron una serie de pruebas en un banco de ensayos normalizado, usando en los mismos una bomba centrífuga comercial de 7 álabes curvados hacia atrás con perfil logarítmico equipada con un rodete de 0.2 m de diámetro de salida y con un caudal nominal de 0.015 m<sup>3</sup>/s y de velocidad específica 0.52, modelo Worthington EWP-65-200. En el banco, la bomba operaba en circuito cerrado, recogiendo y descargando el agua a un depósito de grandes dimensiones a una velocidad constante de 1620 rpm. Se disponía además de un segundo depósito terminado en un conducto vertical de 0.38 m de diámetro que jugaba el papel de chimenea de equilibrio, el cual se podía conectar cambiando la configuración de las tuberías al lado de aspiración de la bomba o bien al de impulsión. La Fig. 2 muestra una fotografía de la bomba estudiada así como su curva característica.

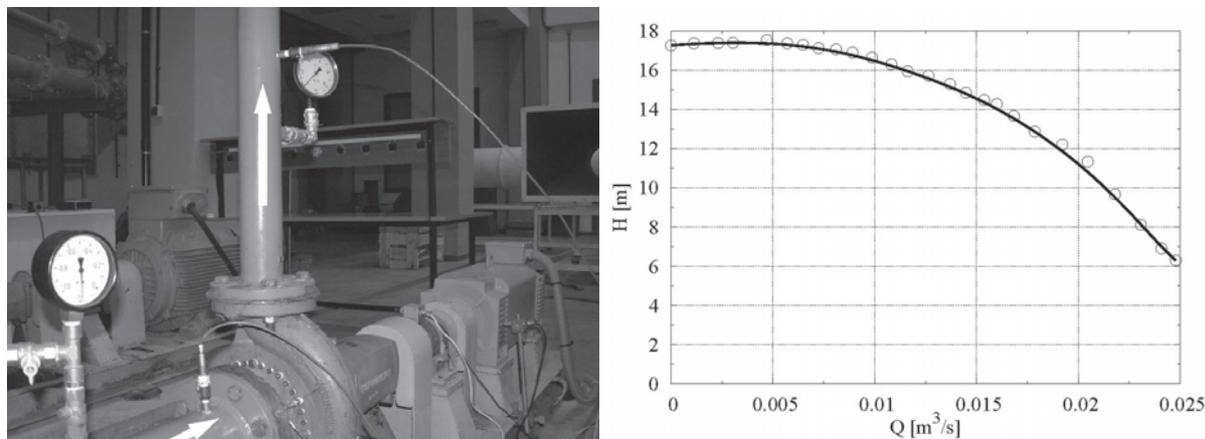


Fig. 2. Fotografía de la bomba ensayada y curva característica.

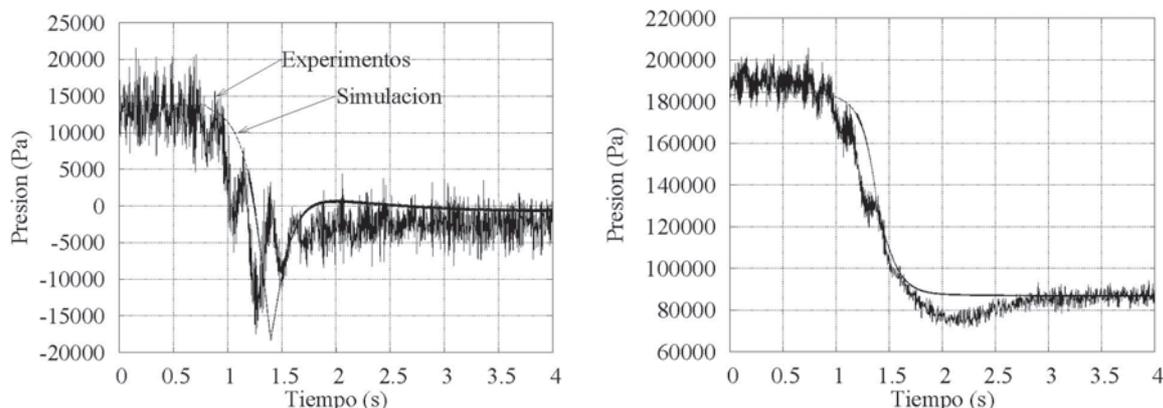


Fig. 3. Presiones a la entrada y salida de la bomba de ensayo, tras una apertura.

