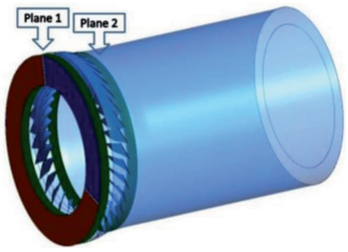
Nuevo modelo numérico de un compresor axial por simulación en 2D



A new numerical model of an axial compressor trough 2D simulation

Juan Diego Pelegrín-García
University of Oxford. Department of Engineering Science. Parks Road - OX1 3PJ Oxford (Reino Unido). Tfno: +44 01865 288723.
juan.pelegringarcia@eng.ox.ac.uk

DOI: http://dx.doi.org/10.6036/7654 | Recibido: 11/05/2015 • Aceptado: 10/08/2015

ABSTRACT

- Axial compressor modelling can be performed using 3D CFD simulations. However, this practice is very time consuming in terms of simulation design and computational execution. An alternative approach commonly used to quickly assess compressor performance is to employ models of a lower order (1D or 2D) coupled with semi-empirical models and experimental correlations.
  This work follows the latter philosophy and presents the results from the application of Parallel Compressor Theory (PCT) [1] to an existing model [2]. The aforementioned model, implemented in FORTRAN, numerically solves the Euler equations for a quasi-1D flow with a special treatment to account for the forces and work exchange exerted by the compressor blades. The application of PCT extends the use of the original model to conditions where the flow cannot be considered quasi-1D, e.g., inlet flow distortion or rotating stall.
  In addition to implementing the PCT, further improvements and modifications over the classical PCT are developed. These extensions allow a more realistic interaction between the different sub-compressors in parallel.
  The results obtained with this technique when simulating compressor operation under total pressure inlet flow distortion are presented. These show the capability of the model to capture the basic flow physics and trends, without incurring the high computational cost of 3D CFD. This gives confidence in the use of the presented model in the testing or industrial environments, where rapid and reliable assessment is of paramount importance.
- **Key Words:** parallel compressor theory, axial compressor, inlet flow distortion, quasi-one-dimensional flow, CFD.

RESUMEN

El modelado de un compresor axial puede realizarse mediante simulaciones 3D usando dinámica de fluidos computacional (CFD). Sin embargo, esta práctica requiere mucho tiempo tanto para el diseño de la simulación como para llevarla a cabo computacionalmente. Una alternativa que se usa en la práctica para evaluar rápidamente el comportamiento de un compresor axial es utilizar códigos de menor orden (1D o 2D) ayudados por modelos semi-empíricos y correlaciones experimentales.

Este trabajo sigue la anterior filosofía y presenta el resultado de aplicar la Teoría de Compresores en Paralelo (TCP) [1] a un modelo existente [2]. Dicho modelo, implementado en FORTRAN, se basa en resolver numéricamente las ecuaciones para flujo cuasi-unidimensional de Euler modificadas con ciertos términos para tener en cuenta la fuerza y el trabajo ejercidos por los álabes. La implementación de la TCP extiende el uso del modelo original a situaciones donde el flujo no cumple la condición de ser cuasi-unidimensional (distorsiones del flujo en la admisión, desprendimiento rotativo).

Además de implementar la versión clásica de la TCP, se han desarrollado nuevas modificaciones que mejoran la interacción entre los distintos sub-compresores en paralelo.

Los resultados que se obtienen con esta técnica al simular condiciones de distorsión en la presión total del flujo de entrada son expuestos, mostrando la capacidad del modelo de capturar la física del proceso sin incurrir en un coste computacional alto. Ello confirma el potencial uso efectivo de esta herramienta en el ámbito industrial o de ensayo en banco, donde un análisis rápido y fiable es de suma importancia.

Palabras Clave: teoría de compresores en paralelo, compresor axial, distorsión del flujo de entrada, flujo cuasi-unidimensional, dinámica de fluidos computacional (CFD).

1. INTRODUCCIÓN

A la hora de modelar el comportamiento de un compresor axial, siempre existe un compromiso entre simplicidad (lo cual es sinónimo de rapidez computacional) y precisión en la solución. Las simulaciones 3D usando *dinámica de fluidos computacional* (CFD) son capaces de describir con gran detalle y exactitud el flujo en el compresor. Sin embargo, una simulación 3D usando un código CFD comercial de un caso relativamente sencillo puede llevar días o semanas. La necesidad de soluciones más rápidas lleva al desarrollo de modelos que simplifican el dominio del problema al aplicar técnicas de CFD a lo largo de la longitud radial media de los álabes (véase por ejemplo las referencias [3,4,5]).

Este trabajo surge de la participación del autor en el proceso de mejora de un modelo numérico [2] basado en la hipótesis de flujo cuasi-unidimensional (cuasi-1D) en el compresor. Dicho modelo, descrito más detalladamente en la sección 2.1, queda por tanto limitado al estudio de flujos simétricos respecto al eje del compresor. Aunque esto es válido en condiciones normales de operación, las características del flujo que ocurre durante casos como desprendimiento rotativo o distorsión del flujo en la admisión incumplen la hipótesis de flujo cuasi-1D. El resultado de la

ausencia de uniformidad en las propiedades del fluido en la admisión es generalmente una pérdida de potencia y rendimiento y, más importante, la reducción del rango de operación estable de la turbomáquina. Estas circunstancias se suelen dar en los compresores de las turbinas de los aviones debido a maniobras de vuelo, viento, interacciones con la estructura del propio avión o con otras aeronaves, etc. En turbinas estacionarias, un mal diseño o estado de la admisión puede resultar en condiciones similares. La distorsión del flujo de entrada más común es la de presión total y ha sido ampliamente investigada por el *SAE S16 Committee* [6].

El objetivo de este trabajo es por tanto extender el uso del modelo existente a casos de flujo no uniforme circunferencialmente. Para ello, se hace uso de la *Teoría de Compresores en Paralelo* (TCP) (cuyos fundamentos se revisan en la sección 2.2) lo cual permite discretizar transversalmente el compresor. La contribución del trabajo consiste por un lado en combinar dicha teoría con un modelo cuasi-1D y por otro lado en desarrollar mejoras sobre la teoría clásica (compatibles con la metodología empleada) que den lugar a simulaciones más realistas. La idea global de esta metodología es combinar un bajo coste computacional con una precisión razonable en los resultados. Finalmente, para evaluar la validez del modelo desarrollado, éste será utilizado para investigar casos de no uniformidad circunferencial en la presión total a la entrada.

2. METODOLOGÍA

2.1. MODELO CUASI-UNIDIMENSIONAL DEL COMPRESOR BASADO EN LAS ECUACIONES DE EULER

Tal y como se ha expuesto en la introducción, el objeto de este trabajo es mejorar las capacidades de un código existente implementado en FORTRAN capaz de simular el funcionamiento tanto transitorio como estacionario de compresores axiales. En esta sección se exponen brevemente los principios fundamentales bajo los que opera dicho código. Su entendimiento es importante a la hora de implementar el modelo de compresores en paralelo. Para una descripción más detallada véase [2].

