

Capítulo 1: Introducción

En los últimos años, el uso de los métodos numéricos ha adquirido una importancia considerable en todos los campos, en particular en el terreno de la mecánica de fluidos. Tanto en los procesos de diseño como en la investigación, se emplean con mayor frecuencia estas técnicas, siendo efectivos en el dimensionado y en la optimización de máquinas de una forma rápida y efectiva. Son también de aplicación en el estudio de fenómenos desconocidos (como por ejemplo inestabilidad en el funcionamiento), permitiendo desarrollar medidas que mejoren el comportamiento de los equipos frente a los mismos.

La creciente importancia de la aplicación de los métodos numéricos en la mecánica de fluidos se muestra en la figura 1.1 [19], que muestra el crecimiento del porcentaje de los resultados obtenidos por medio de métodos numéricos.

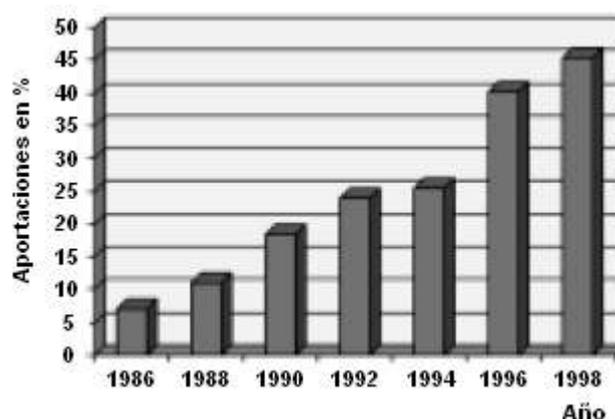


Fig. 1.1: Crecimiento de la aplicación de métodos numéricos en la mecánica de fluidos

Una parte importante de este crecimiento es debida a la aplicación en el terreno de las turbomáquinas hidráulicas y el tratamiento de la cavitación. Se observa que, en los años comprendidos entre 1986 y 1998, el porcentaje aumentó en un 40%.

La causa fundamental es, naturalmente, que los métodos experimentales requieren un trabajo muy minucioso e intensivo, siendo por ello demasiado caros. Por otro lado, el desarrollo tecnológico permite calcular con potencias cada vez mayores; los computadores son cada vez más baratos y el software disponible bastante competente.

Al contrario de lo que ocurre en el tradicional caso del flujo alrededor de un perfil, las turbomáquinas presentan una problemática especial a causa de la fuerte interacción entre el flujo y las paredes de la máquina que confinan el fluido. Reactores, turbinas de gas o vapor, así como compresores, son ejemplos de máquinas de fluidos térmicos en las que el tratamiento de la mecánica del fluido ha de formularse por medio de métodos que consideren la compresibilidad del fluido en las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía. En el caso de máquinas hidráulicas (fundamentalmente bombas y turbinas hidráulicas) y ventiladores, pueden aplicarse las ecuaciones para flujo incompresible (en ventiladores debido a las bajas velocidades).

Llevar a cabo cálculos numéricos de corrientes fluidas requiere ciertas exigencias. Las grandes turbinas alcanzan hoy en día rendimientos claramente superiores al 95%. Los fabricantes deben aportar garantías fiables, por lo que la aplicación de los métodos ha de ser lo más exacta posible así como la malla del modelo ha de ser lo suficientemente buena. En el caso de turbomáquinas, la complejidad es mayor debido a la no estacionariedad de la corriente a causa del movimiento relativo rotor-estátor. Todos los efectos no estacionarios correspondientes han de ser tenidos muy en cuenta, no pueden descuidarse sin más.

Los programas de cálculo numérico de corrientes para turbomáquinas, sean térmicas o hidráulicas, se diferencian en un punto esencial del resto de los programas CFD: permiten calcular simultáneamente la corriente en los sistemas estacionario y rotativo. Mientras inicialmente, tan sólo era posible aplicar los métodos numéricos a un único canal, bien del rotor o de una pieza estacionaria (al principio tan sólo en 2D y sin considerar fricción, posteriormente en 3D y con fricción), hoy en día es posible un cálculo acoplado del rotor y el estátor, entre otros fines, para optimizar el tratamiento de corrientes secundarias y el diseño de los álabes de forma que las pérdidas sean mínimas. Como se muestra en la figura 1.2, incluso el cálculo de turbomáquinas de más de un escalonamiento se realiza hoy en día en 3D bajo la inclusión de los efectos de la fricción.

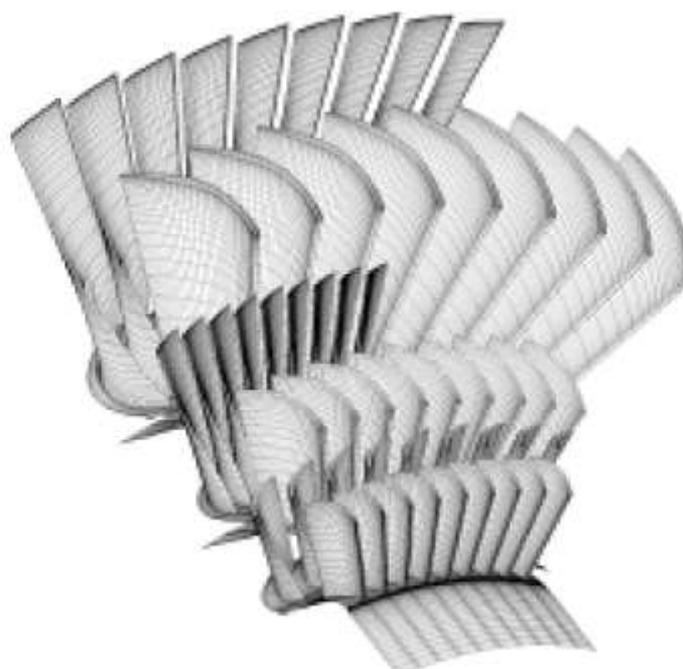


Fig. 1.2: Mallado de una Turbina de vapor de tres escalonamientos

Esto es necesario, entre otros motivos, porque no se dispone siempre de datos experimentales (o bien no es posible obtenerlos por razones técnicas) entre todas las hileras de álabes, imprescindibles para poder formular las condiciones de contorno requeridas en la simulación de las hileras aisladas.

El problema esencial en simulaciones de varios escalonamientos radica en el salto entre los sistemas rotativo y estático, es decir, generalizando, entre el rotor y el estátor. En este aspecto se diferencian básicamente las simulaciones estacionarias de las no estacionarias.

A pesar de que el flujo que atraviesa un sistema constituido por un rotor y un sistema de álabes guía es siempre no estacionario, desde hace muchos años, se realizan potentes simulaciones bajo la aceptación de la estacionariedad, en las cuales se promedia en la dirección de giro, el valor de las magnitudes de la corriente en la interfase rotor-estátor. Para formular la condición de contorno a la salida del rotor y la correspondiente a la entrada del sistema de álabes difusor (en el caso de un difusor por ejemplo) se usa la teoría de las condiciones de contorno antirreflectantes, pudiéndose obtener incluso información, que sería imposible de obtener por medios experimentales, dada la imposibilidad, en algunos casos, de introducir una sonda en la zona de la interfase. Así se definen contornos periódicos, de forma que el cálculo pueda reducirse a un solo canal del estátor y el rotor. Con ello, además, se reduce considerablemente el esfuerzo computacional. Algunos de los cálculos estacionarios iniciales para turbinas se muestran en [16,17 y 18].

