

## DISEÑO HIDRÁULICO DE LOS RODETES KAPLAN DE DAHUA

**Leopoldo D. Millan, Lucas Varela, Daniel Rodriguez, Bernardo Beling**

*IMPSA, Centro de Investigaciones Tecnológicas, Rodriguez Peña 2451, (5503) Godoy Cruz, Mendoza, Argentina.*

*Tel. +54-261-449-8406 Fax. +54-261-449-8403 millan@impsa.com.ar*

### RESUMEN

Esta presentación trata sobre el diseño, test y evaluación de las fuerzas hidráulicas en un rodete Kaplan de reemplazo para la central hidroeléctrica de Dahua, en Guangxi, R.P. China. La central existente consta de cuatro turbinas Kaplan de 8.5m de diámetro, de seis álabes cada una y de 103 MW de potencia. Los rodetes nuevos tienen el mismo diámetro, cinco álabes y la potencia incrementada a 117 MW.

Durante la etapa de licitación las garantías presentadas fueron basadas en un modelo similar ya ensayado. Las principales diferencias se encontraban en la cámara semi-espiral, la tapa de la turbina y el tubo difusor. Se realizaron simulaciones del comportamiento del flujo para evaluar las pérdidas de eficiencia debidas a estas diferencias.

El modelo análogo disponible y el rodete de reemplazo fueron estudiados usando un programa de volúmenes finitos 3D. Este resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas con un modelo turbulento de dos ecuaciones (k-ε) y una función de pared. El resto de los componentes del pasaje de agua existente: cámara semi-espiral, álabes del predistribuidor y distribuidor y el tubo difusor también fueron analizados para una evaluación total de las pérdidas.

Extensos ensayos de modelo se llevaron a cabo para confirmar los datos garantizados de: eficiencia, comportamiento en cavitación, fluctuaciones de presión y velocidad de embalamiento. También se realizaron otras mediciones especiales tales como empuje axial y torque en los álabes del rodete y distribuidor.

En los ensayos de campo (Abril de 1999), se superó la potencia garantizada, y se verificó la estabilidad de la turbina.

### ABSTRACT

This paper deals with the design, testing and evaluation of hydraulic forces of a Kaplan replacement runner for the Dahua power plant located in Guangxi, P.R. China. The existing hydropower plant has four 8.5 m runner diameter Kaplan turbines with six blades and rated 103 MW. The new runners have the same diameter, five blades and uprated to 117 MW.

At the time of the bidding stage the guarantees were given based on a similar model already tested. The main differences were the semi-spiral case, head cover and the draft tube. Fluid flow simulations were made to evaluate the efficiency losses due to these differences.

The available analogous model runner and the replacement runner were studied using a finite volume 3D Computational Fluid Mechanics (CFD) program. It solves the averaged Navier-Stokes equations with a two equation turbulent model (k-ε) and a wall function. The remaining components of the existing water passage i.e. semi spiral case, stay vanes, wicket gates and the draft tube, were also analyzed for a total loss evaluation.

Extensive model tests were also performed to confirm the guarantees given for efficiency, cavitation behavior, pressure fluctuations, runaway speed. Some other especial measurements like axial thrust, runner blade torque and wicket gate torque were also made.

During April 1999 the Performance Test was made on site, exceeding the guarantee output and verifying the stability.

## INTRODUCCION

En el año 1997, la Guangxi Guigan Electrical Power Co. Ltd, de la R. P. China llamó a licitación para una Renovación Técnica de la Central Hidroeléctrica de Dahua, ubicada a mitad del recorrido del río Hongshui. Esta central actúa como una estación de regulación de picos y frecuencias de caudal. Fue equipada originalmente con cuatro turbinas Kaplan de 8.5m de diámetro de 103 MW de potencia bajo un salto neto de 22m. Los trabajos de Renovación, además de requerir la solución de diversos problemas mecánicos en el rodete, especificaban un incremento en la potencia de 103 MW a 117 MW.

Luego que la central de Bailongtan fuera puesta en operación aguas abajo de la de Dahua, el nivel de restitución de esta última se incrementó y como consecuencia el salto cambió. El salto máximo original era de 38m, y el nuevo rodete debía ser diseñado solo para 29.5m. Actualmente la especificación técnica requiere la operación de las turbinas desde un salto tan bajo como 3.4m hasta 29.5m., lo que representa un rango excepcionalmente amplio.