Para realizar los ensayos se dispusieron dos transductores piezorresistivos KISTLER 4043A10 a la entrada y 4043A20 a la salida de la bomba respectivamente como se puede ver en la Fig. 2 con el objeto de captar los transitorios producidos al realizar maniobras sobre las válvulas del banco de ensayos, y de esta forma poder contrastar estos resultados con los datos teóricos arrojados por el programa de cálculo. Las señales proporcionadas por los transductores se amplificaban y capturaban con un analizador dinámico de señales para poder ser tratadas posteriormente. La incertidumbre de las medidas de presión de acuerdo con los datos del fabricante era de un 0.3%.

Como ejemplo de una de estas simulaciones, y tras haber ajustado el programa de cálculo a la geometría de la instalación experimental, en las Figuras 3 y 4 se muestran los transitorios obtenidos al realizar una maniobra en una válvula situada en la impulsión de la bomba para el caso de una apertura o un cierre de la misma respectivamente.

En estas figuras, en las que se muestra la comparación entre los datos arrojados por el programa de simulación y las medidas experimentales, se puede observar la buena respuesta del programa de cálculo, puesto que refleja adecuadamente tanto la tendencia de los transitorios como sus valores máximo o mínimo. También se obtiene una buena predicción del tiempo del transitorio hasta alcanzarse la nueva situación de régimen. En resumen, se puede considerar que el programa proporciona predicciones muy satisfactorias sobre la evolución temporal de la presión en el sistema.

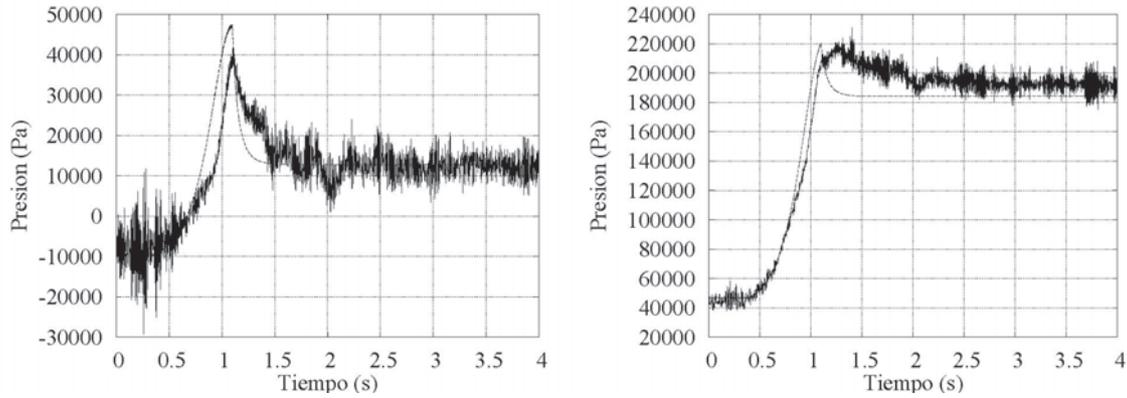


Fig. 4. Presiones a la entrada y salida de la bomba de ensayo, tras un cierre.

Tabla 1. Datos iniciales de partida.

