

ESTUDIO DE PROBLEMAS DE FLUCTUACIONES DE PRESIÓN EN UNA TURBINA HIDRAULICA DE TIPO FRANCIS

Leopoldo D. Millan

Deputy Manager, IMPSA HYDRO, Technological Research Center

Lev Kazatchkov

Senior Turbine Designer, Technological Research Center

Andrei Fedorov

Senior Turbine Designer, 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. + 54-261-413-1406 Fax. + 54-261-413-1403 millan@impsa.com.ar

Palabras clave: Método de Volúmenes Finitos, Rodete, Tubo Difusor, Transitorios.

Resumen.

La Central Hidroeléctrica de YANTAN está situada en la provincia de Guangxi sobre el río Hongshui, en el sur de China. La Central cuenta con 4 turbinas Francis con una potencia nominal de 305 MW cada una a un salto neto de 59.5 m. El diámetro del rodete es de 8 m.

En ciertos regímenes de carga las turbinas tienen fuertes fluctuaciones de presión y vibraciones que se transmiten a la central. En los rodetes se producen fisuras que tienen que ser reparadas periódicamente. Debido a estos problemas IMPSA es contratada para un Servicio de Consultoría Técnica.

La geometría del rodete existente es relevada por personal de la empresa. Como parte del estudio, los problemas son evaluados por simulación numérica del flujo. Basándose en las características del aprovechamiento se diseñarán nuevos rodetes que se estudiarán de la misma forma que el rodete actual a través de simulación numérica.

En este trabajo se presentan las simulaciones realizadas para evaluar el comportamiento del fluido a través de los diferentes componentes de la turbina hidráulica, en especial el rodete. El software utilizado para esta tarea es el CFX-TASCflow, que resuelve las ecuaciones de Navier Stokes promediadas por el método de Volúmenes Finitos. Todas las simulaciones se hicieron a escala de prototipo. El estudio fue dividido en tres partes: la cámara espiral y la cascada del predistribuidor, luego el conjunto predistribuidor + distribuidor con el rodete y el cono del tubo difusor, y por último el tubo difusor completo. A partir de estos resultados se seleccionó el punto de operación donde debían hacerse estudios transitorios.

DESCRIPCIÓN DE LOS PROBLEMAS EN LA CENTRAL DE YANTAN.

Las turbinas de la Central Hidroeléctrica de Yantan presentan diferentes problemas de vibración dentro de parte de su rango de operación. Cuando erogán potencias entre 40 MW y 60 MW presentan fluctuaciones de presión superiores al 40% del salto nominal.

Cuando el salto neto es superior a 56 m, y las maquinas operan alrededor del 70% de la apertura del distribuidor, se registran severas vibraciones en la casa de maquinas.

Anteriormente se llevaron a cabo muchas mediciones intentando determinar el origen de estas vibraciones, las que mostraron como posible causa un fenómeno de resonancia. La frecuencia de esta resonancia se encuentra entre los 24 Hz y los 34 Hz.

Las fluctuaciones de presión y las frecuencias de excitación se pueden determinar mediante simulación numérica y ensayos físicos con un modelo a escala. Las frecuencias naturales del rodete de la turbina se encuentran por medio de análisis estructural por elementos finitos. La comparación de ambos estudios nos pueden conducir a encontrar la posible resonancia en la turbina.

El propósito de este trabajo es mostrar los estudios de simulación numérica de flujo (CFD) llevados a cabo para determinar las fluctuaciones de presión que producen las vibraciones en la planta.

SIMULACIÓN NUMÉRICA.

En el Centro de Investigaciones Tecnológicas de IMPSA-HYDRO se utilizan dos programas comerciales para la simulación numérica: ICEM-CFD y CFD-TASCflow.

El primero fue desarrollado por ICEM-CFD engineering en Berkeley, California, EE.UU. Este nos permite importar o desarrollar la geometría mediante su propio sistema CAD, y luego crear y analizar las mallas. Estas son del tipo estructuradas y generadas mediante una estrategia multibloque.

El paquete CFX-TASCflow fue desarrollado por Advanced Scientific Computing, en Waterloo, Canada (recientemente adquirido por Ansys Inc.). El programa principal de este software es el solver, que resuelve mediante el Método de Volúmenes Finitos las ecuaciones promediadas de Navier Stokes (RANS). Utiliza un modelo de turbulencia $k-\epsilon$ y una ley logarítmica de distribución de velocidades sobre las paredes para simular la capa límite. Con este programa se pueden hacer simulaciones tanto para casos estacionarios como transitorios. Este software incluye un pre procesador (TASCbob3D) donde se imponen las condiciones iniciales y de contorno. Finalmente con el post procesador (TASCtool) se visualizan los resultados, se hacen cálculos complementarios y se obtienen las figuras como las presentadas en este documento.

Para un mejor aprovechamiento de los recursos computacionales disponibles se ha dividido el análisis de la turbina completa en tres etapas:

- La primera parte consiste en la cámara espiral y la cascada del pre distribuidor;
- La segunda parte analiza un paso de las cascadas de pre distribuidor y distribuidor, un paso de los álabes del rodete y el cono del tubo difusor;
- La tercer etapa consiste en analizar el tubo difusor completo, con un gran volumen al final del mismo simulando la salida al contra embalse.

Estas tres etapas se llevan a cabo como casos estacionarios. Basados en sus resultados otra etapa de estudio fue agregada:

- Casos transitorios: la malla para estos casos consiste en un paso de las cascadas de pre distribuidor y distribuidor, un paso de los álabes del rodete de la turbina y una malla menos densa del tubo difusor completo.