Pero si se desea conocer el cambio continuo que experimenta la reacción entre las partes móviles y fijas, no se puede llevar a cabo una simulación estacionaria. En este caso hay que comunicar el valor exacto de las magnitudes a través de la interfase para poder calcular su valor en el sistema acoplado. No obstante se presentan problemas cuando el número de álabes directrices y el número de álabes del rotor no están relacionados de forma adecuada. Esto ocurre en la mayoría de los casos. Para reducir los estímulos a la vibración, por ejemplo, en el caso de turbinas Francis, el número de los álabes del rotor se suele tomar entre 9 y 13, mientras que el número de álabes del rotor se elige entre 20 y 24. De esta forma no se puede considerar una corriente periódica. La figura 1.3 muestra claramente esta situación.

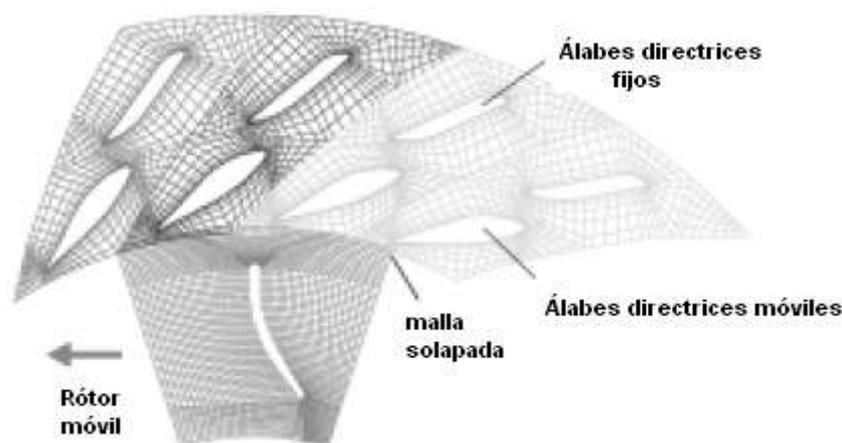


Fig. 1.3: Caso en el que no es aplicable periodicidad

Por este motivo hay que calcular el flujo en la máquina completa. Con ello, el coste computacional se eleva considerablemente. Tales simulaciones son, además, tan sólo realizables por medio de ordenadores de gran potencia. En estos casos deben usarse métodos numéricos adecuados. Tratándose de flujos en máquinas hidráulicas, las corrientes son siempre turbulentas con números de Reynolds de valores comprendidos entre 10^6 y 10^8 . Una simulación directa de una corriente semejante se plantea aún hoy en día realmente incierta, dado que, junto a los altos números de Reynolds, siempre se trata de geometrías complejas como turbinas de varios escalonamientos (figura 1.2) u otras relativamente más sencillas como la turbina Francis mostrada en la figura 1.4, o las cucharas de una turbina Pelton mostradas en la figura 1.5 [19, 20].

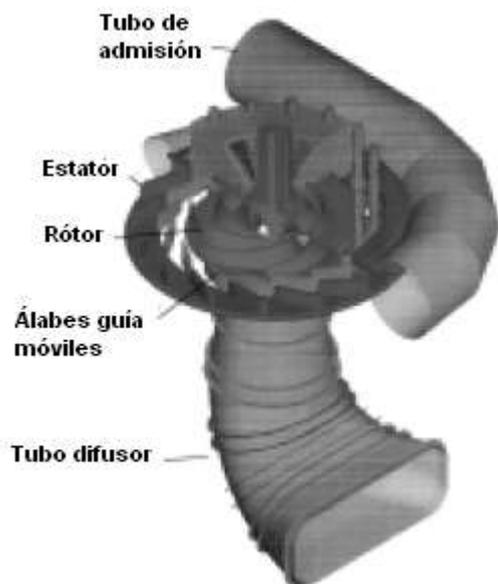


Fig. 1.4: Turbina Francis

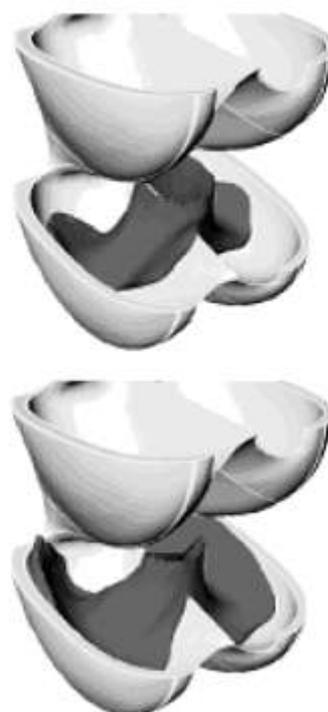


Fig. 1.5: Cucharas de una Turbina Pelton

Particularmente en el caso de turbomáquinas, para poder asegurar un determinado rendimiento de la máquina, hay que verificar mediante pruebas experimentales que se alcanza dicho rendimiento. Una complicación que se presenta generalmente en máquinas radiales deriva de la complejidad de la geometría, lo cual dificulta las operaciones de medida [21]. En plantas industriales se toman, por regla general, valores experimentales únicamente en las secciones de entrada y salida de la máquina o escalonamiento. A partir de estos valores medios se obtienen, por ejemplo, el rendimiento isentrópico como valor comparativo experimental e integral.

Por medio de la integración de los métodos modernos de cálculo de corrientes así como el desarrollo y mejora de los criterios de dimensionado, se ha elevado en los últimos años muy exitosamente el rendimiento de las turbomáquinas que se fabrican. En la práctica se juega un papel muy importante el empleo conjunto de algoritmos de distinta complejidad. Al respecto, el uso de procesos de cálculo de desarrollo propio, ofrece la posibilidad de integrar mejoras extraídas a partir de experiencias particulares de la firma en cuestión y adaptar de forma rápida los programas usados a los cambios exigidos.

1.1 CFD a Nivel Industrial

Para exponer brevemente las posibilidades que ofrece la aplicación de los métodos CFD y el papel que juegan en un proceso de diseño industrial, se expondrá a continuación, de forma resumida, un ejemplo de aplicación en el proceso de diseño de un compresor radial de la firma Cryostar, del grupo BOC, cuyos productos (bombas y turbomáquinas) se emplean en aplicaciones criogénicas y con gas natural líquido. La información expuesta a continuación se recopiló del artículo [13].

La forma en la que se llega desde la idea de construir una determinada turbomáquina, partiendo de las especificaciones del cliente, hasta acabar el producto se resume en la figura 1.6. En la práctica, junto a las magnitudes termodinámicas necesarias, están fijados de antemano el tipo de gas a usar y el flujo másico. En un primer paso se determina el tipo de máquina. Posteriormente deben dimensionarse cada una de las piezas.

