

MODELACION NUMERICA DEL FLUJO EN EL INYECTOR DE UNA TURBINA HIDRÁULICA DE FLUJO TRANSVERSAL

Ariel R. Marchegiani * Norberto M. Nigro** Mario A. Storti**

*Laboratorio de Máquinas Hidráulicas (La.M.Hi.)
Depto de Mecánica Aplicada -Facultad de Ingeniería
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE
Buenos Aires 1400 - (8300)Neuquén
e-mail: marchegi@uncoma.edu.ar

** Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería (CIMEC-INTEC)
Universidad Nacional del Litoral - CONICET
Güemes 3450, (3000) Santa Fe, Argentina
e-mail: nnigro@intec.unl.edu.ar

Key words: Cross Flow, turbina, Banki, Inyector.

Resumen. *La turbina de flujo transversal consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El inyector es el segundo componente de esta máquina que en conjunto con el rotor determinan la eficiencia de la turbina y es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor.*

En este trabajo se presentan los resultados de simulaciones numéricas del flujo realizadas sobre un tipo de inyector clásico de una turbina de flujo transversal o Michell-Banki. En este diseño, el álabe regulador divide el flujo en dos partes, una superior y otra inferior, con la finalidad de disminuir la cupla de accionamiento de dicho álabe.

Se realizaron simulaciones utilizando un modelo para flujo laminar y un modelo de turbulencia k-ε. Se impuso un salto de presión entre la entrada y la salida obtenido a partir de los valores típicos de operación de esta máquina. La simulaciones numéricas se llevaron a cabo mediante el software PETSc-FEM (A General Purpose, Parallel, Multi-Physics FEM Program.) escrito en lenguaje C++, desarrollado en el CIMEC, el cual tiene un elemento que resuelve numéricamente este problema mediante el método de elementos finitos (FEM) aplicado a un flujo permanente incompresible, tanto en estado laminar como turbulento. (<http://minerva.arcride.edu.ar/petscfem>). Los resultados fueron comparados con datos experimentales a fin de validar el modelo teórico.

1. INTRODUCCIÓN

La turbina de flujo transversal consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El agua es restituída a su curso natural mediante una descarga a presión atmosférica.

El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular. El inyector posee una sección transversal rectangular, y es el que dirige el agua hacia el rotor a través de una sección denominada arco de admisión que toma una determinada cantidad de álabes del mismo, a fin de obtener el mayor aprovechamiento de la energía. Posee una sección transversal de forma rectangular compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor, una cara superior envolvente que guía el flujo. La velocidad absoluta será tangente a esta curva en todo punto.

La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de turbina de doble efecto, y de las cuales la primera etapa entrega un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y la segunda alrededor del 30% restante (Audisio, 1997). La regulación de la potencia se realiza variando el caudal que ingresa a la máquina, mediante un alabe regulador que permite estrechar la sección de pasaje del agua a través de un movimiento sobre su eje.

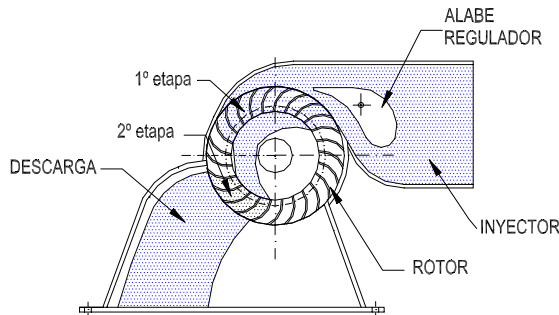


Figura 1

El chorro entra al rotor con un ángulo α_1 que es constante en toda la admisión y tangente a la periferia del rotor. El flujo que abandona las paredes sólidas del inyector es definido como un chorro libre. La velocidad a la salida del inyector tiene un valor un poco más pequeño que el valor de diseño lo que provoca un incremento en el arco de entrada (Olgun, et. al 1992).

La diversidad de diseño en la geometría del inyector hace que se adopten distintos ángulos de admisión. A través de las diversas investigaciones que se han realizado sobre esta máquina

los ángulos de admisión del inyector van desde los 30° hasta los 120° (Van Dixhorn, et.al, 1984; AkerKar, Fiuzat, 1989).