Cámara espiral y pre distribuidor.

La cámara espiral y la cascada del pre distribuidor fueron representadas juntas por una malla de aproximadamente 314000 nodos. Esta considera solamente la mitad de la geometría debido a su simetría. Se analizaron cinco casos, cada uno con diferente caudal de entrada, para obtener una función de las pérdidas de carga respecto del caudal.

Las condiciones de contorno para estos casos son:

- Condición de entrada: caudal con flujo normal a la superficie de ingreso y un valor de 2% para la energía cinética turbulenta;
- A la salida, un valor de presión estática promedio;
- Ley logarítmica de distribución de velocidades sobre las paredes;
- Condición de simetría en el plano medio.

Se encontró un comportamiento normal del flujo, con un óptimo ángulo de ataque en los álabes del pre distribuidor, sin pérdidas por choque o desprendimiento del flujo. Algunos resultados se muestran en las siguientes figuras:

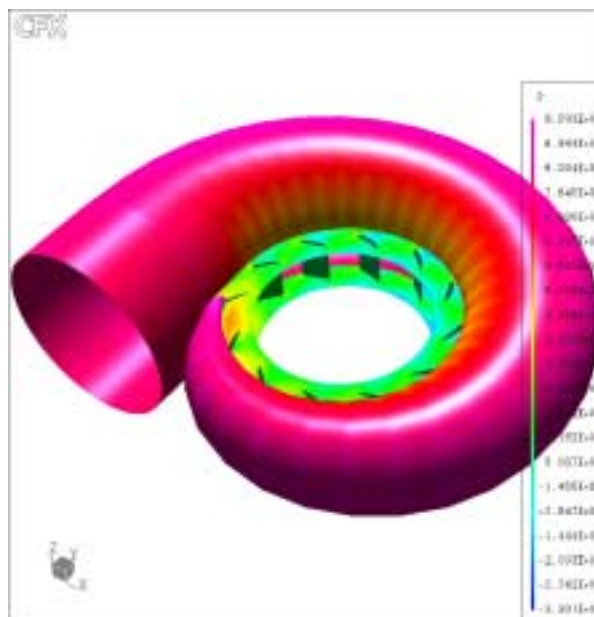


Figura 1:

Distribución de presión estática sobre las paredes de la cámara espiral.

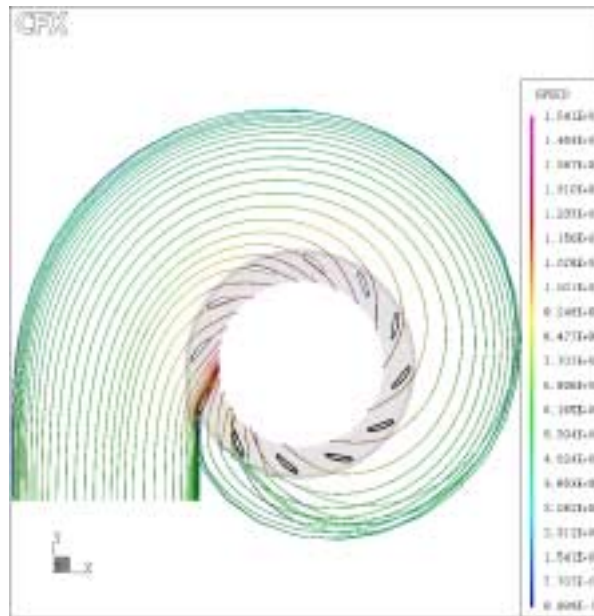


Figura 2:

Líneas de corriente. El origen de las mismas fue puesto en la entrada de la cámara sobre el plano de simetría.

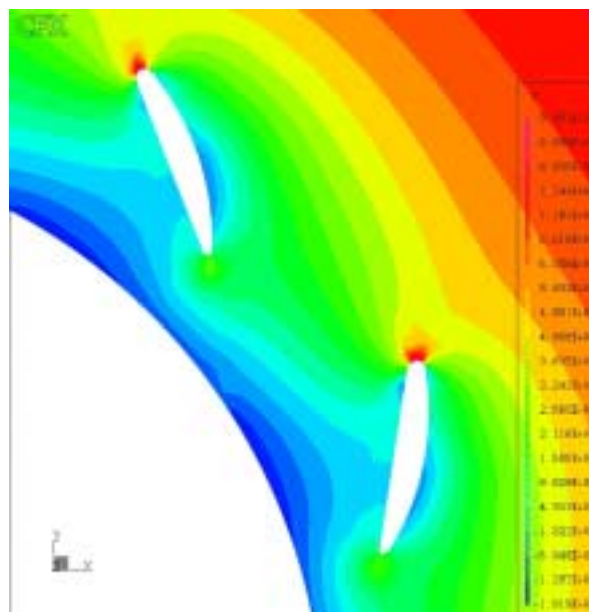


Figura 3:

Distribución de presión estática sobre el plano de simetría. Detalle de dos álabes de la cascada del pre distribuidor. Se puede observar un óptimo ángulo de ataque.



Figura 4:

Distribución de presión total en el plano de simetría. Corresponde a la suma de presión estática y dinámica, por lo tanto la variación de la presión total se debe a todo tipo de pérdidas. Se observa que no aparecen choques ni desprendimiento de flujo.

