

APLICACIÓN DE CFD EN EL DISEÑO DE COMPONENTES DE PEQUEÑAS TURBINAS HIDRÁULICAS: ALGUNOS CASOS PRACTICOS

Ariel R. Marchegiani

*Laboratorio de Máquinas Hidráulicas (La.M.Hi.),
Depto. de Mecánica Aplicada, Facultad de Ingeniería
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE*

*Buenos Aires 1400, (8300) Neuquén, Argentina
e-mail: marchegi@uncoma.edu.ar*

RESUMEN

En este trabajo se analiza la conveniencia de la aplicación del CFD en pequeñas turbinas hidráulicas y se presentan resultados de simulaciones numéricas del flujo realizadas sobre turbinas de flujo transversal.

Los objetivos generales de estas simulaciones fueron la determinación de los campos de presión y velocidad, y finalmente la especificación de su rendimiento en diferentes puntos de funcionamiento. Además, se muestran resultados de simulaciones realizadas sobre dos geometrías básicas conocidas de inyector de una turbina Banki, la de la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE) y de la Swiss Centre for Development Cooperation in Technology and Management (SKAT), proponiéndose una nueva geometría que presenta algunas ventajas. Se investiga el efecto de las distintas geometrías del inyector sobre la eficiencia de la turbina.

Palabras Claves: Simulación Numérica, CFD, Turbina Banki, Pequeñas Turbinas Hidráulicas.

1. INTRODUCCIÓN

Los métodos de simulación numérica se han convertido rápidamente en procedimientos de notable aplicación en la ingeniería hidráulica. Este creciente suceso durante los últimos 30 años está ligado a la aparición de poderosos sistemas de computación, que han permitido una reducción de los costos de cálculo, lo que hace a esta técnica más competitiva en comparación con las convencionales mediciones en laboratorio.

La tecnología del análisis computacional del flujo para el mejoramiento del diseño y la optimización de una máquina hidráulica se ha convertido en un procedimiento de notable aplicación en las turbomáquinas hidráulicas.

Como los costos de desarrollo de un ensayo de modelo son del mismo orden de magnitud que los de una pequeña central hidráulica completa, los fabricantes independientes de pequeñas turbinas obviamente no pueden abordar estos trabajos de laboratorio. Por lo tanto, el método consiste, o en diseñar un set de turbinas standard, las cuales pueden cubrir mas o menos bien el sitio bajo construcción, o crear modelos a escala reducida de grandes turbinas, adaptando y simplificando los perfiles sin medir las consecuencias.

El resultado es que prácticamente ninguna máquina construida de esta manera es óptima de un punto de vista hidráulico. Hay muchas posibles consecuencias, como, por ejemplo, que los rendimientos garantizados (bajo iguales condiciones de altura y caudal) no puedan sostenerse, implicando pérdida de producción, sobrecargando excesivamente las turbinas. Muchos de estos problemas pueden llevar a una ruptura mecánica.

1.1. Objetivos y Procedimientos

En este trabajo se analiza la conveniencia de la aplicación del CFD en pequeñas turbinas hidráulicas y se presentan algunos resultados de simulaciones numéricas del flujo realizadas sobre turbinas de flujo transversal. Los objetivos de estas simulaciones fueron la determinación de los campos de presión y velocidad, y finalmente la especificación de su rendimiento en diferentes puntos de funcionamiento.

1.1.1 Modelación Numérica y Condiciones de Borde.

El sistema de leyes de conservación para analizar el escurrimiento de un fluido permanente e incompresible en la turbina 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:

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

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

En los casos presentados a continuación, 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 [1]. La simulación numérica se llevó a cabo mediante el software para aplicaciones de CFD, FLUENT 6.2.

Para analizar el flujo en los elementos rotantes de la turbina, se utilizó la opción de Marco de referencia móvil del Fluent. Los cálculos fueron realizados en un dominio móvil correspondiente al rotor. En este caso el flujo fue referido a un marco de referencia rotante, lo cual simplifica el análisis. Para la modelación de flujo turbulento se utilizó un modelo del tipo eddy viscosity (modelo 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.