Los parámetros de la nueva turbina son:

Potencia nominal: 117 MW  
Salto nominal: 21.5m  
Salto neto Máximo: 29.5m  
Salto neto Mínimo extraordinario: 3.4m  
Velocidad: 76.9 rpm

## ALCANCES DEL SUMINISTRO

- Ensayos sobre un modelo homólogo
- 4 rodetes completos

El ensayo del modelo así como el primer rodete tenían un plazo de entrega muy breve.

## ESPECIFICACIONES TECNICAS

Las especificaciones presentaban rigurosos requerimientos para el fabricante. Aquellos de particular interés son expuestos a continuación:

### a) Eficiencia

La mínima eficiencia pico de modelo no debía ser menor al 92%. También se requería un valor mínimo de eficiencia para las condiciones nominales de operación. Adicionalmente se debía garantizar una eficiencia promedio ponderada mínima. El comportamiento de la turbina debía ser verificado en un modelo a escala para asegurar que estas garantías fueran alcanzadas. El ensayo se realizó en el laboratorio del fabricante.

### b) Cavitación

Además de los niveles de eficiencia, la especificación imponía un límite de pérdida de peso aceptable debida a erosión por cavitación. Este límite era de 30kg. El contenido promedio de sedimentos en el agua es de  $0.867\text{kg/m}^3$  y el máximo registrado fue de  $14.6\text{kg/m}^3$ . El tamaño máximo de las partículas es de 0.5mm.

### c) Estabilidad de operación

Dentro del rango de operación desde 3.4m hasta 29.5m y una potencia de 25% a 100% respectivamente estaba requerido que las fluctuaciones de presión fueran menores al 7% (doble amplitud) del salto nominal.

d) Empuje axial hidráulico

El máximo empuje axial estaba limitado a 14600 kN. La posibilidad de tener empuje hidráulico en sentido contrario durante la época de inundaciones, con un alto nivel de restitución, debía ser verificada. Un empuje hidráulico en sentido contrario (sustentación) estaba limitado a 7300 kN.

e) Velocidad de embalamiento

El rodete debía ser diseñado para mantener una velocidad de embalamiento on-cam en las peores condiciones de operación sin exceder los 170 rpm.

## DISEÑO HIDRAULICO Y SIMULACION NUMERICA

Debido a lo comprimido del programa de ensayos del modelo y del plazo de entrega del primer rodete, el tiempo disponible para diseño y evaluación del rodete de reemplazo era muy corto. Para disminuir el proceso de diseño se realizó un uso intensivo de las herramientas de simulación numérica (CFD).

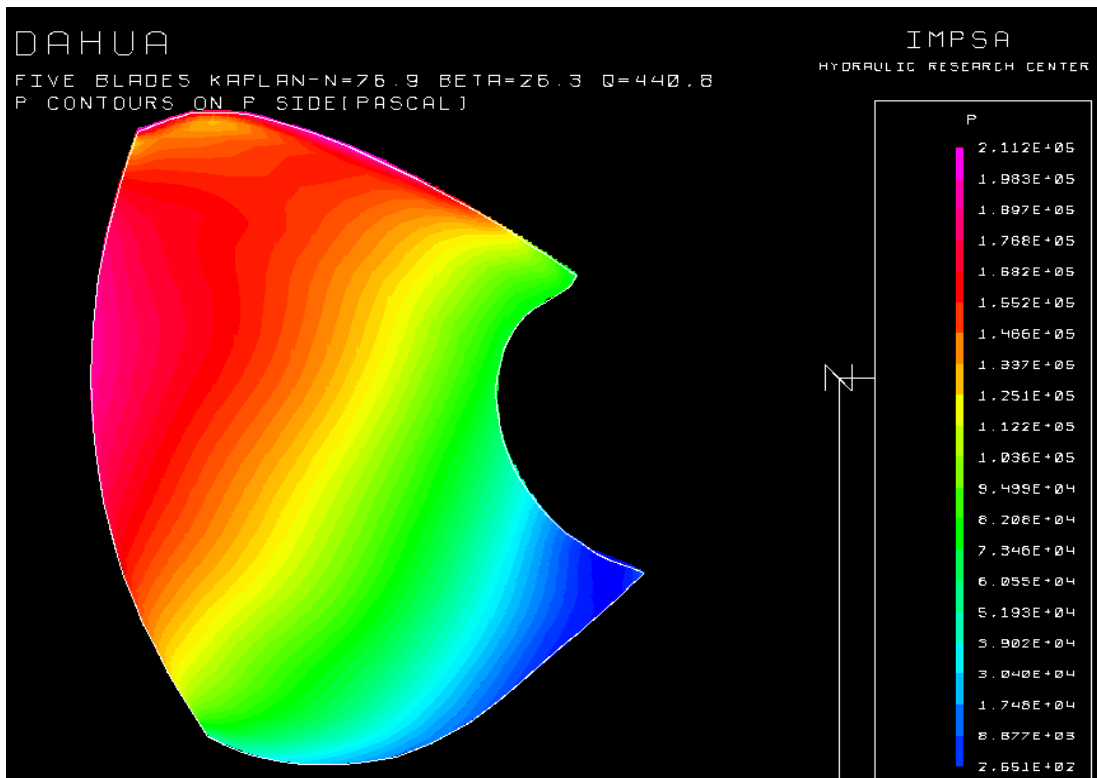
El nuevo rodete fue evaluado utilizando el programa TASC FLOW, que usa un algoritmo de volúmenes finitos 3D de segundo orden. Este programa resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas, con un modelo turbulento de dos ecuaciones ( $k-\epsilon$ ) y una función de pared para simular las transiciones de la capa límite. También utiliza un marco de referencia múltiple para poder estudiar juntos los componentes rotantes y estacionarios de la turbina. Esta aproximación resuelve simultáneamente dos o más pasajes entre álabes con un promedio circunferencial entre las regiones rotante y estacionaria. El uso de este marco de referencia múltiple simplifica la simulación completa y reduce el tiempo total de cálculo a pesar de utilizar una malla más grande. Se evaluaron varias aperturas del distribuidor y de los álabes del rodete. Las condiciones de contorno a la entrada del predistribuidor eran: el caudal y un 2% de la energía cinética turbulenta, y para la salida se especificaba la presión en el cono del tubo difusor.

