

COMPORTAMIENTO Y EVALUACION DE LA EFICIENCIA DE UNA TURBINA HIDRAULICA DEL TIPO FRANCIS

Leopoldo D. Millan

Deputy Manager, IMPSA HYDRO, Technological Research Center

Hugo P. De Vecchi

Numerical Simulation, IMPSA HYDRO, Technological Research Center

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

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

RESUMEN

En este trabajo se presentan los estudios realizados para evaluar el comportamiento del fluido a través de los diferentes componentes de una turbina hidráulica del tipo Francis, y la eficiencia de la misma. Estos estudios fueron realizados durante la etapa de licitación, tomando como base un modelo homólogo al presentado en dicho documento para la Central Hidroeléctrica de Boyabat, en Turquía.

En este estudio se analizan todos los componentes de la turbina: cámara espiral, pre-distribuidor, distribuidor, rodete y tubo de aspiración.

Este trabajo representa una parte del proceso de diseño normalmente utilizado en IMPSA, el cual es luego complementado con las mediciones y trazado del diagrama colinar en los bancos de ensayo.

ABSTRACT

This paper deals with the studies made for evaluate the efficiency and flow behaviour through the different components of a Francis turbine. These studies were made during the bidding stage, based on a model homologous to that presented for the bid of the Boyabat Powerplant, in Turkey.

All the components of the turbine were analyzed in this work: spiral case, stay vanes, wicket gates, runner and draft tube.

This paper shows only one step on IMPSA's design process which is then completed with the measurements and the hill chart drawing on the test rigs.

INTRODUCCION

El modelo usado para el proyecto de Boyabat es nuestro modelo F7061 (excepto en la parte final del tubo de aspiración) porque su velocidad y caudal unitarios son compatibles con los requerimientos del proyecto y además el nivel de eficiencia es superior al mínimo impuesto en los pliegos de licitación.

Seguidamente presentamos los cálculos por CFD (Computational Fluid Dynamics) realizados sobre el modelo F7061. Este modelo fue ensayado y el prototipo tiene una eficiencia de 95.9% (escalada de acuerdo a la norma IEC 995).

SIMULACION NUMERICA

Las pérdidas y el comportamiento del flujo en general en la cámara espiral, pre-distribuidor, distribuidor, rodete y tubo de aspiración se analizaron mediante programas de cálculo numérico. Para este propósito se utilizó un programa de CFD llamado CFX-TASCflow, de la empresa AEA Technology, de Waterloo, Canada. Este programa resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas mediante el Método de Volúmenes Finitos, junto con un modelo turbulento de dos ecuaciones k-ε (energía cinética-disipación). Las condiciones de contorno son el caudal a la entrada, un valor de presión estática promedio a la salida y una función de pared semi-logarítmica. Para la simulación del rodete se utiliza la técnica de "Multiple Frame of Reference", esta consiste en el cálculo en conjunto de dos sistemas de referencia: uno rotante, y el otro estacionario.

Las mallas fueron hechas mediante el programa ICEM-CFD (ICEM-CFD Engineering). Todas las simulaciones se hicieron con la escala del modelo. El modelo fue ensayado con 15 m de salto y tiene un diámetro de 401.6 mm.

CAMARA ESPIRAL Y PRE-DISTRIBUIDOR

La cámara espiral fue simulada junto a los álabes del pre-distribuidor. Luego del diseño de los álabes [2] se realizó la simulación en 3-D para seleccionar el mejor ángulo de ataque de estos. Las condiciones de contorno son: caudal a la entrada de 469 kg/s, presión estática promedio a la salida, la función logarítmica de pared en las paredes de la cámara y los álabes y un plano de simetría.

Los resultados de esta simulación se muestran en las siguientes figuras (ver Anexo 1):

Figura 1: velocidad en el plano de simetría.

Figura 2: presión en el plano de simetría.

Figura 3: presión total en el plano de simetría.

En las figuras vemos el ángulo del flujo a la entrada al pre-distribuidor, no se aprecia separación del flujo ni pérdidas por choque (excesivo ángulo de ataque). La distribución de presión total nos muestra que las pérdidas en el conjunto son bajas. La pérdida de presión debido a la fricción para ambos componentes es del 0.60%.

