

Modelado numérico de una máquina centrífuga trabajando como bomba y como turbina

**(Numerical modelling of a centrifugal turbomachine working
as a pump and as a turbine)**

José González, Carlos Santolaria,

Jesús M. Fernández Oro, Katia M^a Argüelles

Área de Mecánica de Fluidos. Universidad de Oviedo.

Campus de Viesques, 33271 Gijón.

Teléfono: 985 18 20 99, Fax: 985 18 20 98, E-mail: aviados@uniovi.es

Resumen

Se presenta la modelización numérica del flujo en el rodete de una máquina centrífuga de simple etapa y doble aspiración, trabajando como bomba y como turbina. Para ello, se han resuelto las ecuaciones URANS para la geometría tridimensional utilizando un modelo de mallado deslizante, que permite mantener los efectos no estacionarios debidos al giro del rodete. Las prestaciones en modo bomba se han comparado satisfactoriamente con medidas experimentales. Finalmente, se analiza el flujo promediado en el tiempo para ambos funcionamientos en dos zonas consideradas como significativas.

Palabras Clave: flujo en turbomáquinas, modelización numérica, simulación no estacionaria, tridimensional, bombas centrífugas, modo de operación, turbinas, bomba de doble aspiración

Abstract

The flow inside the impeller of a single stage centrifugal turbomachine with double aspirating section is numerically analysed. Both pump and turbine working modes are studied. The URANS equations are solved using a sliding mesh technique, which allows the correct definition of the relative rotation. The performance curves are compared with the experimental data for the pump working mode. And finally, a detailed analysis of the averaged flow is shown for two typical sections in both operating conditions.

Keywords: turbomachinery flows, numerical simulation, unsteady simulation, three-dimensional, centrifugal pumps, operation mode, turbines, double-suction pump.

1. Introducción

El flujo en turbomáquinas centrífugas está caracterizado por efectos tridimensionales muy difíciles de medir experimentalmente o de modelizar con suficiente precisión. La complejidad del flujo en el rodete de una de estas máquinas (con sus correspondientes efectos debidos al giro) ha dado lugar a multitud de estudios en los últimos años. Concretamente, la interacción del flujo con la geometría resulta de especial interés en las fases de diseño de estas máquinas y se ha estudiado en profundidad (Neumann, 1991).

En cuanto a la modelización numérica, las técnicas han evolucionado mucho en los últimos años y hoy en día constituyen una aproximación válida para el estudio del flujo en dichas máquinas incluso con la complejidad añadida por la doble aspiración (Kyung

et al., 2002). En el Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Oviedo se han realizado estudios numéricos con geometrías de simple aspiración, tanto axiales (González et al., 2002), como centrífugas (González et al., 2002).

En este artículo se presenta el análisis numérico del flujo en un rodete de una turbomáquina centrífuga con doble aspiración. Las particularidades funcionales más destacadas de estos diseños son minimizar los esfuerzos axiales y permitir un mayor caudal de trabajo (Kyung et al., 2002). Paralelamente y, con el objeto de reducir costes, un mismo rodete diseñado para trabajar en modo bomba puede utilizarse para trabajar como turbina (Kittredge, 1941), funcionamiento que también es analizado en este trabajo.

2. Geometría y modelo numérico desarrollado

Se presentan resultados de una simulación numérica utilizando el código numérico FLUENT, que resuelve las ecuaciones del flujo promediadas según los esfuerzos de Reynolds (URANS). Para el trabajo en modo bomba, se dispone de medidas experimentales, con las que se comparan los resultados estacionarios obtenidos.

La geometría real se puede ver en la foto de la Figura 1, mientras que en la Figura 2 se representa la discretización numérica de dicha geometría con dos cortes. Se trata de un rodete con 6 álabes, con diámetro exterior de 0.46 m y ángulo de los álabes en dicho diámetro exterior de $\beta_2 = 32^\circ$. En ambos modos de funcionamiento (y tanto en las medidas experimentales, como en modelo numérico) se acciona la máquina a 1480 rpm.

