

## UTILIZACIÓN DE HERRAMIENTAS NUMÉRICAS PARA EL DISEÑO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

### USE OF NUMERICAL TOOLS FOR THE DESIGN OF CENTRIFUGAL PUMPS

Rodrigo S. Rolny<sup>a</sup> y Miguel G. Coussirat<sup>a</sup>

<sup>a</sup>Grupo LAMA, Universidad Tecnológica Nacional-Facultad Regional Mendoza, Rodríguez 273, 5500 Mendoza, Argentina, [Rodrigo.rolny@alumnos.frm.utn.edu.ar](mailto:Rodrigo.rolny@alumnos.frm.utn.edu.ar)

**Palabras clave:** CFD, Bombas Centrífugas, OpenFoam, Modelos Turbulentos.

**Resumen.** La dinámica de fluidos computacional es una herramienta cada vez más utilizada para el diseño de bombas centrífugas. El siguiente trabajo tiene por finalidad mostrar las posibilidades de usar software adecuadamente calibrado como complemento para su diseño. La simulación numérica ha ganado un espacio importante entre los cálculos clásicos y los ensayos experimentales. Estas simulaciones permiten caracterizar fenómenos que son difíciles de estudiar experimentalmente y que con el cálculo clásico no son posibles de abordar, como es el caso del flujo turbulento y no estacionario que hay entre partes fijas y móviles de la máquina. Es sabido que el adecuado modelado de la turbulencia en estos casos exige elevados recursos computacionales. En este trabajo se optó por usar modelos del tipo Eddy Viscosity Models ya que los de tipo Large Eddy Simulations aún son prohibitivos para el caso de flujos industriales de geometría compleja. Se simuló flujos en una bomba centrífuga con corona directriz, bajo distintas condiciones de funcionamiento, utilizando distintos modelos turbulentos tratando de realizar una calibración detallada de los mismos. Los resultados obtenidos son útiles a la hora de aplicar estas herramientas al diseño de detalle de turbomáquinas hidráulicas.

**Keywords:** CFD, Centrifugal Pumps, OpenFoam, Turbulent Models.

**Abstract.** The computational fluids dynamics is an increasingly used tool for the design of centrifugal pumps. This work aims to show the possibilities of using properly calibrated software as a complement to its design. The numerical simulation has gained preponderance between classical calculations and experimental trials, especially to characterize phenomena that are difficult to study experimentally and that with the classical calculation are not possible to address, such as the turbulent and non-stationary flow that exists between fixed and moving parts of the machine. It is known that adequate turbulence modeling in these cases requires high computational resources. Despite the unsteady nature of the flow, Eddy Viscosity Models instead of Large Eddy Simulation technique were used, because the last one is still prohibitive in the case of industrial flows in complex geometry. The flow into a centrifugal pump with a steering crown, was simulated under different operating conditions, using different turbulent models trying to perform a detailed calibration of them. The results obtained allow useful guidance when applying these tools to the detail design of hydraulic turbomachinery.

## 1. INTRODUCCIÓN

Los principios que rigen el intercambio de energía, en turbomáquinas hidráulicas (TMH), responden a los principios de conservación de masa, cantidad de movimiento (en su versión de momento de la cantidad de movimiento) y energía, siendo los dos primeros suficientes para interpretar el patrón del flujo en el interior de TMH. Un inconveniente de orden práctico en la aplicación de estos principios para obtener el patrón del flujo está relacionado con la complejidad de la geometría de cálculo, como es el caso de TMH, ya que en general poseen formas complejas incluyendo la existencia de álabes fijos (estator) y móviles (rotor) en muchos casos. Para el caso de TMH generadoras de energía hidráulica, (i.e., turbobombas que entregan energía al fluido), el flujo es de gran complejidad, debido tanto a la cambiante configuración geométrica debida al movimiento relativo entre partes fijas y móviles de la máquina, como al estado de turbulencia del fluido que las está atravesando. Estos efectos deben ser tenidos en cuenta a la hora de diseñar máquinas de altas prestaciones, siendo uno de los más importantes la pulsación de presiones debidas al paso del flujo entre los álabes fijos y móviles de la máquina, llamada interacción rotor-estator (RSI).

Históricamente el diseño y cálculo de TMH se ha basado más en la experimentación que en la teoría, ya que los modelos matemáticos clásicos que las representan, aunque completos, son difíciles de resolver debido a la compleja geometría de la máquina. Actualmente, el requerimiento de TMH con curvas de rendimiento muy suaves con grandes zonas de alto rendimiento y bajo nivel de vibraciones, implica su cuidadoso diseño. El carácter no estacionario y turbulento del flujo da lugar a fenómenos cíclicos de RSI, no siempre claramente interpretados y que conducen al fallo prematuro de la máquina.