PRE-DISTRIBUIDOR Y DISTRIBUIDOR

La simulación de estos dos componentes y del rodete de la turbina fue realizado en un sistema de referencia múltiple. En esta sección vamos a mostrar solamente los resultados de pre-distribuidor y distribuidor. La posición relativa de los álabes del pre-distribuidor respecto de los del distribuidor fue determinada tomando en consideración dos factores: las pérdidas y la influencia de los vórtices de von Karman en la estructura del distribuidor.

Algunos resultados obtenidos se muestran en las siguientes figuras (ver Anexo 1):

Figura 4: presión en el plano de simetría.

Figura 5: presión total en el plano de simetría.

Figura 6: líneas de corriente en función de la velocidad.

En las figuras se ve que para esta apertura el ángulo del borde de ataque no presenta pérdidas por choque ni por separación. La pérdida por fricción en el pre-distribuidor y el distribuidor es del 2.40%.

RODETE

Previamente, con un programa de método inverso [2], se diseñaron mas de 20 rodetes para este modelo. Presentamos en Tabla 1 algunos diseños de rodete relativos a esta velocidad y caudal unitarios.

Tabla 1. Resultados del programa de método inverso.

| | Q'_1 | n'_1 | Q_{11} | n_{11} | D_0/D_1 | B_0/D_1 | $\beta_{0,1}$ | σ | h |
|---------------|-------------------|--------------|-------------------|--------------|--------------|--------------|------------------|--------------|-------------|
| | m ³ /s | rpm | m ³ /s | rpm | - | - | grad | - | % |
| F 7005 | 0.65 | 70.18 | 0.75 | 65.34 | 0.931 | 0.221 | 91.4-83.3 | 0.065 | 2.65 |
| F 7010 | 0.64 | 70.30 | 0.76 | 64.72 | 0.921 | 0.221 | 98.7-82.2 | 0.073 | 2.55 |
| F 7021 | 0.68 | 69.33 | 0.77 | 65.25 | 0.941 | 0.231 | 97.7-79.8 | 0.076 | 2.52 |
| F 7030 | 0.62 | 72.60 | 0.75 | 66.13 | 0.911 | 0.221 | 78.9-61.4 | 0.073 | 2.63 |
| F 7061 | 0.63 | 71.30 | 0.76 | 64.95 | 0.911 | 0.221 | 88.2-71.0 | 0.070 | 2.49 |

El modelo seleccionado y ensayado fue el último, el F7061. Los resultados del ensayo del modelo muestran el punto óptimo para $n_{11}=65.9$ y $Q_{11}=0.75$ los que son valores muy cercanos a los calculados. El valor de σ crítico para el punto óptimo, medido en el ensayo, es de 0.07 y coincide con el evaluado.

Algunos resultados de la simulación numérica se ven en las siguientes figuras del Anexo 1:

Figura 7: distribución de presiones.

Figura 8: presión en una sección media.

Figura 9: velocidad en una sección media.

TUBO DE ASPIRACION

El tubo de aspiración muestra una pérdida por fricción normal con un muy buen factor de recuperación de 0.77. El punto simulado corresponde al de mayor eficiencia con un caudal de 0.469 m³/s sin circulación a la entrada. Las pérdidas totales para este punto son de 0.067m.

En las siguientes figuras vemos los resultados obtenidos (ver Anexo 1):

Figura 10: velocidad en varias secciones transversales.

Figura 11: presión en varias secciones transversales.

Figura 12: líneas de corriente.

EFICIENCIA

La performance de la turbina fue evaluada sumando las diferentes pérdidas. La eficiencia del modelo análogo al prototipo de Boyabat es de 94.5%, para un $Re=7E6$.

| | |
|--|--------|
| 1. Pérdidas en la cámara espiral | 0.60 % |
| 2. Pérdidas en pre-distribuidor y distribuidor | 2.40 % |
| 3. Pérdidas en el rodete | 2.35 % |
| 4. Pérdidas en el tubo de aspiración | 0.42 % |
| 5. Pérdidas volumétricas | 0.30 % |

Total

6.07 %

Entonces el modelo simulado numéricamente tendrá un pico de eficiencia de 93.93%. La diferencia entre el cálculo y el modelo físico se debe a la viscosidad numérica adicional introducida por la formulación matemática, no obstante la posibilidad que permite el programa de controlar el upwind en las ecuaciones [8].