Analizando la distribución del caudal se halla la función que representará la curva envolvente de la cara superior. El modelo matemático del caudal en el inyector puede definirse como un flujo potencial y teniendo en cuenta el principio de vórtice libre se puede analizar el comportamiento del flujo dentro del mismo. Dicho modelo matemático da para cualquier ángulo entre 0° y el ángulo de admisión θ_a , una curva envolvente del tipo espiral logarítmica que guiará el fluido en forma suave y con la menor pérdida de carga posible.

Desde el punto de vista de la regulación del caudal, existen varias geometrías de regulador. Se analizará en este trabajo un sistema de regulación mediante álabe director desarrollado por la Universidad Nacional de la Plata y que fue ensayado en la misma (F. Zarate, 1987). Esta geometría es una variante del propuesto por Organización Latinoamericana de Energía (O.L.A.D.E.). En la Figura 2 se esquematiza dicho inyector.

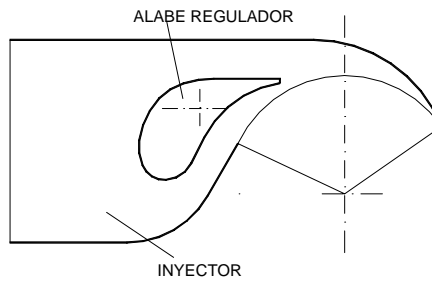


Figura 2

En este diseño, el álabe regulador divide el flujo en dos partes, una superior y otra inferior, con la finalidad de disminuir la cupla de accionamiento de dicho álabe. Se verifica que la cupla nula se manifiesta para un 50% de apertura aproximadamente (F. Zarate, 1987).

2. MODELACIÓN NUMÉRICA Y CONDICIONES DE BORDE

El sistema de leyes de conservación para analizar el escurrimiento de un fluido permanente e incompresible en el inyector suele expresarse mediante las ecuaciones de Navier Stokes, que matemáticamente representan un sistema de ecuaciones a derivadas parciales de primer orden acoplado y no lineal, de la forma:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \rho \mathbf{f} + \rho \mathbf{g} + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (2)$$

A la entrada se impuso la presión dada por el salto que aprovecha la turbina. A la salida se impuso una presión relativa igual a cero. Las velocidades sobre las paredes sólidas se asumen igual a cero.

La simulación numérica se llevó a cabo mediante el software PETSc-FEM (A General Purpose, Parallel, Multi-Physics FEM Program.) escrito en lenguaje C++, con una programación orientada a objetos, para aplicaciones de CFD, desarrollado en el INTEC. Las condiciones de borde son las mismas que para el caso anterior.

En los casos de flujo turbulento se utilizó un modelo del tipo eddy viscosity (hipótesis de Boussinesq) donde la viscosidad turbulenta se obtiene a partir de dos cantidades, la energía cinética turbulenta y la disipación turbulenta resueltas mediante dos ecuaciones en derivadas parciales (κ - ϵ). Las condiciones de contorno a aplicar sobre estos campos en las inmediaciones de contornos sólidos responden a la bien conocida ley de pared, apta para flujos a altos números de Reynolds.

La simulación del flujo en este inyector corresponde al inyector al 100% de apertura con una malla de 10418 elementos con 5505 nodos, tipo triangular, que puede observarse en la figura 3.

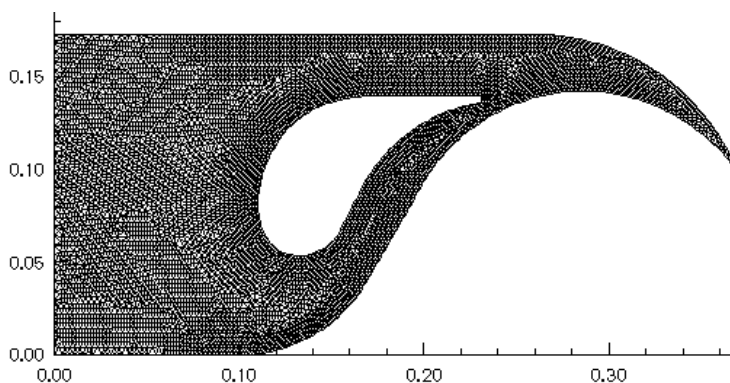


Figura 3

3. SIMULACIÓN DEL FLUJO 2D CON APERTURA DE DISTRIBUIDOR A_0 100%

Se realizó una modelación 2D de flujo laminar con una diferencia de presión impuesta entre la entrada y la salida que arrojó un valor del número de Reynolds del orden de 4300 tomando como longitud característica la altura de la entrada, aproximadamente 0.17 m y la velocidad media, del orden de 3 m/s, como velocidad característica.