Según [Dring et al., 1982](#) y [Ardnt et al., 1989](#), la RSI puede dividirse en dos mecanismos diferentes: a) interacción de flujo potencial (*potential interaction*) debida al cambio de la geometría de la máquina en el proceso no estacionario, y b) interacción de excitación o de la estela (*wake interaction*) que consiste en interferencias producidas por el flujo turbulento entre el impulsor y los álabes directrices que también generan fluctuaciones de presión. El comportamiento del flujo de capa límite (CL) sobre el álabe del rotor, define claramente la estructura de la estela y consecuentemente el desprendimiento de vórtices y de las subsecuentes contribuciones a las fluctuaciones de presión inducidas por este efecto, siendo la naturaleza del flujo turbulenta y no estacionaria. Debido al carácter cada vez más sofisticado de los diseños de TMH, los experimentos son muy costosos y las tendencias actuales en el diseño fluidodinámico implican el uso extensivo de herramientas computacionales aplicada al estudio y diseño de éstas, tendiéndose a obtener máquinas cada vez más compactas, disminuyendo la relación peso/potencia lo que hace, dependiendo del diseño, que uno de los fenómenos de más recurrente aparición sea la RSI. Un diseño defectuoso de la máquina implica que estas pulsaciones, de cierta frecuencia y amplitud puedan excitar modos de vibraciones propios de la máquina, lo que puede conducir al fallo por fatiga con consecuencias catastróficas para la TMH o la instalación en donde ésta opera.

Parámetros que afectan estas pulsaciones son: a) la carga de álabes (diferencia de velocidad/presión entre la cara de succión y de presión), b) el huelgo que existe entre el rotor y el estator de la máquina y c) las características del flujo. La carga de álabes, es un factor más decisivo en bombas de bajo número de revoluciones específico, (i.e., bombas radiales o centrífugas, para poco caudal y mucha presión), ya que aumentar el número de revoluciones específico implica un aumento del número de álabes lo que disminuye la magnitud de los pulsos de presión de la RSI ([Egusquiza, 2003](#)).

No es fácil utilizar herramientas computacionales (i.e., Dinámica de Fluidos Computacional, CFD, acrónimo inglés) para solucionar la estructura del flujo en el caso de diseño de TMH. Pese a esto, actualmente, el uso juicioso de CFD ayuda a conocer con detalle la estructura del flujo en casos donde aparece la RSI y permite tomar acciones para mitigarla. Una conveniente elección del modelo de turbulencia juega un papel importante para obtener buenos resultados mediante CFD para casos de flujos industriales en geometrías complejas (Coussirat, 2003), o bien en TMH (Fontanals 2012), siendo el uso de CFD un requerimiento habitual en el diseño de TMH, debido a la dificultad y elevado coste de la experimentación necesaria para identificar/caracterizar la RSI.

### 1.1. Opciones de modelado para la turbulencia:

Un código de CFD ya sea comercial o del tipo "open source" está constituido por algoritmos de integración numérica de las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento (Navier-Stokes con promediados de Reynolds, i.e., ecuaciones RANS), incluyendo un submodelo para la turbulencia, generalmente basado en el concepto de viscosidad turbulenta (EVM) o de alguna otra clase. Esto permite explicitar, a escala de valores medios, los efectos de la turbulencia. La manifestación de estos efectos implica el "cierre" del sistema de ecuaciones mediante un modelo para la turbulencia. Éste se hace, generalmente, a través de ecuaciones de transporte para cantidades turbulentas, dando lugar a modelos de tipo escalar relativamente simples que computan una viscosidad turbulenta isotrópica (Eddy Viscosity Models, EVM) o bien, calculan las componentes del tensor de tensiones turbulentas (Reynolds Stress Models, RSM). Existen opciones más sofisticadas para este "cierre" tales como Large Eddy Simulations, (LES), Detached Eddy Simulations, (DES), formulaciones mixtas DES/LES o similares, o bien sin ningún tipo de "cierre", como cuando se hace Simulación Numérica Directa, (DNS). Debido al alto número de Reynolds de este tipo de problemas, el uso de modelado más sofisticado de la turbulencia no es de aplicación a estudios de diseños de modelos o prototipos industriales, por a su alto costo computacional, en términos de memoria y tiempo de CPU (Coussirat, 2003). Luego, en aplicaciones industriales es casi de uso exclusivo la combinación RANS+EVM y raramente RANS+RSM. En general, la combinación RANS+EVM es la que se viene aplicando habitualmente en el diseño de TMH. Aquí, la elección de un submodelo del tipo EVM apropiado, junto con un correcto tratamiento de la CL no es trivial, dado que ambos juegan un papel importante para la obtención de buenos resultados con CFD.

