

ESTIMACIÓN DE LA CARGA NO ESTACIONARIA EN BOMBAS CENTRÍFUGAS MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

Fernández J¹, Barrio R², Parrondo J², Blanco E², Marcos, A¹

⁽¹⁾ Dpto de IMEM, Universidad de Extremadura. E-mail: ffrancos@unex.es

⁽²⁾ Dpto de Energía, Universidad de Oviedo

Abstract

The impeller of centrifugal pumps undergoes a radial load that can be of considerable importance under certain working conditions. The average amplitude of this load can be predicted at the design stage by means of existing formulae. However, the estimation of the unsteady radial load is not straightforward, because it depends on the properties of the unsteady flow through the pump, especially at the near-tongue region. This paper presents a numerical investigation on the unsteady flow within two commercial centrifugal pumps used for irrigation, with the main purpose of estimating the total radial load on the impeller. The Reynolds-averaged Navier-Stokes equations were solved with the commercial code Fluent for several flow-rates between 10% and 130% of rated. The sensitivity of the numerical model with respect to grid and time step size was checked first, and the predictions were subsequently validated with experimental data of global performance characteristics and partial radial forces on the impeller. The numerical model was finally used to estimate the total radial load and torque on the impeller as a function of flow-rate. It was found that the unsteady radial load varied between 33% and 50% of the average value when working at off-design conditions.

Keywords: *Centrifugal pump, unsteady flow simulations, unsteady pressure measurements, total radial load, off-design conditions*

Resumen

El rodete de las bombas centrífugas soporta una importante carga radial bajo ciertas condiciones de operación. La componente estacionaria de esta carga se puede predecir en la fase de diseño mediante fórmulas semiempíricas. La componente no estacionaria es sin embargo difícil de predecir, ya que depende de las características del flujo no estacionario en la máquina y, especialmente, cerca de la lengüeta. En este artículo se presenta un estudio numérico del flujo no estacionario en dos bombas centrífugas utilizadas para riego, con el objetivo de estimar la carga radial en el rodete. Se ha utilizado el programa comercial Fluent para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo para un rango de caudales entre el 10% y el 130% del nominal. La sensibilidad del modelo respecto al tamaño de malla y paso temporal se investigó previamente. Las predicciones se validaron con datos experimentales de las curvas características y de la carga radial parcial en el rodete. El modelo se utilizó finalmente para estimar la carga radial total y el par en el rodete en función del caudal. Se comprobó que la componente no estacionaria variaba entre el 33% y el 50% del valor estacionario fuera del punto de diseño.

Palabras clave: Bomba centrífuga, simulaciones no estacionarias, medidas de presión no estacionaria, carga radial total, operación fuera del punto de diseño

1. Introducción

La voluta de las bombas centrífugas se diseña para un caudal determinado que se conoce como caudal nominal, óptimo o de diseño. Cuando la bomba trabaja en condiciones nominales, el flujo que sale del rodete se ajusta adecuadamente a la geometría de la voluta, y por tanto la distribución angular de presión estática alrededor del rodete es bastante uniforme. Esta uniformidad de presión provoca una carga radial mínima en condiciones nominales de operación (Stepanoff, 1957).

El rango de operación de las bombas centrífugas se suele extender, sin embargo, más allá de las condiciones de diseño. Cuando la bomba trabaja fuera del punto nominal el ángulo de descarga del flujo no se ajusta a la geometría de la voluta (Miner et al., 1989), y en consecuencia el fluido que se descarga desde el rodete se tiene que ajustar al flujo promedio en la voluta, lo que causa un cambio en la presión. Bajo estas condiciones de operación la distribución angular de presión estática a la salida del rodete es menos uniforme (Lorett y Gopalakrishnan, 1986), y en consecuencia la magnitud de la carga radial estacionaria se incrementa. Este incremento es tanto más acusado cuanto más alejado se encuentre el punto real de operación del punto nominal, lo mismo para caudales bajos que altos (Kittredge y Cooper, 1985).

La carga radial indicada con anterioridad tiene un origen estacionario. Sin embargo, el principio de operación de las turbomáquinas de fluidos es intrínsecamente no estacionario, ya que su funcionamiento se encuentra condicionado al impulso de los álabes en rotación. Para el caso concreto de las bombas centrífugas, es sabido que el flujo relativo que se descarga desde cada canal del rodete presenta un patrón típico chorro-estela (*jet-wake*), el cual se puede atribuir a la presencia de capas límite, el espesor de los álabes, los flujos secundarios en el interior de cada canal, etc. (Brennen, 1994). Este patrón no uniforme de flujo se percibe desde la voluta como no estacionario, con fluctuaciones más acusadas a la frecuencia de paso de álabes y armónicos (Guelich, 1992), y origina una interacción fluido-estructura que puede ser origen de fenómenos de vibración y ruido (Chu et al., 1995; Morgenroth y Weaver, 1998). La magnitud de esta interacción no estacionaria es especialmente elevada en la zona en que la distancia radial entre el rodete y la voluta es mínima (Kaupert y Staubli, 1999), es decir, en la región de la lengüeta, y además es muy dependiente de la forma del borde de salida de los álabes (Szenasi et al., 1985) y del borde de la lengüeta (Dong et al., 1997). Por otro lado, la magnitud de la perturbación suele ser mínima en condiciones nominales, mientras que se incrementa rápidamente para caudales bajos y altos (Parrondo, 2002; Pavesi et al., 2008).