Se compararon los resultados con valores experimentales de presión sobre la pared del álabe regulador y la pared superior del inyector. Dicha comparación se observa en las figuras 4 y 5. En las figuras 6 y 7 se observan los campos de presiones obtenidos.

Los valores son presentados en forma adimensional. La presión se adimensionalizó con respecto a una presión de referencia que en este caso se tomó como la presión en la entrada del inyector. La longitud se adimensionalizó con referencia a la longitud total de cada elemento.

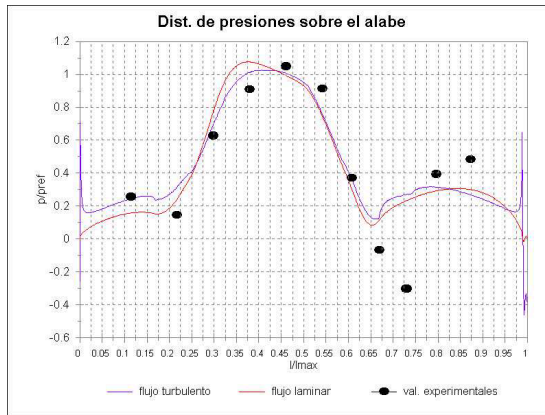


Figura 4

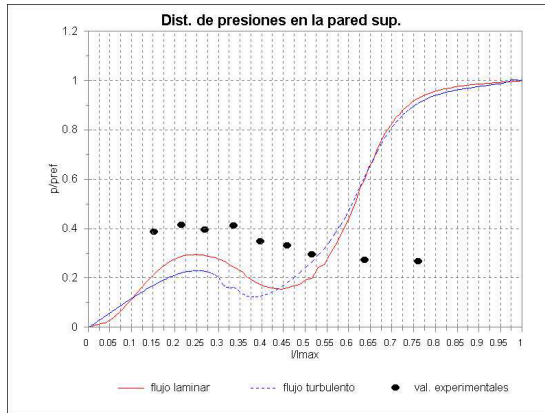


Figura 5

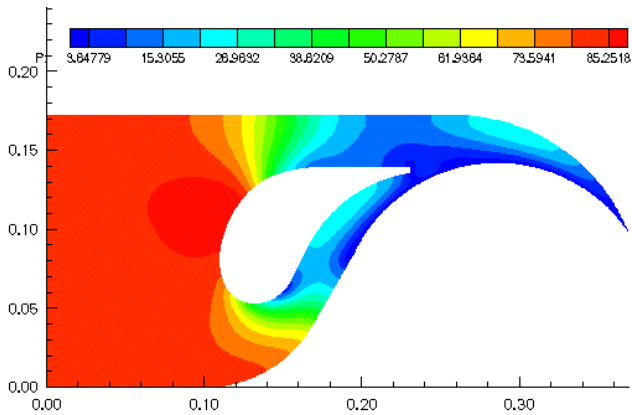


Figura 6

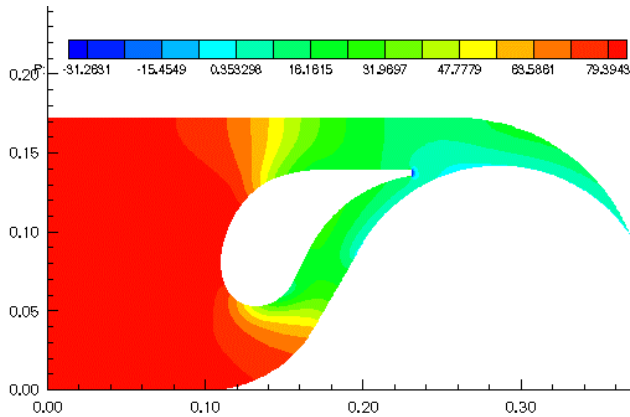


Figura 7

La simulación turbulenta se realizó antes de pasar al caso 3D con el fin de ver la influencia de la turbulencia sobre el caudal erogado por la máquina. El caudal no se vio fuertemente modificado respecto al que se tenía en el caso 2D laminar, siendo este del orden de $0.063746 \text{ m}^3/\text{s}$ y de $0.057751 \text{ m}^3/\text{s}$ para el régimen turbulento. El caudal experimental es de $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$.