En el modelo principal del compresor, el flujo es considerado cuasi-1D, es decir, se asume que las propiedades del fluido son uniformes en cada sección transversal del compresor y sólo se consideran variaciones respecto al tiempo y la posición axial (eje del compresor). El sistema es dividido en componentes, tales como álabes guía, rotores, estatores, conducto de admisión y salida, los cuales son discretizados en una malla axial de nodos equidistantes. El modelo describe la evolución del flujo a lo largo de la línea media del compresor y usa información de la geometría para estimar los triángulos de velocidad. Modelos semi-empíricos y correlaciones experimentales son usados para tener en cuenta efectos tales como pérdidas, desviaciones en el ángulo de salida o viscosidad. Estas correlaciones abarcan los tres regímenes de operación posible de un compresor axial: *forward, stalled* y *reverse flow.*

El campo de flujo en el compresor se calcula al resolver numéricamente mediante diferencias finitas (técnica de MacCormack [7]) las *ecuaciones de Euler* para flujo cuasi-1D. A las ecuaciones de continuidad, momento axial y energía, se añade una ecuación adicional que considera el momento tangencial. Ciertos términos se suman a este sistema de ecuaciones para tener en cuenta la acción de los álabes sobre el fluido: trabajo (Wex) y fuerzas axiales (Fx) y tangenciales (Ft). Estos tres términos se obtienen al resolver los triángulos de velocidad a la entrada y salida de cada fila de alabes. A continuación se muestran el sistema de ecuaciones resultante:

$$\frac{\partial}{\partial t}\begin{bmatrix}\rho A\\ \rho V_{ax}A\\ \rho V_t A\\ \rho E^0 A\end{bmatrix} = -\frac{\partial}{\partial x}\begin{bmatrix}\rho V_{ax}A\\ \rho A V_{ax}{}^2 + pA\\ \rho V_{ax}V_t A\\ \rho V_{ax}AH^0\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}0\\ \frac{\rho V_t^2 A}{r}\frac{\partial r}{\partial x} + p\frac{\partial A}{\partial x} + F_x\\ \frac{-\rho V_{ax}V_t A}{r}\frac{\partial r}{\partial x} + F_t\\ W_{ex}\end{bmatrix} \quad \text{Ec. (1)}$$

2.2. TEORÍA DE COMPRESORES EN PARALELO (TCP)

El uso de *"two compressors in parallel theory"* para estudiar el rendimiento y estabilidad de un compresor axial ante una distorsión en presión total del flujo de entrada fue sugerida por primera vez por Pearson y McKenzie [1]. Consideremos un compresor sujeto a una variación circunferencial en la presión total a la entrada como se muestra en la Fig. (1).

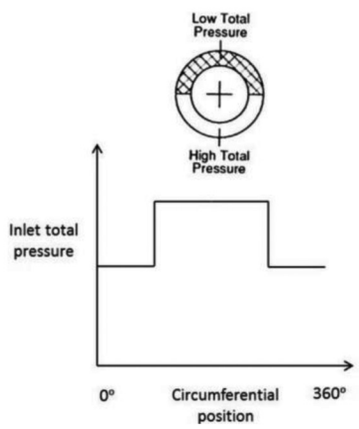


Figura 1: Distorsión en la presión total a la entrada [8]

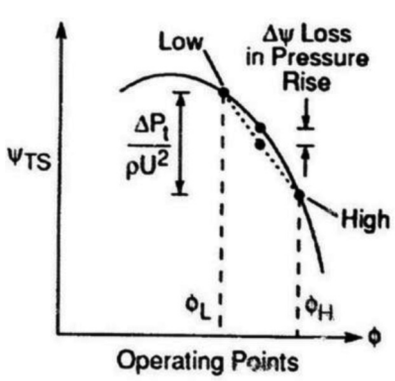


Figura 2: Modelo de compresores en paralelo [8]

Bajo estas condiciones, la TCP considera que el compresor se divide en dos compresores imaginarios funcionando en paralelo pero con distintas condiciones a la entrada, asumiendo que ambos operan a la misma velocidad angular y comparten la misma presión estática a la salida. Por cada sub-compresor, un punto de operación estacionario es calculado usando la curva característica del compresor bajo condiciones de flujo uniforme, véase Fig. (2). El sub-compresor con una menor presión total a la entrada trabaja a una mayor relación de compresión y con un menor flujo másico, estando más cerca de la línea de inestabilidad. El funcionamiento global del compresor se estima haciendo la media de los dos puntos de funcionamiento de cada sub-compresor. En términos de estabilidad, se considera que el compresor entra en pérdida si uno de los sub-compresores opera más allá de la línea de estabilidad.

Estas ideas también pueden aplicarse al estudio de una distorsión en temperatura total a la entrada, en cuyo caso los dos

sub-compresores operan a la misma relación de compresión pero a distinta velocidad de rotación corregida. La TCP aquí expuesta junto con posteriores refinamientos ha sido comúnmente usada para analizar condiciones de distorsión en el flujo de entrada (véase [9,10,11]), aunque otros autores [12,13] la han usado también para estudiar desprendimiento rotativo.

2.3. IMPLEMENTACIÓN DE LA TCP EN EL MODELO CUASI-1D

El uso del modelo cuasi-1D descrito en la sección 2.1 queda limitado a situaciones en las que el flujo es simétrico respecto al eje del compresor, siendo las propiedades del fluido consideradas uniformes en cada sección transversal. Para poder estudiar casos donde no se satisface esta condición, se aplican los conceptos fundamentales de la TCP. El compresor es visto como un sistema formado por múltiples sub-compresores operando en paralelo. Cada uno de ellos es modelado usando un modelo cuasi-1D (sección 2.1). De esta manera, el flujo másico a través del compresor estaría formado por varias corrientes de flujos cuasi-1D en paralelo. La idea clave es por tanto asociar un modelo cuasi-1D con cada sub-compresor. En términos de implementación, los sub-compresores comparten el mismo código, correspondiente al compresor con flujo uniforme, lo que cambia son las condiciones de contorno y el área transversal disponible. Usando esta técnica se consigue hacer una discretización circunferencial del compresor. Aunque la formulación clásica de la TCP no contempla ninguna interacción entre sub-compresores, algunos autores han considerado el intercambio de masa que se produce en presencia de gradientes circunferenciales en presión estática (véase [4,5,14]). Esta redistribución de flujo másico afecta a la estabilidad del compresor al influir en los ángulos de ataque del fluido sobre los álabes. Su consideración es importante y resulta en simulaciones más realistas. En los siguientes párrafos se presenta una metodología novedosa que modela este fenómeno sin añadir excesiva complejidad, y por tanto, coste computacional al modelo global.

Las ecuaciones en derivadas parciales Ec. (1) que gobiernan el flujo cuasi-1D en cada sub-compresor son resueltas mediante diferencias finitas aplicando la técnica de MacCormark. Dado que en cada instante de tiempo las propiedades del fluido son conocidas en todos los nodos, sus valores en el siguiente instante son estimados al sustituir las derivadas parciales por un cociente algebraico (diferencia finita). En cada nodo, las derivadas parciales respecto a la posición axial son aproximadas usando la información de nodos adyacentes axialmente. La manera en que la interacción entre sub-compresores es modelada está inspirada en estas ideas. Sin embargo, en vez de plantear derivadas parciales en la dirección circunferencial, se usan ecuaciones algebraicas directamente. Este concepto es ilustrado en la Fig. (3).