2. SIMULACIÓN COMPUTACIONAL Y VALIDACIÓN DE LOS RESULTADOS

2.1. Simulación Computacional de una Turbina Banki

El objetivo de esta simulación del flujo a través de la turbina fue la especificación de su rendimiento en diferentes puntos de funcionamiento, comparando los resultados obtenidos con valores experimentales [2]. El análisis se realizó en un modelo 2D en toda el área del flujo.

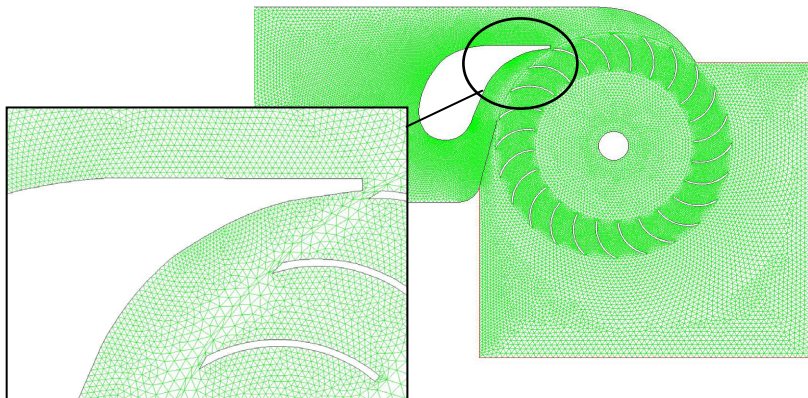


Figura 1: Detalle de la malla utilizada

En el proceso de generación de la malla se usaron dos herramientas de software: AutoCAD™ fue aplicado para construir la geometría inicial de la turbina. La malla fue generada por el programa de Gambit™ y se densificó en las áreas de flujo más conflictivas a fin de obtener un nivel aceptable de solución (figura 1).

2.1.1. Definición de la Eficiencia

La eficiencia de una turbina hidráulica es medida por su rendimiento. En general el rendimiento es una indicación de que porcentaje de la potencia entregada por el agua a la turbina es transformada en potencia mecánica en el eje, es decir:

$$\eta = \frac{P_e}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n} \quad (3)$$

donde ρ es la densidad del agua, Q es el caudal, y H_n es la altura neta de la turbina, y P_e es la potencia en el eje de la turbina, dada por:

$$P_e = T \cdot \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T}{60} \quad (4)$$

2.1.2. Análisis de los Resultados

Con el objetivo de simplificar el análisis de los resultados, la presión se adimensionalizó con respecto a la presión en la entrada del inyector, y la longitud se adimensionalizó con referencia a la longitud total de cada elemento. Se simuló para un valor del número de Reynolds del orden de 4300 tomando como longitud característica la altura de la entrada y velocidad característica de entrada.

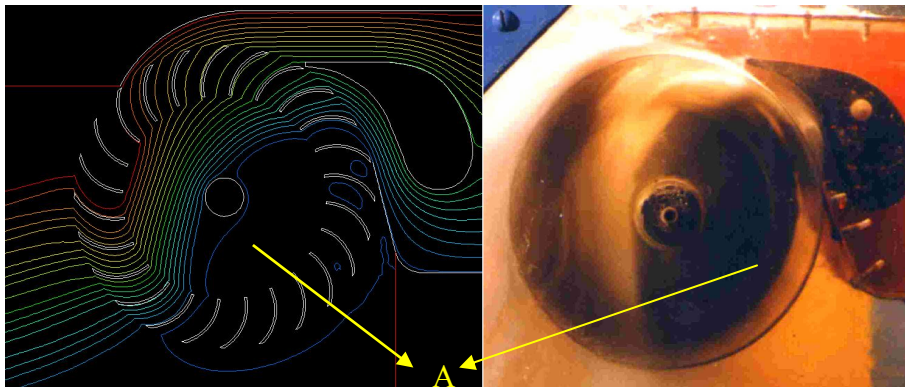


figura 2: Comparación visual entre el flujo del Análisis Numérico y el del ensayo

Una visualización del ensayo que fue realizada conjuntamente con la adquisición de los valores experimentales confirman los resultados del análisis numérico como se muestra en la figura 2. Los resultados muestran un área de flujo muerto en la parte interior del rotor que se hace visible fácilmente en la fotografía marcada como área A. Este fenómeno es característico de este tipo de turbinas.