En las figuras 8, 9, 10, 11 y 12 a continuación vemos los campos de velocidades, vorticidad, presión, energía cinética turbulenta y disipación de energía cinética turbulenta respectivamente.

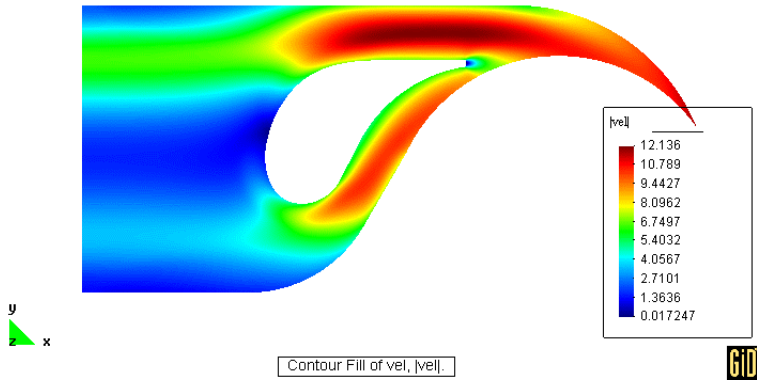


Figura 8

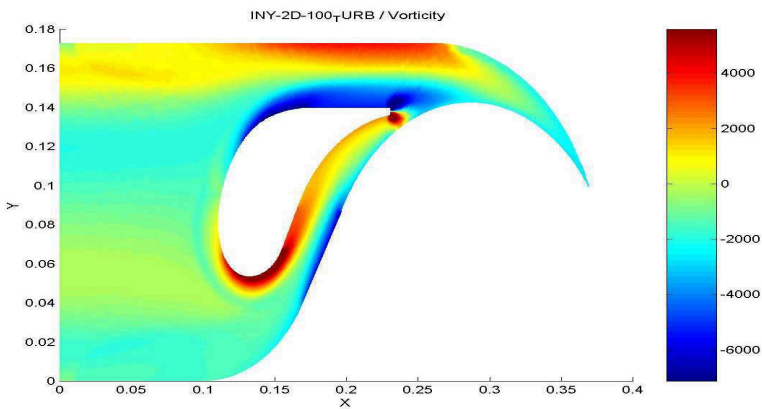


Figura 9

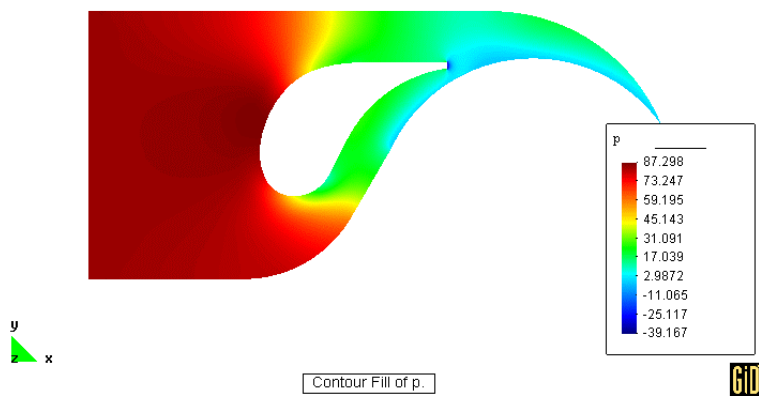


Figura 10

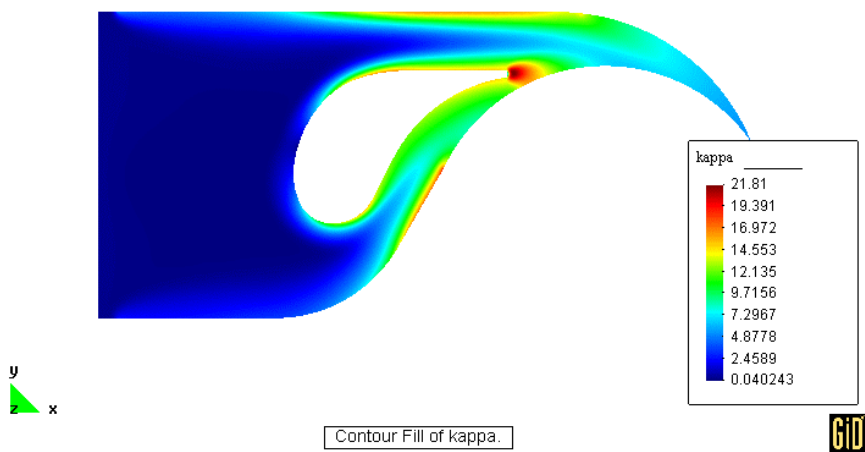


Figura 11

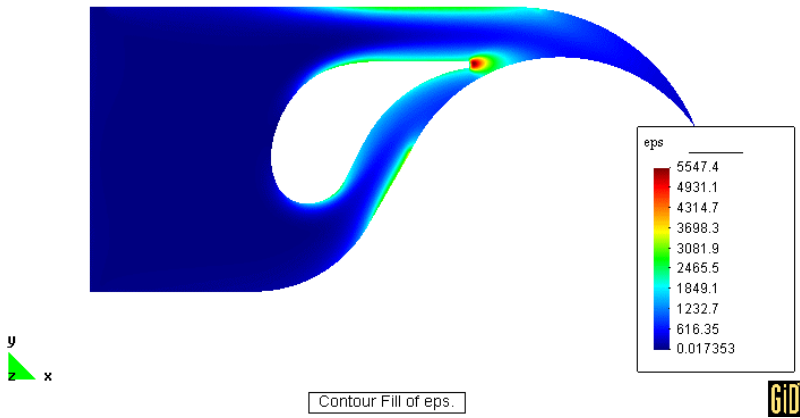


Figura 12

La figura 13 nos muestra como varía la velocidad a la entrada del inyector.

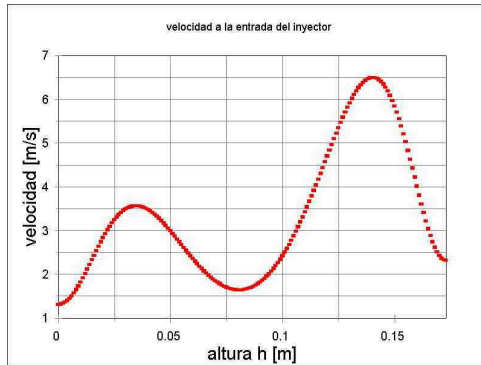


Figura 13

4. SIMULACIÓN DE FLUJO 2D CON APERTURA DE DISTRUBUIDOR A_0 20%

Para una apertura de regulador A_0 del 20% se realizaron simulaciones 2D de flujo laminar con Reynolds de 78, 156, 312, y 624 tomando como longitud característica la altura de la entrada y la velocidad máxima. A diferencia de todos los demás casos estas simulaciones fueron hechas imponiendo la velocidad a la entrada y por ende el número de Reynolds ya que

fueron realizadas en primer término y queríamos ver tendencias a medida que se aumentaba el régimen.