La amplitud de la carga radial estacionaria se puede predecir razonablemente a partir de medidas de presión estacionaria alrededor del rodete (Brennen, 1994) y, de forma complementaria, también existen algunas fórmulas semiempíricas que permiten estimar la magnitud de esta carga estacionaria a partir de los valores del caudal y de la altura de elevación (Stepanoff, 1957). Sin embargo, la obtención de la carga radial no estacionaria de forma experimental ya no es tan sencilla (Hasegawa et al., 1990), y su estimación requiere un buen conocimiento de las propiedades del flujo no estacionario a través de la bomba (Bocazzi et al., 2009), en especial en la zona de la lengüeta (Barrio et al., 2008a). Por tanto, y cuando se trata de diseñar bombas centrífugas, la mayoría de los fabricantes tienen en cuenta únicamente el efecto de la carga estacionaria, aún a pesar de que la magnitud de la componente no estacionaria puede alcanzar valores lo suficientemente elevados como para provocar un fallo estructural en la máquina (Gopalakrishnan, 1999), sobre todo cuando se trabaja fuera de las condiciones de diseño.

La Dinámica de Fluidos Computacional (o CFD) constituye en la actualidad una herramienta muy útil para el diseño y análisis de turbomáquinas de fluidos (Gopalakrishnan, 1999; Hergt, 1999). Los programas CFD se pueden utilizar para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo (RANS) y a continuación estimar las características generales de funcionamiento de la máquina incluso en la etapa de diseño. Existen varios estudios publicados en la literatura técnica sobre la simulación de bombas centrífugas con voluta de distinta velocidad específica. En estos estudios se incluyen simulaciones 2D (Wang y Tsukamoto, 2001), 3D cuasi-no estacionarias (Asuaje et al., 2004) o 3D totalmente no estacionarias (Majidi, 2005), y habitualmente se enfocan en la predicción de las propiedades del flujo no estacionario, al principio para operación en condiciones nominales y a continuación para rangos de operación más amplios.

Continuando con la línea de investigación de los autores (Barrio et al., 2008b), en este artículo se presenta un estudio numérico del flujo no estacionario en dos bombas centrífugas utilizadas para riego. El objetivo principal del trabajo es estimar la carga radial total (estacionaria y no estacionaria) en el rodete de las dos bombas. Para ello, se utilizó el programa comercial Fluent para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo para flujo 3D no estacionario (3D-URANS). El estudio se llevó a cabo para distintos caudales de operación, desde carga parcial a sobrecarga. La independencia de las predicciones del modelo numérico respecto al tamaño de malla y paso temporal se comprobó previamente. A continuación, las predicciones se validaron con datos experimentales de las curvas características y de la fuerza radial calculada a partir de la distribución de presión no estacionaria medida en la cara frontal de la voluta. El modelo numérico se utilizó finalmente para estimar la carga radial total y el par en el rodete en función del punto de operación de la bomba.

2. Modelo numérico y metodología

En esta investigación se han utilizado dos bombas centrífugas comerciales para agua, de succión simple y voluta, usadas en regadío. Las principales características geométricas y de funcionamiento se recogen resumidas en la tabla 1. Inicialmente se creó un modelo CAD para cada bomba, el cual se discretizó con posterioridad en una malla. Como ejemplo, en la figura 1 se muestra el mallado superficial generado para la bomba B. En el modelo numérico también se incluyó una pequeña porción de tubería a la entrada de la bomba y la zona del difusor a la salida de la misma, para así alejar las condiciones de contorno, tal y como se ve en la figura 1. La discretización del modelo numérico se llevó a cabo mediante celdas tetraédricas, a excepción de la tubería de entrada (ver figura 1), en la que se utilizaron celdas prismáticas. El tamaño de la malla que se utilizó finalmente en los cálculos es de unas 300000 celdas para ambas bombas, aunque también se generaron otras mallas de distinto tamaño para investigar la sensibilidad de las predicciones numéricas, tal y como se verá en secciones posteriores. La longitud típica del lado de la celda es de unos 2.5 mm en el rodete y de unos 5 mm en la voluta. La malla se refinó de manera especial cerca de regiones estratégicas, como por ejemplo el borde de ataque y salida de los álabes y la zona de la lengüeta.

Variable	Bomba A	Bomba B
Diámetro del rodete, d_2 (m)	0.250	0.250
Ancho del rodete, b_2 (m)	0.008	0.008
Número de álabes	5	5
Ángulo del álabe a la salida ($^\circ$)	41	26

Intersticio rodete-lengüeta (%)	11.2	6.6
Caudal nominal, ϕ_N	0.18	0.09
Altura de elevación nominal, Ψ_N	0.13	0.11
Velocidad específica, ω_s	0.39	0.25

Tabla 1. Parámetros principales de las bombas.

El programa comercial Fluent se utilizó para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo para flujo 3D no estacionario (3D-URANS) por medio del método de volúmenes finitos. Las condiciones de contorno impuestas fueron una presión total constante a la entrada y una presión estática variable a la salida. Esta última condición introduce una pérdida energética proporcional a la presión dinámica de salida, simulando el efecto de una válvula de regulación. Se utilizó un esquema de discretización aguas arriba de segundo orden para los términos convectivos; para los términos difusivos el esquema utilizado fue de diferencias centradas. El acoplamiento entre la velocidad y la presión se estableció mediante el algoritmo SIMPLE. El esquema de resolución del término dependiente del tiempo era de segundo orden e implícito. La turbulencia se simuló mediante el modelo k -epsilon junto con funciones estándar de pared para calcular las variables del flujo en las proximidades de contornos sólidos, supuestos como paredes adiabáticas con condición de no deslizamiento. El movimiento relativo entre el rodete y la voluta y entre el rodete y el conducto de aspiración se impuso definiendo una interfase entre cada región de fluido. El programa Fluent utiliza una técnica de mallado deslizante junto con una rutina de interpolación para confrontar datos de las celdas entre las regiones fluidas.