Pre distribuidor, distribuidor , rodete y cono del difusor:

Este es un caso especial porque se debe representar la interacción entre componentes estáticos y rotantes. Dentro del rodete se deben tener en cuenta las velocidades relativas a los álabes que se encuentran girando, por lo tanto tenemos que trabajar con dos sistemas inerciales. Esta interacción es resuelta por medio de una función desarrollada por TASCflow llamada Multiple Frame of Reference. Esta técnica consiste en conectar ambas regiones (estacionaria y rotante) tomando un promedio a lo largo de la superficie circunferencial que los une.

En este caso tenemos tres componentes diferentes, de los cuales solo el rodete (álabes, banda y cubo) está rotando. Cada componente tiene su propia malla y están conectadas por superficies en común que deben ser coincidentes para poder deslizarse una sobre la otra.

Las condiciones de contorno son:

- Caudal a la entrada: el ángulo del flujo se chequea con los resultados de la etapa anterior y se impone mediante coordenadas cilíndricas, también se define un 2% de energía cinética turbulenta;
- Presión estática promedio a la salida;
- Ley logarítmica de distribución de velocidades sobre las paredes tanto estáticas como rotantes;
- Superficies deslizantes entre las mallas estáticas y rotantes;
- Superficies periódicas para definir la periodicidad cilíndrica de la máquina.

Esta etapa de nuestro análisis se llevó a cabo con siete diferentes aperturas del distribuidor con, al menos, cinco condiciones de caudal para cada apertura. De esta manera se pudo analizar un amplio rango de operación de la máquina.

Para los álabes del pre distribuidor y distribuidor se analizan las velocidades en los bordes de fuga para determinar las frecuencias de los vórtices de Von Karman. Estos componentes no presentan pérdidas por choque o desprendimiento de flujo en ninguna de las condiciones de operación simuladas. El mismo análisis de frecuencias de vórtices de Von Karman se realizó con los álabes del rodete.

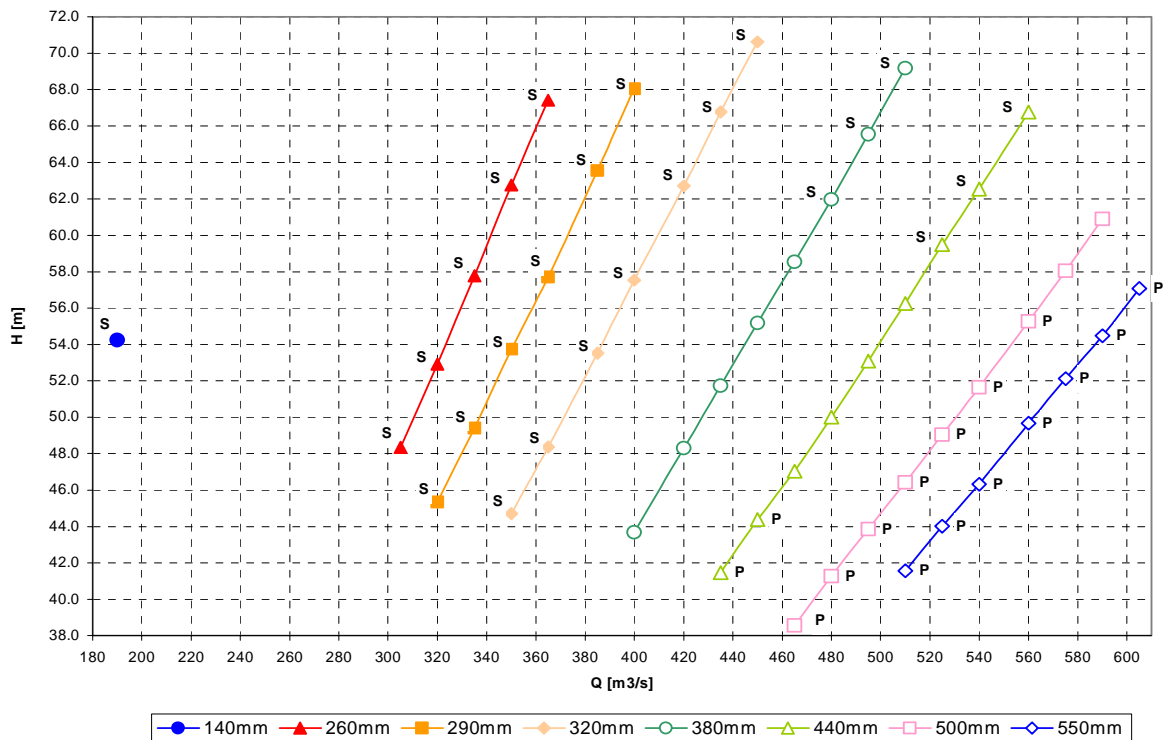


Figura 5:

Puntos simulados. Cada línea representa una misma apertura del distribuidor. Si se detectan vórtices sobre la superficie de presión o succión del álabe el mismo es indicado con una “P” o una “S” respectivamente.