Como solución intermedia al problema de memoria y requerimientos de CPU, versus calidad de modelado, recientemente han hecho aparición dentro de la línea de modelos turbulentos más sofisticados que los RANS+EVM, pero de posibles aplicaciones industriales, los modelos del tipo de Escalas Adaptativas (SAS), (Menter et al., 2005, Menter et al., 2010). Estos modelos están basados en la introducción de una nueva escala de longitud (von Kàrmàn scale) que detecta efectos no estacionarios, implementado esto dentro del modelo de dos ecuaciones llamado  $k-\omega$  (Menter, 1994; Wilcox, 1998), en donde  $k$  es la energía cinética turbulenta por unidad de masa y  $\omega$  es la tasa de disipación específica de energía cinética turbulenta, definido como:  $\omega = \epsilon/k$ , siendo  $\epsilon$  la disipación de energía cinética turbulenta. Este modelo se compone de sendas ecuaciones de transporte para  $k$  y  $\omega$ , poseyendo cada una de éstas un término de variación local y uno convectivo, igualados a términos de producción, de transporte y de disipación de estas cantidades, lo que constituye la típica ecuación de transporte. La introducción de esta escala se implementa a través de un nuevo término de

producción (término SAS), en la ecuación de  $\omega$ , pudiendo considerarse que  $\omega^2$  representa valores medios de vorticidad de los "eddies" (vórtices con alto contenido de  $k$ ), siendo  $k$  interpretada como la energía cinética del movimiento inducido por esa vorticidad (Menter et al., 2010). Luego puede interpretarse la  $\omega$  como la fluctuación RMS de la vorticidad (enstrophy). Este modelo tiene la estructura de un modelo del tipo EVM (de hecho, es un modelo  $k-\omega$ ), pero que permite, al aplicarlo, y mediante la información que esta escala introducida provee, el ajuste dinámico necesario que "resuelve" estructuras del flujo en una simulación tipo RANS no estacionaria (URANS), ya que en situaciones en donde se detecta que el flujo está en condiciones de volverse no estacionario, el término SAS incrementa el valor de la  $\omega$ . Como consecuencia de esto,  $k$  y la viscosidad turbulenta,  $\mu_t$  se reducen, reduciendo así los efectos de disipación de  $\mu_t$  sobre las fluctuaciones de grandes escalas (de dimensiones comparables a elementos de la geometría donde se calcula el flujo). De esta forma se promueve el cambio en las ecuaciones de cantidad de movimiento desde un estado estacionario a uno no estacionario. Esto resulta en un comportamiento similar a LES, pero sin los costos computacionales de aquel. Al mismo tiempo SAS provee las capacidades normales de un modelado RANS para regiones del flujo estable sin fluctuaciones en el patrón del flujo, ya que este término no se activa. Esta modificación introducida en un modelo del tipo RANS lo asemeja a un modelo del tipo DES pero con menores costos computacionales ya que siempre se está resolviendo un modelo turbulento del tipo RANS+EVM con la ventaja del ahorro de CPU. Con SAS también se evita la desventaja de los modelos tipo EVM de que cuando hay regiones con mallas de cálculo más finas, en donde comienzan a aparecer efectos transitorios de gran escala, el término de producción de energía cinética se incrementa, incrementando la  $\mu_t$ , con el consecuente amortiguamiento de la inestabilidad que daría lugar al efecto no estacionario, y que al amortiguarse no se produce generando una "suavización" de la solución, lo que es un efecto no deseado.

## 1.2. Posibles estrategias para el modelado CFD de flujos en THM:

Las limitaciones de estos códigos, pese a todos estos avances provienen de su generalidad y es por ello que la obtención de resultados creíbles mediante su uso implica un trabajo de validación y calibrado importante. Luego, el principal objetivo de este trabajo es poder definir condiciones adecuadas de modelado detallado del flujo en el interior de TMH mediante CFD para estudiar en detalle la RSI, lo que permitirá la optimización de diseños. Un objetivo de este trabajo es generar la capacidad de definir estrategias para posibles mejoras en el diseño de TMH radiales, optimizando diseños ya normalizados o bien obteniendo diseños innovadores mediante CFD. Debido a la dificultad de realizar medidas experimentales en el interior del rotor, es interesante poder caracterizar mediante CFD los detalles del flujo cuando la máquina trabaja en condiciones fuera del punto de diseño. La observación mediante CFD de posibles correlaciones entre geometría, las características del flujo y las fluctuaciones de presión serán útiles para comprender mejor las características del funcionamiento de la máquina en estas condiciones. Por esto, aquí se continúa en la línea de trabajos previos, orientados al diseño de bombas rotodinámicas (Guardo et al, 2013, Coussirat et al., 2012), en donde se hizo un estudio de una bomba centrífuga con difusor, con un rotor de alta carga de álabes (Figura 1), mediante un código comercial de CFD, (Ansys-Fluent, 2013) obteniendo resultados considerados como prometedores para la máquina trabajando bajo condiciones de diseño, demostrando así que la opción RANS+EVM utilizada criteriosamente a partir de cuidadosos estudios de sensibilidad de diferentes parámetros (malla, coeficientes de ajuste, etc.), es adecuada sobre todo cuando se estudian TMH trabajando bajo condición de diseño óptimo.