A fin de corroborar la precisión de los resultados numéricos se realizó el cálculo de la curva de eficiencia para los parámetros geométricos y de operación. En la figura 3 se observa la aproximación de los resultados numéricos a los valores experimentales.

En la figura 4 se observa la comparación entre la simulación computacional y los resultados experimentales para las presiones sobre el álabe regulador.

La simulación permitió la obtención del caudal erogado por la máquina. El caudal obtenido por simulación para una apertura del 100%, fue del orden de $0.02141 \text{ m}^3/\text{s}$ mientras que el caudal medido experimentalmente para las mismas condiciones fue de $0.02158 \text{ m}^3/\text{s}$.

En la figura 5 se observa el campo de presiones en el inyector OLADE, y en figura 6 el campo de velocidades para la misma geometría, ambos para una apertura del distribuidor del 100%.

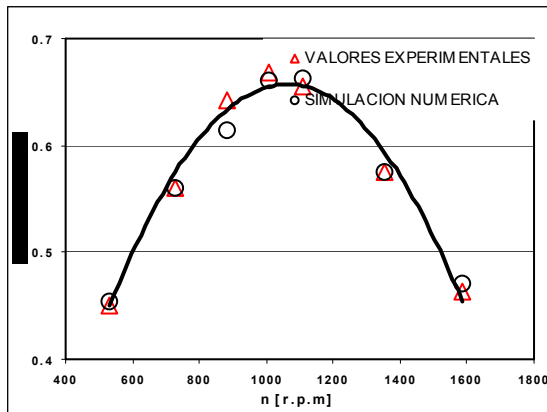


figura 3: Comparación de rendimientos

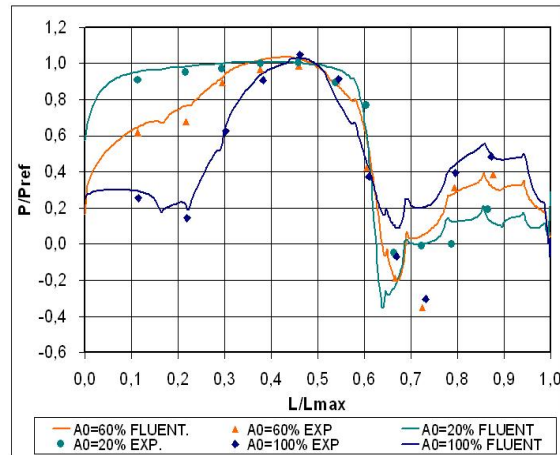


figura 4: presiones en la pared superior del inyector

Como resultado adicional se propone una nueva geometría que presenta algunas ventajas sobre las mencionadas y se investigó el efecto de las distintas geometrías del inyector sobre la eficiencia de la turbina.

2.2.1 Comparación de las Geometrías

De la simulación anterior se extrajeron los resultados del inyector de la turbina Banki de diseño OLADE. A continuación se procedió a simular el flujo en el inyector SKAT.

Para ello se comprobaron, al igual que en el caso anterior, mallas de distinta densidad, y finalmente se adoptó una malla de 24839 nodos y 48453 elementos, basado en la estabilidad de la convergencia.