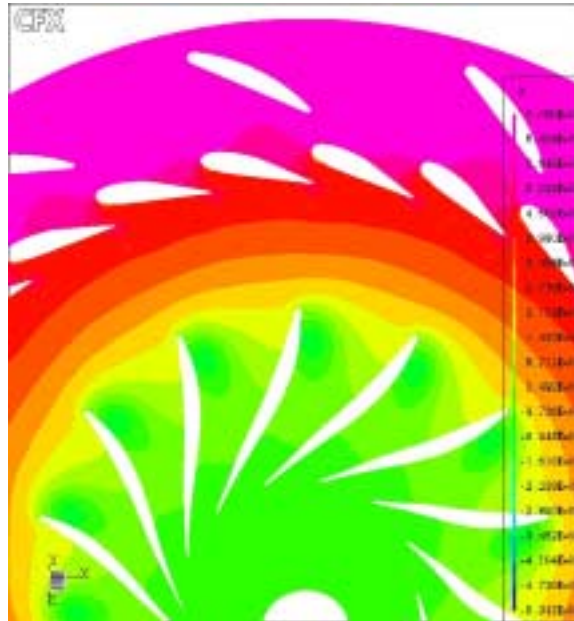


Figura 6:

Distribución de presión estática sobre una superficie cercana al cubo del rodete. Esta figura corresponde al punto de operación $Q = 365 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 67 \text{ m}$, $a_0 = 260 \text{ mm}$. En este punto aparece un vórtice sobre la cara de succión del álabe notorio por la formación de un círculo de menor presión.

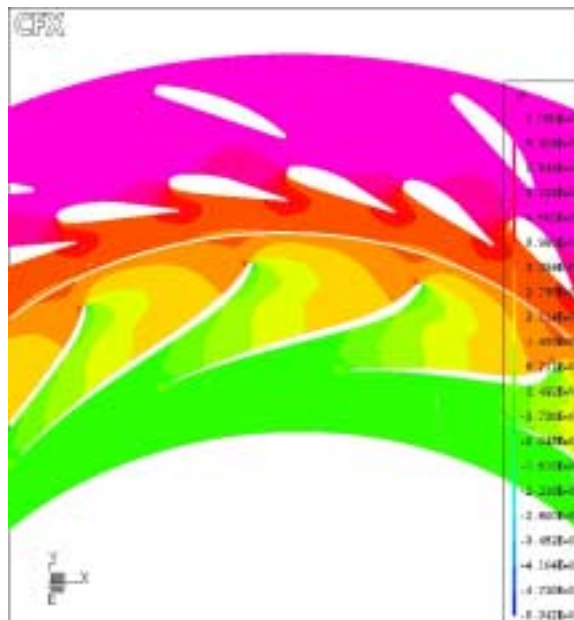


Figura 7:

Distribución de presión estática sobre una superficie cercana a la banda del rodete. Corresponde al mismo punto de operación de la figura anterior ($Q = 365 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 67 \text{ m}$, $a_0 = 260 \text{ mm}$). En este caso el vórtice no llega a tocar la banda, pero la gran velocidad alcanzada provoca una notable disminución de presión.

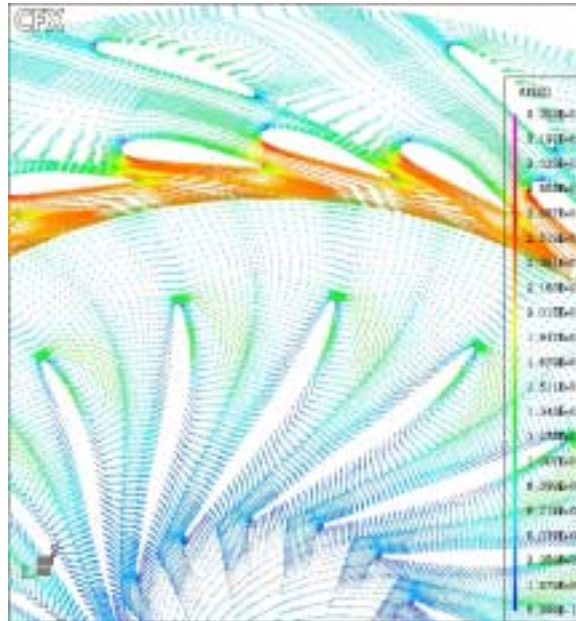


Figura 8:

Distribución de velocidades para el caso de carga parcial de la figura anterior ($Q = 365 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 67 \text{ m}$, $a_0 = 260 \text{ mm}$). La superficie de control se encuentra cerca del cubo del rodete, se observa el cambio de ángulo de ataque y la formación del vórtice.