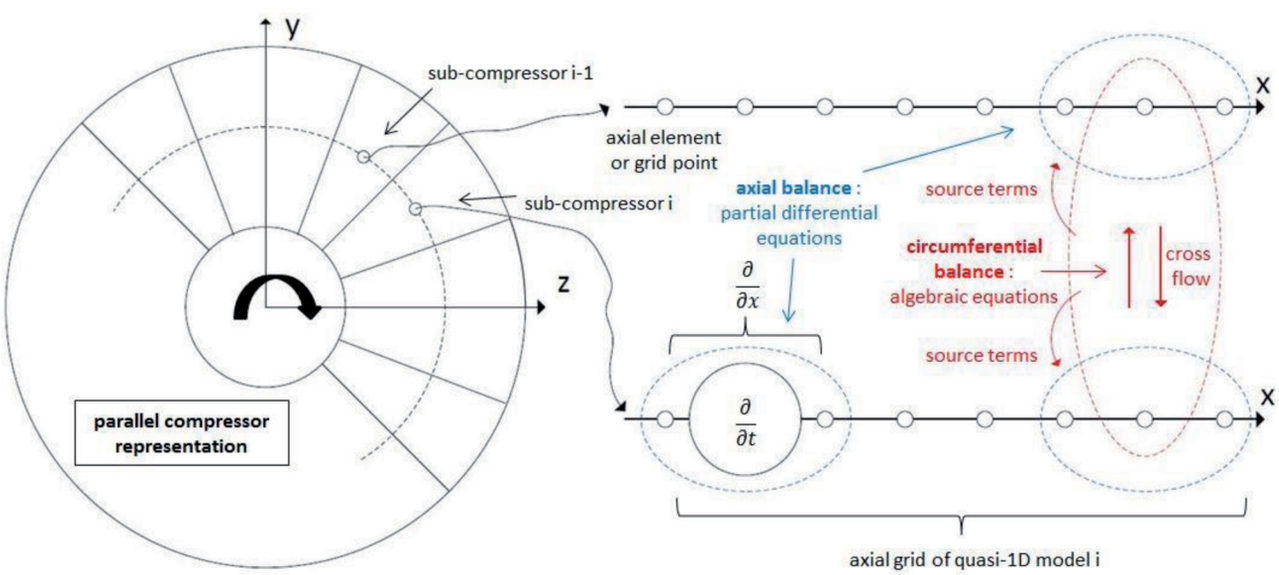


Figura 3: Esquema de la metodología empleada

1	2	3
$\rho_1 v_1 = \rho_2 v_2$	-	$\boldsymbol{w_{cross}} = \rho_{cross} * v_{cross} * A$
$p_1 - p_2 = \rho_2 {v_2}^2 - \rho_1 {v_1}^2$	$p_1 - p_2 = \rho_{cross} {v_{cross}}^2$	$\boldsymbol{m_{cross\ ax}} = w_{cross} * v_{ax\,1}$
$c_p t_1 + \frac{{v_1}^2}{2} = c_p t_2 + \frac{{v_2}^2}{2}$	$c_p t_1 = c_p t_{cross} + \frac{{v_{cross}}^2}{2}$	$\boldsymbol{m_{cross\ tg}} = w_{cross} * (v_{tg\,1} \pm v_{cross})$
$p = \rho t R$	$p_2 = \rho_{cross} t_{cross} R$	$\boldsymbol{e_{cross}} = w_{cross} * c_{p1} * (t_{cross} + \frac{{v_{ax1}}^2 + (v_{tg1} \pm v_{cross})^2}{2 * c_{p1}})$
Notación: densidad p, presión p, temperatura t, velocidad v, constante del gas R, flujo másico w, área A, momento m, calor especifico a presión constante c_p. Subíndices: 1 y 2 corresponden con dos posiciones a lo largo de la línea de corriente del flujo 1D, axial ax, tangencial tg.		

Tabla 1: Ecuaciones implementadas

El intercambio de flujo másico entre sub-compresores es considerado únicamente en los espacios axiales entre rotores y estatores y en los conductos de admisión y salida. El mecanismo clave que gobierna este fenómeno es el gradiente de presión estática. Por ello, en estos espacios se hace una comparación entre las presiones de sub-compresores adyacentes. El resultado de esta comparación, es la obtención de ciertos términos que serán añadidos a los balances de masa, momento y energía del sistema de ecuaciones principales de cada sub-compresor. Para calcular estos términos se hace uso de las ecuaciones algebraicas que modelan un flujo 1D compresible, estacionario, adiabático, no viscoso (Tabla 1, columna 1).

Para aclarar cómo opera el modelo considérese el siguiente ejemplo. Supongamos que la presión estática en un nodo de la maya axial del sub-compresor (1) es mayor que la correspondiente de uno de los dos sub-compresores adyacentes (2). Debido a que $p_1 > p_2$, (1) pierde cierta cantidad de flujo másico en favor de (2). Las ecuaciones de la columna 1 de la Tabla 1 son resueltas de la siguiente manera. El sub-compresor que cede flujo másico (1) es considerado un remanso de aire a p_1 ($v_1 = 0$). El flujo en tránsito entre (1) y (2) se acelera circunferencialmente hasta v_2 a la vez que reduce su temperatura estática para satisfacer el balance de energía. Para evitar confusión entre los subíndices 1 y 2, que denotan a los dos sub-compresores bajo comparación, y las propiedades que el flujo "cruzado" adquiere, se introduce el subíndice $"cross"$. Por tanto, t_1, p_1 y p_2 son las únicas magnitudes que realmente corresponden con las propiedades del fluio dentro de cada sub-compresor mientras que ρ_{cross}, v_{cross}, y t_{cross} son variables del propio flujo en tránsito entre sub-compresores. El valor de estas tres magnitudes se obtiene al resolver el sistema de ecuaciones de la columna 2 de la Tabla 1, resultado de aplicar las consideraciones anteriores a las ecuaciones de la columna 1 de dicha tabla.

El siguiente paso consiste en calcular los cuatro términos que evalúan la masa, energía y momento axial y tangencial que posee el flujo circunferencial. La cantidad de flujo másico intercambiado es proporcional a la velocidad circunferencial generada debido al gradiente de presiones. El momento axial se obtiene con la velocidad axial que poseía el flujo cedido al estar en (1), $v_{ax\,1} v_{ax\,1}$. Para el cálculo del momento tangencial, se tiene en cuenta la posición relativa entre (1) y (2) y el criterio de signos de la velocidad tangencial (positiva en el sentido de rotación del compresor). La velocidad tangencial neta del flujo circunferencial se obtiene al combinar la velocidad tangencial que poseía al estar en (1), $v_{tg\,1}$ $v_{tg\,1}$, con la que adquiere debido al gradiente de presiones, v_{cross} v_{cross}. En cuanto al término correspondiente a la energía, se considera que la redistribución circunferencial de masa es un proceso adiabático sin aporte de trabajo y por tanto la entalpia total se conserva.

