



EVALUACIÓN DE LA CONVERGENCIA DE SIMULACIONES LES PARA EL ANÁLISIS DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE TURBOMÁQUINAS

Autor: Arán Matías Gago
Tutor: Jesús Manuel Fernández Oro

UO233225@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo

RESUMEN

La creciente demanda por conseguir diseños cada vez más eficaces en la totalidad de las aplicaciones de las turbomáquinas, conlleva la necesidad de un conocimiento más exhaustivo y preciso de los fenómenos fluidodinámicos que tienen lugar en su interior. En particular, una de las problemáticas actuales más importantes es la de conseguir máquinas cada vez más compactas y con mayores prestaciones aerodinámicas (turbojets, compresores, etc), lo que conlleva una mayor interacción entre álabes fijos y móviles en máquinas multietapa (típicamente en arquitecturas axiales). En este trabajo se pretende profundizar en los fenómenos típicos de interacción rotor-estator de una etapa, abordando el problema desde una óptica numérica, y más en concreto, proporcionando unas directrices para caracterizar correctamente el flujo no estacionario y turbulento propio de simulaciones tipo LES.

La turbomáquina objetivo del estudio es un ventilador axial de una etapa donde se han analizado sus dos posibles configuraciones, rotor-estator y estator-rotor, para varias condiciones de operación: caudal nominal, carga parcial y condiciones cercanas al desprendimiento.

Se ha empleado el código comercial FLUENT para llevar a cabo la simulación numérica en tres dimensiones del flujo turbulento no estacionario en el interior del ventilador. La resolución de la turbulencia se ha realizado mediante el empleo de técnicas LES ("Large Eddy Simulation"), las cuales muestran una descripción más precisa del flujo comparadas con otros esquemas alternativos como los métodos RANS ("Reynolds-Averaged Navier-Stokes"), siendo menos costosas computacionalmente que la simulación numérica directa (DNS).

En este trabajo se ha realizado un completo análisis de la convergencia de éste tipo de técnicas, empleando para ello

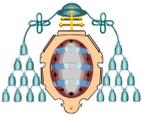
diversos procedimientos estadísticos, que permiten la distinción entre fenómenos deterministas, no estacionariedades y escalas turbulentas, lo que resulta esencial para comprender los mecanismos responsables de la transferencia de energía en el interior de la turbomáquina.

ABSTRACT

The increasing demand to achieve more efficient designs in all turbomachinery applications, involves the need for a more thorough and accurate understanding of the fluid dynamic features inside the machines. In particular, one of the most important current problems is getting more compact machines with higher aerodynamic benefits (turbojets, compressors, etc.), which entails a bigger interaction between mobile and fixed blades in multistage machines (typically in axial architectures). This paper aims to deepen into the usual rotor-stator interactive phenomena at one stage, by means of a numerical approach, and more specifically, by providing some guidelines to correctly characterize the unsteady and turbulent flow typical from LES simulations.

The turbomachine under consideration in this work is a single-stage axial fan in which two possible configurations have been analyzed, rotor-stator and stator-rotor; both aimed for different operating conditions: nominal flow, partial load and near stall conditions.

The commercial code FLUENT has been used to carry out the three-dimensional numerical simulation of unsteady turbulent flow inside the fan. The solution of turbulence has been performed by using LES techniques ("Large Eddy Simulation"), which show a more accurate description of the flow compared to other alternative schemes such as RANS methods ("Reynolds-Averaged Navier-Stokes"), being computationally less expensive than the direct numerical simulation (DNS).



In this work a complete analysis of the convergence of this type of techniques has been carried out, by means of various statistical procedures that allow the distinction between deterministic phenomena, unsteadiness and turbulent scales, which is essential to understand the responsible mechanisms for the energy transfer within the turbomachine.

INTRODUCCIÓN

Las turbomáquinas son equipos diseñados para conseguir un intercambio energético entre un fluido que circula de forma continua en su interior, y un eje de rotación, por medio del efecto dinámico de una o varias coronas de álabes fijos y/o móviles. Los nombres que reciben las coronas fijas y móviles son, respectivamente, rotor (rodete, impulsor o hélice, según el tipo de máquina) y estator (voluta o carcasa, según el caso). El hecho de que el intercambio energético sea continuo permite diferenciar a este tipo de equipos de los de desplazamiento positivo, cuyo método para conseguir la transferencia de energía consiste en la generación e impulsión pulsante de volúmenes confinados de fluido que conforman un trasiego alternativo del flujo.

Geoméricamente se distinguen tres tipos de turbomáquinas: centrífugas o de flujo radial, axiales y mixtas. Su denominación se corresponde con la trayectoria que siguen las líneas de corriente del flujo que están íntimamente relacionadas con la forma geométrica de los rodetes. En las máquinas radiales se produce una deflexión del flujo a noventa grados, obligando al flujo a pasar de una entrada axial a una salida circunferencial. Por el contrario, las máquinas axiales presentan una direccionalidad del flujo completamente axial, alineada con el eje de rotación del rodete.

El objeto de este trabajo es el de estudiar el funcionamiento de una turbomáquina axial y analizar la interacción que se produce entre las partes fijas y móviles de dichas máquinas. Toda turbomáquina axial dispone de al menos un rotor, que consiste en un eje central sobre el cual se van anclando circunferencialmente un número determinado de álabes o paletas sobre los que aparece una fuerza tangencial que permite proporcionar un par de giro.

La deflexión que generan los álabes del rotor sobre la corriente introduce siempre una componente circunferencial secundaria que no es aprovechada como trabajo útil. Para poder recuperar esa parte de energía cinética, los rodetes suelen ir complementados por un estator, o corona de álabes fijos que redireccionan axialmente el flujo por completo.

La gran complejidad que presenta el flujo en el interior de una turbomáquina se debe a la existencia de esas superficies móviles que se mueven respecto de otras fijas, otorgando un carácter no estacionario al flujo. Además, la presencia de otra

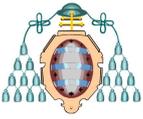
serie de fenómenos no estacionarios, como los que se describen a continuación, modifican el comportamiento del flujo [1,2]:

- Desprendimiento de vórtices. Cuando se produce la separación de la capa límite generada en la superficie de los álabes, aparecen unas estructuras típicamente tridimensionales y de origen turbulento denominadas vórtices que contribuyen a la no estacionariedad en el flujo.
- Interacción estela-rotor. La presencia de un estator aguas arriba genera estelas que llegan al rotor, dando lugar a la no estacionariedad del flujo por condiciones no uniformes a la entrada.
- Interacción rotor-estator. El campo de presiones existente en la parte fija de la turbomáquina se ve afectado por la interacción con los álabes del rodete produciéndose variaciones en dicho campo que modifican el flujo aguas arriba y, por tanto, el funcionamiento de la máquina.
- Transporte y difusión de estelas. Las estelas generan condiciones de flujo no uniforme y su transporte y difusión constituye un claro comportamiento no estacionario. La difusión consiste en su disipación en el flujo principal a partir de fenómenos viscosos, con la consecuente pérdida energética asociada. El transporte de las estelas también viene condicionado por efectos de troceo al paso por coronas contiguas, produciéndose sub-estelas de menores proporciones y más fáciles de difundirse finalmente en el flujo principal.
- Desprendimiento rotativo. Al disminuir el flujo másico, el ángulo de incidencia aumenta hasta alcanzar un ángulo crítico a partir del cual se produce el desprendimiento del flujo. En ese momento, el fluido no sigue la geometría del álabe y toma una dirección distinta y, además, cerca de la superficie del álabe se produce una zona de baja energía (similar a la de la estela) donde el flujo es aleatorio y no estacionario (altamente turbulento).

Hasta la aparición de las técnicas numéricas, cualquier intento de conocer el flujo entre coronas de álabes pasaba por la utilización de técnicas experimentales [3]. El desarrollo de éstas técnicas CFD (Computational Fluid Dynamics) ha conseguido establecer un nuevo enfoque de gran utilidad para la caracterización y diseño de las turbomáquinas.

El flujo turbulento que se desarrolla en el interior de una turbomáquina presenta un gran abanico de escalas, que van desde los grandes remolinos que son del orden del flujo principal hasta las escalas de Kolmogorov para los pequeños remolinos turbulentos [4]. Este hecho hace imposible una simulación directa (DNS) del flujo, por lo que hay que acudir a otras técnicas que utilizan variables promediadas para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes y así filtrar el efecto de esa disparidad de escalas, como son las técnicas RANS y LES.