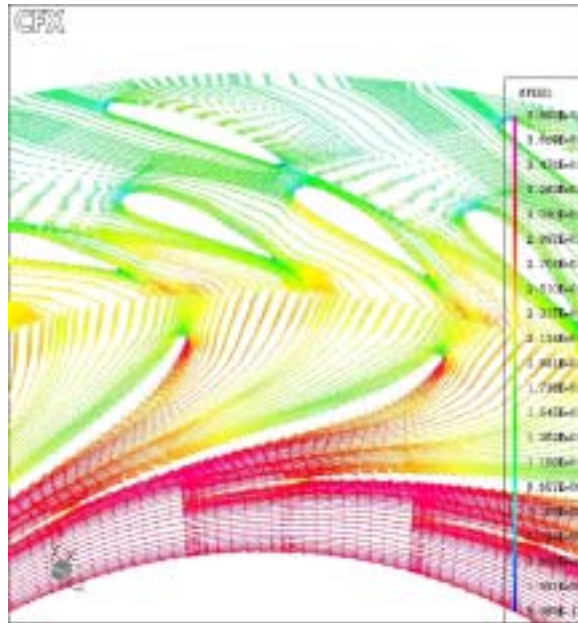
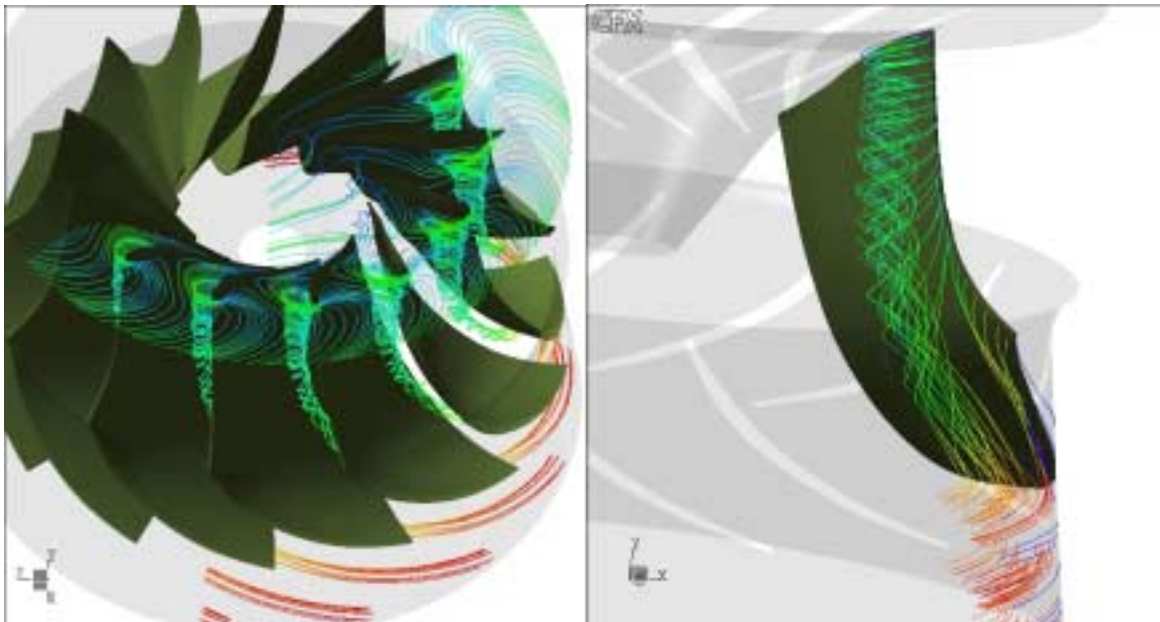


Figura 9:

Distribución de velocidades para el caso de carga parcial mostrado anteriormente ($Q = 365$ m³/s, $H = 67$ m, $a_0 = 260$ mm). Las velocidades se encuentran cerca de la banda del rodete, se observa la mayor velocidad alcanzada y que esta zona no es influenciada por el vórtice.



Figuras 10 y 11:

Líneas de corriente. Caso de carga parcial ($Q = 365 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 67 \text{ m}$, $a_0 = 260 \text{ mm}$). Se observa la posición del vórtice (sobre la superficie de succión del álabe) y la forma en que se desarrolla desde el cubo hacia la banda.

Tubo difusor:

Esta tercera etapa del estudio consiste en el tubo difusor completo más un gran volumen al final del mismo representando al lago del contraembalse. Como en el caso de la cámara espiral, se estudiaron cinco casos con diferentes caudales para obtener una función de las pérdidas respecto del caudal. Estos primeros estudios se realizaron con una condición de entrada de flujo axial. Posteriormente, luego de analizar los resultados del rodete y de los ensayos de modelo, se tomaron los puntos de operación más desfavorables, con mayor velocidad tangencial a la salida del rodete, para usar estos perfiles de velocidades como condiciones de ingreso en la malla.

Las condiciones de contorno para esta etapa son:

- Condición de ingreso: caudal con flujo axial , o perfil de velocidades obtenido del analisis del rodete, y un valor de 2% en la energía cinética turbulenta;
- Presión estática promedio ala salida;
- Ley logarítmica de distribución de velocidad sobre las paredes,

A continuación se muestran algunos resultados obtenidos:

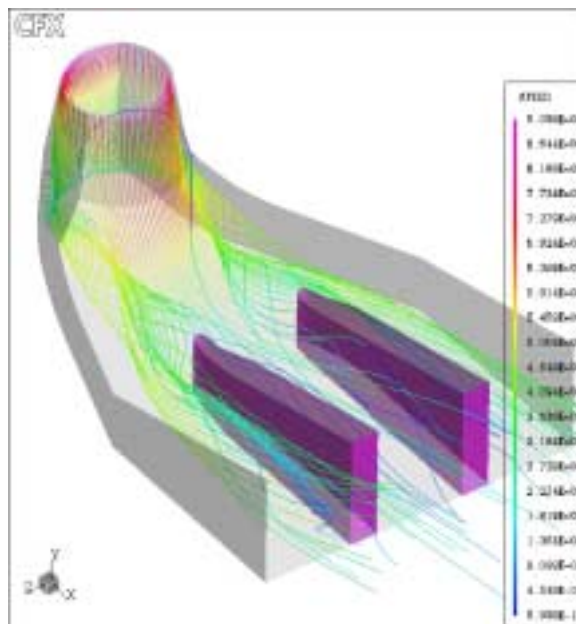


Figura 12:

Líneas de corriente para un caso de entrada con flujo axial. Se observa la clásica circulación secundaria producida por la curvatura del tubo. No se detecta desprendimiento del flujo.