Estos cuatro términos, mostrados en la columna 3 de la Tabla 1, son los que serán añadidos y sustraídos a los balances de masa, energía y momento de los flujos cuasi-1D de (2) y (1) respectivamente. El proceso global de calcular el intercambio de masa consiste en comparar sistemáticamente cada sub-compresor, nodo a nodo, con sus dos sub-compresores adyacentes, obtener los 4 términos anteriores y modificar las ecuaciones principales de cada modelo cuasi-1D en paralelo Ec. (1). A continuación se muestra dicho sistema de ecuaciones tras incluir los términos que modelan el intercambio de masa entre sub-compresores. Una vez que este proceso es completado, la técnica de MacCormark de diferencias finitas es aplicada para conocer las propiedades del flujo en el siguiente instante de tiempo.

$$\frac{\partial}{\partial t}\begin{bmatrix}\rho A\\ \rho V_{ax}A\\ \rho V_t A\\ \rho E^0 A\end{bmatrix} = -\frac{\partial}{\partial x}\begin{bmatrix}\rho V_{ax}A\\ \rho A{V_{ax}}^2 + pA\\ \rho V_{ax}V_t A\\ \rho V_{ax}AH^0\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}\boldsymbol{w_{cross}}\\ \frac{\rho V_t^2 A}{r}\frac{\partial r}{\partial x} + p\frac{\partial A}{\partial x} + F_x + \boldsymbol{m_{cross\,ax}}\\ \frac{-\rho V_{ax}V_t A}{r}\frac{\partial r}{\partial x} + F_t + \boldsymbol{m_{cross\,tg}}\\ W_{ex} + \boldsymbol{e_{cross}}\end{bmatrix} \quad \text{Ec. (2)}$$

3. APLICACIÓN DEL MODELO AL ESTUDIO DE UN COMPRESOR AXIAL BAJO CONDICIONES DE DISTORSION EN LA PRESION TOTAL DEL FLUJO DE ENTRADA

Uno de los posibles usos del presente modelo es el análisis de los efectos de una distorsión del flujo de entrada sobre el comportamiento del compresor. La evolución y características de las principales magnitudes del fluido en un compresor operando bajo una distorsión circunferencial en presión total son estudiadas. En primer lugar se hace una comparación cualitativa entre el modelo y evidencias experimentales publicadas en la literatura. Después, el modelo es comparado con otros modelos de mayor orden y precisión, pero de mayor coste computacional.

3.1. COMPARACIÓN CON OBSERVACIONES EXPERIMENTALES

La geometría del compresor axial de cuatro etapas C106 ensayado por Day [15] es implementada en el modelo. El compresor es discretizado circunferencialmente en 8 sub-compresores o segmentos en paralelo. Se considera el caso de una distorsión en presión total en el flujo de entrada. La distorsión es constante en el tiempo y sigue una onda cuadrada en la dirección circunferencial. En las Figs. (4) y (5) se muestran esquemas de la geometría del compresor y sus condiciones de contorno y de la distorsión impuesta. El flujo en los conductos de admisión y salida es modelado extendiendo el modelo aplicado al compresor. Cuatro de los ocho segmentos tienen una presión total a la entrada un

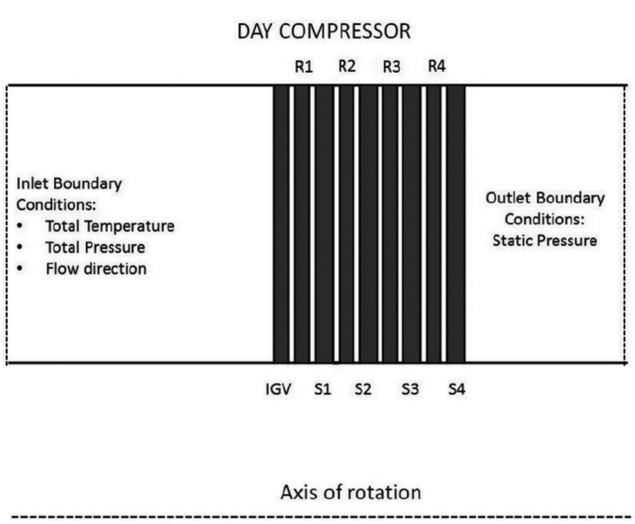


Figura 4: Esquema del compresor implementado (R y S representan rotor y estator respectivamente)

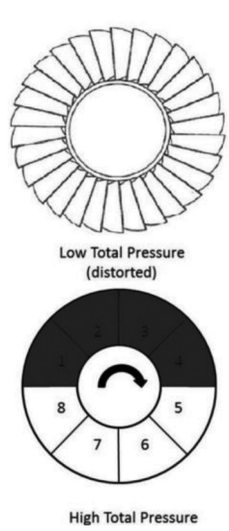


Figura 5: Esquema de la distorsión del flujo de entrada

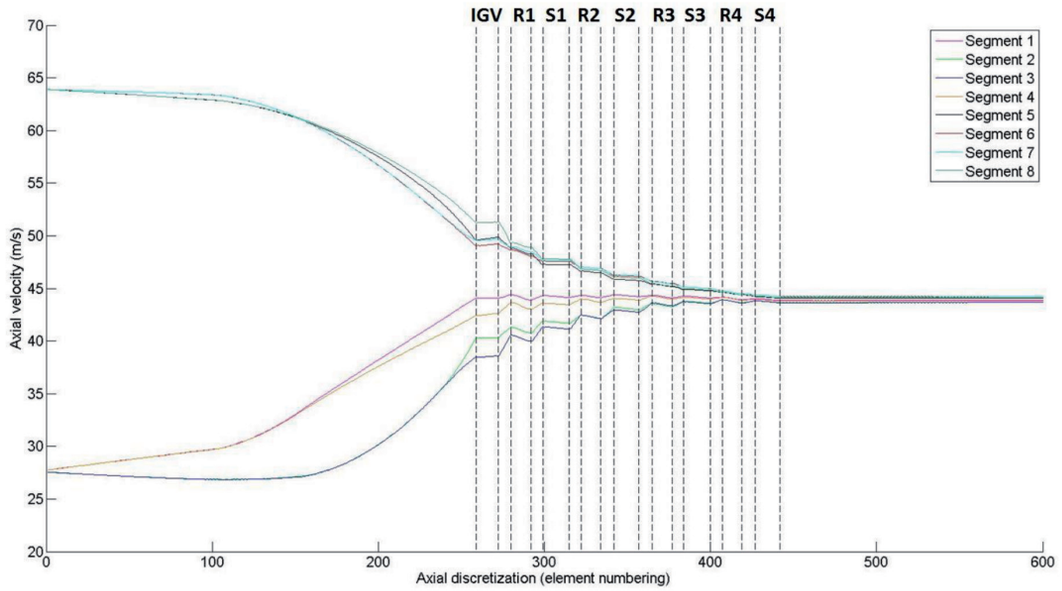


Figura 6: Evolución de la velocidad axial a lo largo del compresor y de los conductos de admisión y salida