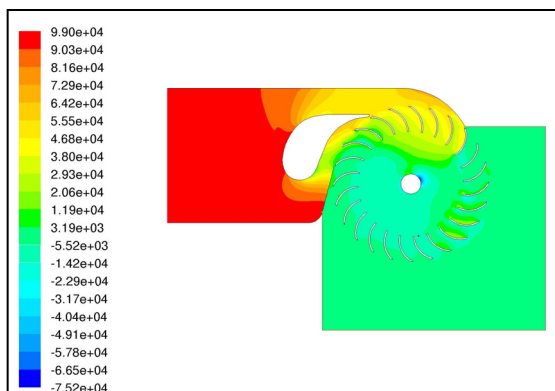


Figura 5: Campo de presiones

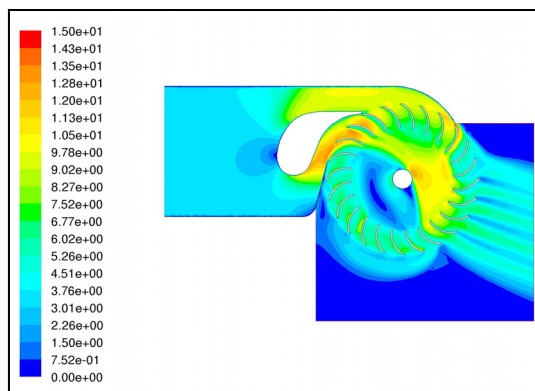


Figura 6: Campo de velocidades

En el caso de la geometría SKAT, En la figura 7 se observa la geometría adoptada.

En la figura 8 se observa el campo de presiones en el inyector OLADE, para una aperturas del 100%. Lo propio se observa, en la figura 9 para el inyector SKAT.

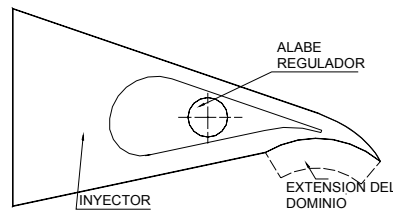


Figura 7: Geometría de Inyector SKAT

Las comparaciones se llevaron a cabo para las presiones sobre los componentes más importantes del inyector como son el álabe regulador y la pared superior, así como también se analizaron las velocidades a la entrada y presiones y velocidades a la salida del mismo.

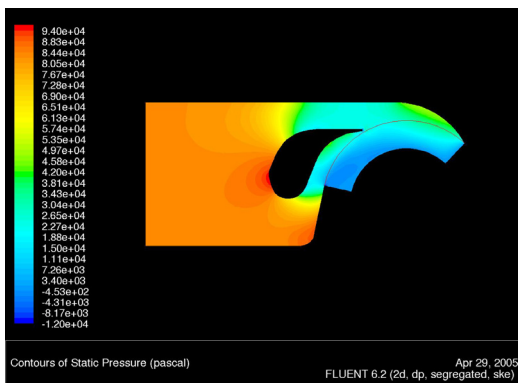


figura 8: Campo de presiones OLADE

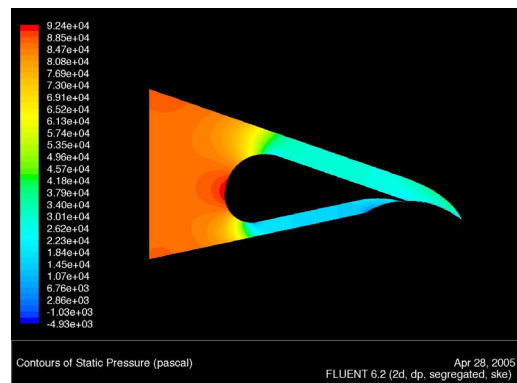


figura 9: Campo de presiones SKAT

En la figura 10 se pueden observar las presiones sobre el álabe regulador para una apertura A_0 del 100%, en ambas geometrías, y en la figura 11 se observa la misma situación para la pared superior. Como vemos la distribución de presiones para la máxima apertura es similar en ambas geometrías, lo que se repite para las distintas aperturas.