Concretamente, en este trabajo la simulación del flujo se ha llevado a cabo mediante la técnica LES (Large Eddy



Simulation) donde se resuelven explícitamente los torbellinos del mismo orden de magnitud que la malla del modelo numérico, mientras que las escalas inferiores a la malla (SGS, sub-grid scales) son modeladas [5,6]. Esto supone una gran ventaja, ya que las escalas macroscópicas son difíciles de modelizar, debido a su carácter anisotrópico y su gran dependencia de la morfología del flujo principal, mientras que las más pequeñas son más universales y por tanto, más sencillas de modelizar [7].

MÉTODOLOGÍA NUMÉRICA

La máquina que será objeto de este estudio es un ventilador axial de una única etapa, en la que se analizarán sus dos posibles configuraciones:

- Rotor-Estator (RS): para recuperar la energía cinética que se pierde debido a la componente circunferencial que provocan los álabes del rotor, éste suele ir acompañado un estator para redireccionar axialmente el flujo por completo.
- Estator-Rotor (SR): En el caso de que el estator se sitúe antes de la corona móvil, éste introduce una prerrotación al flujo, la cual desaparece al paso de la corriente por el rodete garantizándose de nuevo a la salida flujo completamente axial.

Para analizar el comportamiento de la máquina en diferentes condiciones de operación se han analizado para cada configuración tres caudales diferentes: caudal nominal (Q_0), carga parcial ($85\%Q_0$) y condiciones cercanas al desprendimiento ($70\%Q_0$).

En el ventilador analizado el estator está formado por 13 directrices mientras que el rotor cuenta con 9 álabes. Los diámetros de cubo y punta son de 380 y 820 mm respectivamente, y la holgura axial entre coronas es de 50 mm. El caudal de diseño es de $18 \text{ m}^3/\text{s}$ a 2400 rpm, generando un aumento de presión de 1,2 kPa.

Modelo numérico

Se ha empleado el software CFD comercial ANSYS-FLUENT v12.1.4 para resolver el conjunto de ecuaciones de Navier-Stokes, usando un esquema viscoso, no estacionario, en 3D con precisión de segundo orden en la discretización temporal y formulación MUSCL de orden superior para los términos convectivos y difusivos.

Los cálculos se han ejecutado sobre un cluster formado por cuatro PCs de cuatro núcleos a 2,67 GHz, con 4 GB de RAM cada uno, trabajando en paralelo. Las conexiones entre los diferentes nodos se han realizado a través de un Switch Hp Procurve 2724.

Geometría

La figura 1 muestra las dos configuraciones SR y RS implementadas en el modelo numérico. Se han considerado

condiciones de contorno periódicas en las zonas laterales del rotor y estator para imponer simetría circunferencial con lo que se consigue simplificar el problema, al no tener que introducir la corona circular completa. La relación real entre los canales del estator y el rotor del ventilador es de 13:9, sin embargo se ha hecho una aproximación considerando una relación de 3:2 por lo que sólo se han modelado 3 directrices del estator y dos álabes del rotor. Esto supone una modificación de solamente un 3% en el perímetro de los canales del estator, por lo que se considera insignificante para este tipo de turbomáquinas.

Además, en la figura se pueden apreciar las superficies móviles que permiten el movimiento relativo entre el rotor y el estator.

En la superficie de entrada se ha fijado una condición de contorno de velocidad constante, así como un valor típico de turbulencia (alrededor del 3%) con una escala de longitud característica $l_0 = 0,13 \text{ m}$ (datos obtenidos de medidas experimentales previas para este tipo de turbomáquinas [8]). Para la superficie de salida la condición de contorno es de tipo presión de salida = 0 (P_{atm}).

Finalmente, las superficies superior e inferior se han considerado como paredes sin fricción.

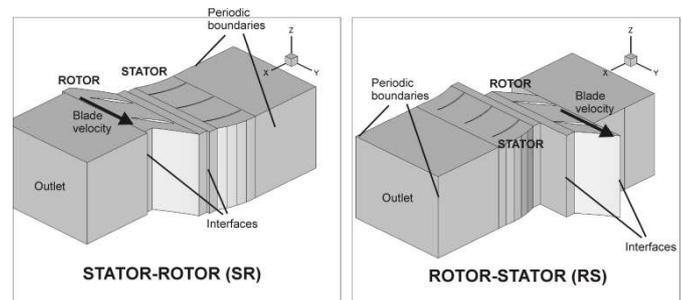
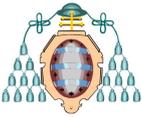


Fig. 1. Modelo geométrico tridimensional [13]

Mallado

Debido a las diferentes longitudes de los canales del estator y del rotor es necesario emplear una malla no uniforme, cuya densidad se ha fijado de acuerdo con los requisitos mínimos necesarios para llevar a cabo una simulación LES de pared modelada (WMLES). Las técnicas LES puras son aún inaccesibles para los flujos con paredes y contornos sólidos para números de Reynolds elevados, por lo que es necesario introducir un modelo de pared basado en una función logarítmica.

La densidad de la malla dentro de los canales ha sido cuidadosamente seleccionada con el fin de describir las estructuras vorticales en el rango de las escalas de longitud integrales, es decir, los vórtices de mayor tamaño. Estudios previos han determinado que se requieren tamaños de malla típicos de unos 2 mm aguas abajo del rotor para describir los grandes remolinos en el plano medio de la máquina (midspan) [9]. Teniendo en cuenta esta limitación, se han utilizado un



total de 231.000 y 244.000 celdas para los casos SR y RS respectivamente.

Se ha empleado una densidad de malla típica de [100x60] con patrón de tipo O para los canales implementados en el modelo. Para la coordenada z se utilizaron 15 celdas, para una altura total del modelo de 0,12 veces la cuerda de álabe, siguiendo las directrices por Davidson y Dahlström [10].

Finalmente, en el modelo tridimensional, se han empleado un total de 3,4 y 3,6 millones celdas para cada configuración.

Para simular el movimiento relativo del rotor y estator se ha utilizado la técnica del mallado deslizante: se definen dos mallados independientes, uno para el estator y otro para el rotor, que compartan una zona de interfaz común, a través de la cual se producirá el intercambio de información. En el estator, se resuelven las ecuaciones para flujo absoluto, mientras que en el rotor se resuelven las ecuaciones para flujo relativo. A cada paso temporal, la malla del rodete se desplaza una determinada cantidad de forma que cambia la posición relativa de los álabes del rotor y del estator.

En la figura 2 se muestra un detalle de la malla en las proximidades de los álabes del rotor y el estator, donde se puede apreciar su densidad.

Finalmente, el dominio computacional se ha extendido varias cuerdas de álabe aguas arriba y aguas abajo para evitar cualquier influencia de las condiciones de contorno en el flujo.

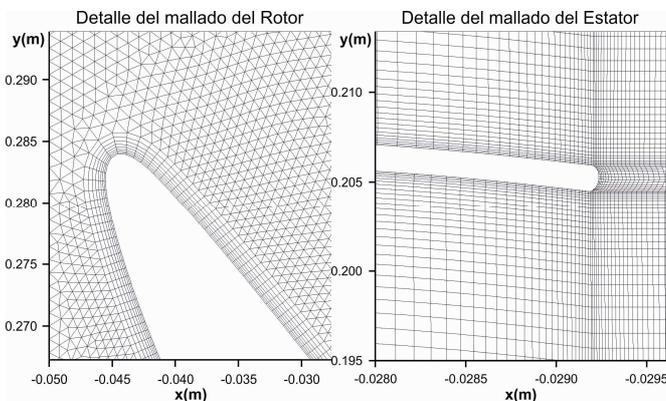


Fig. 2. Detalle del mallado

Técnica LES

Siguiendo las recomendaciones de Uzol et al. [11] es necesaria una solución gradual para garantizar una convergencia estable. Así, inicialmente se parte de una solución en estado estacionario empleando esquemas de primer orden para luego avanzar progresivamente a esquemas de orden superior y finalmente realizar una simulación LES en modo no estacionario.

Además, para el caso de las técnicas LES, es muy importante seleccionar un paso temporal adecuado para poder resolver el tiempo característico de los remolinos turbulentos.