A partir de la velocidad de giro específica y otros criterios específicos de la firma se obtienen las medidas principales del rotor y los álabes. Partiendo de esta base se diseña la geometría del rotor en detalle, usando paralelamente un proceso de desarrollo propio, por medio de programas del tipo CAD/CAM, FEM o CFD. La geometría de los álabes se define por medio de parámetros tales como el ángulo de entrada y salida o la sección transversal del canal. Estos valores característicos pueden variarse en un paso posterior del proceso para estudiar la influencia que ejercen sobre el comportamiento de la corriente. A continuación se diseña la geometría tridimensional de los álabes, siendo el punto de partida para el resto de actividades de cálculo, construcción y acabado.

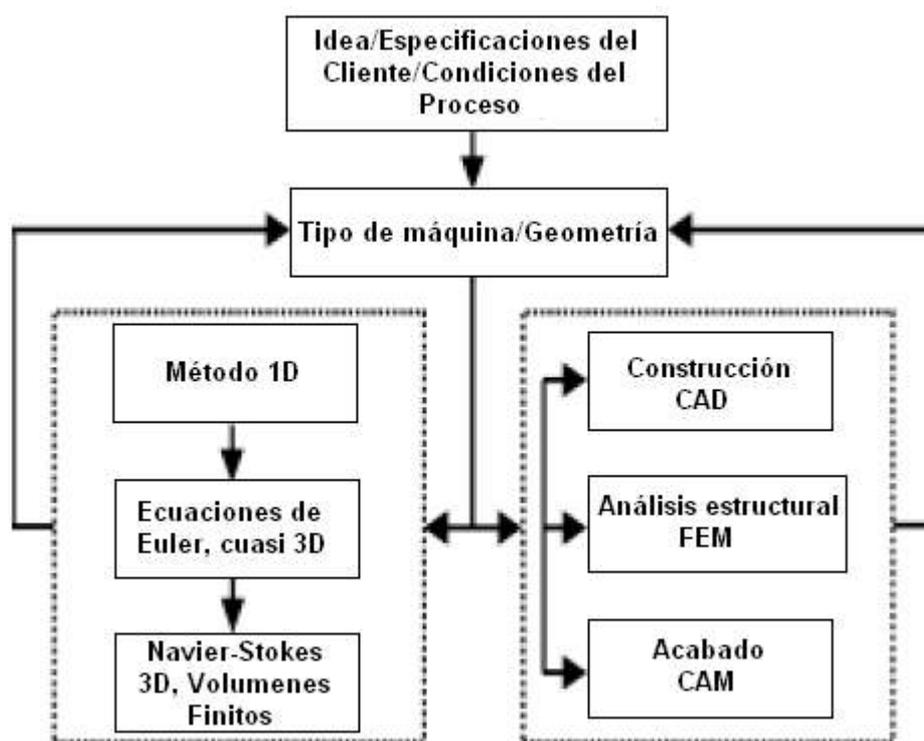


Fig. 1.6: Pasos del proceso de producción

En base a los datos geométricos se construirá la malla tridimensional de un canal del rotor, como se muestra en la figura 1.7.



Fig. 1.7: Mallado del modelo

La optimización del diseño comienza por medio de cálculos unidimensionales de la geometría del canal. En el proceso se integran métodos para estimar las pérdidas. Usando los resultados obtenidos, se realiza una simulación quasi-tridimensional de la corriente en ausencia de fricción considerando superficies de corriente. El álabe generado entonces, se somete al cálculo de las ecuaciones de Euler, llegándose a la definición exacta del canal de corriente. La fiabilidad de los resultados se someten a prueba resolviendo posteriormente las ecuaciones de Navier-Stokes. En caso de que existan problemas no resueltos con suficiente garantía (como fenómenos de corrientes secundarias, vibración y otros aspectos derivados de la inestacionariedad de la corriente) se usan otros programas alternativos disponibles en el mercado. De esta forma se llega a resultados como el mostrado en la figura 1.8, correspondiente a la distribución del número de Mach.

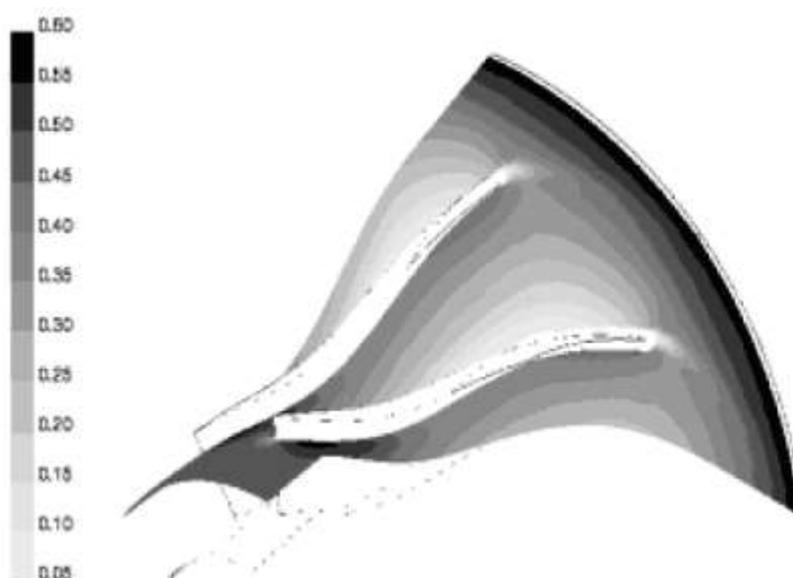


Fig. 1.8: Número de Mach

Tras un proceso de optimización termodinámica y aerodinámica, la geometría está lista para ser producida por medio de la creación de un modelo CAD que se seguirá mejorando en los departamentos de construcción, análisis de estructura y acabado.

1.2 Ejemplo de Aplicación de los Métodos CFD al Cálculo de Difusores. La Herramienta CFX-TASCflow

Dado que el trabajo realizado en este proyecto se centra en la optimización del difusor de un compresor centrífugo, parece de interés exponer algún caso en el cual se hayan aplicado los métodos numéricos para calcular un difusor. Como ejemplo se tomó la investigación realizada en un compresor en el que se modificó el ángulo de sus álabes para ver cómo afectaba al rendimiento de la máquina. Para las simulaciones del rotor y el difusor se usó el paquete informático CFX-TASCflow. La validez del método se verificó comparando los resultados obtenidos para la configuración inicial de los álabes con los de la simulación de dicha geometría, obteniéndose un ajuste aceptable. Posteriormente se realizaron las simulaciones correspondientes a distintos ángulos de posicionamiento de los álabes, girados tanto en sentido de las agujas del reloj como en sentido contrario. La información presentada en este apartado se obtuvo del artículo [22].

1.2.1 Exposición del caso

El funcionamiento de un compresor depende del ángulo con el que el fluido entra en el rotor y el difusor. Los ángulos de los álabes se fijan de forma que coincidan con la dirección con la que entra el fluido en el punto de diseño. Lejos de esta condición, el ángulo con el que el fluido entra no será el mismo que el de los álabes y se producirán pérdidas debido a la separación y la consecuente mezcla de fluidos a alta y baja velocidad. La figura 1.2.1.1 muestra las pérdidas que se producen en un rotor cuando el fluido entra con un ángulo β_1 distinto al ángulo de diseño β_{1b} .