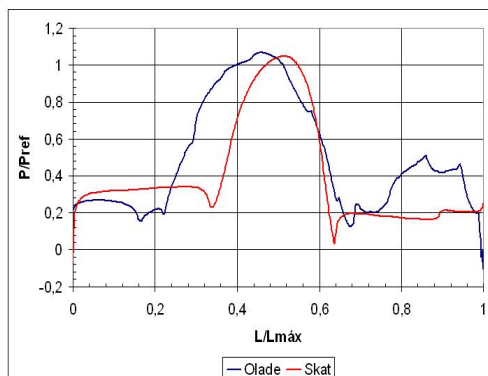


figura 10: presiones sobre pared superior

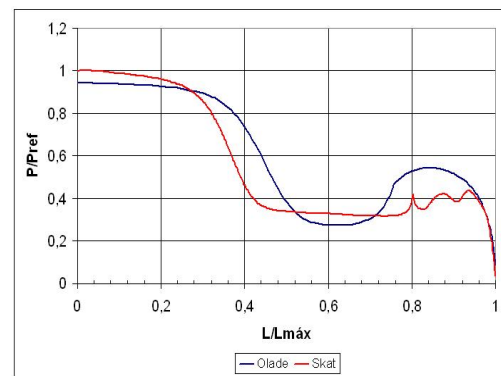


figura 11: presiones sobre álabe regulador

A la salida del inyector la distribución de presiones es similar en ambas geometrías, tanto en distribución como en magnitud. Es interesante observar que a pesar de que la turbina Banki es

considerada como una turbina de acción los valores de presión a la salida del inyector esta lejos de tener el valor de la presión atmosférica, como puede observarse en la figura 12. En cuanto a la distribución de velocidades a la salida (figura 13), es la notable uniformidad en la distribución de dichas velocidades en ambas geometrías lo que indica a primera vista una buena distribución del caudal para ambos casos.

En el caso de la OLADE, donde el álabe regulador está más alejado del rotor, inclusive la velocidad se alcanza a estabilizar de mejor manera que en la geometría SKAT.

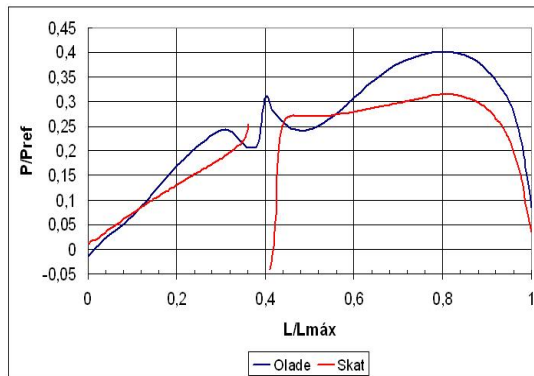


figura 12: Presiones a la salida del inyector

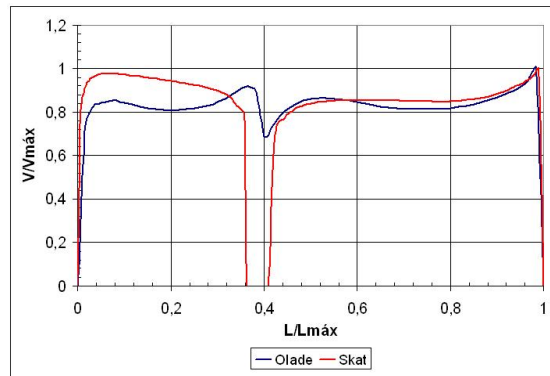


figura 13: Velocidades a la salida del inyector

También se analizó la regulación del caudal que logran las distintas geometrías de acuerdo al porcentaje de apertura del álabe distribuidor (figura 14). Se observa de ventaja a la primera geometría a la hora de pensar un mecanismo automático de regulación de caudales.