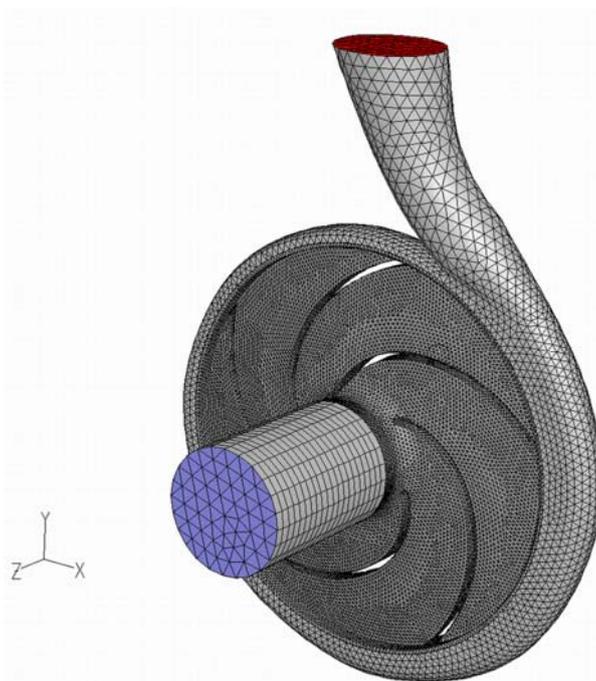


Figura 1. Ejemplo del mallado superficial generado para la bomba B.

Las simulaciones numéricas se llevaron a cabo inicialmente para una posición determinada del rodete hasta que se alcanzaba la convergencia estacionaria. Los campos de presión y velocidad obtenidos se utilizaban entonces para inicializar los cálculos del flujo no

estacionario. Para estos cálculos se impuso una velocidad angular en el rodete de 2600 r.p.m., y cada revolución del mismo se calculó en una secuencia de 100 pasos temporales. Estos valores dan como resultado un paso temporal de 2.31×10^{-4} s, aunque también se utilizaron otros pasos temporales para investigar la sensibilidad de las predicciones, tal y como se explicará más adelante. El número de iteraciones en cada paso temporal se ajustó para reducir la magnitud de los residuos escalados por debajo de 10^{-5} (cinco órdenes de magnitud). Por lo menos se requerían cinco revoluciones del rodete para alcanzar la convergencia no estacionaria, es decir, las variables del flujo eran periódicas al considerar una revolución completa del rodete. Para cada bomba se simularon siete caudales entre el 10% y el 130% del caudal nominal.

La sensibilidad del modelo numérico respecto al tamaño de la malla y al paso temporal se investigó antes de realizar el conjunto de simulaciones. Este estudio se realizó con el caudal del 20%. Para ello, se generaron tres mallas de distinto tamaño: la utilizada finalmente en las simulaciones y otras dos con aproximadamente la mitad y el doble de celdas. Las variables de referencia escogidas fueron el caudal Q y el salto total a través de la máquina H . Los resultados del análisis de sensibilidad del mallado se muestran en la figura 2 (izquierda), en la que Q y H están normalizados por la magnitud obtenida con la malla más fina. Tal y como se aprecia en la figura, con la malla utilizada finalmente en las simulaciones (alrededor de 300000 celdas como se indicó previamente) la diferencia relativa permanece por debajo del 3% tanto para el caudal como para el salto total. De forma adicional, también se llevaron a cabo simulaciones con la malla de 300000 celdas y tres pasos temporales distintos. Los resultados de estas simulaciones se pueden observar igualmente en la figura 2 (derecha), en la que Q y H se presentan normalizados respecto a los valores obtenidos con el paso temporal más pequeño. Se puede observar que con el paso temporal que se impuso finalmente en las simulaciones (esto es, 2.31×10^{-4} s) la diferencia relativa obtenida está por debajo de 0.5% tanto para el caudal como para el salto total.

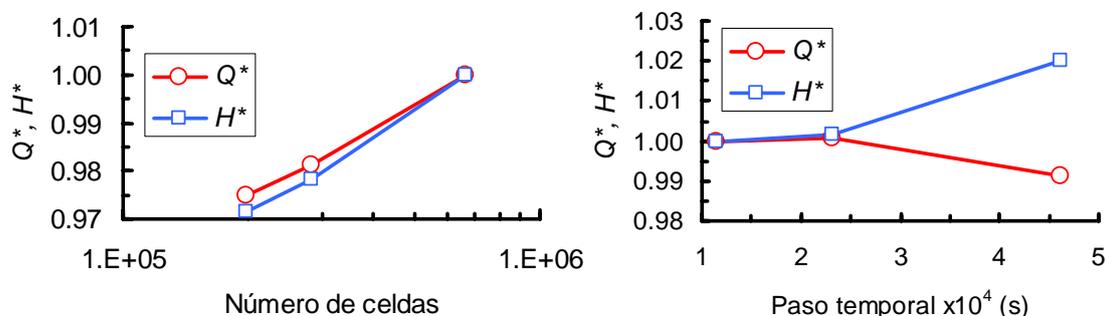


Figura 2. Sensibilidad del modelo respecto al tamaño de malla (izquierda) y paso temporal (derecha).

3. Validación experimental

Las predicciones numéricas se validaron inicialmente mediante ensayos experimentales destinados a obtener las curvas características de las bombas. Estos ensayos se llevaron a cabo en un banco hidráulico que permitía el bombeo de agua en circuito cerrado desde un depósito de 1 m^3 de volumen. El caudal se podía ajustar mediante una válvula de compuerta localizada aguas abajo de la salida de la bomba, y su magnitud se medía con una incertidumbre menor del 0.5% mediante un caudalímetro electromagnético. El banco hidráulico disponía también de dos sensores de presión piezorresistivos localizados respectivamente a la entrada y a la salida de la bomba. Estos sensores proporcionaban la magnitud de la presión estática con una incertidumbre menor del 0.5%. El par de accionamiento se podía obtener con una incertidumbre menor del 1% gracias a un sensor

de par instalado en el eje de la bomba. Durante los ensayos las bombas eran accionadas a 2600 ± 1 r.p.m. por medio de un convertidor de frecuencia.