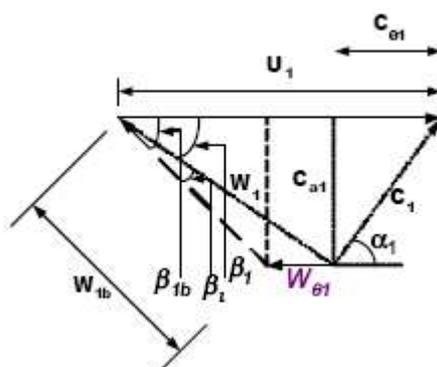


Fig. 1.2.1.1: Pérdidas en el rotor

El ángulo de incidencia se define por $\beta_i = \beta_{1b} - \beta_1$. Asumiendo un simple modelo monodimensional, como describen Gravdhal y Egeland, las pérdidas vienen dadas por la energía asociada con w_{01} [23].

Igualmente, la dirección del fluido que entra en el difusor α_2 , es distinta a la del ángulo de los álabes del difusor, α_{2b} , fuera del punto de diseño, como se muestra en

la figura 1.2.1.2. En este caso, el ángulo de incidencia viene definido por α_i , siendo las pérdidas, la energía asociada con la componente de la velocidad c_{2i} , como indica la figura 1.2.1.3.

Estas pérdidas acopladas junto a otro tipo de pérdidas hacen que el compresor opere de forma ineficiente. La posibilidad de modificar ciertos parámetros en tiempo real ofrece grandes ventajas, permitiendo operar bajo distintas condiciones externas. En este sentido, los álabes guía móviles a la entrada ofrecen algunas alternativas.

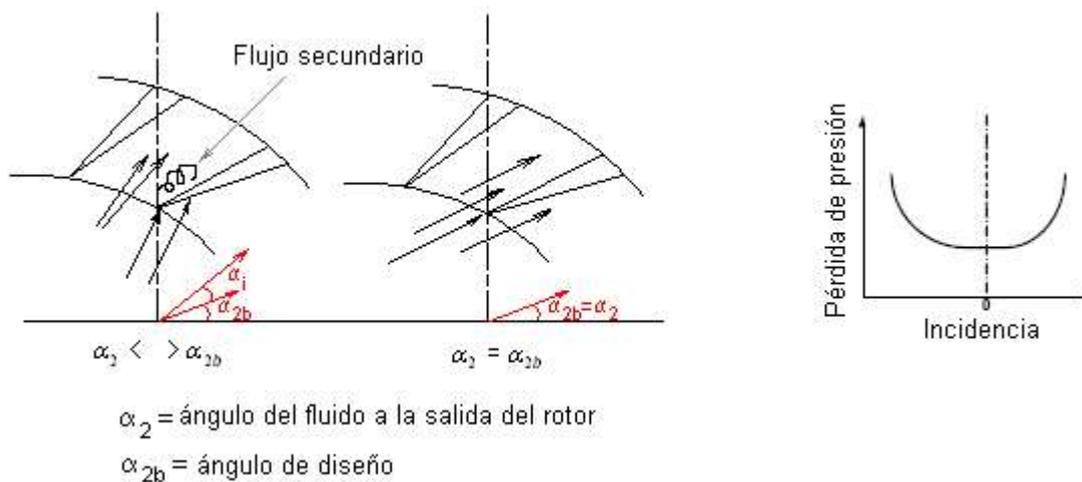


Fig. 1.2.1.2: Producción de pérdidas en el difusor

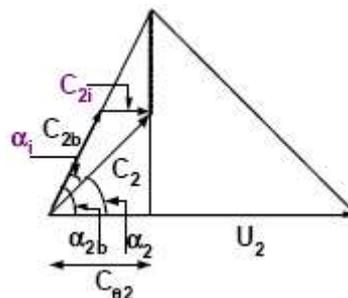


Fig. 1.2.1.3: Pérdidas en el difusor

Algunos trabajos ya realizados sobre difusores son los siguientes:

C. Rogers [24] presentó los resultados del análisis de funcionamiento de un compresor radial de un solo escalonamiento para distintos valores de la relación de áreas del difusor. Observó que el flujo de aire era casi siempre proporcional a dichos valores y a la relación de presiones para una velocidad aproximadamente constante y flujo variable. Tan sólo para los valores muy pequeños, el rendimiento disminuía apreciablemente. Su análisis reveló que el ángulo del aire a la salida del rotor para un determinado rango de la relación de áreas era aproximadamente constante a lo largo de la línea de bombeo.

J. Harp y T. Oatway [25] describieron una disposición en la que los álabes eran pivotados cerca de la línea de carga y el ángulo del álabe se fijaba por medio de placas metálicas deslizantes a lo largo de la cuerda. La posición del pivote (punto de giro) se eligió de forma que la relación de áreas del difusor era máxima para el

ángulo mínimo permitiendo un alto flujo de bloqueo. El resultado fue, en esencia, un difusor de canal variable, con álabes en forma de cuña, capaz de operar libre de bombeo en un rango amplio de caudales.

P. Jiang y A. Whitfield [26] usaron álabes deslizantes en lugar de giratorios con una doble fila de álabes con un ángulo de salida tal que se permitieran las condiciones próximas al punto de bombeo. Evaluaron doce combinaciones distintas en su estudio. Sus resultados mostraron, sorprendentemente, que la aplicación de álabes cortos a la salida del difusor proporcionaba un rango de operación amplio relajando las condiciones de bloqueo, así como una mejora del funcionamiento en comparación con el caso sin álabes en la mayoría de los rangos de operación. Además, se podía deducir que un álabe con una relación paso/cuerda (solidez) alta, una vez que define el área de estrangulamiento, reduce el rango de operación y podría sólo ser utilizado como un mecanismo de geometría variable, bien introduciendo álabes a bajos flujos másicos o girándolos para abrir el área de estrangulamiento para altos flujos.

H. Simon, T. Wallmann y T. Mönk [27] usaron álabes con perfil aerodinámico ajustados en conjunción con álabes guía a la entrada. Mostraron que el ajuste simultáneo de los álabes guía a la entrada y los del difusor proporcionaban, no sólo una expansión en el rango de operación, sino también mejoras en su rendimiento.

Una serie de experimentos se llevaron a cabo en un turbocompresor de la firma NGML, concretamente el Elliot H-581, para analizar los efectos del ángulo de la corriente a la salida del rotor sobre el funcionamiento del compresor en varias condiciones de operación. El compresor Elliot H-581 está equipado con un difusor de alta solidez (relación paso/cuerda) y con 15 álabes. Los resultados se muestran en la figura 1.2.5. Puede verse que para la mayoría de los casos, el rendimiento no cambia sustancialmente al variar el ángulo del flujo en un rango de aproximadamente 13° a 22° . No obstante, cambios por encima de los 22° producen un descenso drástico en el rendimiento.