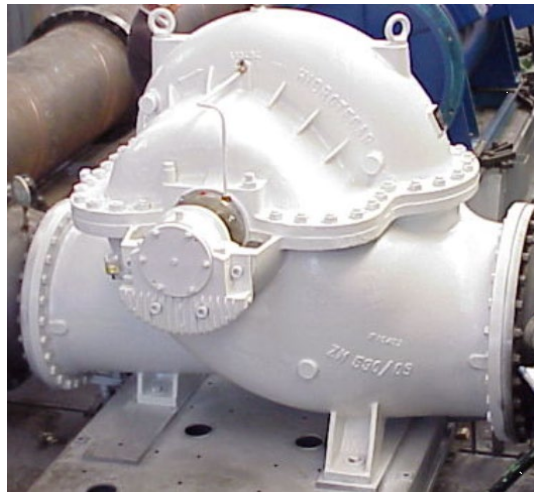


Figura 1. Fotografía de la máquina estudiada.

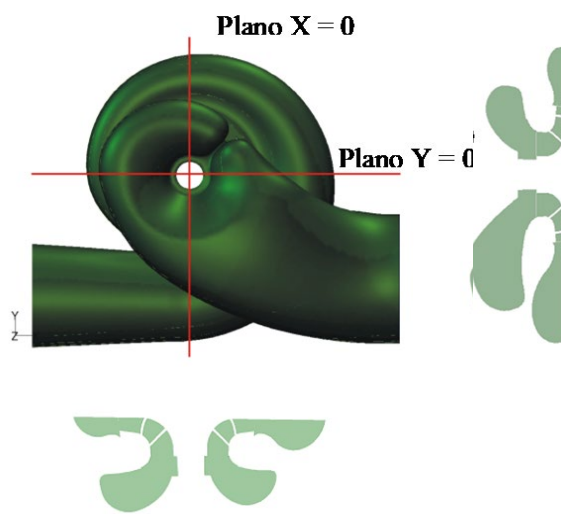


Figura 2. Modelo y detalle geométrico.

Se construye una geometría tridimensional (Figura 2) a partir de unas 700000 celdas tetraédricas, imponiendo un refinado en la zona de la lengüeta. Se implementa un modelo de mallado deslizante con un salto temporal de $2.7 \cdot 10^{-4}$. Se hicieron estudios preliminares sobre la influencia del mallado en los resultados, de forma que se realizaron discretizaciones más finas en las zonas críticas (zonas de menor dimensión geométrica). Trabajos anteriores del grupo (González et al., 2002) apuntan a que los tamaños de celda utilizados resultan suficientes para lograr una apropiada descripción del flujo en este tipo de máquinas. Por otro lado, sin más que observar lo que gira la máquina en cada instante de cálculo, el paso temporal resulta suficientemente pequeño como para permitir un análisis dinámico de los resultados. Se imponen condiciones de contorno distintas para cada modo de funcionamiento.

Para el caso de la bomba, se impone presión total nula a la entrada y presión estática proporcional a la energía cinética en la salida (variando la constante de proporcionalidad de dicha presión estática, se obtienen los distintos puntos de la curva característica). Para el funcionamiento como turbina, se impone una presión total a la entrada y una presión estática nula a la salida. De esta forma, se imponen condiciones lo más físicas posibles en ambos casos (bomba y turbina) y se permite que se establezca el correspondiente flujo sin restricciones que pudieran interferir con la solución final. Para obtener dicha solución, se establece un número de vueltas (entre 5 y 10) del rodete hasta que se llega a la condición de periodicidad del flujo. A partir de ese momento se analizan las distintas soluciones para un paso de álabe y se realizan los promedios de las distintas variables. Se muestran dos ejemplos de las distribuciones de presión así obtenidas.

3. Resultados globales

Primeramente, se han obtenido resultados globales (curvas características) para ambos modos de trabajo de la máquina. En la Figura 3 se muestran las curvas características para el funcionamiento en modo bomba. Se obtienen la forma esperada de las curvas características, con una altura decreciente en función del caudal. En esta gráfica se observa también la bondad del modelo numérico en la predicción de los resultados experimentales (rendimiento máximo del 87% para un caudal $Q = 2130 \text{ m}^3/\text{h}$, al que le corresponde una altura de elevación de 57.9 m). Dicha capacidad de predicción de los resultados experimentales no es fácil de obtener en máquinas con el rango de funcionamiento descrito y, de esta forma, se refuerza la idea de la bondad en las predicciones numéricas expuestas.