Considerando un número de Reynolds en función de la velocidad de los álabes en el pleno medio ($Re=8.5 \times 10^5$), el mínimo Δt requerido en un WMLES para resolver al menos un 80% de la energía cinética turbulenta se puede estimar de acuerdo con la siguiente expresión [12]:

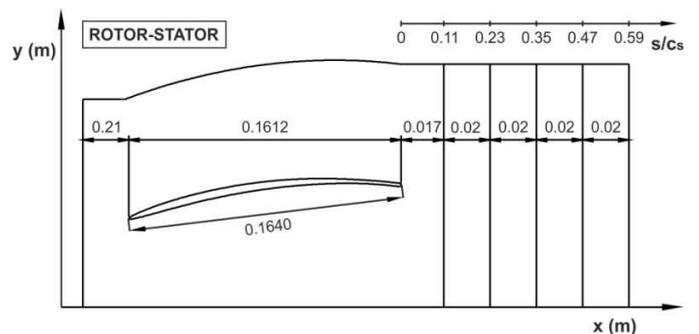
$$\Delta t = \frac{\ell_0}{U} \tag{1}$$

Donde ℓ_0 representa la escala de longitud integral característica, ν es la viscosidad cinemática, y el cociente entre ℓ_0 y ν ha sido seleccionado como el número mínimo de pasos temporales necesarios para resolver la dinámica vortical de los remolinos más grandes. Teniendo en cuenta la estimación previa de $\ell_0=130$ mm, esto supone un $\Delta t = 2.6 \times 10^{-5}$ s equivalente a un número de pasos temporales por cada paso de álabe de $N_R \approx 105$. Debido a que las capacidades computacionales son limitadas, se ha optado por un paso temporal menos restrictivo, 9.26×10^{-5} s ($N_R \approx 30$), que se muestra suficiente según los resultados mostrados en [13].

Los enormes requerimientos computacionales necesarios en este tipo de técnicas quedan de manifiesto en tiempo de cálculo empleado en cada simulación, siendo necesarias alrededor de unas 250 horas de CPU para cada uno de los seis casos analizados.

Postproceso

Para ambas configuraciones (SR y RS) y los tres caudales considerados se han recogido los datos correspondientes al campo de velocidades y a la viscosidad turbulenta de subescala (subgrid turbulent viscosity) en seis líneas cuya disposición se muestra en la figura 3:



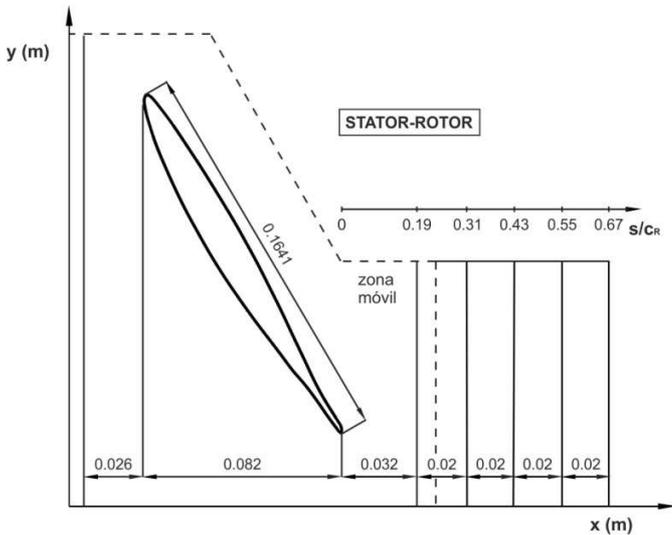
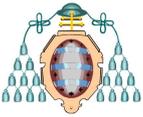


Fig. 3. Disposición de las líneas de recogida de datos.

La disposición axial de las líneas se ha representado en función a su distancia al borde de salida (o "trailing edge", TE) del estator, para la configuración RS, y del rotor, para la SR, expresada en tanto por uno respecto de la longitud de la cuerda de la directriz y del álabe respectivamente.

Hay que tener en cuenta que para la configuración SR, FLUENT resuelve las ecuaciones en el marco relativo en la zona móvil, y en el absoluto en la zona fija, por lo que fue necesario ir desplazando solidariamente con el rotor las cuatro líneas finales, situadas en la zona fija, para expresar los resultados de forma coherente.

Teniendo en cuenta que se han tomado 30 pasos temporales para cada paso de álabe, y que se han analizado un total de 6600 pasos temporales para cada caudal y configuración, esto supone un total de 7.2 Gigabytes de información numérica. Inicialmente se habían realizado simulaciones para 600 pasos temporales, pero tras analizar los resultados preliminares obtenidos y observar que el nivel de convergencia era insuficiente se decidió aumentar un orden de magnitud el rango temporal, por lo que finalmente resultaron ser esos 6600 los pasos temporales considerados.

Para el tratamiento de los datos, se utilizó el programa Matlab R2010a, debido a su potente tratamiento matricial de variables. De hecho, la morfología los datos obtenidos se ajusta perfectamente a al concepto de almacenamiento matricial que integra el programa. Otra gran utilidad que incorpora dicho programa es la posibilidad de implementar funciones matemáticas definidas por el usuario para ejecutar operaciones de postproceso con esas matrices. Así, entre las principales operaciones que fueron ejecutadas en Matlab cabe destacar:

- Lectura y recolocación de datos. Una vez exportados los valores de FLUENT estos han tenido que ser importados y recolocados para su posterior tratamiento.
- Ejecución de promedios. Se realizaron promedios temporales, tanto para filtrar escalas turbulentas, como para filtrar fenómenos asociados al paso de álabe.
- Ajustes e interpolaciones. Se llevaron a cabo operaciones de suavizado e interpolación para evitar representaciones extremadamente bruscas.
- Mapas. Se han realizado mapas de velocidad y turbulencia para las diferentes caudales y configuraciones analizados.

La ejecución de estas funciones, concretamente la realización de promedios, también suponen una gran carga computacional, empleando aproximadamente 100 horas de CPU para la resolución de cada caso.

Tratamiento estadístico

La diferenciación entre fenómenos deterministas, no estacionariedades y escalas turbulentas es esencial para comprender los mecanismos responsables de la transferencia de energía y requiere de una cuidadosa selección de la resolución temporal y del número de pasos de álabe considerados para asegurar una reducción estadística válida. A continuación se describen los operadores estadísticos que posibilitan la distinción de estos fenómenos:

Ensemble average

Consiste en dividir cada paso de álabe en un número fijo de clases y realizar el promedio entre las clases correspondientes. Con este promedio se consigue eliminar las variaciones caóticas del flujo obteniendo el campo determinista no estacionario [14]. Para los valores obtenidos en los M pasos de álabe considerados, teniendo en cuenta la periodicidad entre éstos, el ensemble average se calcula como:

$$— \quad (2)$$

Donde n representa las diferentes fase angulares (posición relativa rotor-estator) y m los pasos de álabe.

En la figura 4 se ilustra gráficamente el proceso de obtención de la velocidad promediada según ésta técnica:

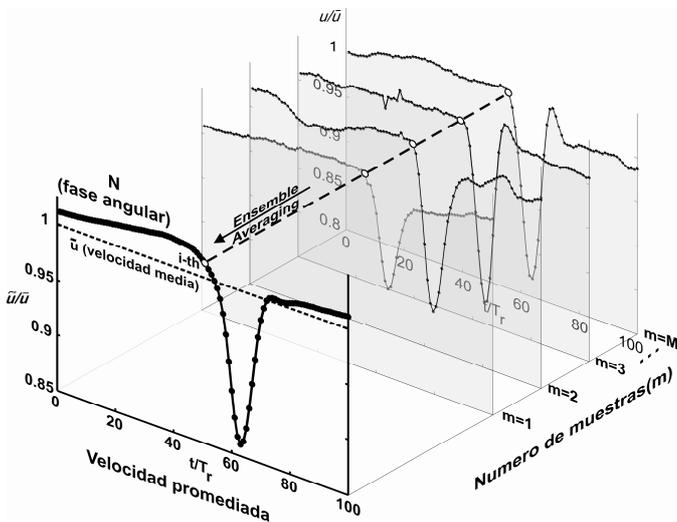
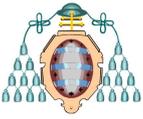


Fig. 4. Técnica del ensemble-averaging.

Como se puede observar en la velocidad promediada han desaparecido las fluctuaciones debidas a la turbulencia, obteniéndose una señal de velocidad en la que la variación temporal es debida únicamente al movimiento relativo rotor-estator.

Por lo tanto, las escalas no deterministas (turbulencia) se obtienen directamente restando la velocidad promedio definida en (2) de la velocidad instantánea:

$$(3)$$

El nivel de no estacionariedad (“non-deterministic unsteadiness”) puede determinarse aplicando también el ensemble-averaging:

$$(4)$$

Finalmente, la intensidad de la turbulencia se calcula a partir de la ecuación (4) como el cociente entre la media cuadrática (RMS) de las fluctuaciones (obtenidas como resta de la velocidad instantánea y la promediada), y dividido entre la velocidad promedio:

$$(5)$$

Nótese que es necesario calcular la turbulencia a partir de la media cuadrática para obtener un campo formado por valores positivos.