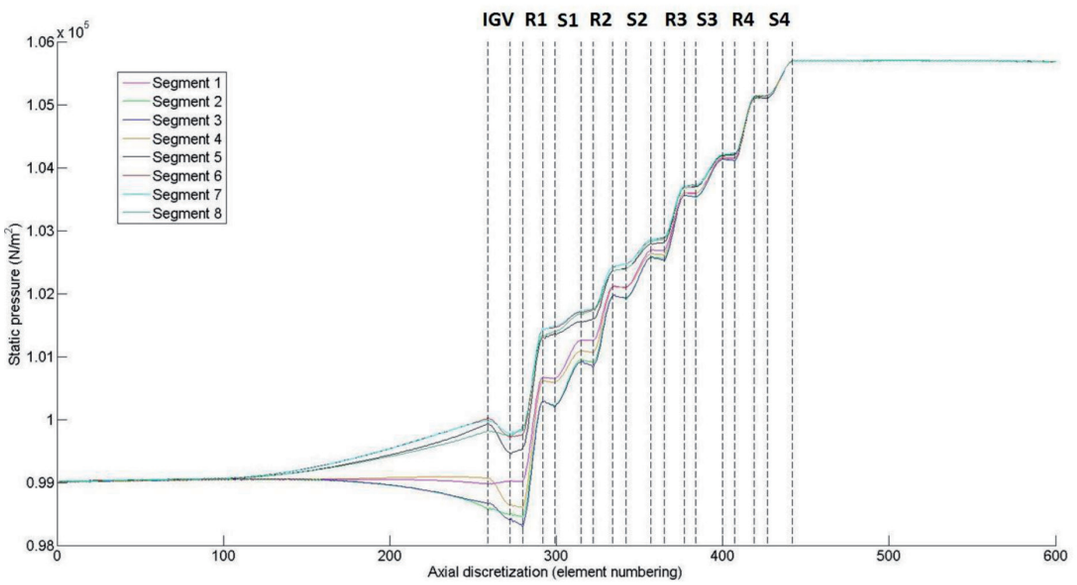


Figura 7: Evolución de la presión estática a lo largo del compresor y de los conductos de admisión y salida

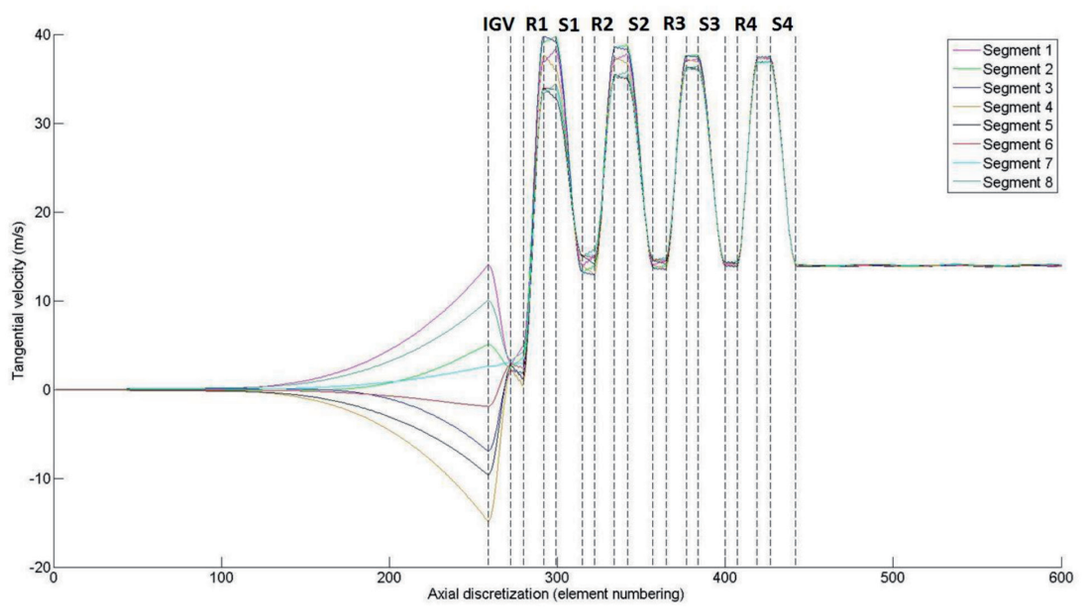


Figura 8: Velocidad tangencial, considerada positiva cuando sigue el sentido de rotación del compresor

5% menor que los restantes. Como condiciones iniciales del problema se usan los valores obtenidos en un punto de funcionamiento estacionario del compresor bajo condiciones de flujo uniforme a la entrada. La distorsión es impuesta instantáneamente cambiando las condiciones de contorno a la entrada, tras lo cual el modelo se ejecuta hasta encontrar una nueva solución estable.

El comportamiento del flujo en un compresor sujeto a una distorsión en presión total a la entrada ha sido descrito por varios autores. Tal y como propone Pearson y McKenzie [1], en estos casos se espera que se genere un gradiente en presión estática junto con un perfil de velocidad axial prácticamente constante justo enfrente de la primera etapa del compresor. La distorsión en presión total se origina a la entrada del conducto de admisión. En este punto, la presión estática es uniforme mientras que existe un gradiente en velocidad axial para satisfacer las diferencias en presión total. Conforme el flujo se desplaza a lo largo de la admisión hasta la primera línea de álabes del compresor, éste tiende a inducir una velocidad axial uniforme dando lugar a una distorsión en presión estática en consonancia con el gradiente inicial en presión total. Este fenómeno es descrito por Longley y Greitzer [8] y Koschel et al. [16]. En las Figs. (6) y (7) se muestran la evolución de la velocidad axial y de la presión estática en cada uno de los 8 segmentos. Puede verse como el modelo captura las tendencias anteriormente expuestas.

El gradiente en presión estática frente al compresor da lugar a una importante redistribución circun-

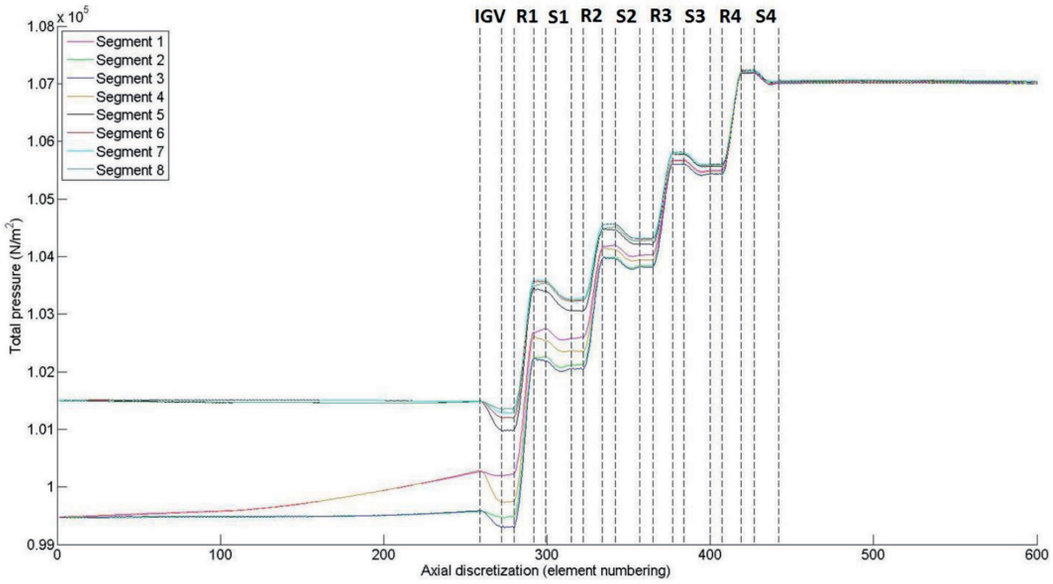


Figura 9: Evolución de la presión total a lo largo del compresor y de los conductos de admisión y salida