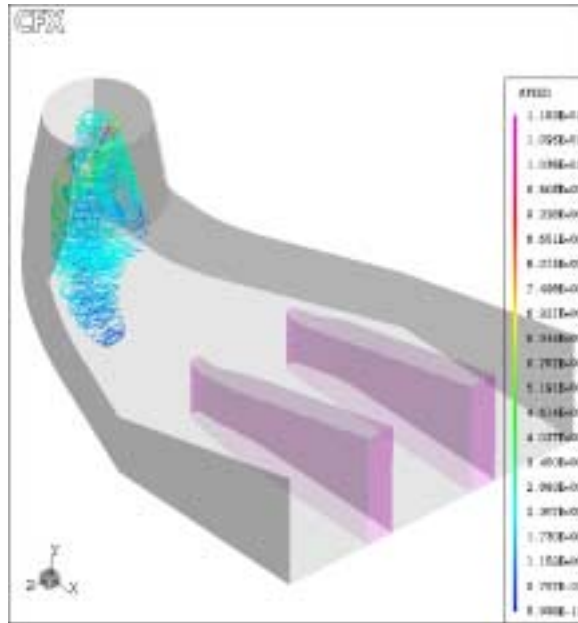


Figura 13:

Líneas de corriente para un caso de entrada con perfil de velocidades (alta velocidad tangencial). A pesar de ser un caso estacionario se observa la formación de la torcha de carga parcial. ($Q = 420 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 63 \text{ m}$, $a_0 = 320 \text{ mm}$)

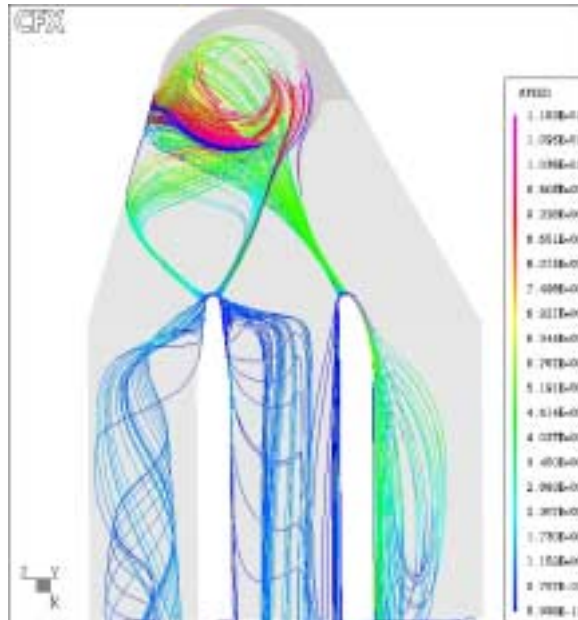


Figura 14:

Líneas de corriente para el mismo caso anterior ($Q = 420 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 63 \text{ m}$, $a_0 = 320 \text{ mm}$). En esta situación se observa desprendimiento de flujo junto a la pila en el canal derecho. Visto de perfil, este fenómeno ocurre sobre el techo del tubo difusor hasta aproximadamente la mitad de su altura. Los otros desprendimientos que se observan (canales central e izquierdo) se desarrollan sobre el piso.

Casos transitorios:

Luego de estudiar los diferentes componentes de la turbina, y comparando estos resultados con los del ensayo de modelo, se seleccionó un punto de operación para analizarlo como un caso transitorio. El punto seleccionado corresponde al de mayores vibraciones en el banco de ensayo y mayores vórtices en la simulación numérica. Se selecciono el punto de operación para $H = 64 \text{ m}$, $a_0 = 290 \text{ mm}$ y $Q = 380 \text{ m}^3/\text{s}$.

Para este caso se simula en forma conjunta un paso de la cascada del predistribuidor y del distribuidor, un paso de los álabes del rodete y el tubo difusor completo. Debido a limitaciones en la memoria de la computadora la malla del rodete fue la misma a la usada anteriormente, todas las demas tuvieron que ser modificadas haciendolas menos densas.

En la simulación transitoria puede verse la formación y movimiento de la torcha de carga parcial como tambien medir la fluctuación de presión producida por la misma.

Las condiciones de contorno son las mismas que para el análisis del rodete. Los cálculos se hicieron con dos pasos de tiempo: 0.1 s y 0.003 s .

Con un paso de tiempo de 0.1 segundo se pudo detectar la torcha de carga parcial y su influencia sobre las paredes del tubo difusor. A continuación se muestran algunos resultados:

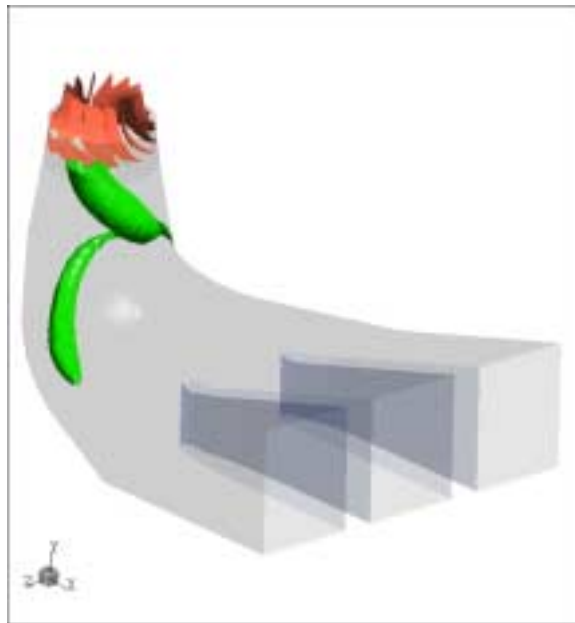


Figura 15:

Superficie de igual presión ($H = 0$ m): formación de la torcha de carga parcial. Observando los sucesivos pasos de tiempo en que fue estudiado se pudo apreciar el giro de la torcha en el mismo sentido que el rodete y su movimiento ascendente y descendente.