Time average

Con este operador se consigue filtrar las estructuras de flujo no estacionarias, cuyas fluctuaciones son debidas a las frecuencias periódicas del paso de los álabes, obteniendo un valor medio global (estacionario) para la velocidad y la turbulencia:

$$(6)$$

La figura 5 muestra la evolución del promedio en función del número de pasos de álabes considerados a lo largo de una línea en dirección tangencial para una posición relativa rotor-estator fija:

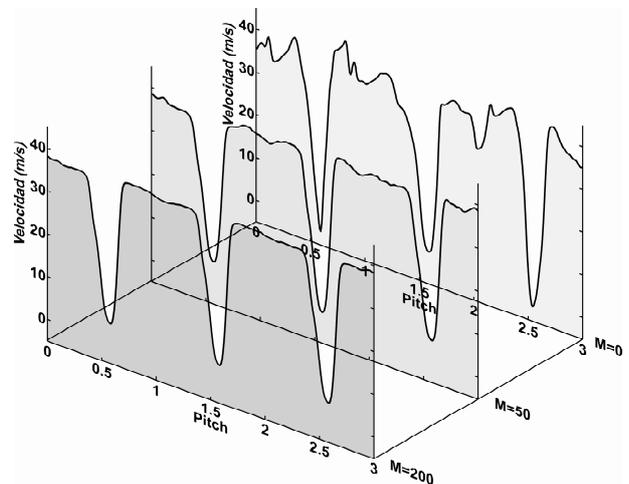


Fig. 5. Evolución de la señal en función de M. Config. RS y s/c=0.11

Inicialmente, en la señal de velocidad se encuentran superpuestas las fluctuaciones debidas a la turbulencia y el efecto del rotor. A medida que aumenta el número de pasos de álabes promediados (número de ensembles) estas fluctuaciones desaparecen, obteniendo una señal de velocidad periódica canal a canal siempre que el número de ensembles considerado sea lo suficientemente elevado. Nótese que el efecto del rotor desaparece, ya que se obtiene a partir del promedio de las distintas clases, es decir, de las distintas posiciones relativas rotor-estator, por lo que se eliminan las fluctuaciones debidas a las partes móviles.

Un matiz muy importante a considerar es que este promedio se puede plantear bien respecto al marco de referencia absoluto o bien respecto al marco de referencia relativo o del rotor de la máquina. Por tanto, se obtienen dos campos de velocidad diferentes: uno respecto al haz de álabes fijos (estator) y otro con respecto al haz de álabes móviles (rotor). Los álabes que se están moviendo respecto al marco de referencia que se esté considerando quedan ocultos merced a éste promedio, mientras



que los otros, que son estacionarios en dicho marco referencial, permanecen visibles.

Residuo

En este trabajo se va a analizar la convergencia de las simulaciones LES por medio del número de medias necesarias para obtener un campo de velocidades preciso para los diferentes caudales y configuraciones. El análisis se lleva a cabo a partir del valor de residuo R obtenido, definido como la media cuadrática de las velocidades promedio para m y $m-1$ promedios, para el total de puntos de cada paso de álabe. Este valor se divide entre la velocidad promediada para adimensionalizar el residuo y así universalizar el criterio de convergencia. Matemáticamente se calcula a partir de la expresión (7):

$$\frac{\sqrt{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m v_i^2 - \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^{m-1} v_i^2}}{\bar{v}} \quad (7)$$

Típicamente, el valor de los residuos se muestra en escala logarítmica, con un criterio de convergencia típico de 10^{-3} , análogamente al empleado por defecto en las técnicas CFD.

En la figura 6 se muestra la evolución del residuo en función del número de ensembles considerado, para la configuración RS y caudal $0.85Q_0$, en la zona central de la línea más próxima al estator. Como se puede observar el residuo decrece rápidamente al aumentar el número de ensembles hasta alcanzar un valor límite donde se estanca.

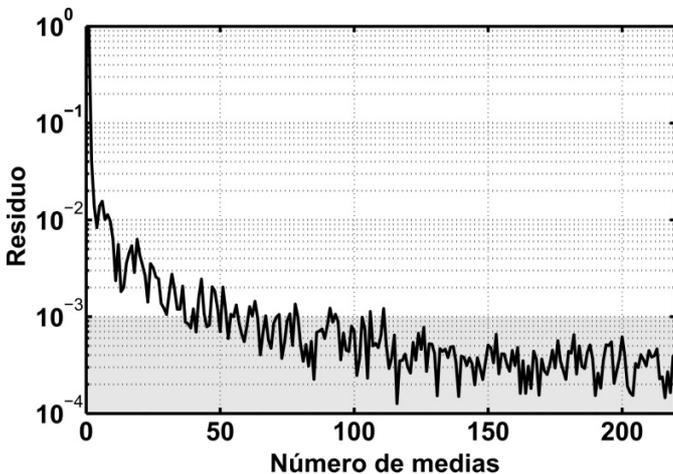


Fig. 6. Evolución del residuo. Configuración RS, $s/c=0.11$

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Convergencia

Para describir de forma global el comportamiento de la turbomáquina, se ha analizado la convergencia para las dos configuraciones posibles, comparando los tres caudales considerados. En este primer análisis se muestran resultados globales, donde se ha calculado un residuo general, obtenido mediante el promedio del valor calculado según (7) para el total de los puntos de las líneas consideradas. Además de mostrar los resultados para el número máximo de ensembles disponible, también se presentan para una situación intermedia, con el fin de poder diferenciar aquellos caudales para los que sea suficiente el empleo de un número menor de promedios.

En las dos configuraciones se han realizado un total de 6600 pasos temporales, lo que supone para la configuración RS un número máximo de ensembles de $M=6600/30=220$. Sin embargo, para la configuración SR este número es superior, ya que en este caso, como el marco de referencia es el relativo, ahora es el estator el que se encuentra en movimiento, y teniendo en cuenta que existen tres directrices, hay 20 pasos temporales por cada paso de directriz, por lo que $M=6600/20=330$.

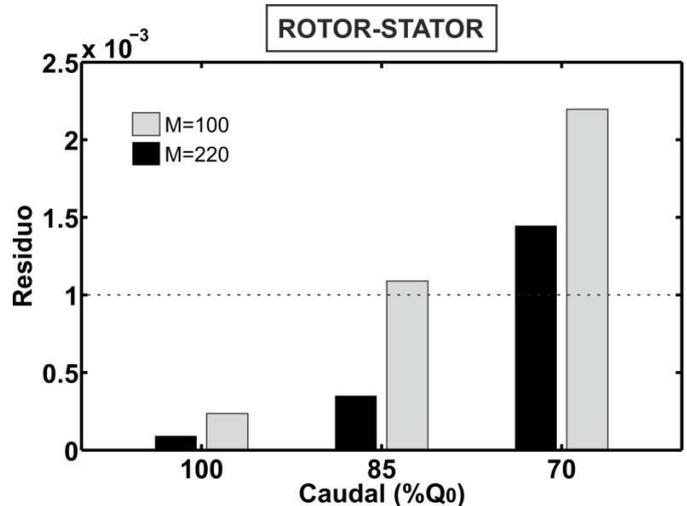
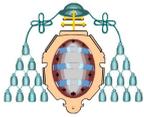


Fig. 7. Residuo global para la configuración RS

Lógicamente se obtienen valores de residuo inferiores cuanto mayor sea el número de ensembles, y cuanto más próximo sea el caudal al nominal (figura 7). Concretamente, la diferencia con el residuo obtenido para condiciones cercanas al desprendimiento es de un orden de magnitud, ya que, a caudal nominal el flujo es mucho más estable, menos desordenado, y por lo tanto el nivel de turbulencia es claramente inferior, por lo que la convergencia es más rápida que para caudales fuera del punto de diseño.



Para caudal nominal y carga parcial resulta suficiente un número de ensembles de 220, teniendo en cuenta como criterio de convergencia un valor de residuo mínimo de 10^{-3} , sin embargo, para caudales más lejanos al punto de diseño ($70\% Q_0$) se hace necesario emplear un número mayor de pasos de álabe para garantizar la convergencia.

líneas situadas aguas abajo del estator, para los tres caudales considerados.

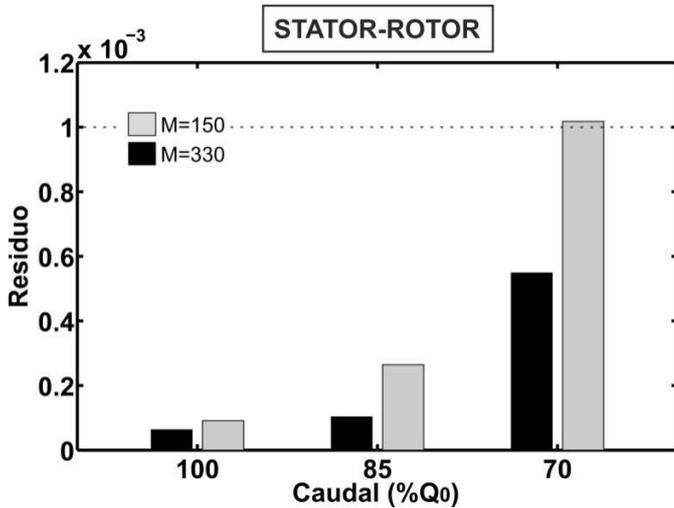


Fig. 8. Residuo global para la configuración SR

La figura 8 muestra los resultados para la configuración SR, donde se puede observar que el residuo obtenido es inferior, debido al mayor número de ensembles que se pueden realizar. Sin embargo, al disponer únicamente de 20 pasos temporales por paso de directriz, la resolución temporal puede resultar insuficiente, por lo que el error cometido puede llegar a ser importante [15].