CONCLUSION

Gracias al uso de herramientas tales como la simulación numérica el comportamiento de la turbina así como la identificación de zonas de posible cavitación pueden ser conocidos antes de llegar al momento del ensayo físico del modelo. Debido a la muy buena correlación de resultados entre el modelo matemático y el modelo físico podemos hacer los cambios necesarios durante la etapa de diseño con el consecuente ahorro en el tiempo y en los costos.

REFERENCIAS

- [1] L. Millán & 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.
- [2] L. Kazachkov and E. Provad, "Method and Application Software for the Design of Francis Type Hydraulic Turbines Runners", Latin American division of the IHAR, Ilha Solteira, SP, Brasil, September, 1993.
- [3] L. Millán, L. Varela, D. Rodriguez, B. Beling. "Hydraulic Design of a Replacement Kaplan Runner", May 17-20, 1999, URHP-99, Berlin, Germany.
- [4] L. Millán & L. Varela, "Simulación Numérica del Tubo de Aspiración y la Cámara Espiral de una central existente", Latin American division of the IHAR, Mendoza, Argentina, October, 1995.
- [5] L. Millán " Modelización computacional de fluidos en componentes de maquinas hidraulicas", IMPSA, Tecnologia Argentina para el Mundo, No 4., pag. 47, 1990.
- [6] L. Millán & L. Varela. " Numerical Simulation of Hydraulic Turbines", 2a Reunion del Grupo de trabajo en Hidromecanica, Division Latino-Americana del IHAR-AIHP, pp. 59-75, Ilha Solteira, San Pablo, Brasil 1993.
- [7] L. Kazachkov and E. Provad,, "Development of the Programs for Torque and Force Calculation in the Gate Vane of Hydraulic Turbine" pp. 127-142, Ilha Solteira, San Pablo, Brasil 1993.
- [8] AEA Technology CFX-TASC FLOW Manuals.