Las curvas características experimentales y su predicción numérica se muestran en la figura 3 para ambas bombas. Los datos numéricos se indican en dicha figura mediante iconos coloreados; en cambio, los datos experimentales están indicados mediante iconos huecos y, de forma adicional, estos datos se han ajustado mediante una línea de tendencia. Tal y como se ve en la figura 3, en general existe una buena correlación entre los datos experimentales y la predicciones numéricas. Si se considera por ejemplo la curva caudal-altura para la bomba A (coeficiente de regresión $R^2=0.994$), se puede ver que la diferencia relativa entre ambas curvas permanece por debajo del 5% para caudales medios y bajos. Únicamente para el caudal más elevado, dicha diferencia se incrementa hasta el 15%. La comparación entre la curva experimental caudal-rendimiento ($R^2=0.990$) y la obtenida numéricamente muestra que las diferencias relativas son menores del 6% para caudales medios y bajos. De nuevo, únicamente para el caudal más elevado esta diferencia se incrementa hasta el 19%. En la figura 3 se puede apreciar que el modelo numérico para la bomba A tiende a sobreestimar la magnitud del salto total y del rendimiento, especialmente para los caudales más altos. Este efecto se puede explicar, al menos en parte, si se tiene en cuenta que el modelo numérico no incluye las paredes de la carcasa (ver figura 1), y por tanto las pérdidas volumétricas y por fricción en el interior de la bomba no se tuvieron en cuenta al realizar las simulaciones.

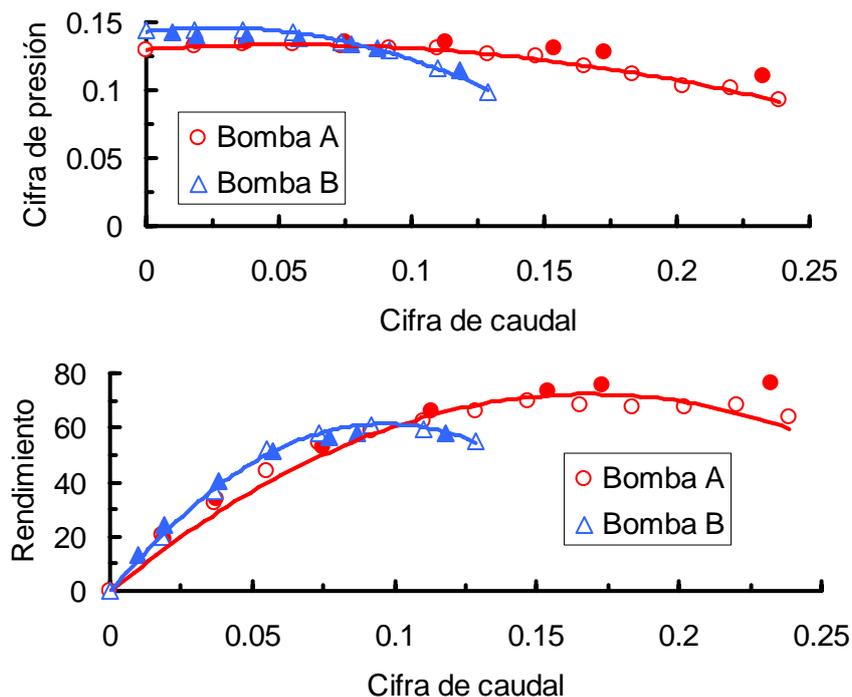


Figura 3. Curvas características de las bombas A y B obtenidas numéricamente (iconos coloreados) y experimentalmente (iconos huecos).

La comparación entre las curvas características numéricas y experimentales para la bomba B también muestra una correlación similar. De este modo, y si se considera la curva caudal-altura, se puede ver que la diferencia relativa permanece por debajo del 4% para todos los caudales (coeficiente de regresión experimental $R^2=0.997$). Para el caudal nominal esta diferencia es incluso menor del 0.9%. También se puede apreciar en la figura 3 que existe una buena correlación entre las curvas de rendimiento ($R^2=0.999$ para la experimental), con

una diferencia relativa típica por debajo del 5%; únicamente para los caudales más bajos esta diferencia se incrementa hasta el 15%.

De forma adicional, se llevaron a cabo una serie de ensayos complementarios para estimar la carga radial en el rodete, derivada de la distribución de presión no estacionaria alrededor de su periferia. Para ello, se mecanizaron varias tomas de presión en la cara frontal de la carcasa de la bomba A. Estas tomas de presión se encontraban situadas a una distancia radial de 3 mm desde la salida del rodete, y estaban distribuidas tal y como se ve en la figura 4 (izquierda). Por desgracia, la falta de suficiente espacio radial en la zona de la lengüeta para la bomba B no permitió el mecanizado de ninguna toma de presión en esta zona, y por tanto no se pudieron llevar a cabo medidas de presión no estacionaria con esta bomba. En las tomas de la bomba A se colocaron sensores piezoeléctricos de presión de respuesta rápida, tal y como se puede observar en la figura 4 (derecha). Cada sensor se conectó a un amplificador de carga que proporcionaba medidas de presión con una incertidumbre global menor del 1.5%.