Paralelamente, en la Figura 4 se presenta la predicción del funcionamiento como turbina. Aunque no se dispone de resultados experimentales, y pese a la forma de la salida (dos conductos simétricos), el rendimiento máximo deducido es bastante elevado y cercano al del funcionamiento en modo bomba (84%). Se obtienen velocidades específicas de $\omega_s = 1.25$ (bomba) y $\omega_s = 1.13$ (turbina) con $\omega_s = \omega Q_N^{1/2}/(gH_N)^{3/4}$.

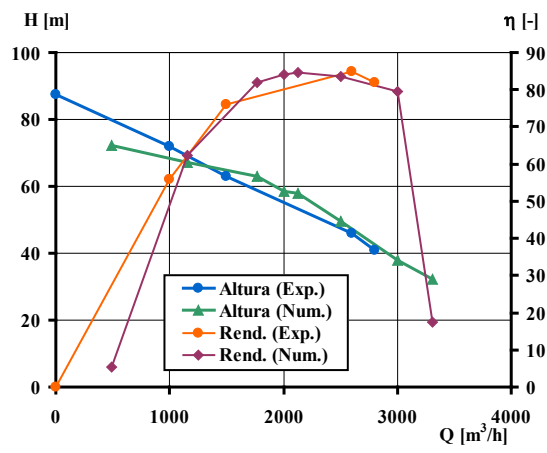


Figura 3. Curvas características (bomba).

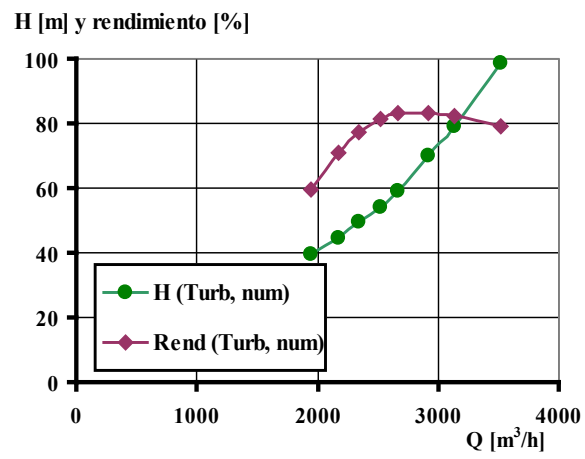


Figura 4. Curvas características (turbina).

Como complemento a la validación del modelo numérico, se estudiaron los campos de velocidad en distintas secciones de la máquina. En particular, resulta crítico en las máquinas centrífugas la descripción del flujo en la lengüeta. Existen tendencias explicadas en la bibliografía (Neumann, 1991) que han de cumplirse para considerar que el flujo se está describiendo de forma apropiada. Como ejemplo, se muestra en la figura 5 el caudal nominal para el funcionamiento en modo bomba. Se muestra la lengüeta, a la salida del rodete, y como el flujo (que iría de derecha a izquierda) se divide al encontrarse con este obstáculo. Se puede observar la correcta división de dicho caudal que hace la lengüeta y como el flujo se divide de forma suave, dando lugar a un punto de estancamiento prácticamente centrado (respecto a la geometría de dicha lengüeta), de acuerdo con las tendencias esperadas. Igualmente, para caudales alejados del nominal, se producen comportamientos semejantes a los esperables (Miner et al., 1992).

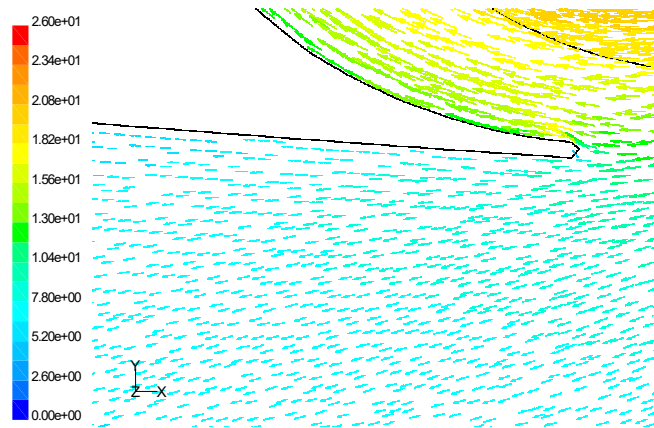


Figura 5. Campo de velocidad obtenido numéricamente para el caudal nominal (bomba).