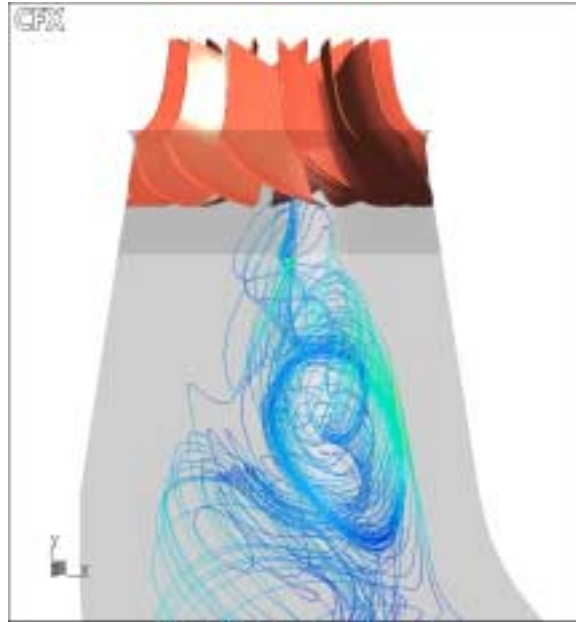


Figura 16:

Líneas de corriente: formación de la torcha de carga parcial.

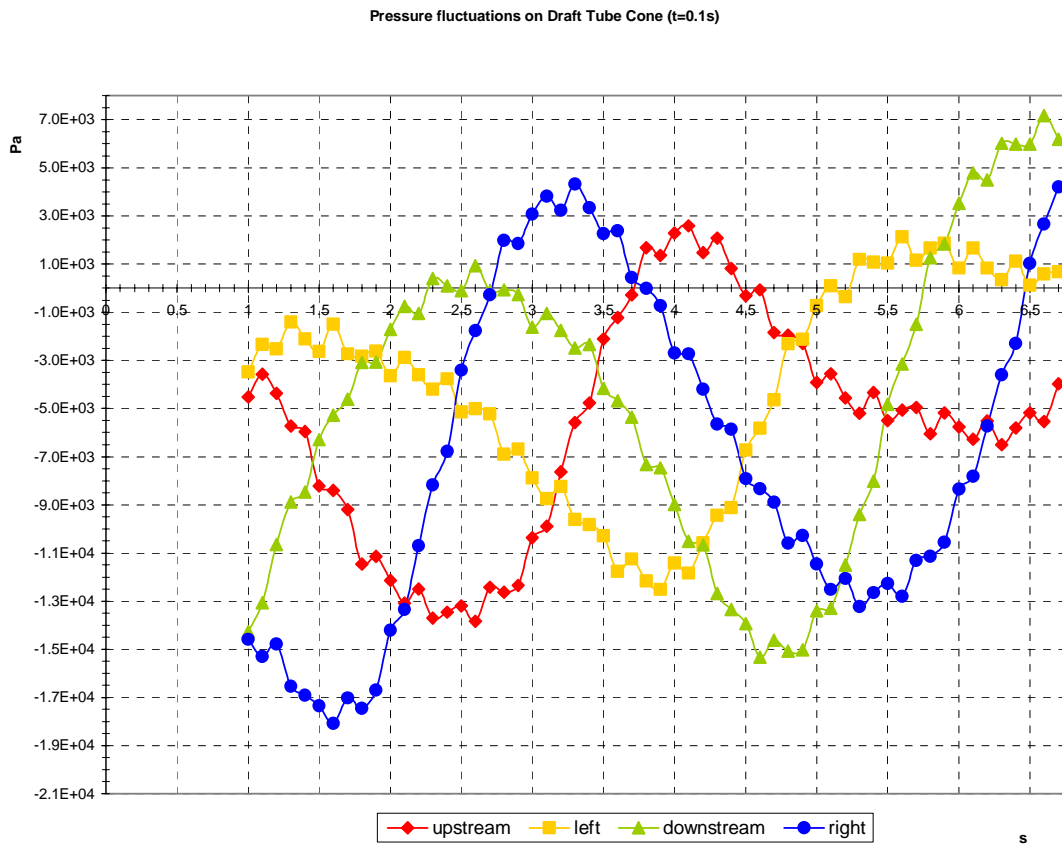


Figura 17:

Fluctuaciones de presión medidas en cuatro puntos del cono del tubo difusor (paso de tiempo = 0.1s). Se observa una máxima fluctuación de 22 kPa con una frecuencia de aproximadamente 0.27 Hz. Valores muy cercanos a los medidos en el prototipo.

Con un paso de tiempo de 0.003 segundo se consiguió detectar las fluctuaciones de presión sobre los álabes del rodete y su influencia en el vórtice intercanal. Los resultados se encuentran muy próximos a los medidos en el prototipo.

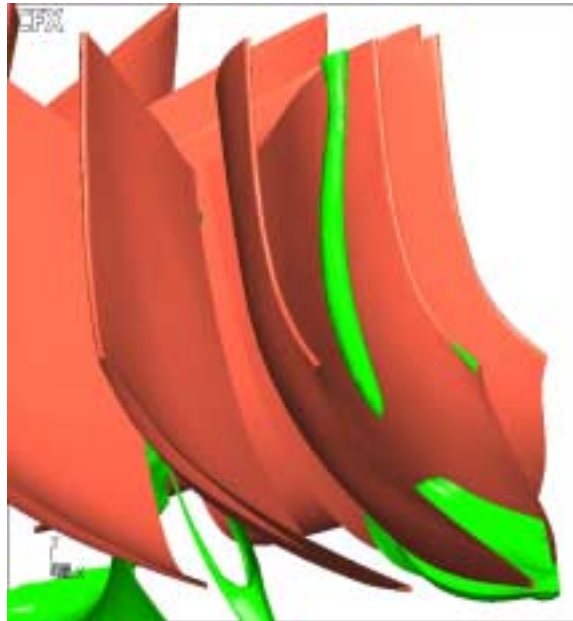


Figura 18:

Superficie de igual presión ($H = 0$ m): formación y comportamiento del vórtice intercanal en operación a carga parcial. Este vórtice tiene cavitación en su interior y modifica su diámetro con una frecuencia de aproximadamente 32 Hz (ver figura siguiente). También se aprecia cavitación en el borde de ataque contra la banda.