Una vez que se ajustaba el caudal a la magnitud deseada mediante la válvula de compuerta, se digitalizaban 20 muestras de cada señal de presión, y dichas muestras se almacenaban en un ordenador equipado con un sistema de adquisición de datos. La adquisición de cada muestra se iniciaba utilizando una señal de pulsos generada desde un tacómetro óptico, y por tanto el conjunto de muestras de una toma de presión específica se podía promediar para eliminar fluctuaciones aleatorias. Estas señales de presión promediadas se procesaban a continuación con el algoritmo FFT para investigar la contribución de cada componente de frecuencia en la presión no estacionaria.

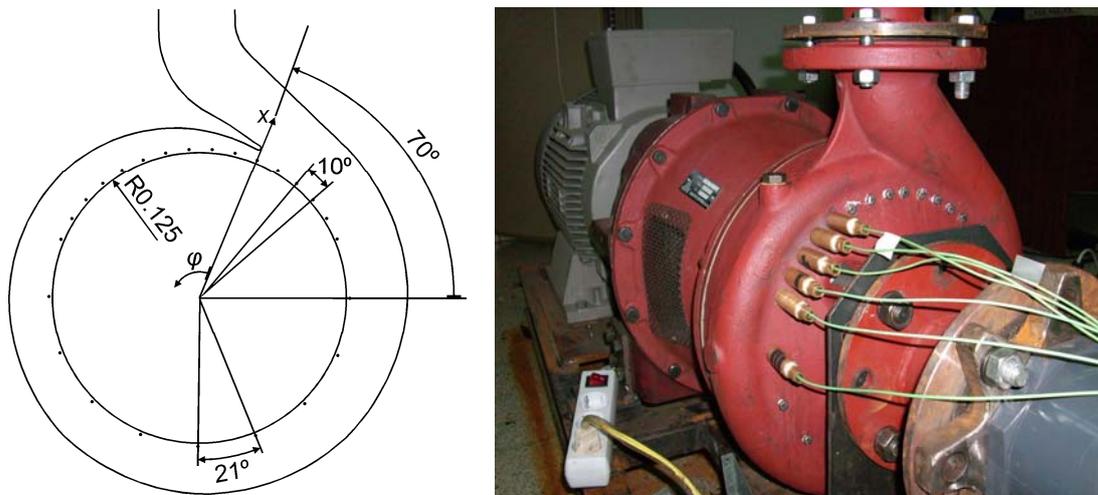


Figura 4. Esquema de la distribución de las tomas de presión alrededor del rodete de la bomba A (izquierda) y foto de la bomba A con algunos transductores piezoeléctricos de presión en la cara frontal de la carcasa (derecha).

Del análisis en frecuencia de las señales de presión se pudo observar que la componente predominante era la correspondiente a la frecuencia de paso de álabe. Por tanto, la transformada de Fourier de cada señal de presión se filtró para obtener la amplitud y la fase correspondiente a la frecuencia de paso de álabe para cada caudal. Las distribuciones angulares a esta frecuencia que se obtuvieron alrededor del rodete se pudieron utilizar para estimar la carga radial parcial sobre el mismo. Esta carga parcial se obtuvo asumiendo una uniformidad instantánea de la presión en la dirección axial. De igual forma, cada posición de medida se asignó a una porción angular de la periferia del rodete. El módulo y el argumento de la carga radial en cada instante temporal se pudieron calcular entonces a partir de la integración alrededor del rodete de los datos de presión. Estos mismos cálculos se llevaron

a cabo a partir de las predicciones numéricas de la presión que se obtuvieron en cada punto de medida.

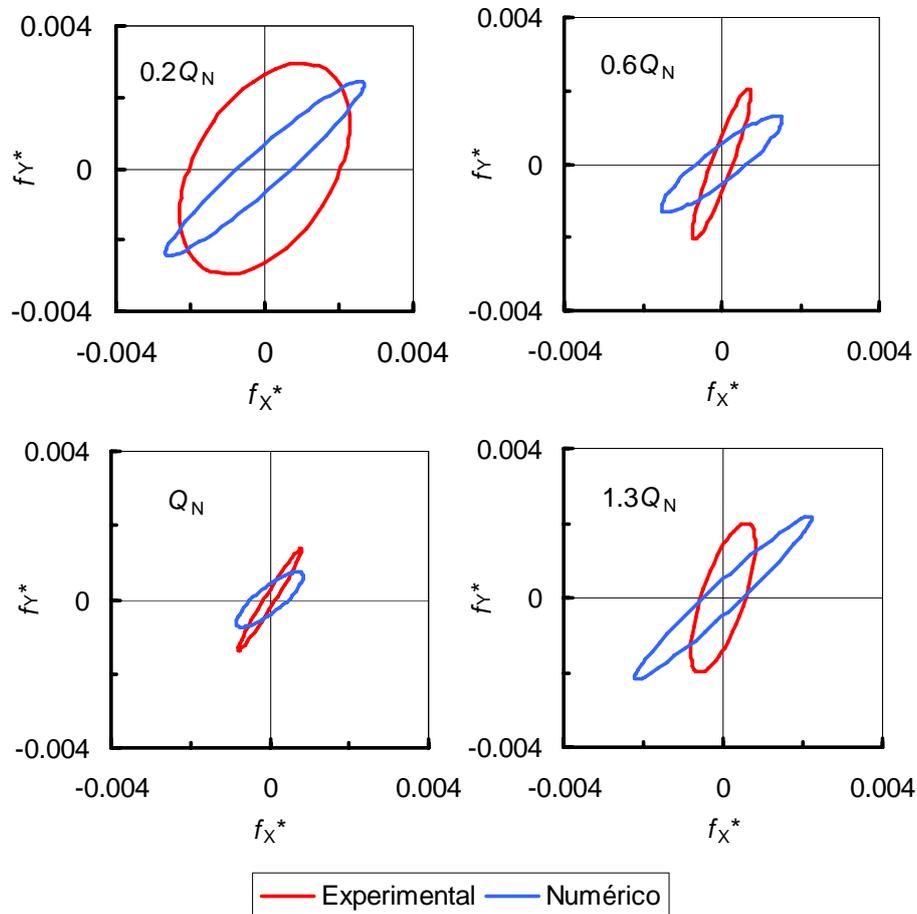


Figura 5. Órbitas de la carga radial parcial, obtenidas mediante integración de la distribución de presión a la frecuencia de paso de álabe alrededor del rodete de la bomba A, para cuatro de los caudales estudiados.