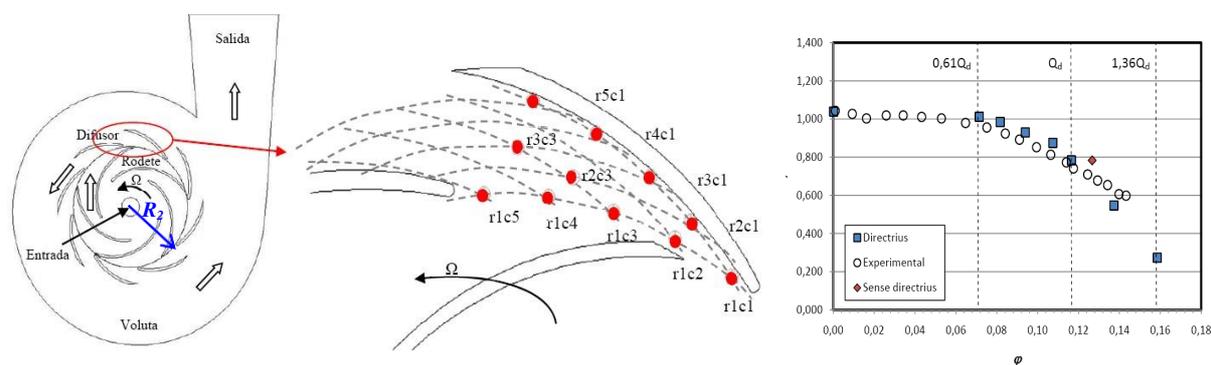


Figura 1. Izq.: Estructura general de la bomba simulada. Centro: puntos de medida de la fluctuación de presión en su difusor. Der.: Curvas características experimentales adimensionalizadas con resultados obtenidos mediante CFD (cuadrados llenos) en el presente trabajo. **Nomenclatura:**  $r1c1$ ,  $r1c3$ ,  $r2c3$ ,  $r3c3$  puntos de medida presiones;  $r$  radio y  $c$  cuerda dentro del canal difusor; Directrius: valores CFD de  $(\varphi, \psi)$  con RSI; Experimentales: valores exp. de  $(\varphi, \psi)$  con RSI; Sense directrius: valores CFD  $(\varphi, \psi)$  sin RSI. Variables  $\varphi$  y  $\psi$  definidas en el texto que cita la Figura 1;  $0,10 < Q_d < 0,12$ : condición de trabajo en diseño óptimo (máximo rendimiento). Adaptado de Tsukamoto et al., 1995.

A partir de resultados obtenidos considerados como base, (Coussirat et al., 2012, Guardo et al., 2013, Coussirat et al., 2014), se sigue explorando el modelado turbulento en condiciones de diseño mediante un modelo SAS desarrollado por Menter et al., 2010, determinando las fluctuaciones de presión debidas al efecto de RSI. Se comparan los resultados numéricos (Guardo et al., 2013, Coussirat et al., 2012), con SAS implementados ya en OpenFoam con los experimentos de Tsukamoto et al., 1995 y contra resultados numéricos ya obtenidos en trabajos previos ya señalados. Se intenta así ver, las diferencias existentes en la utilización de distintos softwares, donde existen las mismas limitantes en cuanto a uso de RANS+EVM, debido a la inaplicabilidad de otras opciones más sofisticadas de modelado turbulento, opciones tales como DES, LES y DNS, posiblemente más exactas en cuanto a la aproximación ofrecida, pero muy caras e ineficientes por su alto costo computacional.

## 2. MODELADO NUMÉRICO EN CONDICIONES DE DISEÑO

Las bombas se diseñan para unas condiciones concretas de caudal y energía entregada al fluido, definida esta última variable en términos de diferencia de presión entre la entrada y salida de la bomba (llamada también altura manométrica,  $H_m$ ). Esto implica la construcción de series de bombas semejantes para cumplir con distintos requerimientos, tanto de caudal como energía demandadas, y con un desempeño eficiente de la máquina. La zona de trabajo óptimo de las máquinas centrífugas es bastante estrecha, comprendiendo una zona de  $\pm 15\%$  del caudal de trabajo óptimo, en donde el rendimiento es máximo. Fuera de este rango de caudales el rendimiento decae en forma abrupta. Es una tendencia moderna el tratar de ampliar este rango de trabajo y la CFD puede desempeñar un papel importante al permitir una visualización del flujo, siempre que se pueda dar una mínima garantía de que la simulación mediante CFD recoge los efectos fluidodinámicos adecuadamente. El generar un diseño correcto es crucial, ya que, de no obtenerse un buen diseño, no solamente puede haber una pérdida de eficiencia, sino también pueden existir daños en la máquina producto de la magnificación de los pulsos de presiones (RSI) impuestos por las condiciones de trabajo fuera del punto de diseño o bien la aparición de cavitación.