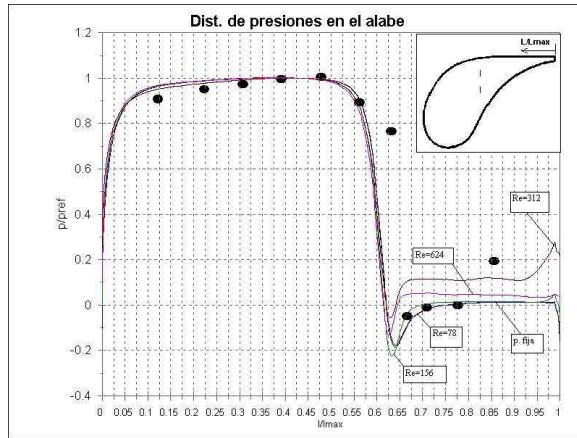


Figura 14

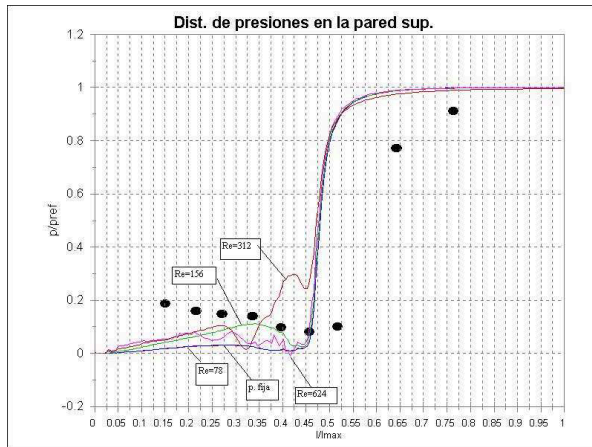


Figura 15

Igual que para $A_0 = 100\%$ se compararon los resultados con valores experimentales de presión sobre la pared del álabe regulador y la pared superior del inyector. Dicha comparación se observa en las figuras 14 y 15.

En la figura 16 se observa a modo de ejemplo el campo de presiones obtenido para la simulación con $Re = 78$.

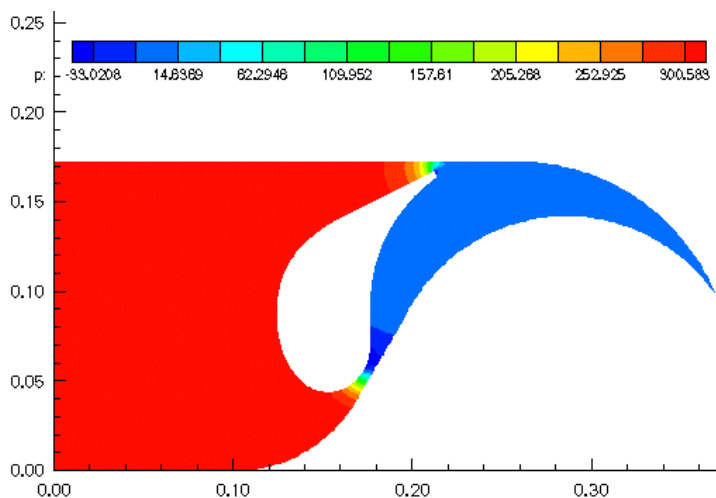


Figura 16

5. SIMULACIÓN DEL FLUJO LAMINAR 3D CON APERTURA DE DISTRUBUIDOR A_0 100%

En el caso 3D solo se simuló hasta el momento el caso laminar con el fin de ver si el caudal erogado por la turbina se acercaba a los valores experimentales.

En la figura 17 vemos un detalle de la geometría.

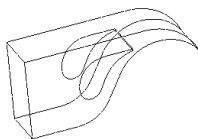


Figura 17

En la figura 18 y 19 vemos detalles de una malla que tiene cerca de 50,000 elementos tetraédricos.

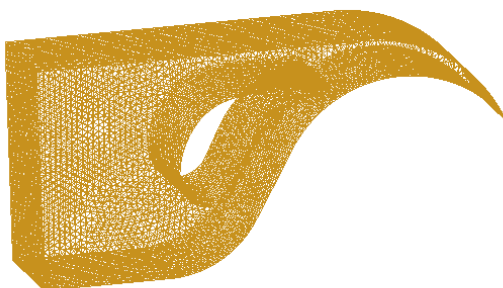


Figura 18

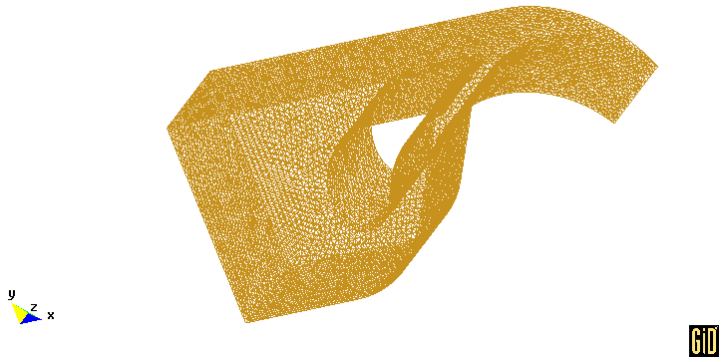


Figura 19

En la figura 20 vemos algunas isobaras de presión.