La carga radial parcial obtenida a partir de las distribuciones de presión no estacionaria a la frecuencia de paso de álabe se presenta en la figura 5 mediante diagramas orbitales (fuerza en x frente a fuerza en y), en los que el eje x se encuentra alineado con el borde de la lengüeta (ver figura 4). Estas cargas parciales se calcularon a lo largo de un paso de álabe. Como se ve en la figura 5, el vector de fuerza radial completa una trayectoria elíptica durante el paso de álabe para cualquier caudal. A pesar de que existen ciertas diferencias en la forma y orientación de la elipse entre los datos numéricos y los experimentales, la tendencia de la fuerza radial se puede considerar bien capturada por el modelo. De este modo, se observa que la amplitud de esta fuerza es pequeña para el caudal nominal y que se incrementa para condiciones alejadas de la de diseño. La diferencia relativa de amplitud máxima entre los datos experimentales y las predicciones numéricas permanece por debajo del 15% para caudales medios y bajos. Únicamente para el caudal mayor esta diferencia se incrementa por encima del 20%. En lo que se refiere al argumento del esfuerzo máximo, se puede ver que existe una diferencia menor de 30 grados entre las predicciones numéricas y los datos experimentales.

La comparación entre las predicciones numéricas y los datos experimentales presentada en esta sección muestra que el modelo numérico se puede considerar adecuado, al menos

desde un punto de vista de ingeniería, para estimar la carga radial total sobre el rodete, es decir, teniendo en cuenta la contribución de la componente estacionaria y no estacionaria. La estimación numérica de esta carga total se tratará en la siguiente sección.

4. Carga total en el rodete

Los cálculos del flujo no estacionario a lo largo de un paso de álabe (es decir, 20 pasos temporales) se guardaron para cada bomba y caudal. La magnitud de la carga radial total en el rodete se pudo calcular, en cada paso temporal, mediante la integración de la distribución de presión y tensión tangencial instantánea en todas las superficies del rodete. La amplitud normalizada de la fuerza promedio F^* y de la máxima magnitud de la pulsación de la fuerza f_{MAX}^* se muestran en la figura 6, en función del caudal, para las dos bombas ensayadas. De forma adicional, la amplitud de la fuerza promedio se estimó mediante la fórmula de Stepanoff (1957):

$$|F| = 0.229\psi \left[1 - (Q/Q_N)^2 \right] \quad (1)$$

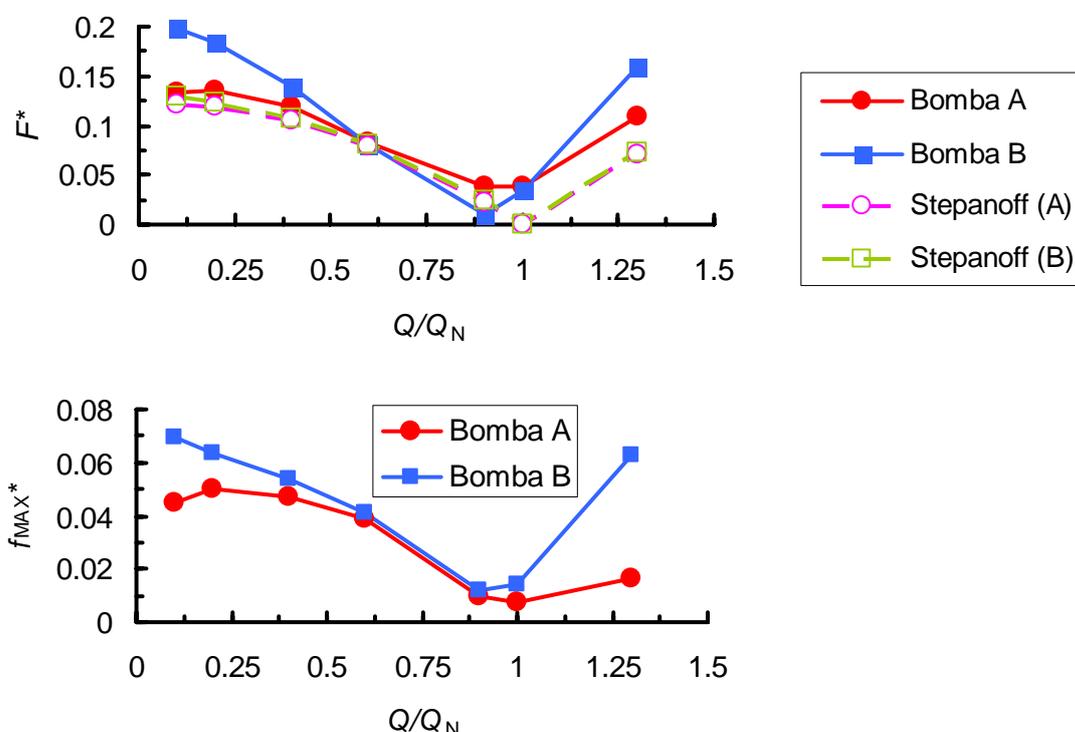


Figura 6. Amplitud de la fuerza radial promedio (superior) y de la máxima magnitud de la pulsación (inferior) para las dos bombas ensayadas, en función del caudal. Adicionalmente, se muestra la predicción de la fuerza promedio calculada con la ecuación (1).