Para cumplir con los objetivos del trabajo, la bomba seleccionada corresponde a los datos

experimentales de [Tsukamoto et al., 1995](#). Ésta consta de una etapa (rotor/estator), un difusor y voluta, siendo de baja velocidad específica,  $n_q = 53$  [rpm x (m<sup>3</sup>/s)<sup>0,5</sup> x m<sup>0,75</sup>]. El rotor consta de cinco álabes,  $Z_b = 5$  y el difusor de ocho directrices,  $Z_v = 8$ . La curva de funcionamiento de la bomba en términos de coeficientes no-dimensionales puede verse en la ([Figura 1](#)). Estos autores presentan los resultados experimentales de la curva de funcionamiento, en términos de un coeficiente de presión  $\psi = (2gH_m)(U_2^2)^{-1}$  en función del coeficiente de caudal,  $\phi = Q(2\pi b_2 R_2 U_2)^{-1}$ . Donde  $H_m$  es la altura manométrica que entrega la bomba,  $U_2$  la velocidad periférica,  $b_2$  es el ancho del rotor y  $R_2$  el radio, todas estas variables medidas en la salida el rotor (subíndice 2).

Para condiciones de diseño, se ha realizado una simulación CFD de la bomba en condiciones no estacionarias, utilizando una formulación implícita de la velocidad y un “solver” basado en la presión, utilizando un algoritmo SIMPLE para el acoplamiento de la presión y velocidad, y un esquema de discretización de segundo orden. El máximo número de iteraciones para cada salto de tiempo se ha fijado en 40, con el objetivo de poder conseguir que los residuos numéricos sean inferiores a  $10^{-5}$  en cada paso de tiempo. Los estudios para el análisis de sensibilidad de malla y tratamiento de parad ya se discutieron en [Guardo et al, 2013](#) y [Coussirat et al., 2012](#).

Se definió así una malla de cálculo del tipo no estructurada, consistente en dos subdominios: uno móvil del tipo “sliding-mesh” (malla deslizante) para el rotor y otro fijo para el estator, ambas necesarias para la simular una configuración geométrica no estacionaria sea el software que sea. Esto condujo a una malla de  $3 \times 10^5$  celdas con un rango de  $y^+$  de  $20 < y^+ < 200$  (ver más detalles en tabla 1, [Guardo et al, 2013](#)). La capa límite alrededor de los álabes del rotor y del difusor, y las paredes de la voluta se modeló utilizando funciones de pared (WF), en donde se contempla o bien la subcapa laminar, o bien la subcapa logarítmica de la capa límite. Se aplicó la condición de no deslizamiento en las paredes de los álabes del rotor en un sistema de referencia móvil, y del difusor, así como en las paredes de la carcasa, ambos en un sistema de referencia fijo. A la entrada y la salida de la bomba se fijó una presión constante que se corresponde con las condiciones de diseño obtenidas de la curva ( $\Psi$ ,  $\phi$ ) de la [Figura 1](#). Algunos autores (e.g., [González et al., 2002](#)) sugieren fijar un caudal a la entrada, lo que proporciona mejor estabilidad y convergencia de los resultados numéricos, aunque no es físicamente correcto para cálculos no estacionarios y en particular para el análisis del RSI. La velocidad de giro del rotor es  $n = 2066$  rpm. La interfaz entre el rotor y el estator se ha simulado mediante una malla deslizante, en la cual, la posición relativa entre el rotor y el estator es actualizada en cada paso de tiempo. El paso de tiempo  $t$  utilizado corresponde a un giro del rotor de un grado.

Se presentan resumidamente alguno de los resultados obtenidos para las condiciones de trabajo, verificando el caudal  $Q$  ( $\phi$ ), a partir de la  $H_m$  ( $\psi$ ) utilizada como condición de borde, obtenida de la curva en [Figura 1](#), pudiendo apreciarse en la misma curva que los valores CFD obtenidos sobrepredicen ligeramente los valores de  $\psi$  para el correspondiente caudal. Estas sobrepredicciones fueron similares para todos los modelos de turbulencia estudiados, lo que demuestra que, en principio la opción CFD ya es útil para predecir el comportamiento “medio” de la máquina. El segundo paso es el análisis de detalle de los procesos transitorios en el interior de la bomba. En la [Figura 2](#), se muestran los resultados obtenidos para presión no estacionaria unidimensional, definida como:  $\Delta\psi = (2 p') \times (\rho U^2)^{-1}$ , frente al tiempo adimensional,  $t^*$ ,  $t^* = t (t_{ciclo})^{-1}$ , en el punto *r1c1* del pasaje del difusor de la [Figura 1](#), siendo definida la presión como:  $p' = \langle p - p_s \rangle$  mediante un promediado (“ensamble averaging”) de la

fluctuación de la presión, referida a la  $p_s$ , presión media de salida del rotor y siendo definido el  $t_{ciclo}$  como el tiempo transcurrido entre dos interacciones sucesivas de los álabes del rotor frente a uno del estator, (una discusión de estos resultados obtenidos con mucho detalle para todos los puntos puede verse en Fontanals 2012 y Guardo 2013).