Además, si se comparan los valores obtenidos en la configuración RS para el número máximo de ensembles y los de la SR para un número intermedio, también son inferiores en el segundo caso. Esto es debido a que en la configuración RS la no estacionariedad está generada por el movimiento del rotor (al encontrarse en el marco absoluto), cuyas estelas son más anchas y más evidentes que las del estator, penalizando claramente la convergencia de esta configuración. Otro hecho que también influye negativamente es que, para caudales fuera de diseño, en el caso RS ambas estructuras, rotor y estator, trabajan mal. El estator se encuentra un flujo totalmente perturbado ya que el ángulo de incidencia en el rotor no es el óptimo, sin embargo, para la configuración SR, el hecho de trabajar con un flujo diferente al nominal tiene un efecto más atenuado, ya que como inicialmente se encuentra el estator, cuya única misión es guiar el flujo, la incidencia global es mucho menor por lo que se consigue un flujo más ordenado.

Analizada la convergencia global, para poner de manifiesto el efecto provocado por la proximidad a las coronas, en las figuras 9 y 10 se muestra el residuo promedio obtenido en las

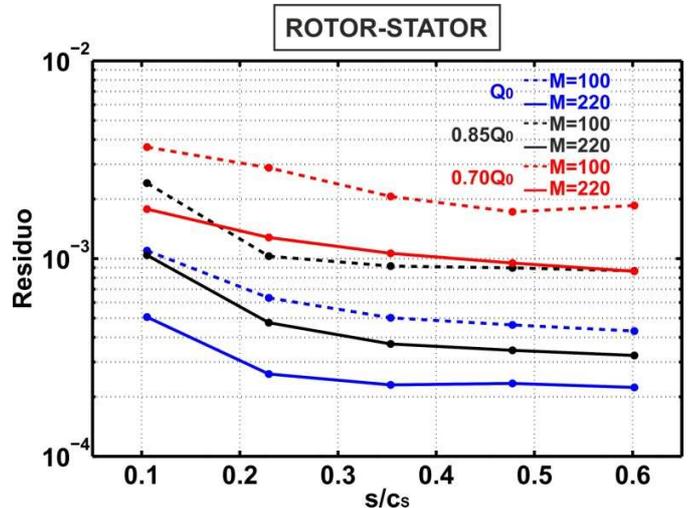


Fig. 9. Evolución del residuo.

En la configuración RS se aprecia claramente que el residuo es máximo en las zonas más próximas al estator y decrece al alejarse de éste. En las proximidades del estator, predominan los efectos no estacionarios generados por el rotor (marco absoluto), las estelas presentan grandes déficits de velocidad y generan zonas con una intensidad de turbulencia elevada donde se obtienen valores de residuo altos. A medida que la distancia respecto del estator aumenta, aproximadamente a partir del 30% de la cuerda, las estelas se mezclan con el flujo principal, disipándose por medio de fenómenos viscosos y perdiendo intensidad por lo que el residuo obtenido en estas zonas es inferior, volviéndose constante.

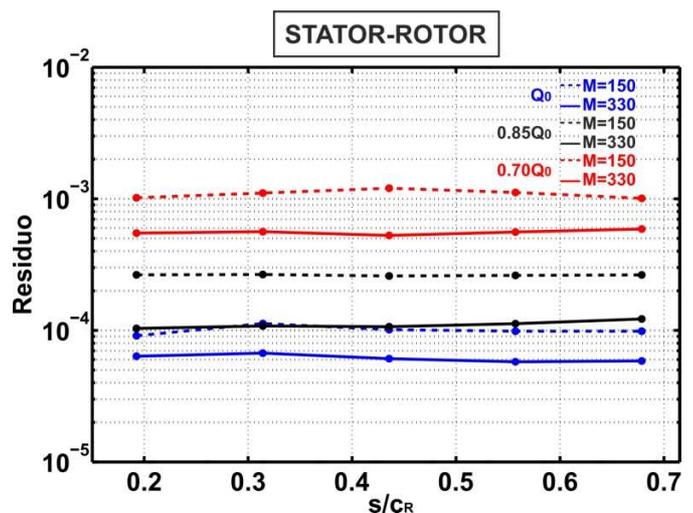
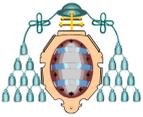


Fig. 10. Evolución del residuo.



Ese repunte inicial anteriormente descrito para la configuración RS no aparece en el caso SR, obteniendo un valor de residuo prácticamente constante. Esto es debido a que en este caso, es el estator el que origina los efectos no estacionarios (marco relativo), por lo que las estelas son mucho menos intensas y el flujo es mucho más uniforme, desapareciendo este efecto, tal y como se puede apreciar posteriormente en la figura 13.

Número de ensembles

Además de mostrar resultados de residuos promediados, para poder distinguir las zonas críticas en las que la convergencia de las técnicas LES en este tipo de turbomáquinas resulta más lenta se ha calculado el número de ensembles necesarios para alcanzar un residuo inferior a 10^{-3} . Los resultados para ambas configuraciones se muestran en las figuras 11 y 12, donde se han representado las cinco líneas situadas a la salida de la turbomáquina.

En la configuración RS se pueden observar claramente las estelas generadas por el estator. En las zonas próximas al estator las estelas presentan importantes déficits de velocidad y se hace necesario un número elevado de ensembles, siendo insuficiente los 220 considerados. En las sucesivas líneas se puede apreciar cómo se reduce el número de ensembles

necesario, observándose además un ensanchamiento de las mismas, debido a la difusión de las estelas en el flujo principal. Lógicamente, el número de ensembles es mayor cuando el caudal esté más alejado del nominal, aunque se observa un fenómeno destacable, y es que en condiciones de casi desprendimiento el número de ensembles necesario en las proximidades del estator en las zonas de estela es inferior que para el caso de caudal nominal. Este hecho se debe a que en estas condiciones el ángulo de salida de las estelas en el rotor tiene una cierta componente tangencial que hace que la difusión de las estelas en el flujo principal se lleve a cabo antes que para caudales más próximos al nominal, generando estelas más anchas aunque con un máximo inferior.

Para la configuración SR se aprecia una mayor penalización para caudales diferentes al nominal, necesitándose un número muy bajo de ensembles para alcanzar el criterio de convergencia para Q_0 .

Hay que tener en cuenta que las estelas no están alineadas en la dirección axial, ya que como el marco de referencia es el relativo, el movimiento conjunto con el rotor genera esta disposición transversal de las estelas (según la dirección de la velocidad relativa).

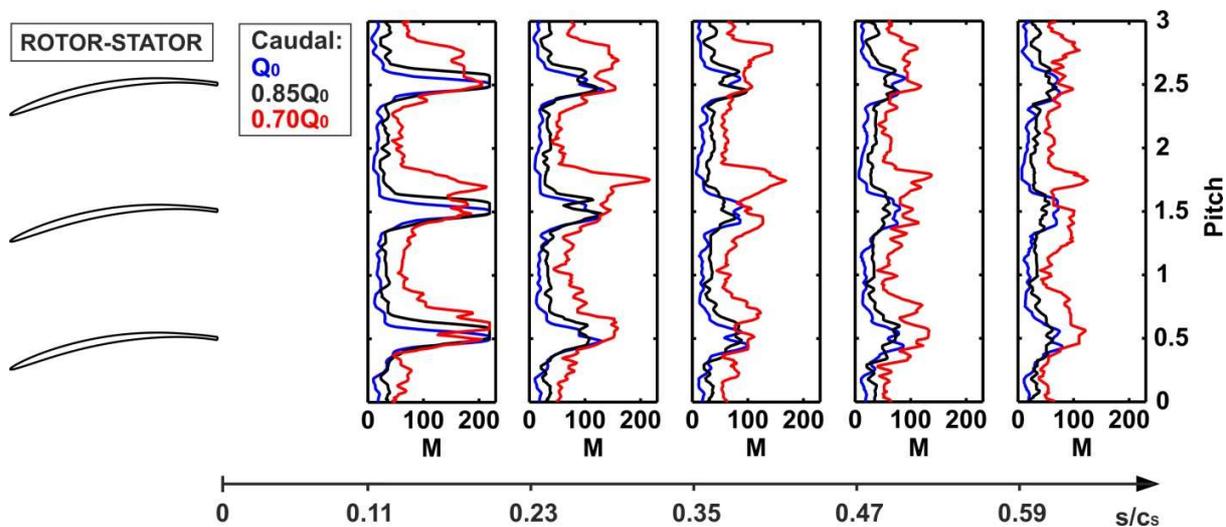


Fig. 11. Número de ensembles necesario para alcanzar un $R=10^{-3}$. Config. RS.