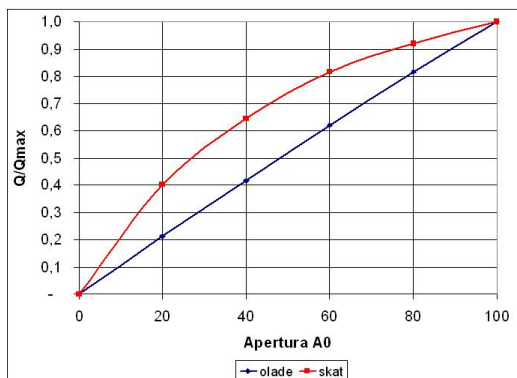


figura 14: Regulación de caudal

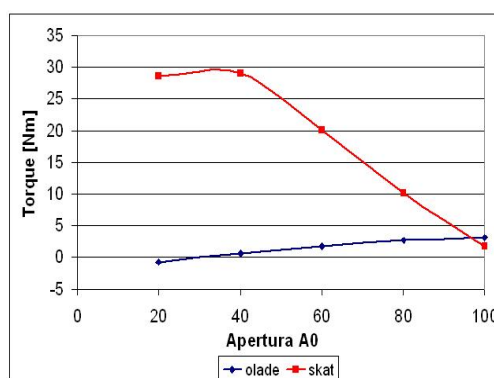


figura 15: torque en el álabe regulador

Aquí se ve que para la apertura máxima el momento necesario es prácticamente el mismo para ambas geometrías (figura 15), pero para aperturas menores el incremento del torque se hace notable en la geometría SKAT mientras que en el inyector de la OLADE, éste inclusive disminuye. Esto da otra ventaja a la geometría OLADE frente a un eventual mecanismo de regulación de caudales. El aumento del torque en la geometría SKAT puede deberse al mayor desarrollo del álabe regulador que en los casos analizados era prácticamente el doble que en la geometría OLADE.

2.1.2. Planteo de una Nueva Geometría

Si bien la geometría de la OLADE tiene varias ventajas sobre la geometría SKAT, su gran desventaja es la dificultad de construcción debido principalmente a lo complicado del diseño de su álabe regulador. Por lo tanto el objetivo fue buscar una geometría sencilla con una alta eficiencia hidráulica. Para lograr este objetivo se investigaron numéricamente distintos perfiles ponderando el comportamiento de cada uno de ellos.

Las simulaciones se llevaron a cabo sobre perfiles de la serie NACA (0012, 4412, 0018) [3], [4]. En función de buscar una combinación de ventajas, que permitan una mejora substancial del rendimiento de la máquina, se trabajó en pos de mejorar la eficiencia del conjunto Inyector – Álabe Regulador. Las premisas para la selección del perfil, fueron: geometría simple, de construcción rápida y de bajo costo; que posea una distribución aproximadamente lineal del momento en el pivote, en función de la apertura del mismo; y que provea de un espectro amplio de regulación de caudal (en el orden del 50% del nominal).

Las simulaciones de los perfiles arrojó los siguientes resultados, tanto de regulación de caudal (figura 16), pérdidas de energía (figura 17).

El criterio de pérdida de energía, es la relación existente entre la energía total a la salida y la energía total a la entrada. En este caso, se puede observar que el perfil NACA 0012, posee una relación mayor, pero esa ventaja se ve relegada por el poco espectro de regulación de caudal.