Cabe destacar que el uso de funciones de pared implica una suposición que es “fuerte” para el caso de canales divergentes en donde los gradientes de presiones son adversos ( $\partial p/\partial x_i > 0$ ), pese a que sigue existiendo una estructura de CL, aunque "perturbada". Luego, existe la posibilidad de usar funciones de pared en donde se incorporan los efectos de  $\partial p/\partial x_i > 0$ , lo que incorpora más física, sin dejar de ser una aproximación. Distinto es el caso cuando la máquina trabaja en condiciones fuera de diseño. En este caso la CL es perturbada fuertemente, distorsionándose completamente en su estructura, debido a fenómenos de flujo reverso y separación. Esto se agrava debido a la curvatura de las líneas de corriente existentes en el flujo, impuestas éstas por la forma compleja de la geometría de los vanos entre álabes y el cambio de sistema de referencia (de móvil a fijo) al pasar desde el rotor al estator. Capturar esta fenomenología implica aproximaciones numéricas más sofisticadas para poder modelar este comportamiento complejo del flujo, lo que implica crecimientos “explosivos” de la densidad de la malla. Estos requerimientos deben conciliarse con las posibilidades limitadas de potencia de cálculo disponibles en el caso de simulación de flujos industriales y de allí es que deben tratar de buscarse soluciones de compromiso que permitan simulaciones adecuadas y a la vez factibles. Este requerimiento implica descartar de plano las opciones del tipo LES o incluso las DES (ver más detalles en Coussirat, 2003), convirtiendo la opción SAS en una interesante alternativa a explorar. Resultados obtenidos mediante SAS para las mismas condiciones que con EVM o RSM ya obtenidas en los trabajos reseñados se muestran en la Figura 2.

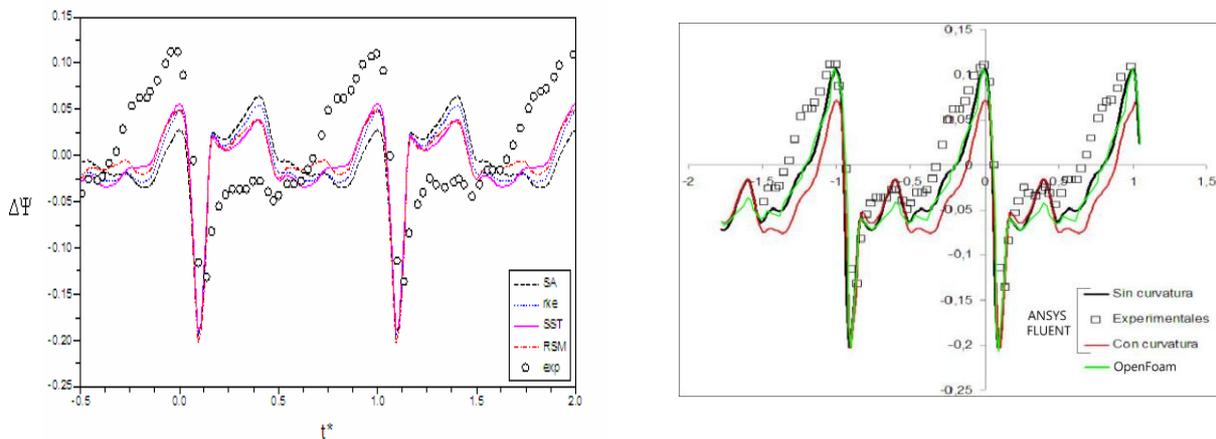


Figura 2. Izq.: Valores de  $\Delta\Psi$ , en el punto  $r/c1$ , para diferentes modelos de turbulencia y WF (ref. Coussirat et al., 2014), Der.: Valor de  $\Delta\Psi$  en  $r/c1$  modelo SAS obtenido con OpenFoam (ref. Coussirat et al., 2014). En ambas gráficas los ejes tienen las mismas variables.

Se hizo un modelado utilizando SAS, (ver detalles en Coussirat, 2003 y en Coussirat, 2014). Los resultados muestran que el modelo SAS aproxima mucho mejor que los EVM/RSM, ratificando los resultados de los trabajos anteriores. Los picos de presión máxima son bien capturados, y a diferencia de los trabajos mencionados predice de una manera más próxima los valores mínimos de presión, aunque éstos siguen estando lejos de los obtenidos

mediante ensayos. También la pendiente de la curva cuando se tiende al máximo de la presión tiene mejores ajustes. Esto indica una mejora de la predicción del efecto potencial, mientras que no se mejora tanto los efectos relacionados con el efecto de la estela, como era de esperarse ya que la estructura del flujo en esas zonas es mucho más compleja que en el centro del vano por ejemplo (más dependiente del efecto potencial debido a la ausencia de CL).