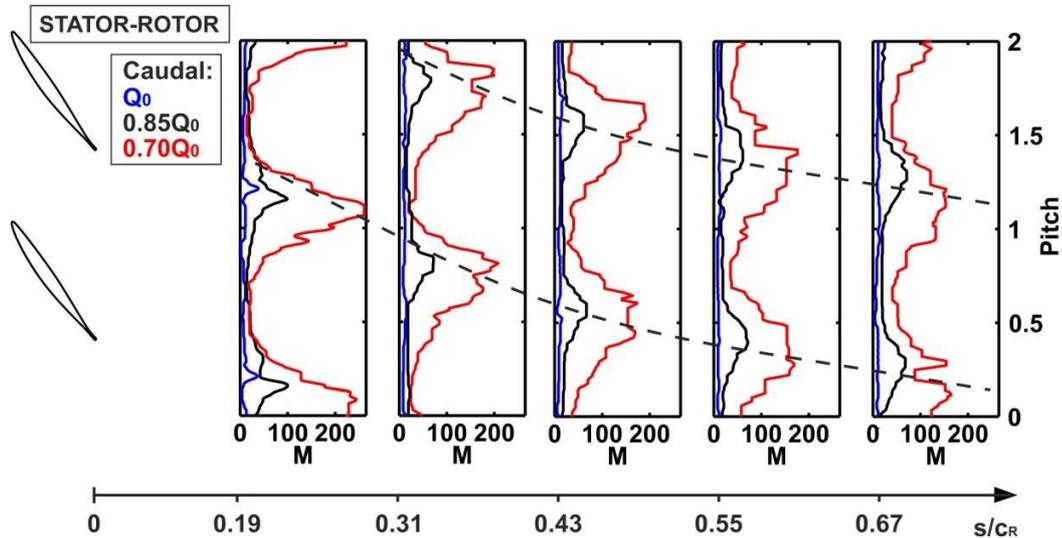


Fig. 12. Número de ensembles necesario para alcanzar un $R=10^{-3}$. Config. SR.

Mapas de velocidad

En la figura 13 se ha representado la evolución temporal de la fluctuación determinista de velocidad (U'), obtenida a partir de la descomposición de U según (8):

(8)

Finalmente se ha adimensionalizado dividiendo por la velocidad media para expresar el resultado en porcentaje. Se puede observar que al restar la velocidad media se obtiene un campo de velocidades centrado en cero.

Al representar este campo de velocidades se eliminan los efectos de la turbulencia, mostrándose únicamente las fluctuaciones originadas por el movimiento del rotor en la configuración RS (marco absoluto), y del estator en la SR (marco relativo).

Como se puede apreciar, para la configuración RS se obtiene un campo de velocidades mucho más desordenado, con

mayores oscilaciones que para la configuración SR. Este hecho es debido a que en el primer caso es el rotor el que genera estas fluctuaciones, y puesto que las estelas son mucho más evidentes que las del estator, en nivel de fluctuaciones originado es mayor (mayores tensiones de cortadura en la capa límite de las estelas), siendo el motivo de que la convergencia para la configuración RS sea más lenta, y resultando coherente con los resultados obtenidos en la figura 8.

También se pone de manifiesto el hecho de haber obtenido para la configuración SR un residuo constante en la dirección axial (figura 10). El campo de velocidad para esta configuración es más estable, e independiente de la distancia al rotor, donde las fluctuaciones generadas por el estator apenas se distinguen, y las estelas del rotor no se disipan en el flujo principal en la longitud analizada. Por el contrario, para la configuración RS, se puede apreciar cómo las estelas del rotor se van disipando a medida que aumenta la distancia axial.

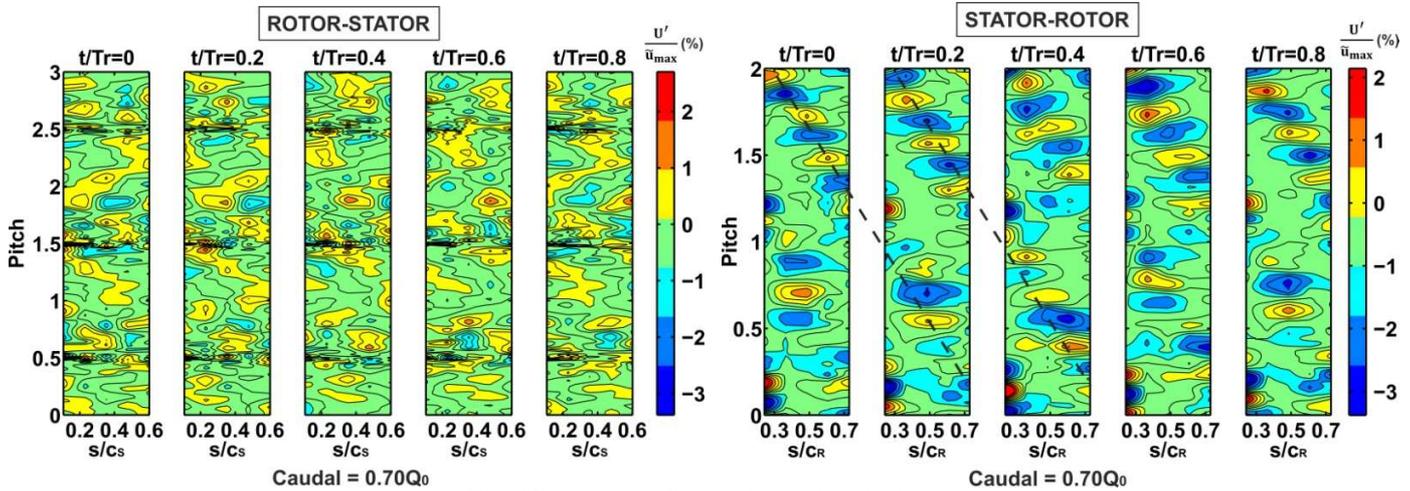
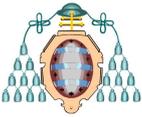


Fig. 13. Mapas de fluctuaciones de velocidad

Turbulencia

Como ya se ha explicado anteriormente, las técnicas LES simulan explícitamente las escalas más grandes de turbulencia, aquellas mayores que el tamaño de la malla, mientras que los efectos de las escalas menores sobre el flujo son aproximados o modelizados.

La parte de turbulencia resuelta se puede calcular a partir de (5), mientras que la parte modelizada se puede estimar a partir de los valores de viscosidad turbulenta de subescala como se detalla a continuación. Aproximadamente, las fluctuaciones cuadráticas de velocidad se pueden relacionar (en orden de magnitud) con el tensor de deformación del flujo promedio (hipótesis de viscosidad turbulenta del modelo de subescala, de tipo Smagorinsky-Lilly):

$$- \tag{9}$$

Siendo S_{ij} el tensor de deformación obtenido mediante la siguiente expresión:

$$- - - \tag{10}$$

donde resulta claramente dominante la variación de la velocidad axial en función de la componente tangencial, por lo

que se ha despreciando la variación axial de la velocidad tangencial en este caso. Finalmente, a partir de (5) se llega a una expresión que permite calcular la intensidad de turbulencia modelizada:

$$\frac{u'}{u_{max}} = \frac{C_{\epsilon} \rho \nu_t}{\rho u_{max}^2} \tag{11}$$

En las figuras 14 y 15 se muestran los mapas de turbulencia resuelta y modelizada para los diferentes caudales, donde lógicamente ambos presentan las mismas estructuras.

La figura 14 corresponde a la turbulencia resuelta. Para la distribución RS aparecen las estelas del estator, que como se puede apreciar son mucho más estrechas que las generadas por el rotor en la configuración SR. En condiciones cercanas al desprendimiento el ángulo de incidencia dista mucho del óptimo, por lo que aumenta el espesor de las estelas siendo mucho más evidentes.

En la figura 15 se muestra la turbulencia modelizada, donde aparecen las mismas estructuras que para el caso anterior, pero de aproximadamente dos órdenes de magnitud inferior a la resuelta, lo que pone de relieve el pequeño tamaño de la malla utilizada.