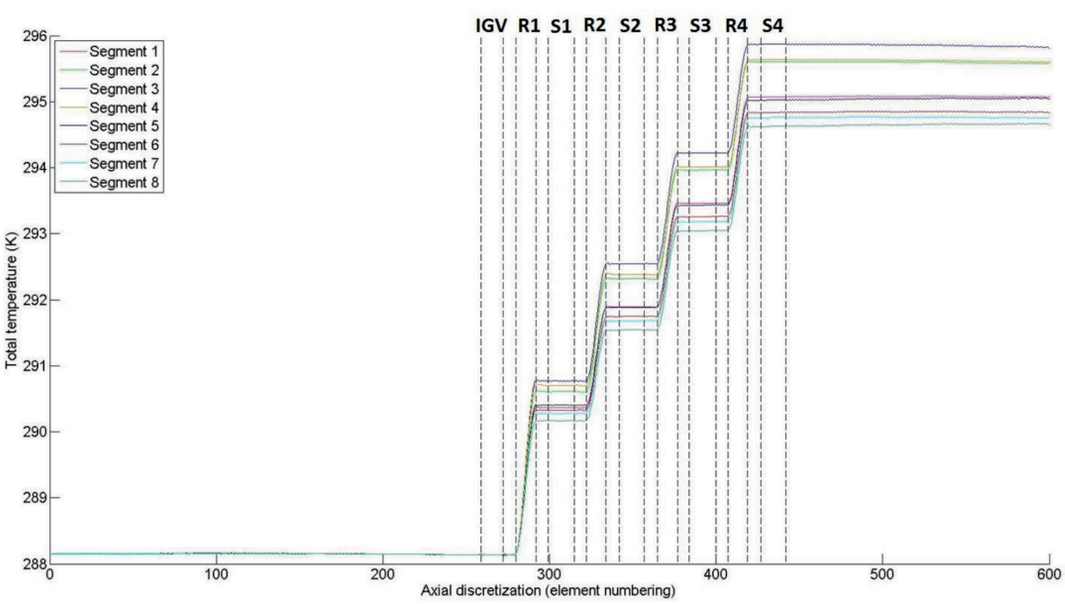


Figura 10: Evolución de la temperatura total a lo largo del compresor y de los conductos de admisión y salida

ferencial del flujo másico. Como consecuencia, se generan flujos tangenciales que cambian el ángulo de ataque a la entrada. Este efecto, estudiado por Mazzawy [11], pone en peligro la estabilidad del compresor en el caso de que los álabes entren en pérdida. En la Fig. (8) se aprecia la generación de flujos tangenciales en la admisión, los cuales son rápidamente eliminados por los álabes guía (*IGV*).

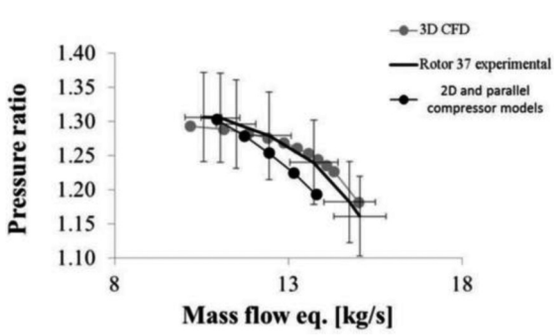


Figura 11: Curva característica del Rotor 37

Otro aspecto importante es la evolución de la propia distorsión en presión total a lo largo del sistema. Aunque las condiciones de contorno imponen una presión estática uniforme a la salida, la distorsión en presión total podría persistir, afectando a los componentes aguas abajo. Mientras que no se espera que la distorsión varié significativamente desde su origen hasta la primera línea de alabes, conforme el flujo atraviesa el compresor, la distorsión es atenuada (véase [8,16]). Este comportamiento puede observarse en la Fig. (9), donde se muestra como el modelo predice que el compresor bajo estudio es capaz de disipar completamente la distorsión considerada.

Como ya se ha comentado, los gradientes en presión total y estática que ocurren en la admisión tienden a ser disipados por el compresor. Sin embargo, éste origina una distorsión en temperatura total a la salida. Los ocho sub-compresores tienen la misma temperatura total a la entrada pero operan a distinta relación de compresión. Como consecuencia, los segmentos con una menor presión total reciben más trabajo y por tanto su temperatura total a la salida es mayor. Este fenómeno es reproducido por el modelo en la Fig. (10).

3.2. COMPARACIÓN CON MODELOS DE ORDEN SUPERIOR (2D Y 3D)

La operación del rotor *NASA Rotor 37* [17] bajo una distorsión en presión total a la entrada es estimada con el presente modelo. Los resultados obtenidos son comparados con simulaciones llevadas a cabo con otros dos modelos. El primero consiste en un código 2D, presentado en la referencia [2], que comparte con el presente modelo los mismos principios fundamentales. Sin embargo, resuelve

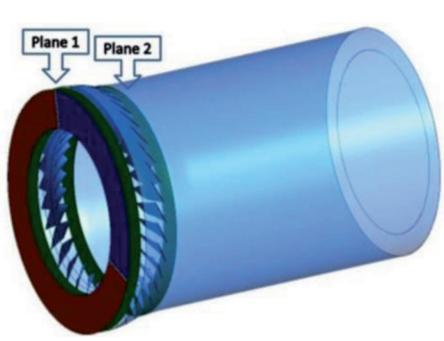


Figura 12: Dominio adoptado en ANSYS-CFX

numéricamente un sistema de ecuaciones de Euler 2D para simular flujos no uniformes circunferencialmente mientras que el presente modelo hace uso de la TCP. En segundo lugar, el software comercial ANSYS-CFX es empleado para llevar a cabo una simulación 3D. Tanto la simulación 2D como la 3D se deben al trabajo de Zoppellari [2].