<i>Caudal de bombeo</i>	57.5 m <sup>3</sup> /s	<i>Distancia entre chimeneas</i>	200 m
<i>Caudal de turbinado</i>	64 m <sup>3</sup> /s	<i>Sección de tuberías</i>	30 m <sup>2</sup>
<i>Salto neto bombeo</i>	105 m	<i>Longitud conducto de impulsión</i>	1 km
<i>Salto neto turbinado</i>	102 m	<i>Velocidad específica (turbina)</i>	110 (Francis)
<i>Longitud conducto aspiración</i>	1 km	<i>Diámetro chimeneas</i>	14 m

#### 4. SIMULACIONES Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Una vez verificados los resultados del modelo para el funcionamiento en modo bomba, se realizaron una serie de simulaciones para predecir la evolución temporal de las distintas variables de interés – caudales, presiones en el grupo bomba-turbina y altura del agua en las chimeneas de equilibrio– para una central de bombeo de grandes dimensiones ante distintos cambios en sus características, haciendo especial hincapié en la influencia de las chimeneas de equilibrio y del tiempo de maniobra de las válvulas sobre el comportamiento transitorio del sistema.

Los resultados reflejados a continuación se corresponden con los datos de partida recogidos en la Tabla 1. Para la simulación en modo bomba se ha supuesto que las directrices se encuentran totalmente abiertas y que la bomba está inicialmente en funcionamiento, con lo que el establecimiento del régimen nominal en el circuito se produce mediante la apertura de una compuerta situada en la impulsión de la misma. La curva característica de la bomba se ajustó mediante un polinomio de segundo grado, incluyéndose un término que reflejaba la inercia de la máquina. Las simulaciones se realizaron con un intervalo de cálculo  $\Delta t=0.001$  s, suficiente para captar las variaciones de la presión que se producen, al tratarse de transitorios de baja frecuencia.

Las Figuras 5 y 6 muestran los resultados obtenidos en las simulaciones para el caudal circulante por la rama de aspiración hacia la bomba y para la altura del agua en la chimenea de equilibrio situada en la impulsión de la misma. En la Fig. 5 se observa la gran importancia que tiene sobre el régimen transitorio el tiempo de maniobra sobre las válvulas, pudiendo alcanzarse en caso de aperturas muy bruscas picos

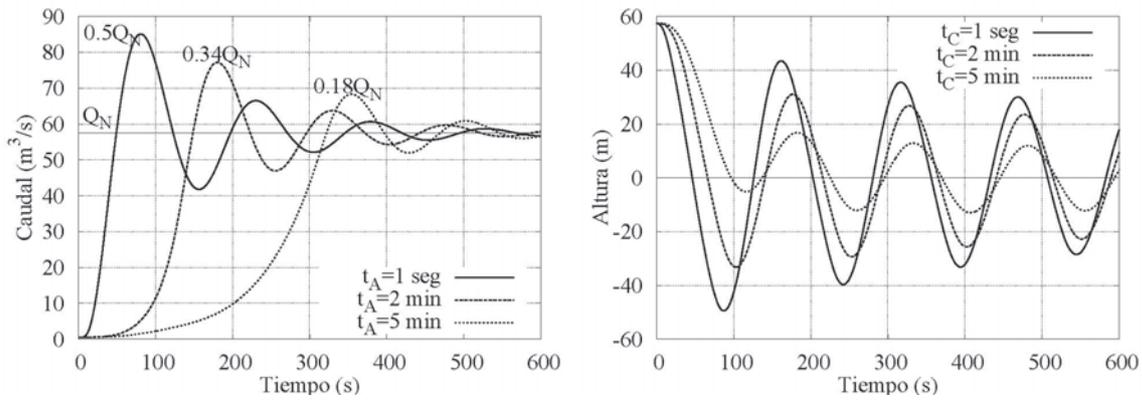


Fig. 5. Caudal  $Q_1$  en una apertura y un cierre de una compuerta situada en la impulsión de la bomba para distintos tiempos de maniobra.