4. Caracterización del flujo

Como segunda fase y una vez validado el modelo con los datos experimentales disponibles, se han realizado estudios locales del flujo en distintas secciones de la máquina que permiten investigar las condiciones de trabajo, relacionándolas con cada punto de funcionamiento. En concreto, se analizan las secciones de aspiración (anterior al rodete), para el funcionamiento en modo bomba, y el flujo en rodete, para el funcionamiento en modo turbina. A partir de aquí, se utiliza el valor de la cifra de caudal, $\phi = Q/(\pi D_2 b_2 U_2)$, para referirse a los distintos puntos de funcionamiento analizados en las dos formas de trabajo.

Para el funcionamiento en modo bomba, en la Figura 6 se representa la distribución de presión en la aspiración. Se observa el detalle de la semilengüeta en la aspiración, que da lugar a una geometría curiosa. Se puede ver la aceleración del flujo entrante, al encontrarse con dicha geometría. Se muestran las presiones en una escala de $45 \cdot 10^3$ Pa. Aunque los niveles de presión son debidos a las condiciones de contorno, se posibilita la comparación para los distintos puntos de funcionamiento estudiados. Se puede comprobar como a bajos caudales el flujo es prácticamente uniforme, a pesar de la geometría de la semilengüeta.

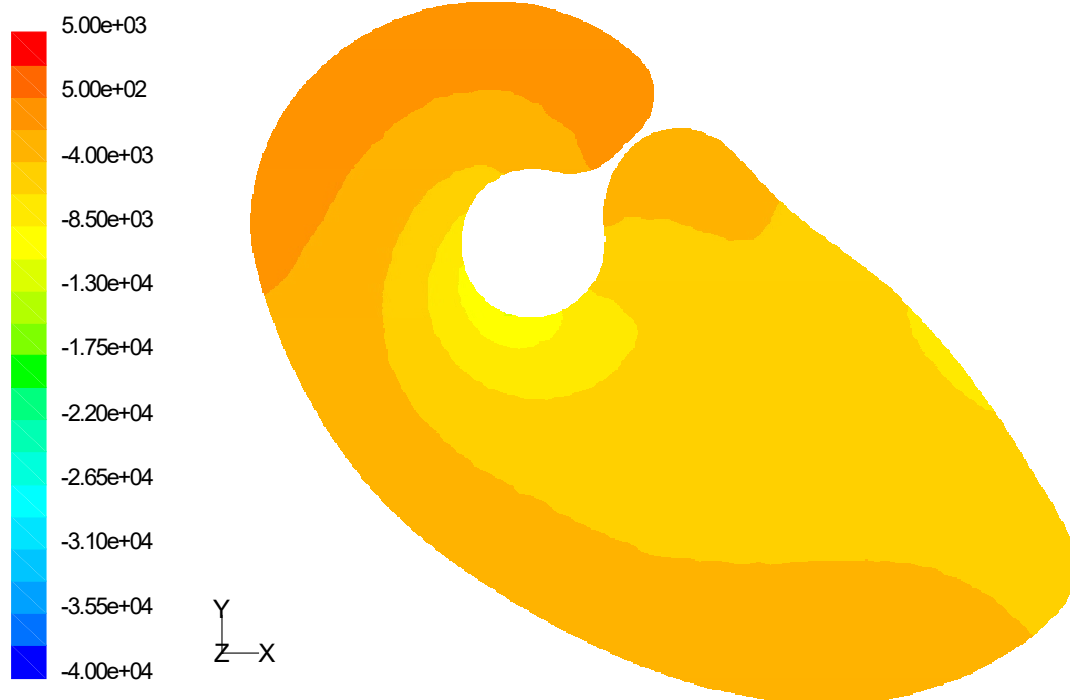


Figura 6. Campo de presiones promediado a un paso de álabe.

Modo bomba, $\phi = 0.13$ ($\sim 0.5Q_N$).

En la Figura 7 se representan los campos de presión para dos caudales (el nominal, Q_N y $1.4Q_N$, respectivamente). Se utiliza la misma escala de presiones que el de la Figura 6. Para el caudal nominal, la uniformidad a la entrada vuelve a resultar patente. Sin embargo, se puede observar como al aumentar el caudal se produce una distribución de presión menos uniforme, llegándose para altos caudales a alejarse mucho de esa condición de uniformidad, que produciría esfuerzos estáticos no compensados sobre el eje y los apoyos. Además, a estos caudales podría aparecer cavitación, por lo que la falta de uniformidad del flujo tendría consecuencias más negativas. Por tanto, el diseño de la semivoluta de la entrada se comporta correctamente, excepto para caudales elevados, bastante alejados de las condiciones nominales.