Se obtuvieron las distribuciones de presión y velocidad, permitiendo así la determinación de importantes parámetros de diseño tales como fuerzas hidráulicas y torque en los álabes del rodete y del distribuidor, potencia e índices de cavitación.

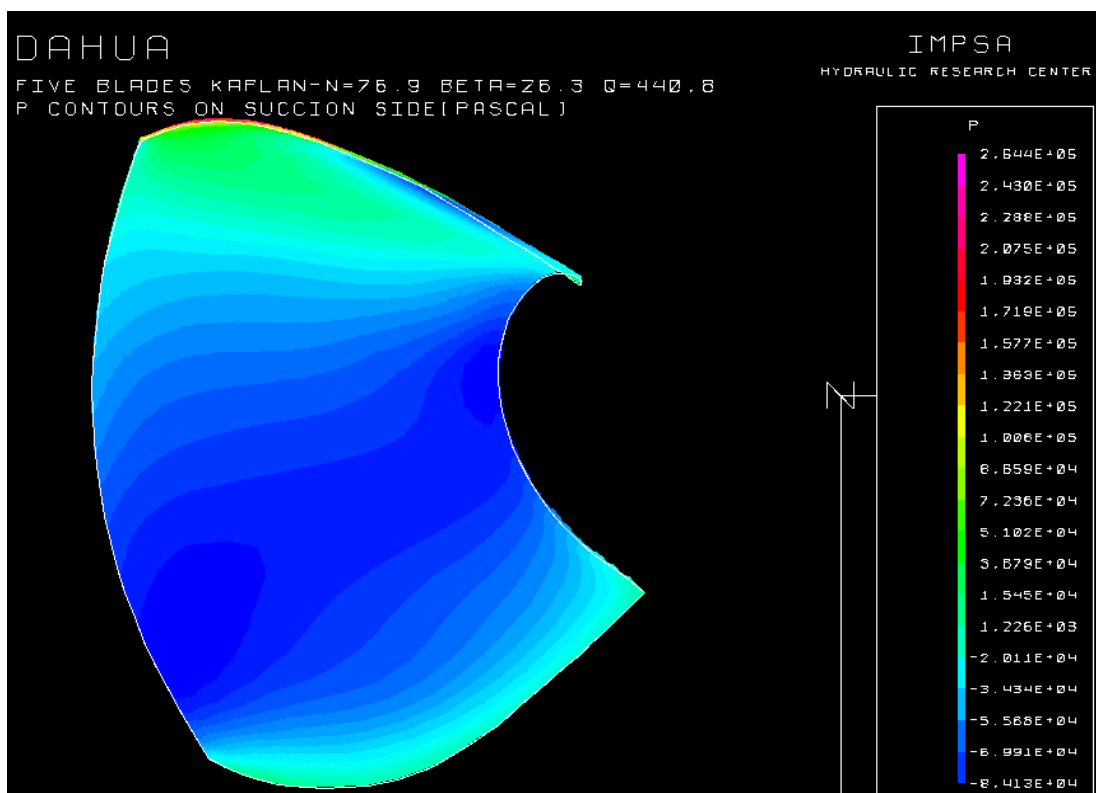
Tomando ventaja del menor salto máximo impuesto al rodete de reemplazo y, para alcanzar los requerimientos considerando una mayor apertura del distribuidor existente, el número de álabes del rodete fue reducido de 6 a 5, y el diámetro del cubo de 0.50 a 0.46 veces el diámetro del rodete. La turbina renovada tenía dos grandes características si se la comparaba con un diseño totalmente nuevo: i) un cono de transición: para adaptar el nuevo cubo, de menor diámetro, a la antigua tapa de turbina y, ii) el distribuidor: que al abrirlo ingresaba al área de la cámara del rodete. Estas eran razones adicionales para llevar a cabo simulaciones numéricas preliminares para mejorar el diseño hidráulico.