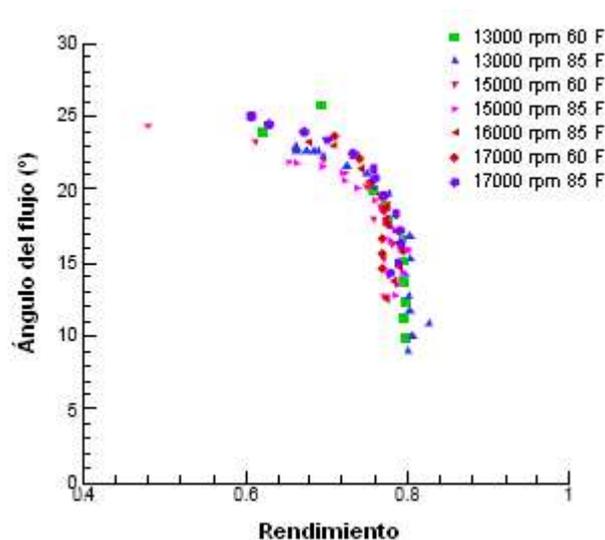


Fig. 1.2.5: Influencia del ángulo del flujo a la salida del rotor sobre el rendimiento

Todos estos trabajos y resultados motivaron el presente estudio, que pretende mostrar cómo el funcionamiento del compresor puede verse afectado por el ángulo de posicionamiento de los álabes. Casi todos los trabajos realizados en el pasado estaban basados en experimentos con difusores de álabes fijos. En este caso se usaron las *simulaciones numéricas* para variar el ángulo de los álabes y ver el efecto que ello producía en el funcionamiento del compresor.

1.2.2 Descripción de la malla y la geometría

Para llevar a cabo el estudio se eligió un compresor Cooper ET18, uno de los más ampliamente usados en la industria de transmisión de gas. Este compresor fue desarrollado por Cooper Energy Services para motores de 2200 a 7000 BHP. El rotor dispone de 19 álabes y un difusor de baja solidez con 8 álabes y una corona estacionaria. La figura 1.2.2.1 muestra la geometría del compresor en varias vistas.

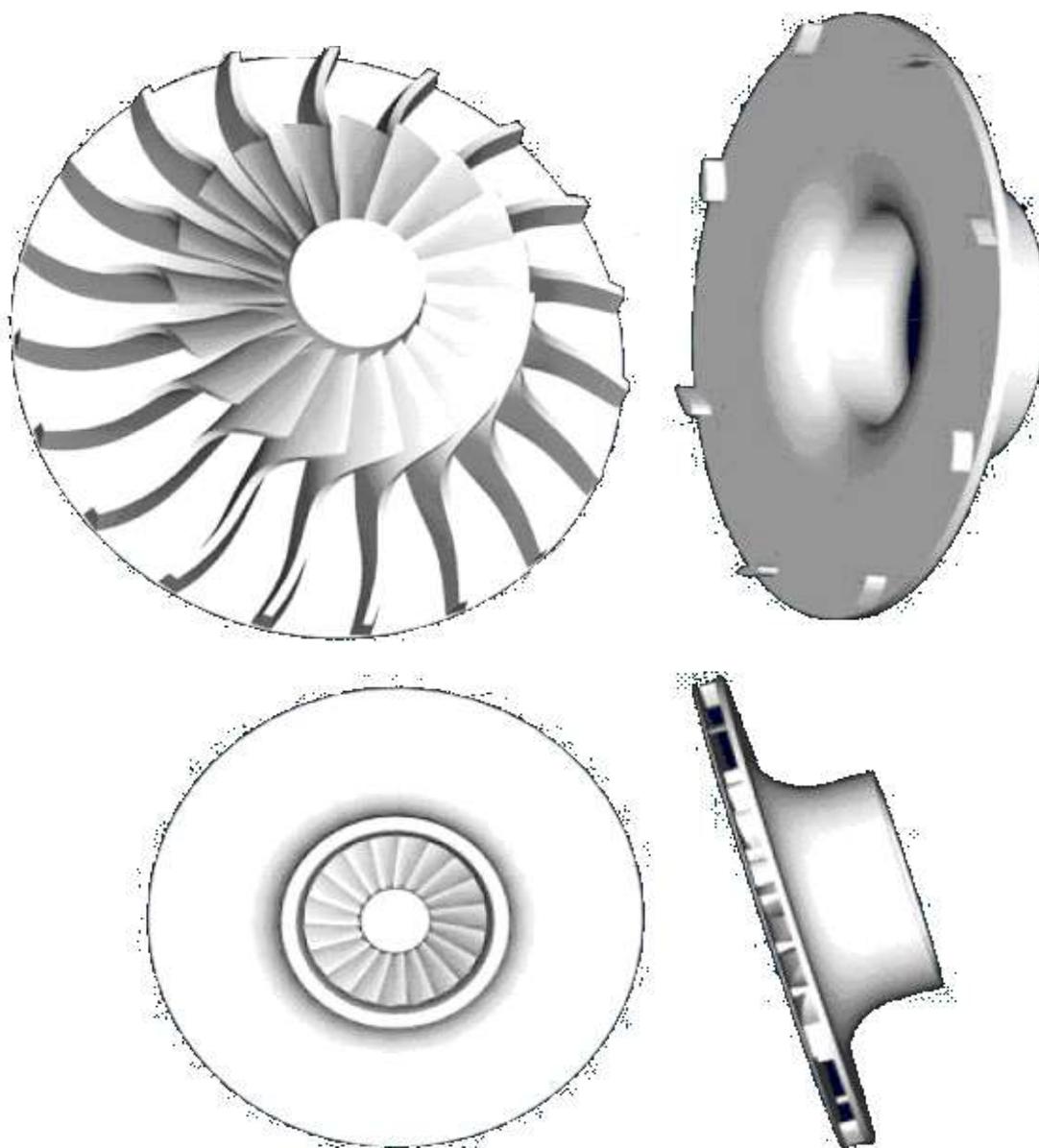


Fig. 1.2.2.3: Diversas vistas del compresor

Para el estudio se usó una malla hexaédrica estructurada usando el generador de malla ICEM CFD. Estos elementos son los apropiados para las relaciones de aspecto altas que resultan al mallar regiones próximas a las paredes. Aportan también exactitud y economía en términos de requerimiento de memoria necesaria para realizar las simulaciones. Son además relativamente menos sensibles al esquinamiento de la malla.

Para el rotor se tomó la sección correspondiente a un canal (sector de $18,9474^\circ$ ($360/19$)), aprovechando la naturaleza periódica del flujo y la geometría. Para el difusor se consideró también un solo canal (sector de 45° ($360/8$)). De esta forma se creó una malla de cinco bloques. El primero representa el conducto que llega hasta la entrada al rotor. El segundo y tercero representan el canal del rotor, espacio comprendido entre la cara de succión de un álabe y la de presión del siguiente. El cuarto y el quinto representan el difusor, desde la salida del rotor. La malla resultante tenía un total de 180.000 nodos. Los cálculos se extendieron también a un difusor con álabes de área constante, con un espacio entre el rotor (móvil) y el difusor (estacionario) en una relación de aproximadamente 1,25 veces el radio del rotor. En la salida se consideró un espacio correspondiente a 1,2 veces el diámetro de salida del difusor para obtener más exactitud en la zona situada justo después de la salida de los álabes, lo cual no se obtendría si la malla acabase muy cerca de esta zona. La figura 1.2.2.2 muestra la geometría completa, mientras las figuras 1.2.2.3 y 1.2.2.4 muestran la malla del difusor y una vista meridional del modelo desde la entrada a la salida.