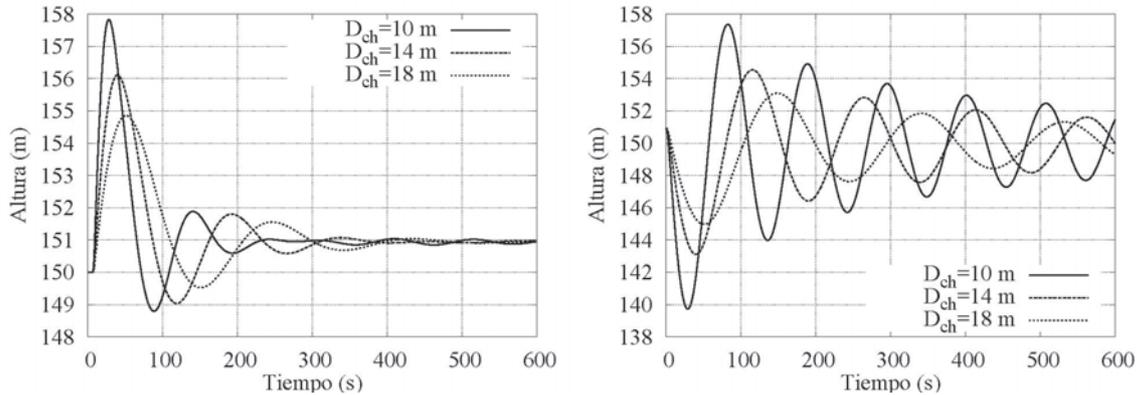


Fig. 6. Altura del agua en la chimenea de equilibrio situada en la impulsión de la bomba en una apertura y un cierre para distintos diámetros de la chimenea de equilibrio.

máximos en el transitorio de caudal de hasta un 50% sobre el valor final de equilibrio. Asimismo puede verse que el comportamiento del sistema tiende al subamortiguamiento a medida que se incrementa el tiempo de maniobra.

En la Fig. 6 se muestra la evolución de la altura del agua en la chimenea situada aguas arriba de la bomba para distintos diámetros de la misma. Como se puede observar, los picos del transitorio son más acusados cuanto menor es el diámetro de la chimenea. Esta situación tiene su importancia, pues dependiendo de las características geométricas del sistema y si la maniobra es muy brusca, se podría producir el vertido del agua por la parte superior de la chimenea –pico de subida– o, lo que es incluso peor, la introducción de bolsas de aire en el interior del circuito de bombeo –pico de bajada–.

Una posibilidad para evitar estas situaciones consiste en colocar cámaras de expansión en las chimeneas de equilibrio [8], consistentes en incrementar bien en la parte inferior, superior o en ambas, la sección de la chimenea, con objeto de que el fluido que entre o salga en estas cámaras lo haga a una velocidad menor –debido al aumento de la sección– y se disminuya por tanto el valor de la amplitud de las oscilaciones. Otra posibilidad aún más usada es la de provocar un incremento de las pérdidas de carga singulares a la entrada de la chimenea con secciones de entrada complejas.

Sin embargo, y como demuestra también la Fig. 6, el aumentar el diámetro de la chimenea es contraproducente de cara a las oscilaciones de bombeo ya que se generan transitorios con un mayor periodo y que tardan más en desaparecer.

Las simulaciones en modo turbina se realizaron partiendo de que ésta se encontraba inicialmente en reposo. El establecimiento del régimen nominal se realizó suponiendo primero la apertura de una compuerta situada aguas arriba de la máquina seguida de una apertura de las directrices. Con ello se conseguía que la turbina se fuese acelerando hasta llegar a su velocidad nominal, momento en el cual se suponía que la velocidad se mantenía constante. Como datos iniciales para la turbina se supuso una velocidad nominal  $n_s=125$  rpm, una potencia nominal  $P_0=60$  Mw y un rendimiento total  $\eta_T=93\%$ . Las simulaciones se realizaron con un intervalo de tiempo  $\Delta t=0.001$  s.

En el caso del funcionamiento en modo turbina la situación es algo más compleja. Si se recuerda la ecuación (2), para poder resolver el sistema es necesario conocer la altura de elevación que proporciona la bomba al fluido o bien la energía que éste proporciona a la turbina. El primero de los casos es sencillo, pues la altura es proporcionada directamente por la ecuación de Euler de la bomba, pero en el caso de la turbina la situación se complica puesto que la ecuación de Euler proporciona la energía disponible en el eje de la misma, sin tener en cuenta las pérdidas hidráulicas en el interior de la máquina que sí se tienen en cuenta en el término  $H_T$  de la ecuación (2). Por lo tanto fue necesario antes de realizar cualquier simulación afrontar un modelado de estas pérdidas.