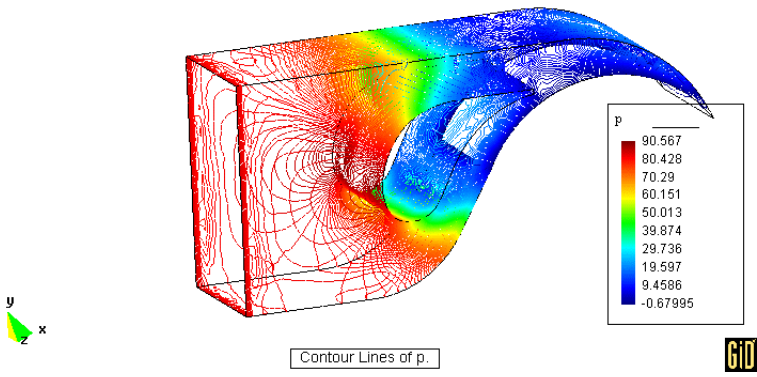


Figura 20

En la figura 21 vemos el módulo de la velocidad en un par de cortes, uno vertical en el plano medio y otro horizontal atravesando el álabe.

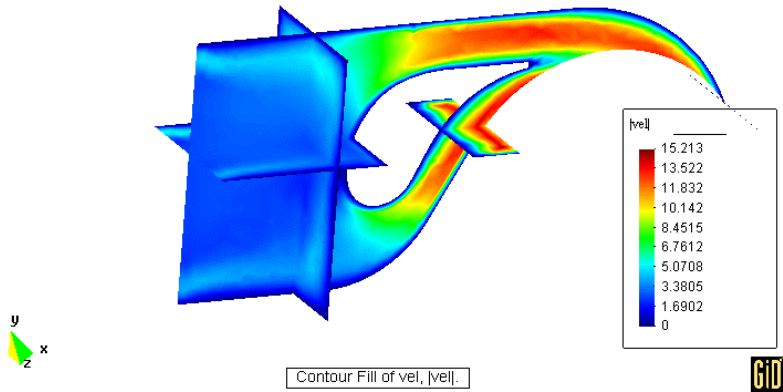


Figura 21

En la figura 22 vemos algunas líneas de corriente.

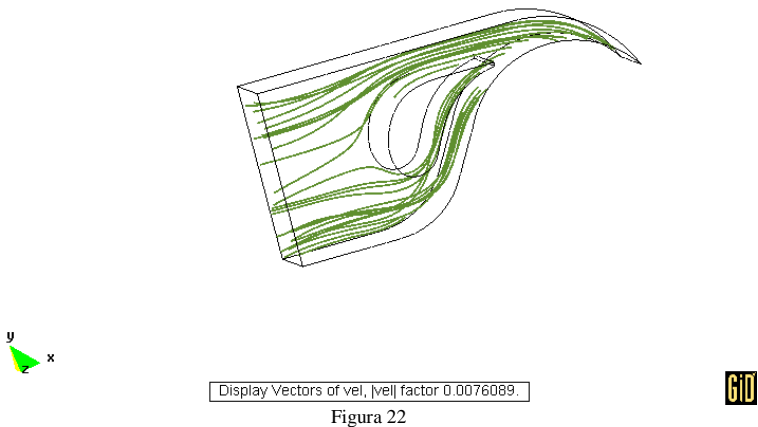


Figura 22

En la figura 23 se observa la distribución de presiones sobre el alabe regulador y su comparación con los resultados experimentales.