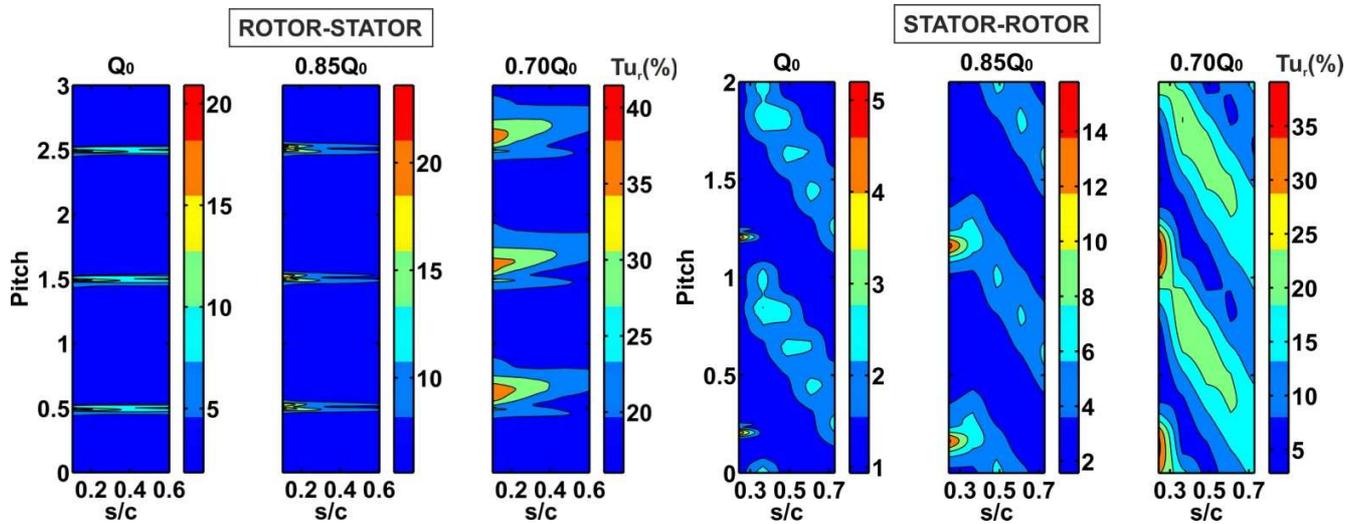


Fig. 14. Mapas de turbulencia resuelta

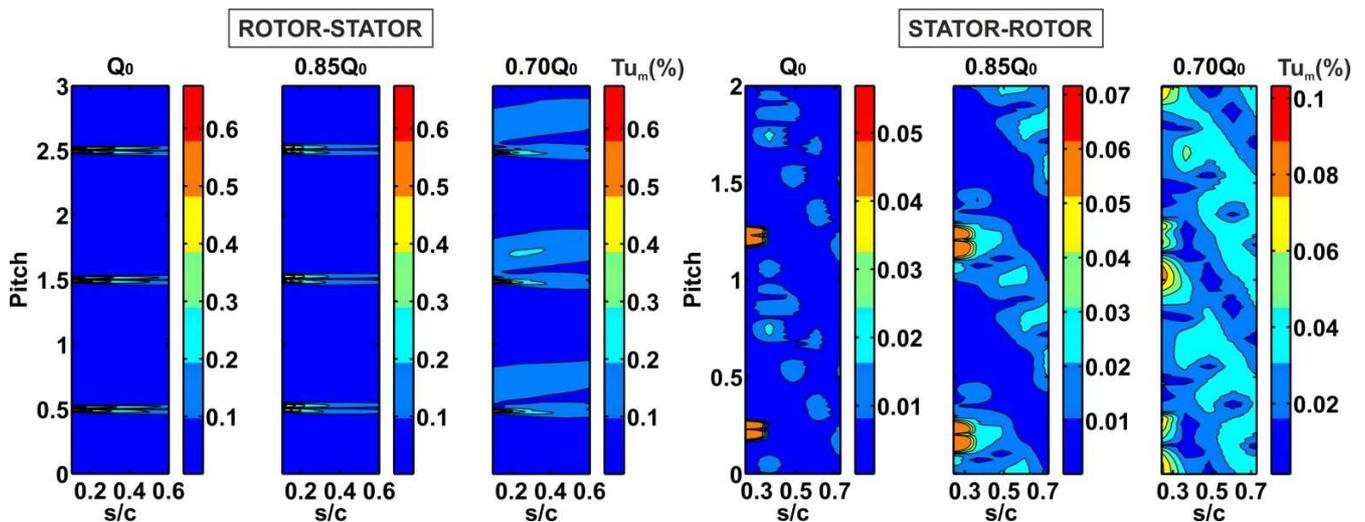


Fig. 15. Mapas de turbulencia modelizada

En la figura 16 se comparan la intensidad de turbulencia resuelta y modelizada, concretamente para caudal nominal y configuración RS, para disponer de un orden de magnitud de cuál es el porcentaje resuelto por la técnica LES y cuál el modelizado.

Atendiendo a los máximos obtenidos, la turbulencia modelizada supone aproximadamente un 4% del total, por lo que la técnica LES empleada resuelve un porcentaje muy elevado de las estructuras turbulentas presentes en el flujo, hecho que pone de manifiesto la densidad de la malla empleada ha sido adecuada.

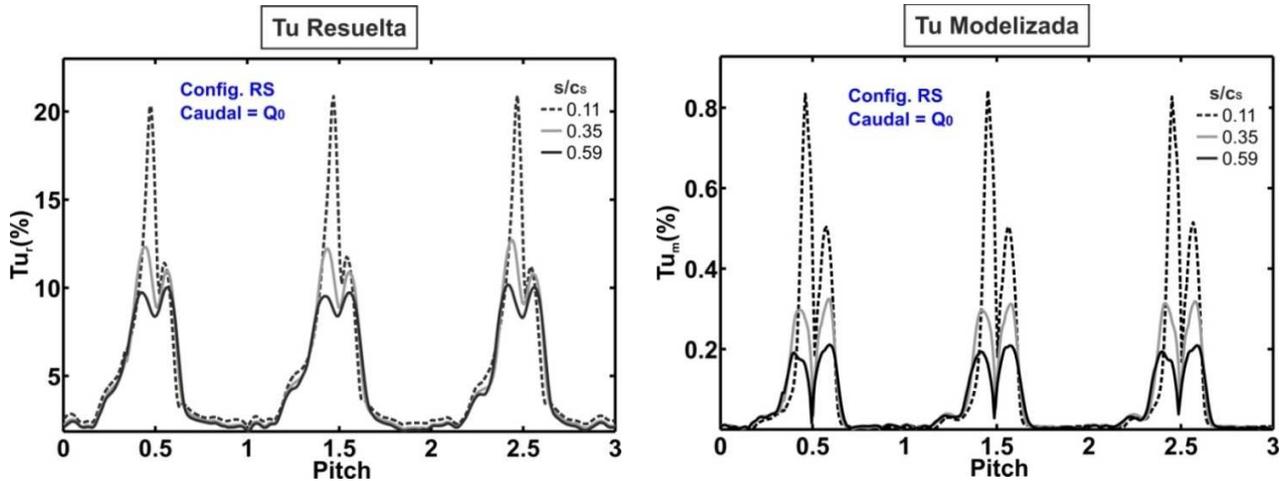
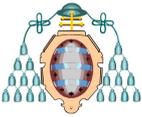


Fig. 16. Tu_r y Tu_m para RS y Q_0

Finalmente, mediante la función de Matlab *corr2* se ha realizado una comparación entre la turbulencia resuelta y modelizada, y el número de ensembles necesarios para alcanzar la convergencia estadística. Con esta función se consigue determinar el coeficiente de correlación entre dos matrices A y B a partir de la siguiente expresión:

$$r = \frac{\sum_m \sum_n (A_{mn} - \bar{A})(B_{mn} - \bar{B})}{\sqrt{\left(\sum_m \sum_n (A_{mn} - \bar{A})^2 \right) \left(\sum_m \sum_n (B_{mn} - \bar{B})^2 \right)}} \quad (12)$$

Donde \bar{A} y \bar{B} representan la media de ambas matrices, que en este caso corresponderían al campo de turbulencia y el del número de ensembles.

Es de esperar que en las zonas donde sea mayor la intensidad de turbulencia mayor será el número de ensembles necesarios, por lo que ambos mapas deben de presentar las mismas estructuras.

Para caudales fuera del punto de diseño se obtiene un coeficiente de correlación inferior que para caudal nominal, siendo similares los valores obtenidos para la turbulencia resuelta y modelizada. En condiciones cercanas al desprendimiento el flujo es muy desordenado, siendo éste el motivo por el cual se obtienen mayores discrepancias para dicho caudal.