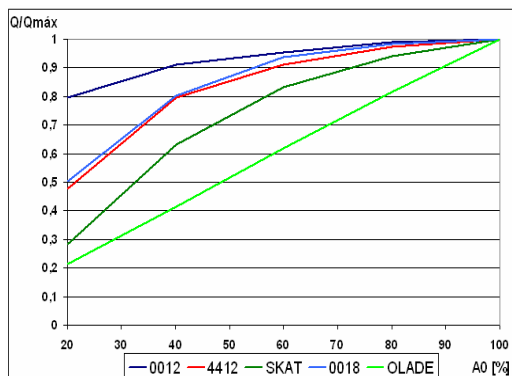


figura 16: reg. de caudal p/ distintos perfiles

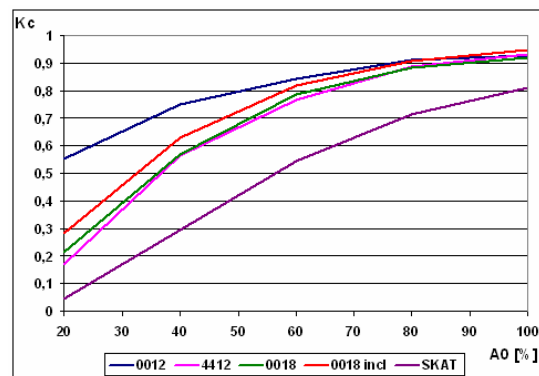


figura 17: Pérdidas de energía p/ distintos perfiles

De acuerdo a los gráficos expuestos, se llegó a la conclusión de que debido a la distribución aproximadamente lineal y positiva del momento en un punto coincidente con el 55% de la cuerda original del perfil, a la adecuada regulación de caudal, a su simetría y a la aceptable introducción de pérdidas de energía, el perfil de base para el diseño del álabe regulador, fue el perfil NACA 0018. Lo anterior, queda respaldado por lo siguiente: Desde el punto de vista de la regulación, es conveniente una variación lineal del momento en el árbol motor, respecto del grado de apertura. Dicha variación lineal, se halla en el 55% de la cuerda original del perfil.

Desde el punto de vista del caudal, si bien los perfiles SKAT y OLADE son los que mayor espectro de regulación tienen, pero tanto las pérdidas que introducen como la no linealidad del momento, son fuertes desventajas.

Finalmente, desde el punto de vista de las pérdidas, si bien el perfil 0012 es el que menores pérdidas provoca, no es adecuado desde el punto de vista de la regulación de caudal. Para el rango de aperturas dado, tan solo disminuye el caudal a un 80% del nominal; pero ensayos de regulación gruesa, destacan que una máquina de pequeño porte, tan solo opera con un rendimiento aceptable, hasta una disminución del 50% del caudal nominal. Por último, es de destacar que este perfil es simétrico, por lo tanto su construcción es más simple.

2.1.2.1. Simulación de Conjunto Inyector – Regulador

Tomando como base el perfil para el órgano regulador, se procedió al diseño y simulación del inyector de la máquina. Los parámetros, tales como apertura de entrada y ángulo de convergencia; fueron calculados en función de conservar las características de paso de la corriente dadas en las condiciones de simulación de los perfiles en la corriente del canal citado con anterioridad. Con ello, se logró garantizar una mayor homogeneidad de la corriente adyacente a la salida del inyector, y también, una mayor sección de paso de la vena fluida. La configuración final puede apreciarse en la figura 18:

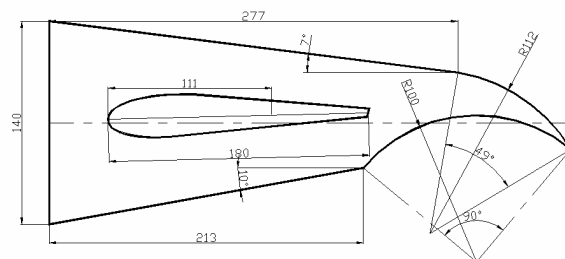


Figura 18: Geometría de inyector propuesta

En la figura 19, se verifican la distribución de momento en el pivote, espectro de regulación de caudal y relación de energías, en función del grado de apertura. En la figura 20 se observa la distribución de energía total. En las figuras 21 y 22 se aprecian los campos de presión y velocidad respectivamente

3. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se muestra el uso del análisis por medio de CFD para asistir al diseño de las pequeñas turbinas. El objetivo de este análisis numérico fue la validación de la técnica aplicada por medio de la comparación con resultados de ensayos experimentales, los cuales muestran una notable precisión de los resultados alcanzados.