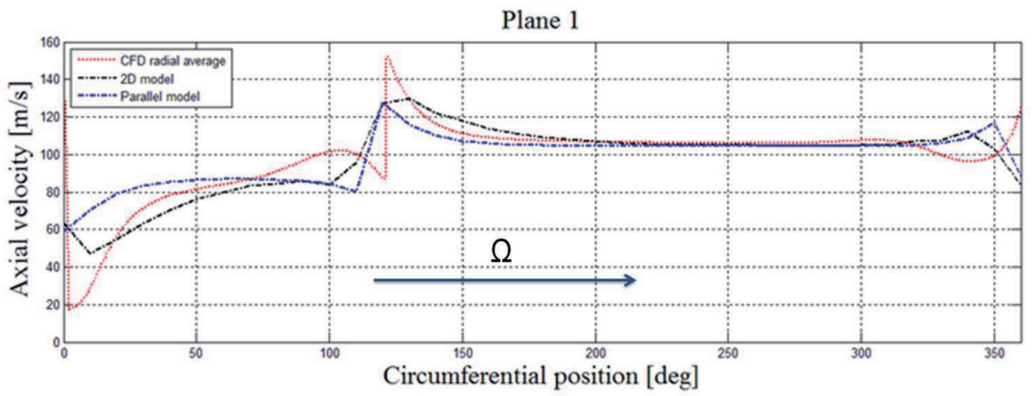


Figura 13: Velocidad axial. Plano 1

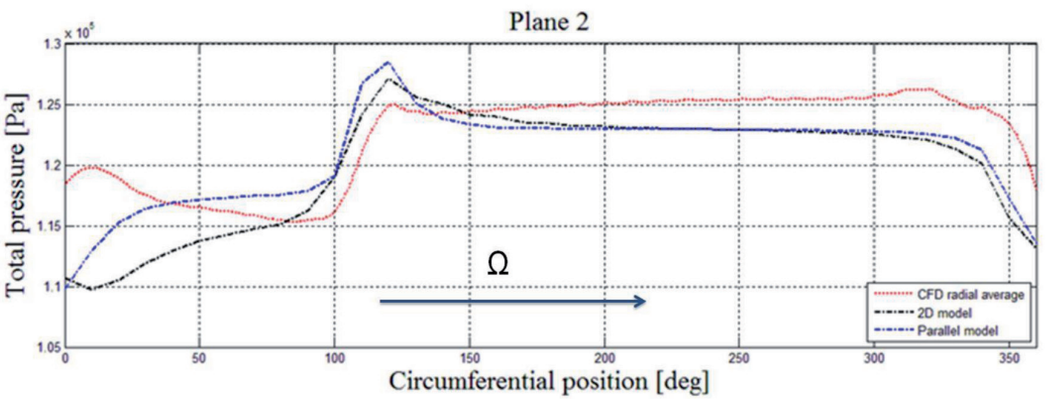


Figura 14: Presión total. Plano 2

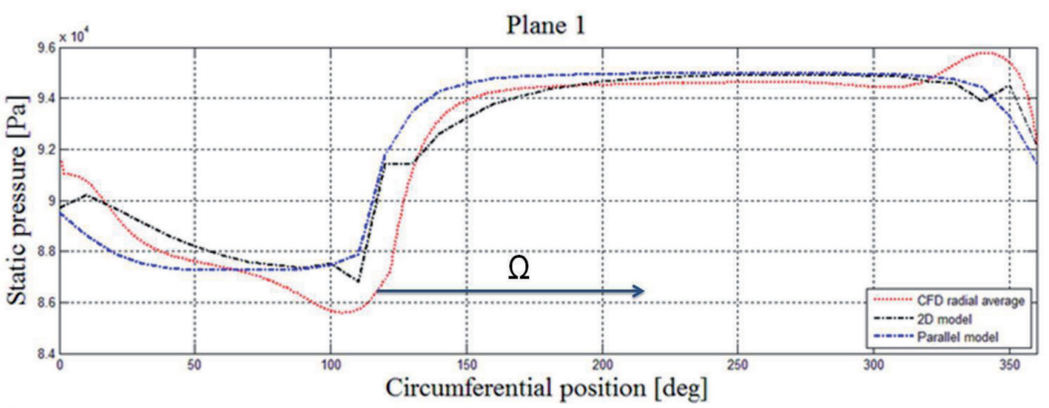


Figura 15: Presión estática. Plano 1

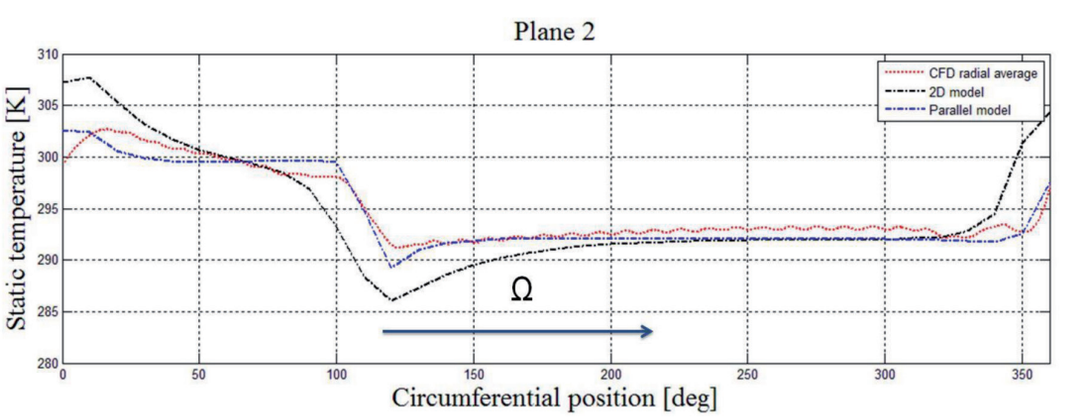


Figura 16: Temperatura estática. Plano 2

Antes de simular condiciones de distorsión en el flujo de entrada, se llevaron a cabo simulaciones con flujo uniforme para ajustar y calibrar los modelos semi-empíricos de pérdida de presión y desviación en los álabes del presente modelo y del modelo 2D. En la Fig. (11) se muestra la estimación final de los tres modelos de la curva experimental del *Rotor 37* a una determinada velocidad angular. Debido a que el flujo es circunferencialmente uniforme, el presente modelo y el modelo 2D coinciden en sus predicciones.

Una vez que los modelos fueron calibrados, un caso de distorsión en presión total a la entrada es considerado. La distorsión cubre una región de 120º, donde la presión total es un 10% menor. La Fig. (12) muestra el dominio 3D adoptado en ANSYS-CFX y la localización de los planos donde las propiedades del fluido son evaluadas para la comparación. Los planos 1 y 2 se sitúan respectivamente a una distancia de una cuerda y media cuerda aguas arriba y aguas abajo de la fila de álabes. El dominio computacional se extiende 10 cuerdas aguas abajo del rotor, para capturar la estela por completo y evitar inestabilidades con las condiciones de contorno. Se ha usado una malla estructurada tipo H y para obtener una buena simulación en la pared, la malla se ha refinado para capturar la capa limite, con un Y+ máximo de 1 que establece la distancia normal del primer nodo de la malla a la pared en 0.0015 mm.. La malla está formada por elementos tipo hexaedro. También se realizó un estudio adicional de convergencia en el que el tamaño de la malla se fue refinando progresivamente hasta encontrar que reducciones

adicionales no producían cambios en el valor final del coeficiente de presión y flujo.

Tanto el presente modelo como el modelo 2D discretizan el dominio en 600 elementos en la dirección axial y 36 segmentos en la dirección circunferencial. El principal objetivo es comparar la solución final en estado estacionario, por lo que simulaciones RANS con una malla de 11 millones de nodos fueron llevadas a cabo con el modelo 3D.