En la Figura 1 se ilustran algunos resultados de estas simulaciones

a)



b)



c)

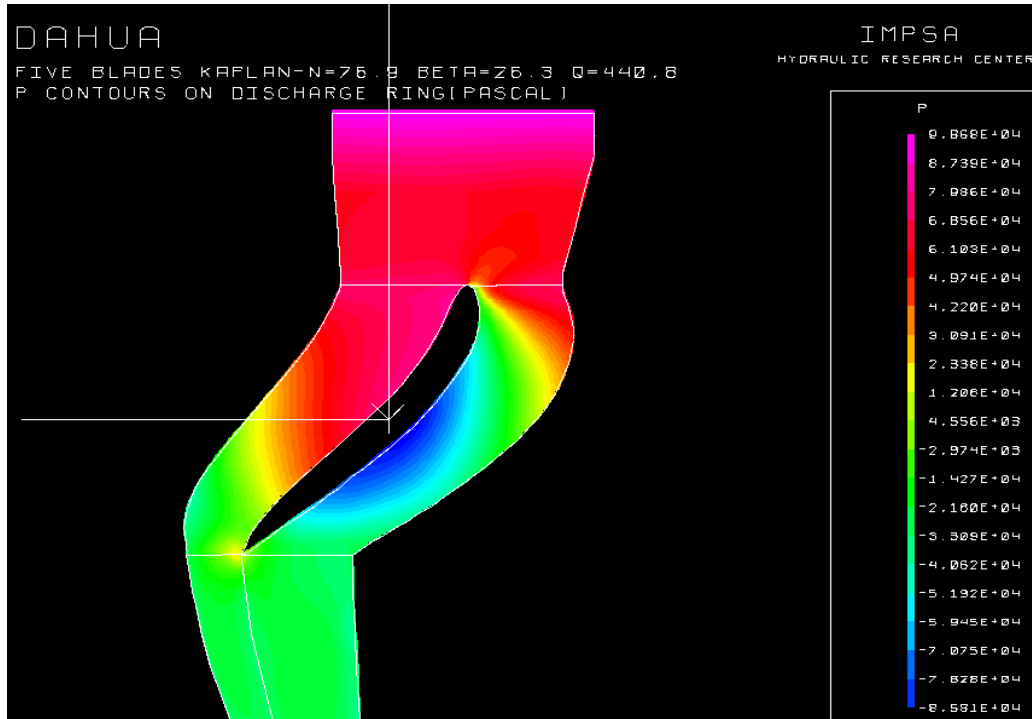


Figura 1: Distribución de presiones sobre el álabe del rodete obtenidas mediante las simulaciones numéricas.

a) Cara de presión b) Cara de succión c) Perfil del álabe cerca del cubo.

## ENSAYOS DEL MODELO

Las especificaciones requerían del fabricante el diseño, manufactura y ensayos en su laboratorio hidráulico de un modelo completamente homólogo. Aparte de los ensayos usuales de performance, cavitación, fluctuaciones de presión y velocidad de embalamiento, fueron requeridos tests adicionales como los de empuje axial, torque en los álabes del rodete y operación con el salto mínimo de 3.4m. El modelo del rodete tenía un diámetro de 400mm. Los ensayos finales fueron presenciados por representantes del cliente.