Para ello se consideró que las pérdidas en el interior de la turbina se podían cuantificar mediante la suma de tres términos:

- Un primer término que tenía en cuenta las pérdidas debidas al rozamiento existente entre los canales de las directrices, del rodete y en el tubo de aspiración, y que se supusieron proporcionales al caudal que circulaba por la turbina.
- Un segundo término que cuantificaba las pérdidas de energía cinética a la salida de la turbina en caso de que la velocidad absoluta no fuese totalmente perpendicular a la de arrastre. Este término se supuso proporcional a la diferencia de energía cinética entre la velocidad absoluta y su componente meridiana.
- Un último término de pérdidas provocado por el choque del fluido a la entrada del rodete cuando el ángulo de calado de las directrices no era el óptimo para los álabes. Este término se modelizó mediante una ley parabólica.

De esta forma las pérdidas totales en el interior de la turbina pudieron modelizarse como:

$$h_{pT} = k_1 Q^2 + k_2 \frac{(C_2^2 - C_{m2}^2)}{2g} + k_3 (Q_{op} - Q)^2 \quad (6)$$

Donde  $Q$  representa el caudal que circula por el interior de la máquina,  $g$  la gravedad,  $C_2$  la velocidad absoluta a la salida del rodete,  $C_{m2}$  la componente meridiana de la velocidad absoluta a la salida, y  $Q_{op}$  el caudal óptimo de funcionamiento, es decir, aquel que no produce choque del fluido a la entrada. La constante  $k_1$  se pudo obtener a partir de los datos nominales de la máquina,  $k_2$  se tomó igual a uno y para calcular  $k_3$  se supuso que, partiendo del punto óptimo de funcionamiento de la turbina y sin variar el ángulo de calado, una disminución de caudal respecto al óptimo del 80% provocaba una caída en el rendimiento hasta el 88%. En la Fig. 7 se muestra la evolución de las pérdidas en el interior de la turbina para distintos ángulos de calado de las directrices. Como se puede ver esta evolución es aproximadamente parabólica, correspondiendo el mínimo de las pérdidas al ángulo de calado de las directrices en el punto de diseño.

En las Figuras 8 y 9 se muestran las simulaciones correspondientes al funcionamiento en modo turbina equivalentes a las mostradas para la bomba. Se observa una evolución en los transitorios ante el cambio de las variables muy similar a lo que ya ocurría para el modo bombeo, si bien cabe destacar cómo ahora los picos del transitorio de caudal para tiempos de maniobra de las directrices pequeños son mucho más elevados, pudiendo alcanzarse valores de hasta un 90%.

Por último, en la Fig. 10 se muestra la potencia mecánica que entrega la turbina en su eje para tres ángulos de calado de las directrices: el correspondiente al punto de diseño, uno por encima de éste y otro por debajo.

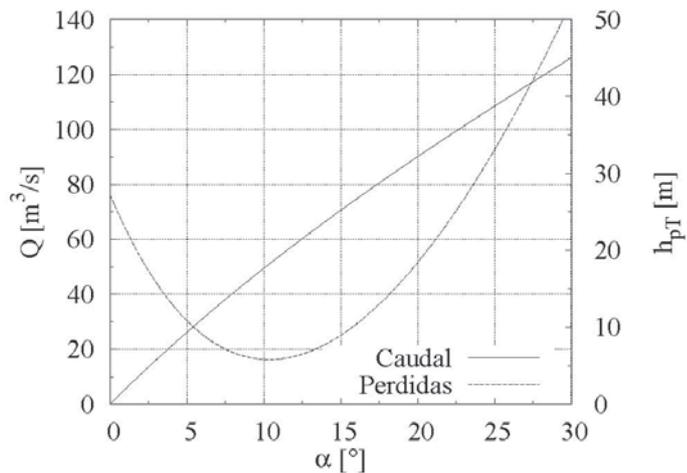


Fig. 7. Pérdidas en el interior de la turbina y caudal óptimo de funcionamiento para distintos ángulos de calado de las directrices ( $n=125$  rpm).