Tal y como se ve en la figura 6, la fuerza radial promedio tiene una amplitud mínima en las cercanías del punto de operación nominal, debido al acoplamiento óptimo entre el flujo que sale del rodete y la voluta (Kittredge y Cooper, 1985). En cambio, esta amplitud se incrementa para condiciones de operación fuera del punto de diseño. La predicción obtenida para cada caudal con la ecuación (1) muestra una magnitud similar para ambas bombas, y se observa que esta predicción guarda una correlación bastante buena con las estimaciones numéricas para la bomba A (intersticio del 11.2%), especialmente para caudales medios y bajos. En cambio, para caudales altos, la ecuación (1) parece subestimar la amplitud de la

carga radial promedio. Por el contrario, si se considera la bomba B (intersticio del 6.6%), se puede apreciar que el modelo numérico estima una carga promedio mayor que la que predice la fórmula de Stepanoff, especialmente para el mayor caudal de los estudiados.

La pulsación máxima de la carga radial sigue la misma tendencia que el valor promedio: presenta una magnitud mínima cerca de las condiciones de diseño y se incrementa para caudales alejados del nominal, tanto bajos como altos. Si se considera la bomba A, se puede observar en la figura 6 que la pulsación de la fuerza es particularmente elevada para los caudales más bajos, mientras que para la bomba B se aprecia que la pulsación alcanza una magnitud similar a caudales bajos y altos. De forma adicional, se puede ver en la figura 6 que, para cada caudal, la predicción de la pulsación de la carga radial es mayor para la bomba B (intersticio del 6.6%) que para la bomba A (intersticio del 11.2%). Este resultado se puede apreciar con una mayor claridad a caudales bajos y, especialmente, al mayor de los estudiados. Para finalizar, debe hacerse notar que la componente no estacionaria de la fuerza radial puede llegar a representar una contribución muy importante en la carga total sobre el rodete. Para las bombas consideradas en el presente trabajo, se puede comprobar que la máxima pulsación de la carga radial puede alcanzar una magnitud entre el 33% y el 50% del valor promedio cuando se trabaja fuera de las condiciones de diseño.

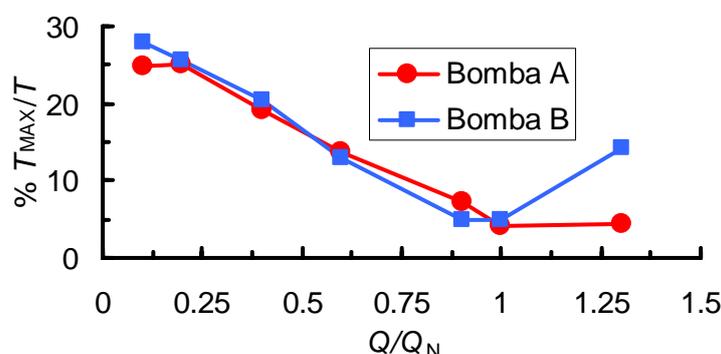


Figura 7. Pulsación relativa máxima del par de accionamiento, en función del caudal, para las dos bombas ensayadas.

El par instantáneo en el eje a lo largo de un paso de álabe se estimó para las dos bombas. La relación entre la máxima pulsación y el valor promedio del par se muestra en la figura 7 en función del caudal. En esta figura se observa que la pulsación es mínima cerca del punto nominal (sobre un 5% del valor promedio) y se incrementa a medida que el punto de operación se aleja de éste. Para cada caudal, se puede ver que la magnitud de esta pulsación relativa es similar en las dos bombas, a excepción del caudal más elevado, en el que se aprecia que es unas tres veces mayor para la bomba B. La pulsación relativa es especialmente alta para los caudales bajos, en los que el par de accionamiento es también bajo (típico en máquinas centrífugas). De este modo, se puede ver en la figura 7 que para el caudal del 60% la máxima pulsación alcanza valores próximos al 15% del promedio, y que se incrementa hasta el 20% para el caudal del 40% del nominal. Para los caudales más bajos considerados en la presente investigación (20% y 10% del nominal) se observa que la pulsación del par puede alcanzar una magnitud próxima al 30% del valor promedio.

5. Conclusiones

La carga radial sobre el rodete de las bombas centrífugas se puede estimar razonablemente, mediante la simulación numérica del flujo no estacionario, con un código CFD apropiado. En la presente investigación, las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo se resolvieron con el programa comercial Fluent para flujo 3D no estacionario.

La investigación se llevó a cabo en dos bombas centrífugas convencionales con voluta que se utilizan para riego. El propósito principal del trabajo era estimar la magnitud de la carga radial total (estacionaria y no estacionaria) en el rodete en función del punto de operación.

La sensibilidad del modelo numérico se estudió previamente, para lo que se utilizaron distintos tamaños de la malla y del paso temporal. Este análisis dio como resultado diferencias relativas menores del 3% y del 0.5% para el salto total y el caudal. Las predicciones numéricas se validaron a continuación con datos experimentales de las curvas características y de la carga radial a la frecuencia de paso de álabe. Se observó que las curvas de altura de elevación y de rendimiento se predecían con una diferencia menor del 6% para todos los caudales excepto el más elevado. La distribución de la presión no estacionaria a la frecuencia de paso de álabe obtenida alrededor del rodete se usó para calcular la carga radial parcial, mediante la integración de esta distribución de presión alrededor de su periferia. La comparación entre los cálculos numéricos y experimentales de esta carga corroboró que la metodología se podía considerar válida desde un punto de vista de ingeniería para estimar la carga radial total sobre el rodete.