La diferencia básica entre los campos de presión analizados para los tres caudales (Figuras 6 y 7) se debe a la mayor velocidad del flujo para el mayor caudal, pero en general el patrón resulta muy parecido en todo el rango de caudales analizado. No se pudo constatar la aparición de flujo reverso en los campos de velocidad correspondientes a los caudales analizados (que no se muestran aquí, aunque confirman las conclusiones expuestas) ni siquiera para caudales muy bajos, lo cual indicaría un buen comportamiento de la semilengüeta en dicho rango de funcionamiento.

En las Figuras 8 y 9 se presenta tres ejemplos de campos de presión analizados para el funcionamiento como turbina. En particular, se analizan los resultados obtenidos en la zona del rodete para tres caudales distintos ($\sim 0.85Q_N$, Q_N y $1.2Q_N$, respectivamente) con una escala común de $9 \cdot 10^5$ Pa. Se observa como el choque con los álabes se modeliza correctamente (mínimo para el caudal nominal y mayor para los caudales extremos). También se observan las distintas cargas que soportan los álabes en los distintos

caudales y el rango de presiones de trabajo, así como su evolución en el rodete.

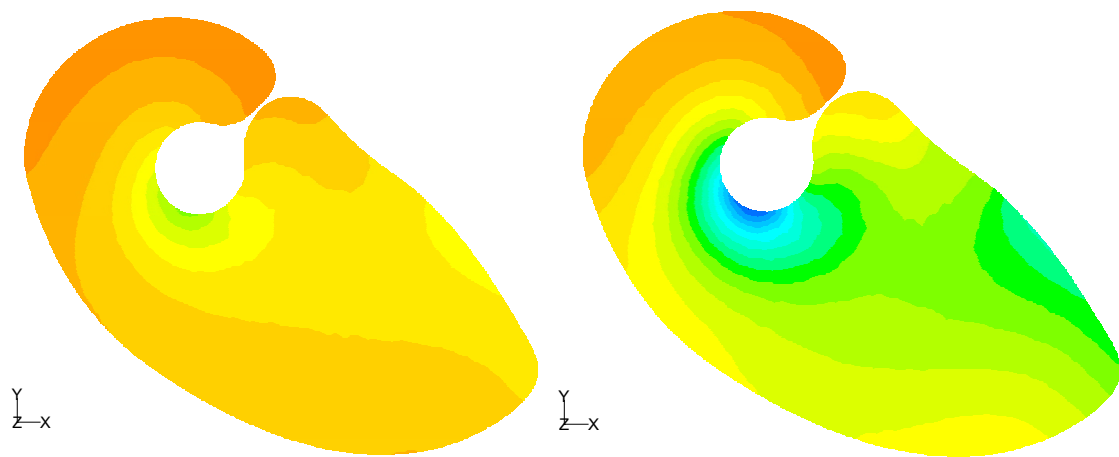


Figura 7. Campo de presiones promediado a un paso de álabes.

Modo bomba, $\phi = 0.26$ y 0.36 ($\sim Q_N$ y $1.4Q_N$).

En la Figura 8 se muestra el campo de presión promedio en el rodete para un caudal inferior al nominal. Se puede comprobar como el flujo en los distintos canales resulta prácticamente simétrico (simetría casi matemática de la distribución de presión para el caudal mostrado). Asimismo, se puede comprobar el efecto del choque en la entrada del flujo mediante la aparición de picos de presión en dichas secciones de los álabes.

El rango de presiones mostrado se ha elegido para poder comparar fácilmente los resultados a distintos caudales. Debido a la forma de la curva característica para el funcionamiento en modo turbina (bastante distinto al equivalente para el modo bomba, tal y como se ha mostrado en la Figura 4), se obtienen bajas presiones para caudales relativamente bajos y presiones elevadas para caudales por encima del nominal.