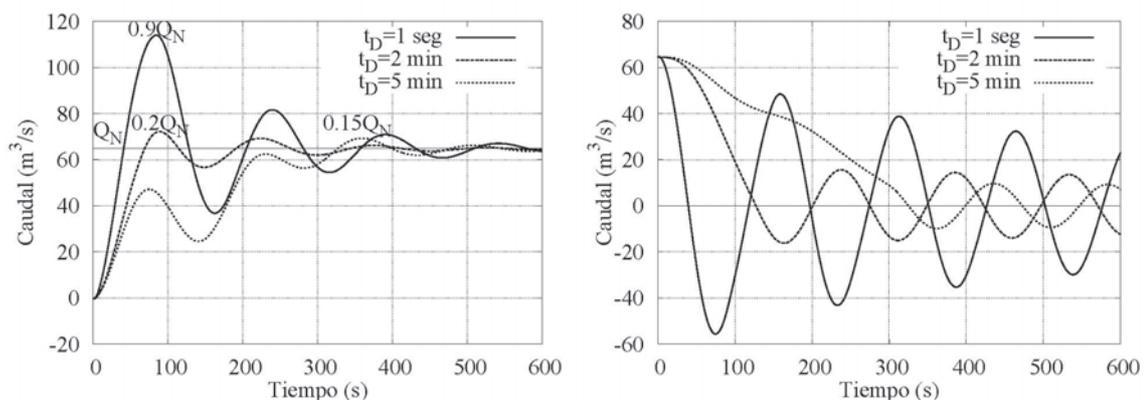


Fig. 8. Caudal  $Q_1$  en una apertura y un cierre de directrices para distintos tiempos de maniobra.

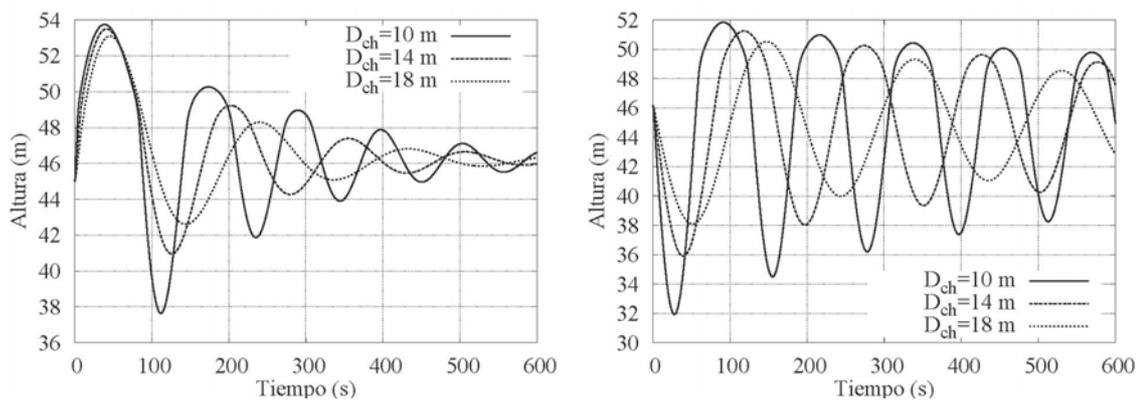


Fig. 9. Altura del agua en la chimenea aguas abajo en una apertura y un cierre de directrices para distintos diámetros de la chimenea de equilibrio

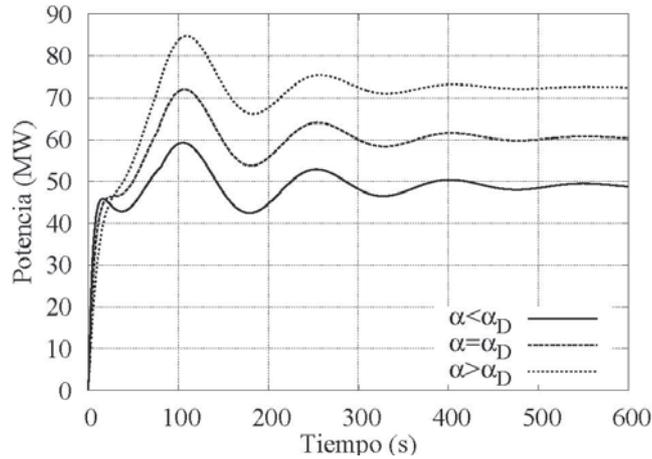


Fig. 10. Potencia mecánica entregada por la turbina para distintos ángulos de calado de directrices.