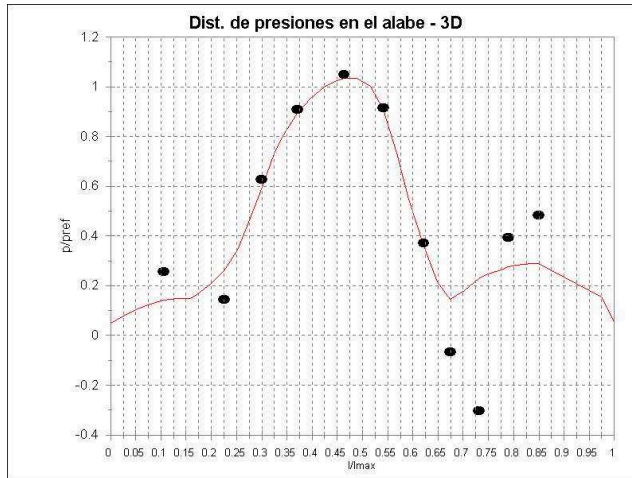


Figura 23

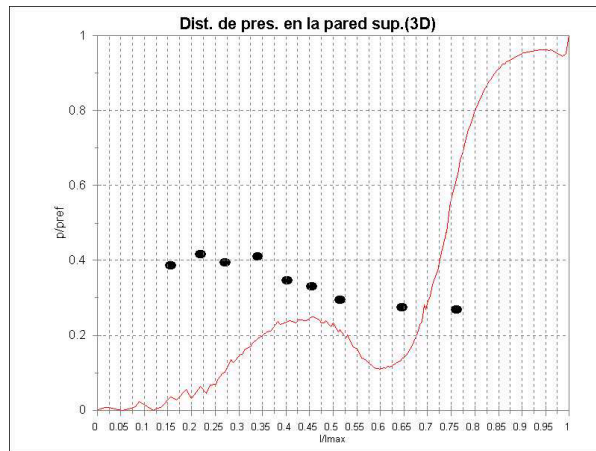


Figura 24

En la figura 24 se observa la distribución de presiones sobre la pared superior del inyector y los valores experimentales correspondientes.

En este caso se observa un notable ajuste en el caudal calculado con respecto al caudal experimental arrojando un valor de 48.75 l/seg, lo cual respecto a los 50 l/seg surgidos de la similitud con la experiencia arroja una discrepancia de apenas más que un 2 %.

6. CONCLUSIONES

Los valores obtenidos tanto en la simulación para apertura de regulador de 100% como de 20% tienen un ajuste razonable con los valores experimentales para esta etapa del trabajo, aun los arrojados en la simulación 2D laminar y mejorando para la simulación 2D turbulenta y 3D laminar. Los caudales obtenidos concuerdan con los valores experimentales. El ajuste del modelo deberá hacerse paulatinamente hasta llegar a un ajuste de buena precisión con los valores experimentales, sobre todo trabajando sobre la simulación 3D en flujo turbulento.

El trabajo de investigación que está comenzando, deberá conducir, en primer lugar, a una evaluación de las dificultades para la simulación de este tipo de escurrimientos, y en segundo lugar, en la búsqueda de hipótesis y algoritmos hábiles para representar fenómenos fluidodinámicos en máquinas hidráulicas, caracterizadas en general por estructuras altamente turbulentas y, en ciertos casos por condiciones de frontera móviles inestacionarias.

La simulación en los diferentes componentes de las pequeñas turbinas hidráulicas permitirá plantear mejoras en los diseños. La modelación 2D o 3D en algunos aspectos de este problema científico-tecnológico debe contribuir a mejorar el comportamiento de este tipo de pequeñas turbinas hidráulicas

7. AGRADECIMIENTOS

Norberto Nigro y Mario Storti desean agradecer al Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET) por su apoyo económico en este trabajo. Al CIMNE por la posibilidad de usar Gid como herramientas de visualización.

8. REFERENCIAS

Audisio O. A., " APPLICATION OF CONTROL -VOLUME FORMULATIONS TO CROSS-FLOW TURBINE RUNNERS", Hydropower Into The Next Century, Septiembre 1997, Portoroz, Slovenia.

H. Olgun, A. Ulku, A. Fay; "An investigation of free jet From a Cross-Flow turbine nozzle"; Karadeniz Techniical University; Trazbon, Turkey, 1992.

L. K. Van Dixhorn, H. L. Moses, J. Moore; "Experimental determination of blade forces in a cross-flow turbine"; Virginia Polytechnic Institute and State University; Virginia 1984.

F. Zarate, C. Aguerre, R. Aguerre; "Turbina Mitchell-Banki: Criterios de Diseño, Selección y Utilización"; Universidad Nacional de La Plata; La Plata, 1987.,

B. P. AkerKar, A. A. Fiuzat; "Better Efficiency for Cross-Flow Turbines?", *Hidro Review*, p 76-82; Diciembre 1989.

M. A. Storti, N. M. Nigro, "PETSc-FEM:Programa de Elementos Finitos de uso General para Uso en Redes de Cálculo Distribuido basado en PETSc", CIMEC

N. Nigro, V. Sonzogni, M. Storti, A. Yommi, "Implementación de un Programa de Elementos Finitos de Propósito General, Multi-Física para Uso en Entornos de Cálculo Distribuido", *Anales del XI Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones (ENIEF2000)*, San Carlos de Bariloche Argentina, Nov. 2000.pp. 405-410.