ANEXO 1

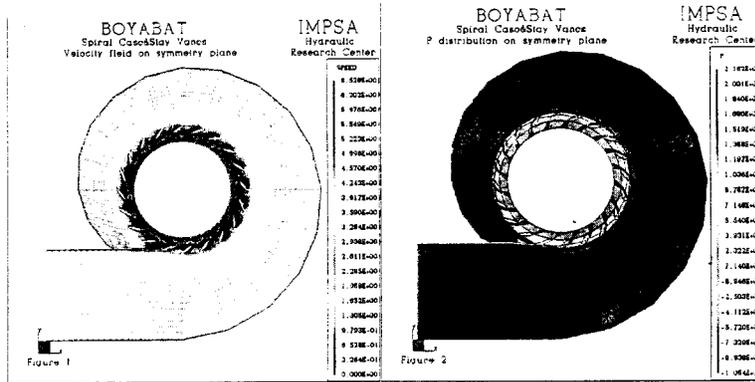


Figura 1

Figura 2

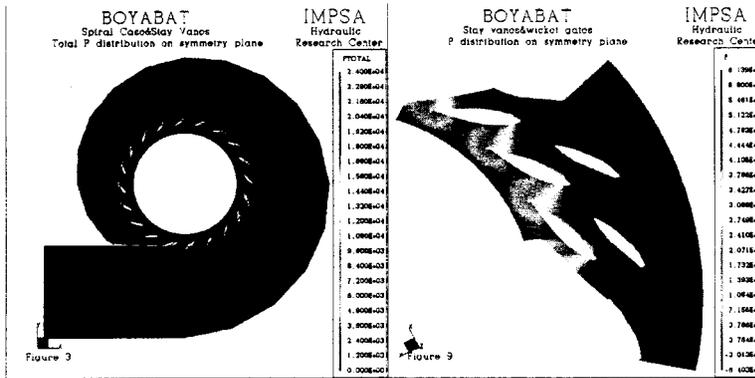


Figura 3

Figura 4

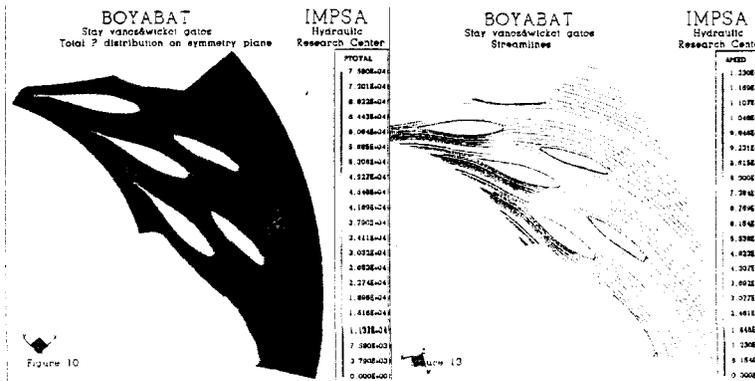


Figura 5

Figura 6

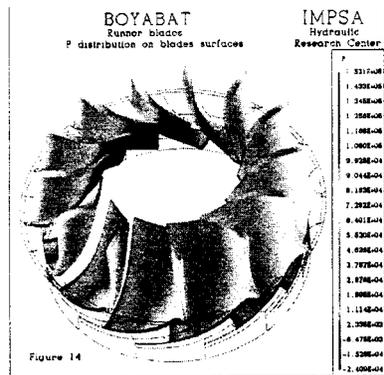


Figura 7

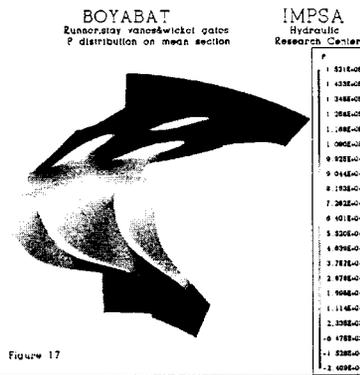


Figura 8

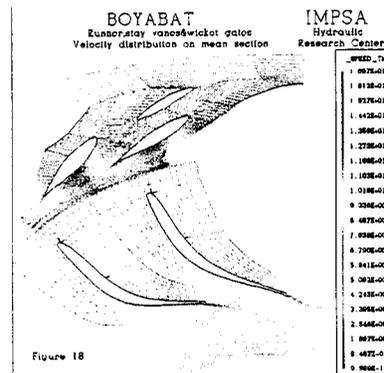


Figura 9

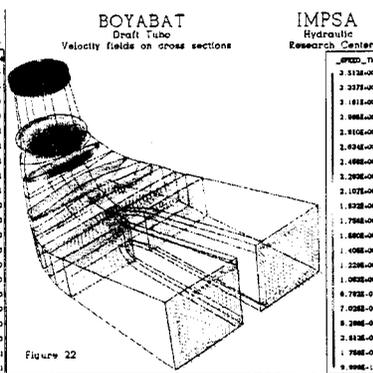


Figura 10

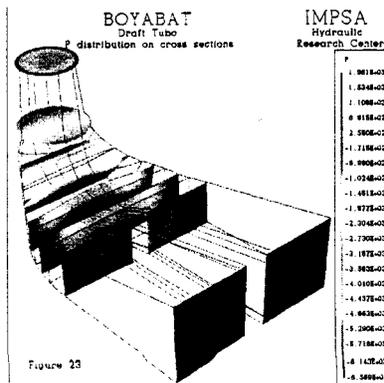


Figura 11

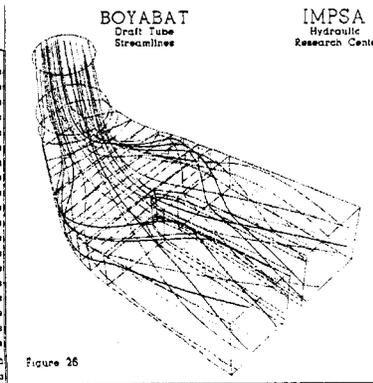


Figura 12