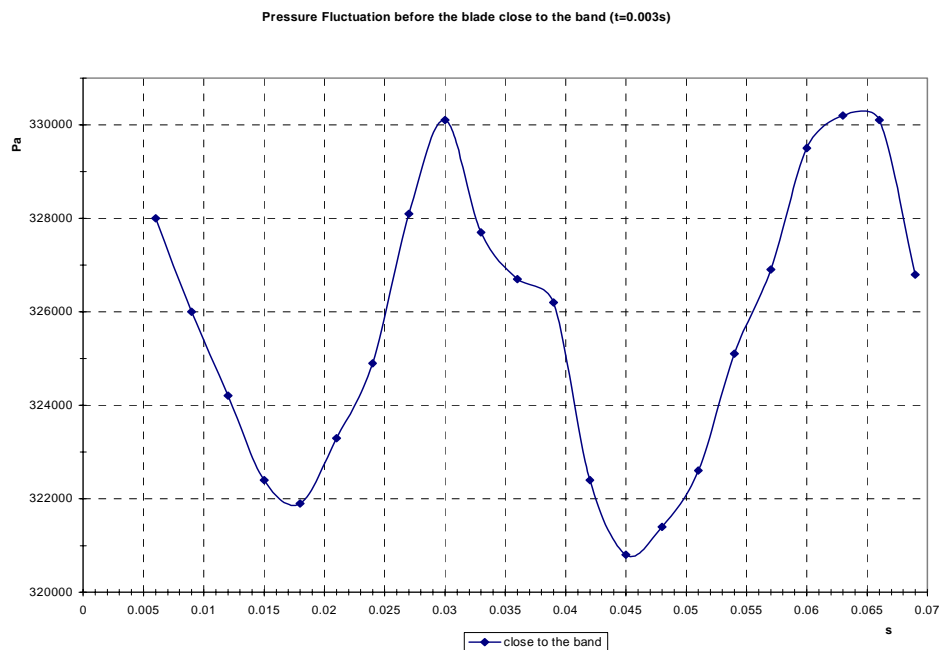


Figura 19:

Fluctuaciones de presión medidas sobre el borde de ataque de un álabe del rodete (paso de tiempo = 0.003s). La frecuencia de esta fluctuación es de 32 Hz, muy cercano al valor de la frecuencia de rotación multiplicado por el número de álabes del distribuidor. La amplitud de esta fluctuación alcanza los 9 kPa.

Debido a limitaciones computacionales no nos fue posible realizar simulaciones con pasos de tiempo menores para obtener una mejor resolución de las frecuencias.

CONCLUSIONES.

El objetivo del presente estudio es el de analizar las posibles razones que causan las fluctuaciones de presión y las vibraciones en la casa de máquinas de la Central Hidroeléctrica de Yantan.

La simulación numérica nos muestra detalles del comportamiento del flujo que nos permiten entender el origen de esas fluctuaciones de presión. La presencia y el desarrollo de vórtices entre los canales de los álabes del rotor y de la torcha de carga parcial en el tubo difusor se conciben con las observaciones en el modelo a escala reducida

Las velocidades en el borde de fuga de los álabes del rodete y del predistribuidor y distribuidor nos permiten calcular las frecuencias de los vórtices de Von Karman. Las simulaciones transitorias nos permiten analizar la interacción rotor-estator y la torcha de carga parcial producida en el tubo difusor. En ambos casos es posible determinar la amplitud y la frecuencia de las fluctuaciones de presión.

Todas las frecuencias encontradas son comparadas con las frecuencias naturales de los componentes de la turbina completa y con las mediciones realizadas en la central y en el modelo a escala.

Se encontró que las frecuencias halladas sobre los álabes del rodete estaban dentro del rango de las grandes vibraciones medidas en la central (entre 24 Hz y 34 Hz), pero sus amplitudes eran muy pequeñas comparadas con las medidas. Algunas de las frecuencias de los vórtices de Von Karman de los álabes del rodete coinciden con armónicas de la frecuencia natural de este elemento.

Esto nos hace pensar en un fenómeno de acoplamiento: la frecuencia de los vórtices de Von Karman produciría una deformación del álabe, lo que provocaría una fluctuación de presión que luego entra en resonancia. Contribuirían con este fenómeno la torcha del tubo difusor y los grandes vórtices sobre los álabes durante la operación en carga parcial.

Se realizarán nuevas mediciones de vibraciones y frecuencias naturales de otros componentes en la central para verificar esta hipótesis.

REFERENCIAS.

- [1] "CFX-TASCflow. Primer Documentation", Ansys Inc, Waterloo, Canada, (2002)
- [2] A. Mirasso, L. Millan, "Aplicación del MEF en la determinación de las causas de fisuración de un rodete francis", ENIEF 2003, Bahía Blanca, (2003).