## 5. CONCLUSIONES

Se ha presentado un estudio para simular el comportamiento transitorio de una central de bombeo durante maniobras en sus válvulas mediante el modelado de una geometría estándar relativamente simple y partiendo de unas hipótesis simplificadoras de flujo unidimensional e incompresible. Se prestó una especial atención a la influencia que tienen sobre estos transitorios el tiempo de maniobra en válvulas y directrices así como la geometría de las chimeneas de equilibrio, capaces de provocar fuertes oscilaciones de bombeo.

Una vez que se verificó experimentalmente que las hipótesis no inducían excesivos errores, se pasó a simular el comportamiento de una central de bombeo de características convencionales partiendo de unos datos geométricos y de caudal cuyos valores podían corresponder a un caso real ante variaciones en la geometría de la misma y en la forma de maniobra en válvulas y directrices.

Se comprobó la gran influencia que tiene en el comportamiento transitorio del flujo la geometría de las chimeneas de equilibrio y el tiempo de accionamiento de las válvulas y directrices, pudiendo dar lugar a fenómenos transitorios con picos de amplitud de hasta un 90% y grandes periodos de oscilación.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores quieren agradecer el apoyo económico prestado por el Ministerio de Ciencia y Tecnología bajo el proyecto MCT-02-DPI04266-C0202, a la Consejería de Educación y Cultura del Principado de Asturias, por subvencionar una beca predoctoral al primer autor, y a la Fundación para el Fomento en Asturias de la Investigación Científica Aplicada y la Tecnología (FICYT).

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] J.A. Fox, *Hydraulic Analysis of Unsteady Flow in Pipe Networks*, McMillan, Londres (1977)
- [2] Moody, F.J., "A Survey of Fluid Transient Studies", *J. of Pressure Vessel Technology*, **113**, 228-233 (1991)
- [3] Petry, B. y Vieira, R.M., "An Investigation of Transient Phenomena in Pumped-Storage Plants". *International Water Power & Dam Construction*, (August), 72-76 (1994)

- [4] Naudascher, E., y Rockwell, D., *Flow-Induced Vibrations, an Engineering Guide*. IAHR, A.A.Balkema, Róterdam (1994)
- [5] Pulpitel, L. “Reducing Pressure Oscillations in Low-Head Pump-Turbines”, *Hydro Review Worldwide* **8**(6), 20-23 (2000)
- [6] Dörfler, P. K y Brenner, E. “Computing hydraulic transients in the Lungern Lake plant”, *International Water Power & Dam Construction*, 32-36 (1993)
- [7] Gopalakrishnan S., Hergt P. H., Ohashi H. y Tsujimoto Y., “Pump Research and Development: Past, Present and Future; American, European and Japanese Perspectives”, *Journal of Fluids Engineering* **121**, 237-258 (1999)
- [8] Miljanovic, T. “Software for surge chambers”, *International Water Powe & Dam Construction*, 25-29 (1995)

### **THEORETICAL SIMULATION OF MASS OSCILLATIONS IN PUMPED STORAGE POWER PLANTS WITH SURGE CHAMBERS**

**Abstract** – A study is presented on the simulation of transient flow oscillations that occur in reversible hydropower plants as consequence of the interaction between the surge chambers and the rest of the hydraulic system. For such purpose, the system was represented by means of the 1-dimensional unsteady flow equations for each of the branches of the hydraulic circuit, and a computer program was developed to solve the mathematical system along time. A series of laboratory tests were conducted in order to verify the predictions of the calculation program. Finally the program was used to predict the behaviour of a reversible hydropower plant under different manoeuvres.

**Keywords** – Pumping, transients, surge.