La carga radial total se calculó para cada rodete y caudal mediante la integración de la distribución instantánea de presión y tensión tangencial en las superficies del rodete. Se observó que la máxima amplitud de la pulsación de la fuerza variaba entre en 33% y el 50% del valor promedio. De forma adicional, el modelo numérico se utilizó para calcular el par instantáneo en el eje de la bomba en función del caudal. Se pudo observar que la máxima amplitud de la componente no estacionaria del par podía alcanzar una magnitud cercana al 30% del valor promedio, especialmente cuando se operaba con los caudales más bajos.

Referencias

- Asuaje M., Bakir F., Tremante A., Noguera R. and Rey R., "3D Quasi-Unsteady Flow Simulation in a Centrifugal Pump—Comparison With the Experimental Results", Proc. of FEDSM04, Charlotte, North Carolina, Jul. 11-15, 2004, ASME, New York, ASME Paper No. HT-FED04-56600.
- Barrio R., Parrondo J., Blanco E. and Fernández J., "Numerical Study of the Pulsating Flow at the Tongue Region of a Centrifugal Pump for Several Flow Rates", Proc. of FEDSM08, Jacksonville, Florida, Aug. 10-14, 2008a, ASME, New York, ASME Paper No. FEDSM2008-55258.
- Barrio R., Blanco E., Parrondo J., González J. and Fernández J., "The Effect of Impeller Cutback on the Fluid-Dynamic Pulsations and Load at the Blade-Passing Frequency in a Centrifugal Pump", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 130, 2008b, paper 111102.
- Boccazzi A., Miorini R., Sala R. and Marinoni F., "Unsteady Flow Field in a Radial Pump Vaned Diffuser", Proc. of 8th European Conference on Turbomachinery, Graz, Austria, March 23-27, 2009, pp. 1103-1112.
- Brennen C. E., "*Hydrodynamics of Pumps*", Oxford University Press & CETI Inc., New York, 1994.
- Chu S., Dong R. and Katz J., "Relationship Between Unsteady Flow, Pressure Fluctuations and Noise in a Centrifugal Pump—Part B: Effects of Blade-Tongue Interactions", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 117, 1995, pp. 30-35.
- Dong R., Chu S. and Katz J., "Effect of Modification to Tongue and Impeller Geometry on Unsteady Flow, Pressure Fluctuations and Noise in a Centrifugal Pump", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 119, 1997, pp. 506-515.

- Gopalakrishnan S., "Pump Research and Development: Past, Present, and Future—An American Perspective", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 121, 1999, pp. 237-247.
- Guelich J. F. and Bolleter U., "Pressure Pulsations in Centrifugal Pumps", *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 114, 1992, pp. 272-279.
- Hasegawa Y., Kikuyama K., Maeda T. and Murakami M., "Unsteady Pressure Distributions and Forces on the Impeller Blades of a Centrifugal Pump", Proc. XV IAHR Symposium, Belgrade, Yugoslavia, Sep. 11-14, 1990.
- Hergt P. H., "Pump Research and Development: Past, Present, and Future", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 121, 1999, pp. 248-253.
- Kaupert K. A. and Staubli T., "The Unsteady Pressure Field in a High Specific Speed Centrifugal Pump Impeller. Part I: Influence of the Volute", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 121, 1999, pp. 621-626.
- Kittredge C. P. and Cooper P., "*Centrifugal Pumps: General Performance Characteristics*", in: Karassik I. G., Krutzsch W. C., Fraser W. H. and Messina J. P., "*Pump Handbook*", third ed., McGraw-Hill, New York, 1985.
- Lorett J. A. and Gopalakrishnan S., "Interaction Between Impeller and Volute of Pumps at Off-Design Conditions", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 108, 1986, pp. 12-18.
- Majidi K., "Numerical Study of Unsteady Flow in a Centrifugal Pump", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 127, 2005, pp. 363-371.
- Miner S. M., Beaudoin R. J. and Flack R. D., "Laser Velocimeter Measurements in a Centrifugal Flow Pump", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 111, 1989, pp. 205-212.
- Morgenroth M. and Weaver D. S., "Sound Generation by a Centrifugal Pump at Blade Passing Frequency", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 120, 1998, pp. 736-743.
- Parrondo J. L., González J. and Fernández J., "The Effect of the Operating Point on the Pressure Fluctuations at the Blade Passage Frequency in the Volute of a Centrifugal Pump", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 124, 2002, pp. 784-790.
- Pavesi G., Cavazzini G. and Ardizzon G., "Time-frequency characterization of the unsteady phenomena in a centrifugal pump", *International Journal of Heat & Fluid Flow*, Vol. 29, 2008, pp. 1527-1540.
- Stepanoff A. J., "*Centrifugal and Axial Flow Pumps*", J. Wiley, New York, 1957.
- Szenasi F. R., Sparks C. R. and Wachel J. C., "*Pump Noise*", in: Karassik I. G., Krutzsch W. C., Fraser W. H. and Messina J. P., "*Pump Handbook*", third ed., McGraw-Hill, New York, 1985.
- Wang H. and Tsukamoto H., "Fundamental Analysis on Rotor-Stator Interaction in a Diffuser Pump by Vortex Method", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 123, 2001, pp. 737-747.

Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo económico prestado por el Ministerio de Ciencia y Tecnología con el proyecto DPI2006-15638-C02-02.

Correspondencia (Para más información contacte con):

Joaquín Fernández Francos. Dpto de I. Mecánica, Energética y de los Materiales. U. de Extremadura Avda. de Elvas s/n, 06071 Badajoz. Phone: +34 924 289 611. Fax: +34 924 289 601. E-mail: ffrancos@unex.es