Esta mejora de los resultados de la presión respecto de las opciones EVM/RSM, es interesante ya que se han usado los coeficientes del modelo sin ningún estudio de sensibilidad; considerando que este modelado SAS es aún preliminar.

A partir de los resultados CFD obtenidos, oportunamente se analizó el comportamiento del flujo en el interior de la máquina cuando ésta trabaja en el punto de diseño. Algunos detalles de este análisis se proporcionan a continuación. Puede verse que en el punto  $r/c1$ , situado en la cara de succión cerca del borde de entrada de la directriz del difusor (Figura 1), el máximo valor de la fluctuación de presión se produce en el instante en que el borde de salida del álabe del rotor, está más cerca del borde de entrada del álabe directriz del difusor y es debido al efecto de la interacción potencial. Todos los puntos situados en la línea  $c1$  dentro el difusor, muestran el pico de presión al mismo tiempo, relacionados fuertemente con el efecto potencial (no mostrados, ver más detalles en Guardo et al., 2013 y Coussirat et al., 2012).

Se verificó que, en condiciones de diseño la interacción potencial es dominante frente a la estela. Se observó un pico de presión a la entrada, que va disminuyendo cuando el flujo avanza en el difusor. El valor mínimo de la fluctuación de presión es debido al efecto del paso de la estela del álabe del rotor y muestra un gran retardo de tiempo cuando aumenta el radio en el difusor. Es de interés analizar el flujo que se obtiene a partir de la distribución de presiones debido a la RSI.

En el trabajo de Tsukamoto, se demostró que las medidas de presión pueden referirse a un único vano de la bomba, pese a que se midieron en toda la periferia, pues se comprobó que no existían grandes diferencias entre vanos pese a que puede pensarse que la geometría cambiante de la voluta puede tener fuerte influencia sobre el campo de presiones en los vanos.

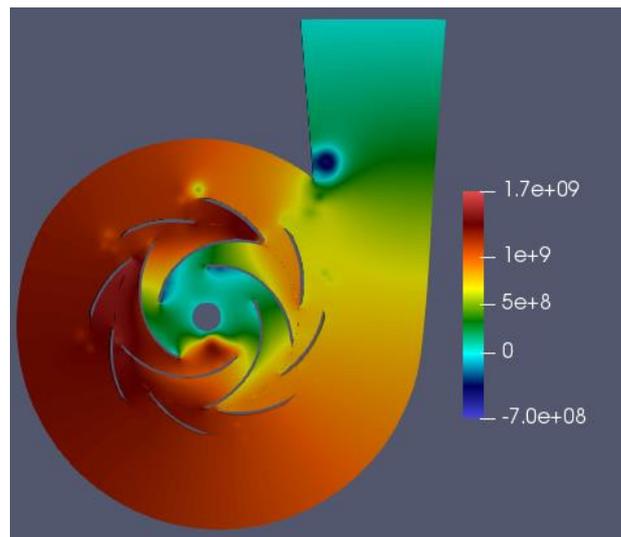


Figura 3. Campos de presiones obtenidos con código OpenFoam, mediante la utilización del modelo SAS.

### 3. CONCLUSIONES

Se ha determinado mediante CFD el comportamiento de una bomba centrífuga con alta carga de álabes (bajo número de revoluciones específicas,  $n_q$ , esto es, una máquina radial) en condiciones de diseño.

Para realizar esta simulación se ha utilizado un código “Open Source” (OpenFoam) y se ha seleccionado un modelo de tipo SST  $k-\omega$ /SAS que recoge efectos de escala de vórtices energéticos. Los resultados obtenidos se compran con otros provenientes de otro código (Fluent), observando que los resultados obtenidos con SAS mejoran los ya obtenidos en trabajos previos en donde se utilizó la opción EVM/RSM. En su momento se observó que no hay diferencias apreciables entre la opción EVM y RSM, comparando sólo las presiones, ya que no se posee información sobre campo de velocidades, que es donde RSM podría mostrar alguna mejora de resultados.

Se modeló adecuadamente el efecto RSI, que provoca fluctuaciones de presión en los canales del difusor. Se mejora las predicciones respecto de las realizadas con EVM/RSM de los valores máximos y mínimos de presión, y también se ajusta mejor el aspecto general de la curva de fluctuación de presiones que muestran los experimentos. Se observó que esta fluctuación es máxima cuando un álabe y una directriz están alineados y que el mínimo está relacionado con la estela proveniente de los álabes del rotor.

El estudio mediante CFD de la bomba ha permitido conocer las características del flujo que se produce en su interior debido a la RSI en condiciones de diseño. El haber validado el modelado en condiciones de diseño y el conocer que se espera de los distintos modelos (EVM/RSM/SAS) para trabajo en diseño, permite, aunque con cierta cautela, cuando se está en condiciones fuera de diseño, (aparecen gradientes adversos de presión modificando la estructura de la CL), proponer mejoras en el diseño a partir de los resultados obtenidos mediante CFD. Estudios con modelos de CL más sofisticados (e.g. modelos que incluyan efectos de transición y otro tipo de perturbaciones) son motivo de trabajos futuros.