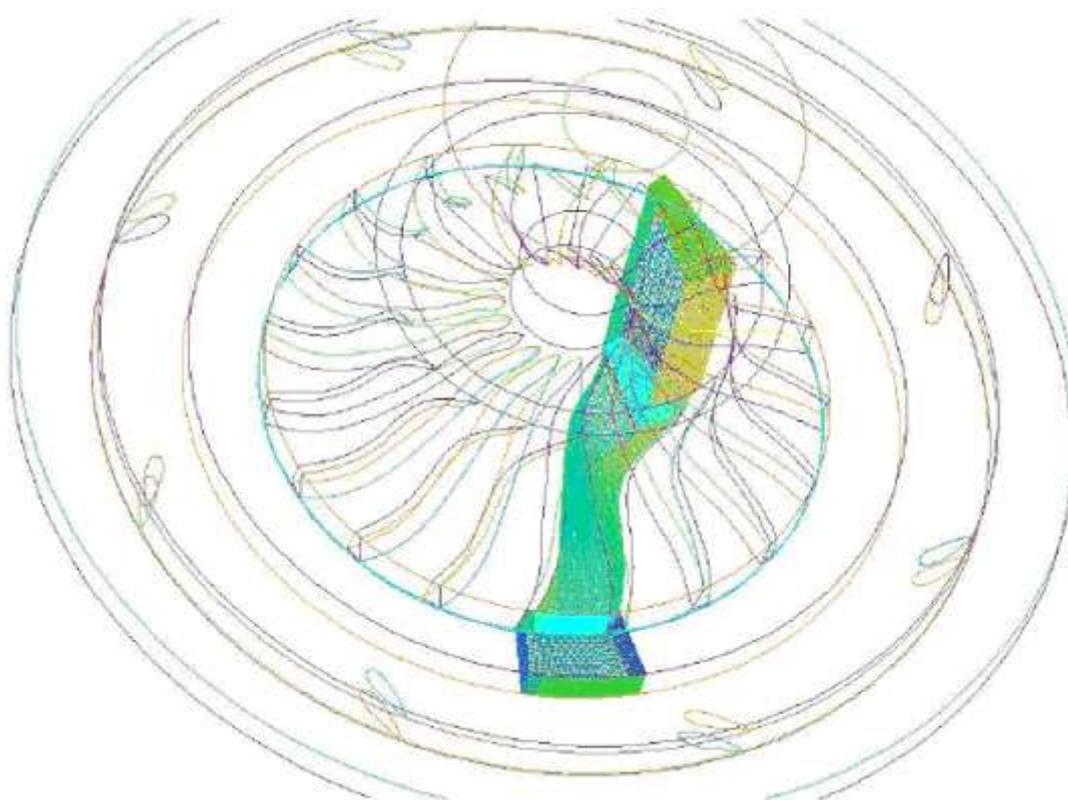


Fig. 1.2.2.2: Geometría completa del modelo

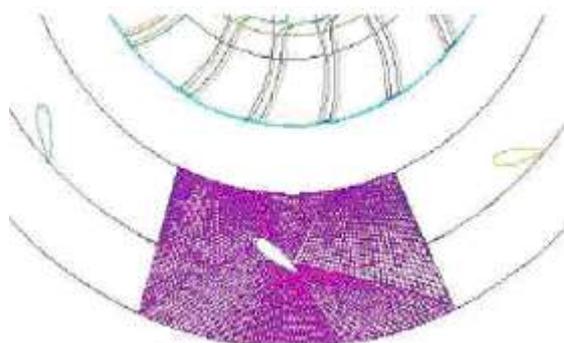


Fig. 1.2.2.3: Malla del difusor

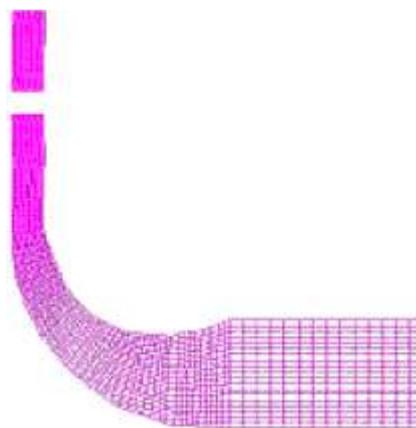


Fig. 1.2.2.4: Vista meridional del modelo

1.2.3 Método de cálculo

La investigación numérica consiste en un análisis completo tridimensional de la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes usando el paquete informático CFX-TASCflow. Este programa, desarrollado principalmente para turbomáquinas, puede tratar tanto sistemas de referencia rotativos como estáticos. CFX-TASCflow usa un método de volúmenes finitos para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el Reynolds (RANS). Dado que emplea una formulación basada en presión, es aplicable tanto a flujos totalmente incompresibles como compresibles. Esto es importante cuando existe una variación considerable en el número de Mach y hay zonas en las que dicho número es muy pequeño.

El método de discretización y los modelos físicos empleados por un programa CFD afectan a la exactitud del flujo calculado. CFX-TASCflow usa un método de discretización espacial compuesto por dos componentes. La primera aporta la sensibilidad direccional y se conoce con el nombre de *Linear Profile Skew*. El segundo asegura una variación adecuada de las condiciones de remanso y es conocido como *Physical Advencion Correction*. El resultado es un algoritmo de segundo orden con un bajo nivel de error en la discretización.

Para la descripción de los efectos de la turbulencia en la corriente principal, se usó el modelo $k-\epsilon$, propuesto por Launder y Spalding, el cual calcula la producción y disipación de la turbulencia. En los nodos de la malla próximos a una pared sólida, se eligieron funciones de pared basadas en la consideración de capas límite en flujo turbulento totalmente desarrollado. CFX-TASCflow emplea el algoritmo acoplado Gauss-Siedel, que reduce los errores de alta frecuencia dejando los de gran longitud de onda relativamente invariables. Para reducir éstos, se usa un acelerador lineal multimalla [28].

El rotor se simuló en un sistema de referencia rotativo mientras que el difusor en uno estático. En los límites en los que se produce el cambio de estructura de referencia se toma una interfase de tipo *Frozen Rotor*, en la cual se conserva el flujo en la dirección circunferencial. No obstante, la posición relativa se mantiene constante en espacio y tiempo. De esta forma, la interfase transfiere la distribución no axilsimétrica del flujo, desarrollado sólo en la posición relativa dada entre el rotor y los componentes estacionarios, a las regiones vecinas. No se considera cualquier

distribución circunferencial del flujo, que cambia por la variación de la posición relativa entre los componentes. Este tipo de interfase no es capaz de predecir los efectos no estacionarios derivados de la interacción rotor-difusor, debida al cambio de posición relativa. Un amplio estudio sobre el comportamiento de distintos tipos de interfases, llevado a cabo por Liu y Hill [29] relevó que la de tipo *Frozen Rotor* se comporta muy bien cuando se trata de una predicción en régimen permanente.

1.2.4 Condiciones de contorno y convergencia

La figura 1.2.4.1 representa las condiciones de contorno elegidas para llevar a cabo las simulaciones.