Por otro lado parece lógico que cuanto menos restrictivo es el criterio de convergencia menor es la correspondencia entre los mapas de turbulencia y de número de ensembles.

Config. RS Residuo	Tu_r (%)		Tu_m (%)	
	10^{-3}	$5 \cdot 10^{-3}$	10^{-3}	$5 \cdot 10^{-3}$
Q_0	88.4	78.6	83.7	73.9
$0.85Q_0$	87.4	68.7	83.2	60.5
$0.70Q_0$	64.7	64.8	43.0	40.3

Tabla. Coeficiente de correlación entre Tu_r y Tu_m .

CONCLUSIONES

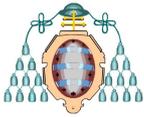
En este trabajo se ha llevado a cabo una evaluación de la convergencia de las técnicas LES en la simulación del flujo en el interior de un ventilador axial de una etapa, analizando sus dos posibles configuraciones, rotor-estator y estator-rotor, y considerando tres condiciones de operación: caudal nominal, carga parcial y condiciones cercanas al desprendimiento.

Se ha presentado formalmente el marco de trabajo, definiendo los procedimientos estadísticos que permiten separar las diferentes escalas del flujo consecuencia de los fenómenos de interacción que tienen lugar en el interior de la turbomáquina.

Como indicador de convergencia se ha definido el residuo para mostrar el nivel alcanzado en la simulación en función del número de pasos de álabe considerados a la hora de realizar los promedios.

El análisis de los resultados obtenidos en distintas posiciones aguas abajo de las coronas fijas y móviles ha proporcionado las siguientes consideraciones:

- Convergencia global: se ha analizado el promedio del residuo obtenido en todos los puntos considerados. A partir de este análisis se ha determinado que para la configuración RS se obtienen mayores valores de residuo, debido a que en el marco de referencia absoluto, el



movimiento del rotor genera fluctuaciones más intensas provocando que la convergencia en esta configuración sea más lenta. Otro hecho que explica estos resultados es que para el caso RS ambas estructuras, rotor y estator, trabajan inadecuadamente para caudales fuera del punto de diseño, hecho que para la configuración SR se encuentra más atenuado.

- Evolución axial: con este análisis se pone de manifiesto el efecto provocado por la proximidad de las coronas. Para la configuración RS se observa un repunte inicial del residuo volviéndose prácticamente constante a partir de una distancia del 30% de cuerda al borde de salida. Esta tendencia no aparece en la configuración SR, ya que el movimiento del estator (marco relativo) genera un flujo más uniforme y menos turbulento por lo que se obtiene un valor de residuo constante.
- Evolución tangencial: para diferenciar aquellas zonas en las que la convergencia es más lenta se han determinado el número de ensembles necesarios para alcanzar un residuo inferior a 10^{-3} a lo largo de las líneas consideradas, revelando que estas zonas críticas corresponden a las estelas generadas por el rotor en la configuración RS y por el estator en la SR. A medida que aumenta la distancia respecto del borde de salida se pone de manifiesto el fenómeno de difusión de las estelas en el flujo principal, al reducirse considerablemente el número de ensembles máximo necesarios.

Los resultados de convergencia obtenidos han sido ratificados posteriormente tras el análisis de los campos de velocidad, concretamente de las fluctuaciones deterministas de velocidad. Finalmente, para proporcionar una idea más cuantitativa se han correlacionado mapas de turbulencia, desglosada en turbulencia resuelta y modelizada, y número de ensembles observando que existe una buena correlación para caudal nominal y que va empeorando a medida que las condiciones se alejan de las de diseño, debido al aumento de la inestabilidad del flujo.

NOMENCLATURA

c_R	=	cuerda del álabe del rotor [m]
c_S	=	cuerda de la directriz del estator [m]
CFD	=	Computational Fluid Dynamics
ℓ	=	escala de tiempo integral [mm]
LES	=	Large Eddy Simulation
MUSCL	=	Monotone Upstream-Centered Schemes for Conservation Laws
M	=	número total de ensembles
N	=	número total de fases angulares
m	=	número de ensembles
n	=	número de fases angulares
Q_0	=	caudal nominal
R	=	residuo
r	=	coeficiente de correlación [adim]
RANS	=	Reynolds-Averaged Navier-Stokes

S_{ij}	=	tensor de deformación [s^{-1}]
Tu	=	intensidad de turbulencia [%]
	=	intensidad de turbulencia media [%]
t	=	tiempo [s]
T_r	=	periodo de paso de álabe [s]
u	=	velocidad instantánea [m/s]
	=	velocidad ensemble-averaged [m/s]
u'	=	fluctuación de la velocidad [m/s]
	=	velocidad media [m/s]
WMLES	=	Wall-Modelled Large Eddy Simulation
x	=	coordenada axial [m]
y	=	coordenada tangencial [m]
z	=	coordenada radial [m]
	=	Viscosidad turbulenta de submallado [Pa·s]
Δt	=	paso temporal [s]
s	=	distancia al borde de salida del rotor/estator [m]

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar quiero agradecer a mi tutor, Jesús Manuel Fernández Oro, la oportunidad que me ha brindado de realizar este proyecto y el apoyo prestado durante todos estos meses, sin él habría sido imposible realizarlo. También quiero dar las gracias al departamento de Mecánica de Fluidos por poner a mi disposición los recursos necesarios para llevar a cabo este trabajo. Por último, agradecer el apoyo recibido de familiares, compañeros de máster y amigos.

REFERENCIAS

- [1] Lakshminarayana, B., "Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery", 1996, Ed. Wiley-InterScience.
- [2] C.S. Tan, "Unsteady flows in compressors". VKI Lecture Series on Effects of Aerodynamic Unsteadiness in Axial Turbomachines, 2005-03.
- [3] Hirsch, C. "Numerical Computation of Internal and External Flows: The fundamentals of Computational Fluid Dynamics", 2007, Ed. Elsevier Butterworth-Heinemann.
- [4] J.J. Adamczyk, "Aerodynamic analysis of multistage turbomachinery flow in support of aerodynamic design", ASME J. Turbomach. 122 (2000), pp. 189–217.
- [5] Piomelli, U. "Large Eddy Simulation and Related Techniques". 2006, VKI Lecture Series, 2006-04.
- [6] Sagaut, P. "Large Eddy Simulation for Incompressible Flows: An Introduction", 2004, Ed. Springer.
- [7] Fernández Oro, J.M. Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos: Introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos. Barcelona. Reverté, 2012.



- [8] Tennekes, H., Lumley, J.L., “A First Course in Turbulence”, 1973, MIT Press.
- [9] Fernández Oro, J.M., Argüelles Díaz, K.M., Blanco Marigorta, E., 2009, “Non-deterministic kinetic energy within the rotor wakes and boundary layers of low-speed axial fans: Frequency-based decomposition of unforced unsteadiness and turbulence”. *Journal of Turbulence*, 10, N28.
- [10] Davidson, L., Dahlström, S., 2005, “Hybrid LES-RANS: An approach to make LES applicable at high Reynolds numbers”, *Int J. of Computational Fluid Dynamics*, 19 (6), pp. 415–427.
- [11] Uzol, O., Brzozowski, D., Chow, Y.-C., Katz, J., Meneveau, C., 2007, “A database of PIV measurements within a turbomachinery stage and sample comparisons with unsteady RANS”. *Journal of Turbulence*, 8, N10.
- [12] Fernández Oro, J.M.; Argüelles Díaz, K.M.; Santolaria Morros, C.; Galdo Vega, M., 2009, “Unsteady modelling of tip clearance flow in an inlet vaned, low-speed axial fan: deterministic interactions of stator wakes and tip vortex structures”. *Proceedings of the 2009 ASME Fluids Engineering Summer Meeting, Vail (USA)*, 2, pp. 155-164.
- [13] Fernández Oro, J.M.; Argüelles Díaz, K.M.; Galdo Vega, M. ; Rodríguez Lastra, M. Application of deterministic correlations in the Analysis of Rotor-Stator interactions in axial flow fans. *Proceedings of the 2012 ASME Fluids Engineering Summer Meeting, Rio Grande (Puerto Rico)*.
- [14] C. Tropea, A.L. Yarin, and J.F. Foss (eds.), *Handbook of Experimental Fluid Mechanics*. Springer, New York, NY, 2008.
- [15] Fernández Oro, J.M.; Argüelles Díaz, K.M.; Galdo Vega, M.; Rodríguez Lastra, M. Statistical procedure to obtain accurate time-resolved measurements in turbomachinery environments using fast-response probes. *Proceedings of the 2012 ASME Fluids Engineering Summer Meeting, Rio Grande (Puerto Rico)*.