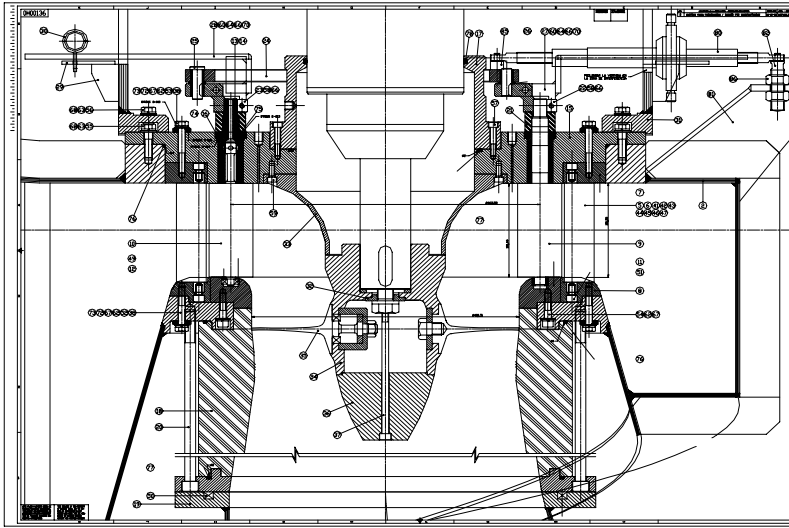


Figura 2: Sección transversal del modelo de la turbina

### Mediciones del torque en los álabes del rodete modelo.

Es muy importante comentar acerca de las mediciones de torque en los álabes del rodete y la nueva solución implementada para llevar a cabo esta difícil tarea que incluye la adquisición de datos de una parte rotante.

Brevemente, el método de medición puede ser descrito de la siguiente manera: uno de los álabes del rodete es diseñado especialmente con un eje más delgado sobre el cual se coloca un puente de strain gauges, de la misma manera que usualmente se hace para la medición de torque en los álabes del distribuidor. La señal de estos strain-gauges es llevada a un pequeño microprocesador de un sistema de adquisición de datos ubicado en el cono del rodete. Se debió prestar especial atención a la reducción de la fricción y al perfecto sellado de la cavidad en el cono que albergaba al grabador de datos. Una vez que los álabes fueron fijados en su posición (esta tarea se lleva a cabo con el rodete fuera del modelo) a un ángulo determinado, el grabador de datos es programado para comenzar con la adquisición en un momento determinado y luego colocado en su posición dentro del cono del rodete. La frecuencia de adquisición es de 500 Hz. Una vez finalizada la adquisición de datos el cono es desmantelado y los datos pasados a una PC a través de un puerto RS232 para su posterior procesamiento.

Este procedimiento nos permite llevar a cabo mediciones de torque en los álabes del rodete de una manera bastante sencilla, para varios ángulos y condiciones de operación en relativamente corto tiempo.

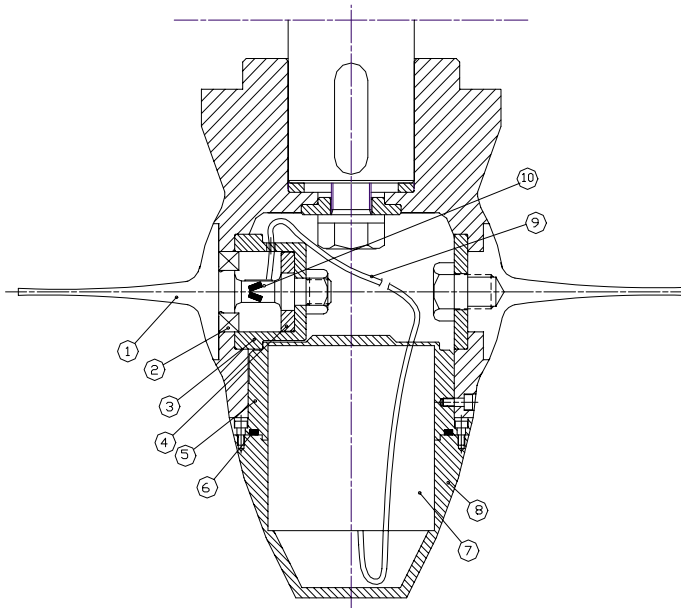


Figura 3: Sistema de medición de torque de un álabe del rodete.