También son necesarias validaciones tanto en condiciones de diseño como fuera de diseño incluyendo modelado CFD y comparación contra datos experimentales para campos de velocidades, aunque al presente, experimentos que incluyan campos de velocidades y geometría detallada de la bomba son difíciles de obtener en la literatura disponible.

Como conclusión general, SAS mejora los resultados EVM/RSM usando mallas del mismo tamaño, permitiendo simulaciones de flujo altamente no estacionarios en TMH con ahorro de CPU, respecto de opciones tipo DES/LES que implican mallas de cálculo más finas.

Además de esto, podemos afirmar las grandes similitudes que se obtienen al utilizar las mismas condiciones de simulación en distintos códigos.

### REFERENCIAS

- Akhras, A., El Hajem, M., Morel, R., Champagne, J. “Internal flow investigation of a centrifugal pump at design point”. *Journal of Visualization*, Vol. 4, No. 1, p. 91-98, 2001.
- Ansys-Fluent. *Users Manual* Ansys-Fluent 14, 2013.
- Ardnt, Acosta, Brennen, Caughey. “Rotor-Stator Interaction in a Diffuser Pump”, *Journal of Turbomachinery*, 111 (3):213-221, 1989.
- Coussirat, M. “Theoretical/Numeric Study of flows with strong Streamlines Curvature”, *PhD. Thesis UPC*, Barcelona, 2003.
- Coussirat, M, Fontanals A, Guardo A, “CFD Study of the rotor-stator interaction in a centrifugal pump with diffuser”. *Anales AFA*, 23:34-38, 2012.
- Coussirat, M, Fontanals A, Panella L. Guardo A, “Estudio del fenómeno de interacción rotor

- estator (RCI) en una bomba radial, trabajando fuera de las condiciones de diseño óptimo”. ENIEF 2014, *Mecánica Computacional* Vol. XXXIII, pags. 167-185, San Carlos de Bariloche, AMCA, 2014.
- Dring, Joslyn, Hardin, Wagner. “Turbine Rotor-Stator Interaction”, *J. Eng. for Power*, 104:729-742, 1982.
- Egusquiza, E. “*Comportament dinàmic de màquines hidràuliques*”. Edicions UPC, 2003.
- Escaler X, Egusquiza E, Farhat M, Avellan F, Coussirat M, “*Detection of cavitation in hydraulic turbines*”, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20, 983–1007, 2006.
- Fontanals A., “*Caracterització del flux a causa de la interacció rotor-estator en turbomàquines mitjançant CFD*”, *PhD Thesis*, Universitat Politècnica Catalunya, Barcelona, España, 2012
- Gonzalez, J., Santolaria, C., Blanco, E., Fernandez, J. “Numerical simulation of the dynamics effects due to the impeller-volute interaction in a centrifugal pump”. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 124, pp 348-355. 2002.
- Guardo A, Fontanals A, Coussirat M. “Estudio numerico de la interaccion rotor estator en el difusor de una bomba”. ENIEF 2013.
- Menter, F. “Two equations eddy-viscosity turbulence models for engineering applications”, *AIAA Journal*, 32(8):1598-1605, 1994.
- Menter, F.R., Egorov, Y.: A scale-adaptive simulation model using two-equation models. AIAA Paper 2005-1095, Reno/NV, 2005.
- Menter F, Egorov Y, "The Scale-Adaptive Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Part 1: Theory and Model Description", *Flow Turbulence Combust.*, 85:113–138, 2010
- Spalart, Allmaras. “A one equation turbulence model for aerodynamic flow”, *La Recherche Aérospatiale* 1:5-21, 1994.
- Rodriguez C., Egusquiza E., Santos I. “Frequencies in the Vibration Induced by the Rotor Stator Interaction in a Centrifugal Pump Turbine”, *Journal of Fluids Engineering*, 129:1428-1435, 2007.
- Tsukamoto, H., Uno, M., Hamafuku, N., Okamura, T. “Pressure fluctuations downstream of a diffuser pump impeller”. *The 2<sup>nd</sup> Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference*, Forum of unsteady flow, FED 216:133-138, 1995.
- Ubaldi, M., Zunino, P., Barigozzi, G., Cattanei, A. “An Experimental Investigation of Stator Induced Unsteadiness on Centrifugal Impeller Outflow”, *ASME Journal of Turbomachinery*, vol.118, pp.41-54, 1996.
- Wang, H., Tsukamoto, H. “Fundamental analysis on rotor-stator interaction in a diffuser pump by vortex method”. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 123, pp. 737-747, december 2001.
- White, “*Mecánica de Fluidos*”, 5ta Edic., McGrawHill, 2004
- Wilcox. *Turbulence modeling for CFD*. 2<sup>nd</sup> edition, DCW Industries Inc., California, 1998.