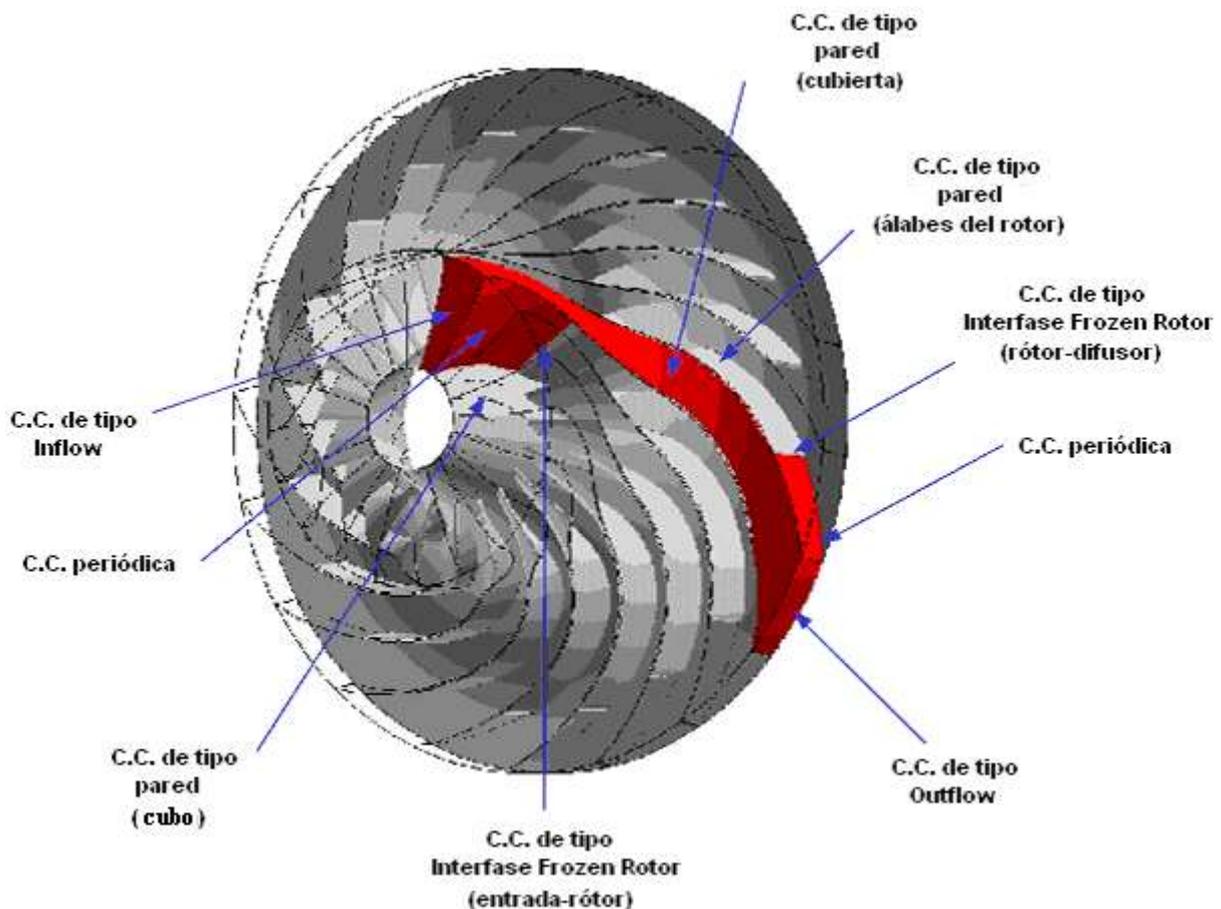


Fig. 1.2.4.1: Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno impuestas en base a cada ecuación pueden resumirse como sigue:

- Ecuación de momento. La velocidad absoluta en las paredes de la cubierta y el difusor se fijaron a cero, así como la velocidad relativa en los álabes del rotor y el cubo. A la entrada se especificó la presión de remanso dada por

$$p_R = p \cdot \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_E^2 \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}$$

- Ecuación de continuidad. Se especificó el flujo másico a la salida.
- Ecuación de energía. El proceso se asumió adiabático. Se fijó la temperatura de remanso a la entrada, dada por

$$T_R = T \cdot \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_E^2 \right)$$

- Turbulencia. Se empleó el modelo k-ε usando funciones de pared. Se especificaron los parámetros *Turbulence intensity* y *Eddy viscosity ratio*.

Partiendo de una solución inicial estimada, el programa requirió unas 430 iteraciones aproximadamente (unas 25 horas usando una máquina SUN Blade con 768 MB de RAM) para converger, eligiendo como criterio de convergencia un nivel de 10^{-4} en los residuos.

1.2.5 Estudio de la sensibilidad de la malla y validación del modelo

Para chequear la sensibilidad de la malla, se realizaron cálculos para cuatro mallas de diferente tamaño. Se observó que disminuía la relación de cambio de variables como la presión o temperatura, con el refinamiento de la malla. La figura 1.2.5.1 muestra los resultados.

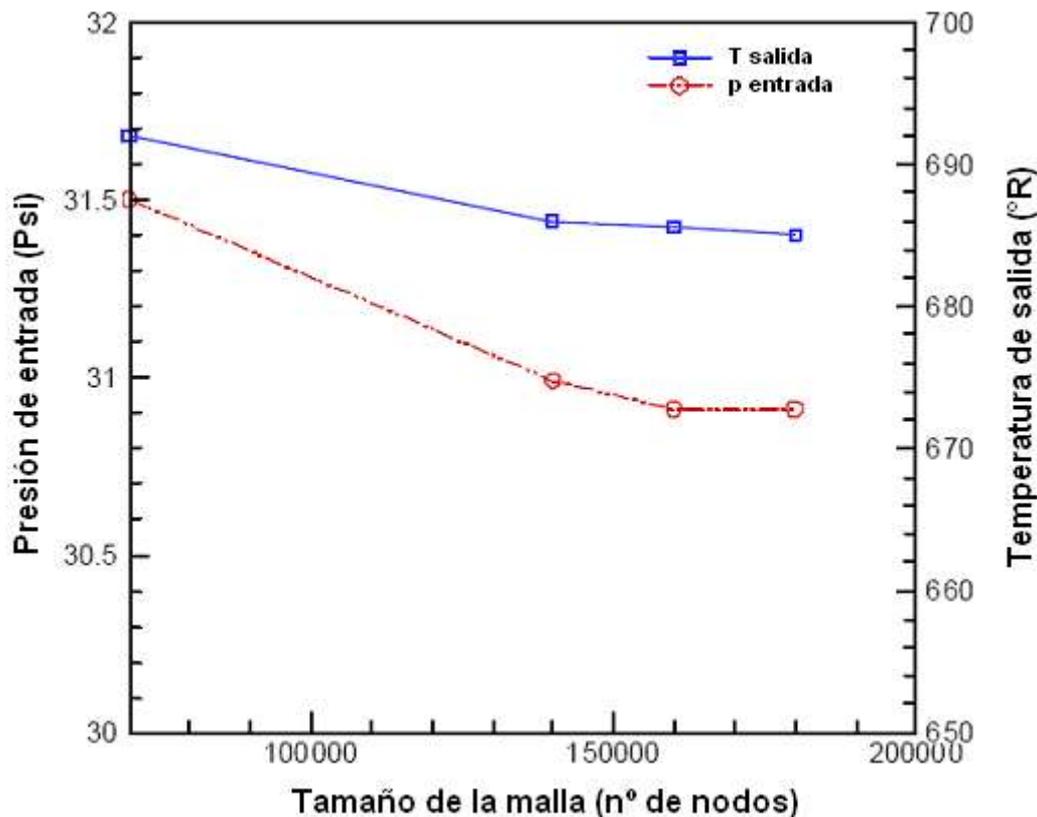


Fig. 1.2.5.1: Influencia del refinamiento de la malla sobre el flujo

Se observa que, ya entre la segunda malla y la más fina, los cambios producidos eran menores del 0,1%. Estos resultados indican que el mallado más fino no es suficiente para obtener una predicción del flujo independiente de la malla, aparte de los errores al crear la geometría y los inherentes a los métodos numéricos. De esta forma se observaron algunas variaciones con respecto a los resultados experimentales.