De esta forma, en la Figura 8 se han obtenido presiones relativamente bajas, mientras que en las distribuciones de presión de la Figura 9 se observan valores sucesivamente crecientes (en función del caudal). Además de la escala de los campos de presión, se mantienen los parámetros geométricos de la vista representada.

Comparando los resultados obtenidos en las Figuras 8 y 9, se puede señalar que (coherentemente con lo esperado), el choque del flujo en la entrada y la falta de periodicidad del flujo disminuyen para caudales cercanos al nominal (campo mostrado en la izquierda de la Figura 9).

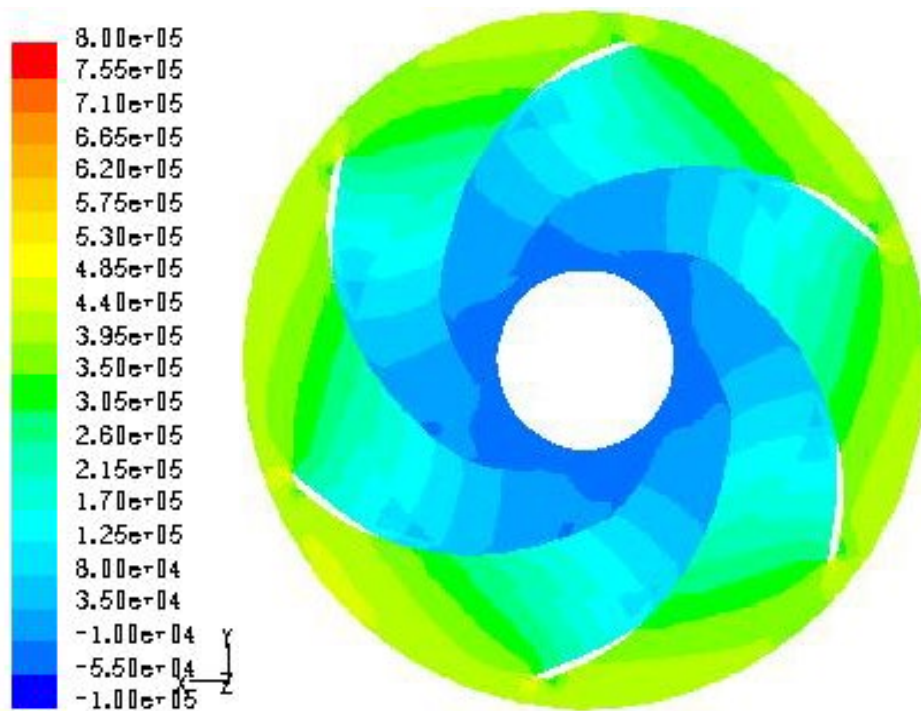


Figura 8. Campo de presiones promediado a un paso de álabes. Modo turbina, $\phi = 0.25$.