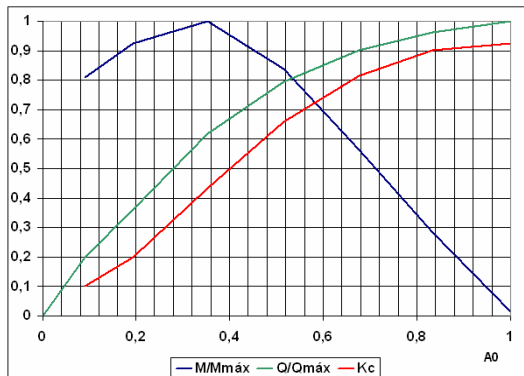


figura 19: Torque en el eje del álabe regulador

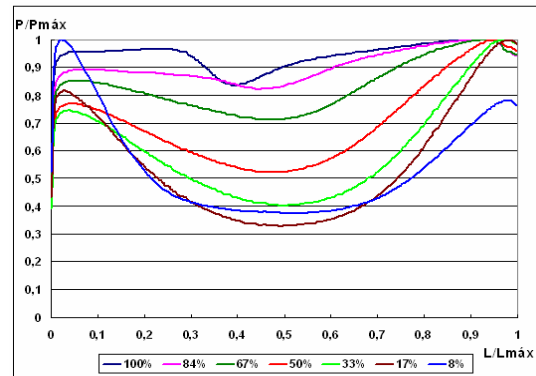


figura 20: Distribución de energía total

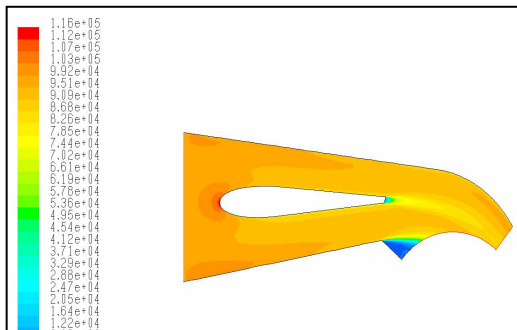


figura 21: Campo de presiones

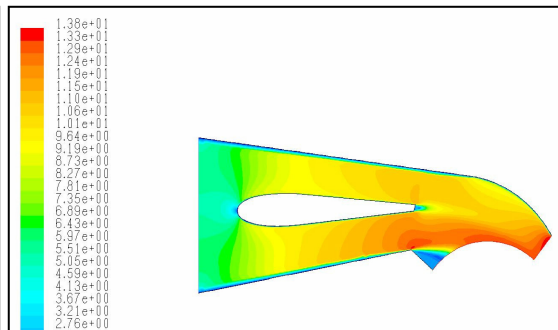


figura 22: Campo de velocidades

En el segundo caso, y de acuerdo a los resultados obtenidos por medio de las simulaciones computacionales, se adoptó una geometría de conjunto inyector – regulador que presenta una geometría simple del inyector, una geometría conocida y simple del órgano regulador y un aceptable valor de coeficiente de inyector (relación de presiones), 0,925. Las dos primeras características responden al concepto de tecnología apropiada. Igualmente, esta geometría de conjunto, logra reunir las ventajas de las geometrías planteadas y atenúa los inconvenientes de cada una de ellas.

Con el uso de los métodos computacionales, es posible, analizar las diferentes alternativas de diseño y optimización, antes de fabricar una turbina o un modelo a escala reducida para ensayar físicamente.

4. REFERENCIAS

- [1] Marchegiani A. Nigro N. Storti M, *X ELPAH, Simulación Numérica 2D del Flujo en el Inyector de Una Turbina Tipo Banki*. Poços De Caldas – Brasil, (2003).
- [2] Aguerre C., Aguerre R.. *Ensayos de Turbinas Michell Banki*. U.N.L.P. La Plata, (1987).
- [3] Ira Abbott, A. Von Doenhoff , *Theory of Wins Sections*; Dover Publications; (1959)
- [4] Jeffrey Newcamp, *Airfoil Aerodynamics, Force Balance Measurements*; Group 6; AME; (2002).