El resultado de comparar los tres modelos es expuesto en las fig. (13-16), donde se muestran algunas de las propiedades del fluido en los planos 1 y 2 (ver fig. (12)). Los valores del modelo 3D se obtienen haciendo la media en la dirección radial por cada posición circunferencial. El objetivo de estas simulaciones es evaluar si los resultados del modelo propuesto en este trabajo se aproximan a las predicciones que se obtienen usando modelos más complejos y precisos. En el modelo se han introducido algunas simplificaciones, como no considerar variaciones en la dirección radial, representar los álabes como fuerzas por unidad de volumen, o modelar distintos rasgos del flujo mediante modelos semi-empíricos. Pese a estas simplificaciones, se puede observar como este modelo captura las tendencias predichas por el modelo 3D, el cual es considerado como el modelo de mayor precisión. Para todas las propiedades mostradas en las fig. (13-16), excluyendo las zonas de transición entre el sector distorsionado y el resto del dominio circunferencial, los resultados obtenidos poseen un error relativo respecto al modelo 3D menor del 5%.

Es importante destacar que la simulación llevada a cabo con el presente modelo conllevó menos de media hora en un ordenador portátil convencional mientras que ejecutar el modelo 3D requirió más de siete horas en un ordenador de alto rendimiento.

4. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha presentado un modelo numérico que simula el funcionamiento tanto transitorio como estacionario de compresores axiales haciendo uso solamente de datos de la geometría. El modelo resuelve las *ecuaciones de Euler* para flujo cuasi-unidimensional mediante diferencias finitas. Estas ecuaciones han sido modificadas para tener en cuenta el trabajo y las fuerzas ejercidas por los alabes sobre el fluido. Para extender el uso del modelo cuasi-unidimensional a flujos no simétricos circunferencialmente, se ha implementado un modelo de compresores en paralelo. Además de aplicar los conceptos clásicos de la *Teoría de Compresores en Paralelo*, se desarrollan modificaciones originales que resultan en simulaciones más realistas. Estas modificaciones tienen en cuenta la redistribución de masa circunferencial que sucede en presencia de gradientes en presión estática. Dichos flujos circunferenciales afectan fuertemente al rendimiento y estabilidad del compresor al cambiar los ángulos de ataque, pudiendo incluso entrar los álabes en pérdida.

Para evaluar la validez de la metodología presentada, se han llevado a cabo dos estudios de casos donde existe una distorsión en la presión total a la entrada del compresor. El primero compara cualitativamente los resultados del modelo con observaciones experimentales procedentes de la literatura. Se concluye que el modelo es capaz de predecir las tendencias en el flujo observadas por otros investigadores. En segundo lugar, el modelo presentado es comparado con otros dos modelos de orden superior (y por tanto más precisos), pero con una mayor complejidad y tiempo de diseño y ejecución de la simulación. Los resultados de la comparación, presentados en las fig. (13-16), muestran que el presente modelo, pese a las simplificaciones que hace, predice unos valores que siguen de cerca a los de los otros dos modelos.

Los buenos resultados de estos estudios alientan el uso de la metodología presentada como una alternativa rápida y fiable a las simulaciones 2D o 3D usando códigos comerciales de CFD. Puede ser usada tanto en la fase de diseño preliminar del compresor como para su diagnóstico cuando es usado industrialmente. La relativa sencillez del modelo permite su fácil implementación en lenguajes de programación como FORTRAN o MATLAB. Además, el modelo puede ser potencialmente incluido en un modelo global de la turbina de gas, de manera que se pueda estudiar el motor en su conjunto y la interacción entre los distintos componentes.

BIBLIOGRAFÍA

[1] Pearson H, Mckenzie A B. "Wakes in Axial Compressors". *Journal of the Royal Aeronautical Society*. Vol.63 (Julio 1959) p.415-416.
[2] Zoppellari S, Pachidis V. "Unsteady Compressor Performance Assessment Using Euler Solvers". En: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014 (Düsseldorf, 16-20 de Junio de 2014).*
[3] Adam O, Léonard O. "A Quasi-One Dimensional CFD Model for Multistage Turbomachines". *Journal of Thermal Science*. Vol.16-2. DOI: 10.1007/s11630-007-01xx-2.
[4] Cousins W T, Davis M W. "Evaluating Complex Inlet Distortion with a Parallel Compressor Model: Part 1- Concepts, Theory, Extensions and Limitations". En: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011 (Vancouver, Junio de 2011).*
[5] Kimzey W F. *An Analysis of the Influence of Some External Disturbances on the Aerodynamic Stability of Turbine Engine Axial Flow Fans and Compressors*. Arnold Engineering Development Center [AEDC-TR-77-80], Arnold Air Force Station, Tennessee, U.S.A. Agosto 1977.
[6] S16 Turbine Engine Inlet Distortion Committee. *Inlet Total-Pressure-Distortion Considerations for Gas-Turbine Engines*. Society of Automotive Engineers [AIR1419B] (1983).
[7] Anderson J D. *Computational Fluid Dynamics: the basics with applications*.1ª edición, McGraw-Hill Education, 1995. 547p. ISBN: 9780070016859.
[8] Longley J P, Greitzer E M. "Inlet Distortion Effects in Aircraft Propulsion System Integration". *AGARD-LS-183 - Steady and Transient Performance Prediction of Gas Turbine Engines*. Mayo 1992.
[9] Korn J A. "Estimated Effect of Circumferential Distortion on Axial Compressors Using Parallel Compressor Theory and Dynamic Stall Delay". En: *AIAA 12th Aerospace Sciences Meeting, AIAA-74-233 (Washington D.C., Enero de 1974).*
[10] Reid C. "The response of Axial Flow Compressors to Intake Flow Distortion". *ASME Paper*. Vol. 69-GT-29 (1969).
[11] Mazzawy R S. "Multiple Segment Parallel Compressor Model for Circumferential Flow Distortion". *ASME Journal of Engineering for Power*. Vol.99 p.288-296 (Abril 1977).
[12] Day I J, Greitzer E M, Cumpsty N A. "Prediction of Compressor Performance in Rotating Stall". *ASME Journal of Engineering for Power*. Vol.100 p.1-14 (Enero 1978).
[13] Koff S G. "Stalled Flow Characteristics for Axial Compressors". MSc Thesis. Massachusetts Institute of Technology. Mayo de 1983.
[14] Steenken W G. "Modelling Compression Component Stability Characteristics – Effects of Inlet Distortion and Fan Bypass Duct Disturbances". *Advisory Group for Aerospace Research & Development Conference Proceedings, AGARD CP-324.* Febrero 1983.
[15] Day I J. "Axial compressor performance during surge". *Journal of Propulsion and Power*. Vol.10-3 p.329-336 (1994).
[16] Koschel W, Künkler H, Tönskötter H. "Effect of Steady State Inlet Temperature Distortion on the Engine Compressor Flow". *AGARD CP-400*. Enero 1987.
[17] Reid L, Moore R D. "Design and Overall Performance of Four Highly Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ratio Core Compressor". *NASA Technical Paper 1337*. 1978.

AGRADECIMENTOS

El presente trabajo ha sido desarrollado en el *University Technology Centre* de Rolls-Royce plc en la Universidad de Cranfield. El autor quiere mostrar su agradecimiento tanto a dicha empresa como a sus supervisores académicos, Dr. Pachidis y Dr. Zoppellari, por su apoyo y asistencia durante el desarrollo de esta investigación.