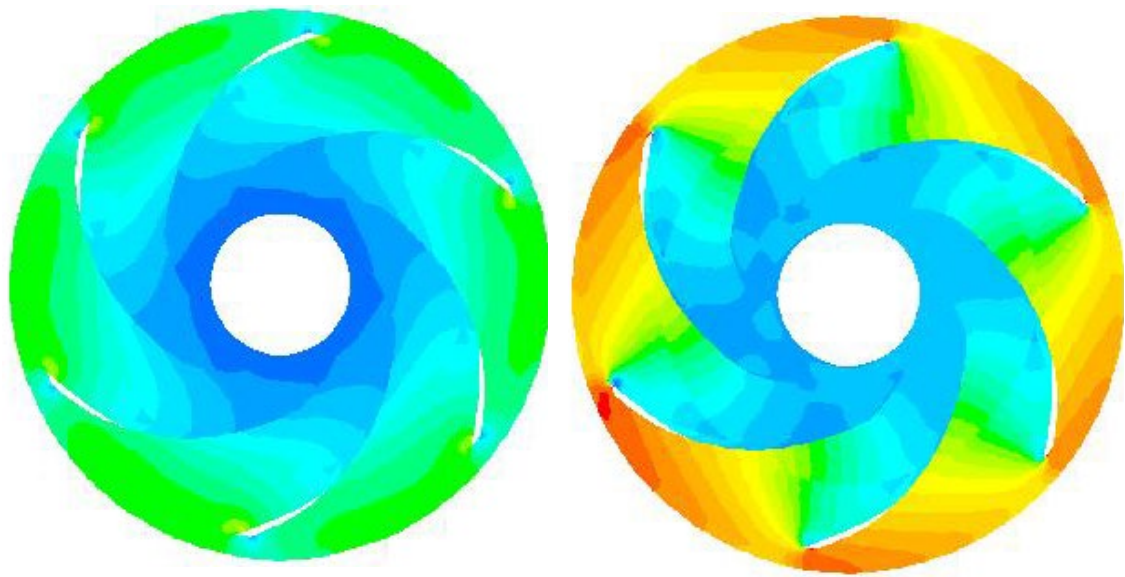


Figura 9. Campo de presiones promediado a un paso de álabe. Modo turbina, $\phi = 0.3$ y 0.36 .

En general, se obtienen campos de presión relativamente periódicos, lo que indicaría una correcta distribución del flujo en el interior de la máquina para un amplio rango de caudales de funcionamiento y permitiría su utilización funcionando en modo turbina.

El análisis local del flujo según ambas formas de trabajo se ha extendido a otras secciones distintas a las mostradas, tanto para el funcionamiento en modo bomba como para el caso de turbina, si bien las conclusiones globales obtenidas son globalmente similares a las expuestas.

5. Conclusiones

Se ha modelizado numéricamente el flujo en una máquina centrífuga de doble aspiración trabajando como bomba y como turbina. Las prestaciones en modo bomba se han comparado satisfactoriamente con medidas experimentales. También se ha estudiado localmente la distribución del flujo, con el fin de validar dicho modelo.

El estudio del flujo promediado a un paso de álabe para ambos modos de funcionamiento permite predecir las características del flujo. Para el caso del modo bomba, se predicen problemas de falta de uniformidad a elevados caudales. La división del flujo en la lengüeta, obtenida numéricamente, sigue las tendencias esperadas en función del caudal.

Para el funcionamiento en modo turbina, para el que no se dispone de medidas experimentales, se ha llevado a cabo un análisis similar, obteniéndose las curvas características. En cuanto al estudio local del flujo, pese a encontrarse condiciones que

se podrían considerar como periódicas, se ha observado un relativo incremento del choque del flujo en la entrada para puntos alejados del caudal nominal.

Por tanto, teniendo en cuenta las prestaciones observadas numéricamente, la geometría analizada podría trabajar satisfactoriamente en modos bomba y turbina. El ahorro que esta doble utilización de una misma máquina produce en cuanto a horas de diseño es un factor muy importante y muy apreciado por los fabricantes de estos equipos.

Para completar el estudio, serían convenientes medidas experimentales adicionales, que permitieran confirmar las tendencias obtenidas. Sobre todo, dichas medidas experimentales serían especialmente clarificadoras para el funcionamiento en modo turbina de la máquina.

6 Agradecimientos

Los autores agradecen al Ministerio de Ciencia y Tecnología su apoyo a través de los proyectos MCT-01-DPI-2598, MCT-DPI2003-09712, DPI2002-04266-C02-02, DPI2006-15638-C02-01 y TRA-2007-62708.

7 Referencias

GONZÁLEZ, J., FERNÁNDEZ, J., BLANCO, E. y SANTOLARIA, C. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump, *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 124, 2002, pp. 348 –355.

GONZÁLEZ, J., SANTOLARIA, C. y FERNÁNDEZ, J. Caracterización numérica y experimental del flujo en una bomba axial, *Actas del XV Congreso Ingeniería Mecánica, Cádiz (España)*, 2002, vol. 2, pp. 1235-1238.

HIRSCH, C., Numerical computation of internal and external flows. Vols. I y II: fundamentals of numerical discretization & computational methods for inviscid and viscous flows. John Wiley & Sons. Bélgica, 1988, 515 y 691 pp.

KITTREDGE, C.P. Centrifugal pumps used as hydraulic turbines. *Transc. of ASME*, 1941, Vol. 63.

KYUNG, C., PYUN, P., HYUN, C., SANG, L. A study of flow analysis for a double suction centrifugal pump. *Actas del ASME-FEDSM-31180*, 2002

MINER, SM, FLACK, RD, ALLAIRE, PE. Two dimensional flow analysis of a laboratory centrifugal pump. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 114, 1992, pp. 333-339.

NEUMANN, B., *The interaction between geometry and performance of a centrifugal pump*, MEP. London, 1991.