- 1- álabe a ser medido
- 2- cojinete
- 3- elemento de fijación
- 4- elemento de posición angular del álabe
- 5- tapa superior del cono
- 6- sello del cono
- 7- grabador de datos
- 8- cono del rodete
- 9- cable de conexión
- 10- puente de strain gauge

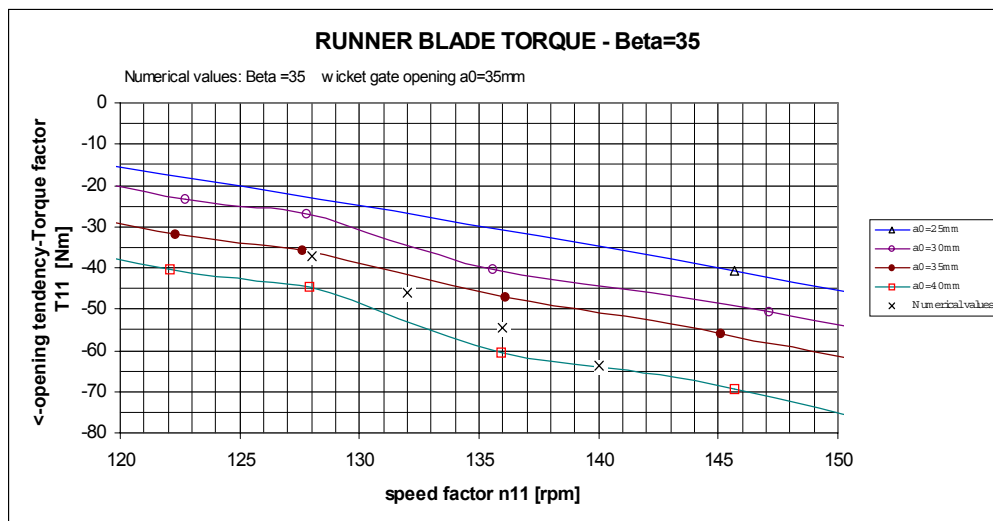


Figura 4: Factores de torque del álabe medidos para un ángulo del álabe de 35° y resultados del cálculo numérico

## Comparación entre resultados medidos y calculados

En la Figura 4 se muestran los factores de torque del álabe  $T_{11}=T/(D^3*H)$  ( $T$ =torque,  $D$ = diámetro del rodete,  $H$ =salto neto).

En la misma figura se indican los puntos para los valores calculados para las misma aperturas de álabes.

La concordancia entre los valores calculados y los medidos es bastante buena para algunas combinaciones de ángulo del álabe y apertura del distribuidor. En los puntos donde se aprecia una gran separación esto es debido a que los cálculos fueron realizados con curvas on-cam preliminares.

Luego de realizados los ensayos del modelo se obtuvieron las curvas on-cam reales, por lo que es posible realizar nuevos cálculos para mejorar los resultados de futuros diseños.

## CONCLUSIONES

A pesar del corto plazo de entrega un uso intensivo de las herramientas de simulación numérica permitieron obtener mejores valores para la predicción de los parámetros de diseño.

Basados en los resultados del ensayo del modelo, es posible realizar más cálculos por simulación numérica para mejorar la correlación con los resultados experimentales en la zona de mayor diferencia.

El prototipo fue ensayado en obra, obteniéndose un 5% extra de potencia y performances de buena estabilidad, tales como fluctuaciones de presión y vibraciones, ambos por debajo de los valores garantizados.

## REFERENCIAS

- [1] TASCflow. User Documentation (nine volumes). Version 2.6. Advanced Scientific Computing, Waterloo, Ontario. Diciembre, 1996.
- [2] L. Kazatchkov y E. Provad, "Método y Aplicación del Software para el Diseño de Rodetes de Turbinas Hidráulicas tipo Francis". División Latinoamericana del IHAR, Ilha Solteira, SP, Brasil. Septiembre, 1993.
- [3] L. Millán y L. Varela, "Simulación Numérica de un Rodete de una Central Existente", División Latinoamericana del IHAR, Mendoza, Argentina. Octubre, 1995.
- [4] L. Millán y L. Varela, "Evaluación de la Eficiencia de una Turbina Hidráulica a partir de un Modelo", X ENIEF, Mecánica Computacional Vol XVIII, pag. 83-92, Bariloche, Argentina, Noviembre de 1997.