Para validar el modelo, se realizaron comparaciones entre la simulación correspondiente a la geometría inicial (sin modificación del ángulo de los álabes del difusor) y las medidas realizadas. Los resultados se recogen en la tabla 1.2.5.1.

Parámetros de Operación		Rendimiento Isentrópico		% Error
rpm	\dot{m} (SCFM)	Exp.	Simulación	
10000	7717	0,82	0,79	3,66
11790	7400	0,81	0,81	0
12000	9420	0,80	0,78	2,5
14000	11023	0,7842	0,78	0,54
15000	11618	0,76	0,79	3,95
Parámetros de Operación		Relación de Compresión		% Error
rpm	\dot{m} (SCFM)	Exp.	Simulación	
10000	7717	1,44	1,44	0
11790	7400	1,61	1,65	2,48
12000	9420	1,67	1,62	2,99
14000	11023	2,01	1,86	7,46
15000	11618	2,09	2,02	3,35

Tabla 1.2.5.1: Comparación de los resultados simulados y experimentales

Además, se compararon los resultados con los trabajos realizados por otros investigadores [30, 31] encontrando un buen ajuste, por lo que se acepta la validez del método.

1.2.6 Resultados

La figura 1.2.6.1 muestra la geometría básica y la variación del ángulo de los álabes del difusor considerada.

Las simulaciones se realizaron para una velocidad de 15.000 rpm para siete flujos másicos distintos: 5.000, 6.500, 8.000, 10.000, 11.000, 12.000 y 12.500 SCFM, asumiendo condiciones atmosféricas estándar para cada ángulo probado, generándose una matriz de resultados para su comparación. Para los valores altos de flujo se produjeron algunas dificultades en la simulación. El problema parecía estar asociado con los altos números de Mach relativos a la entrada del difusor. Las figuras 1.2.6.2, 1.2.6.3, 1.2.6.4 y 1.2.6.5, presentan los resultados de relación de compresión, rendimiento, coeficiente de presión en el difusor y coeficiente de pérdida de presión total en el difusor, respectivamente, todos ellos en función del flujo másico y el ángulo de posicionamiento de los álabes del difusor. Se detecta una clara variación en las curvas con el ángulo.

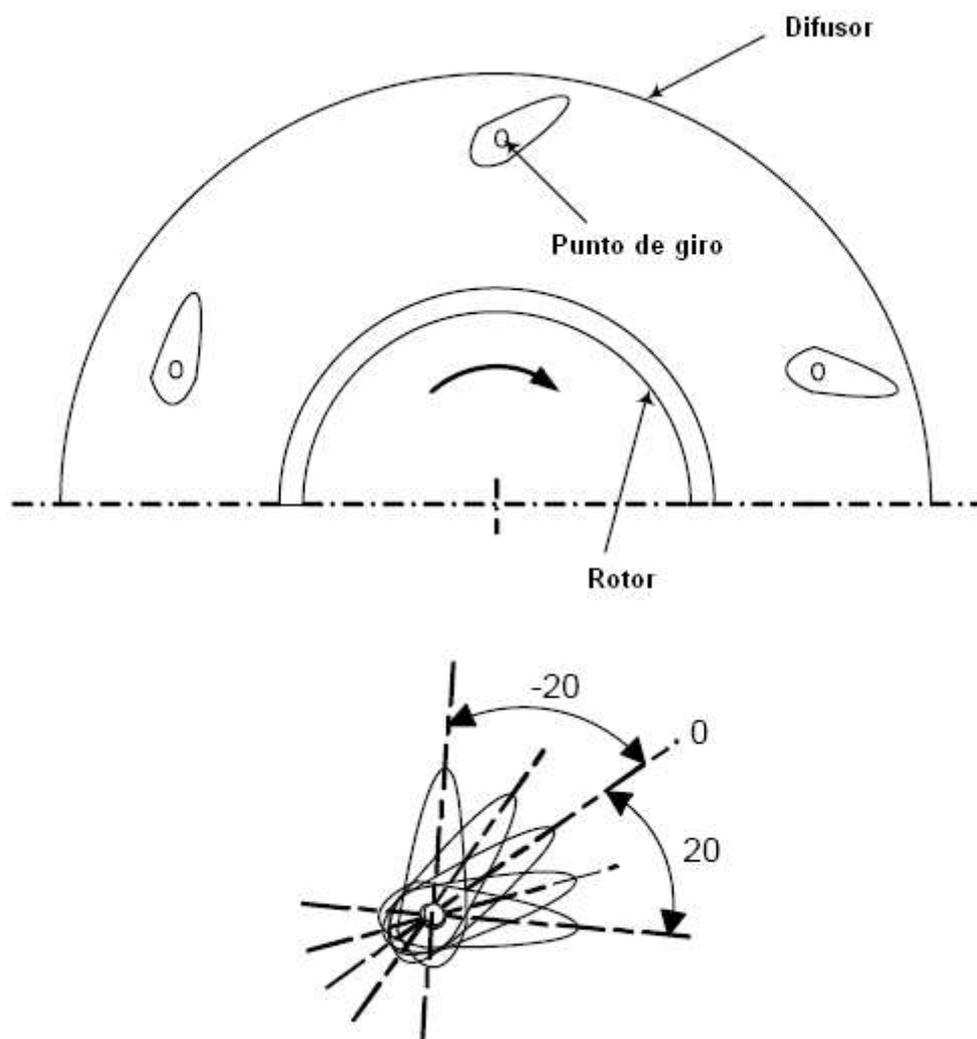


Fig. 1.2.6.1: Geometría y rango tomado para el ángulo de posicionamiento de los álabes del difusor

En las figuras 1.2.6.2 y 1.2.6.3 se observa que el funcionamiento se mejora para un ángulo de $+10^\circ$, mientras que para $+20^\circ$ empeora. El factor que contribuye a este efecto es el desprendimiento en la cara de presión de los álabes produciéndose el bloqueo de parte del canal difusor, reduciendo el área efectiva y limitando la capacidad, lo que confirma las predicciones hechas por Sorokes y Welch [32]. Además, la incidencia negativa que tiene lugar cuando se gira los álabes $+10^\circ$ y $+20^\circ$, es capaz de mantener el flujo adherido a la cara de succión en una distancia mayor. Esto es explicable teniendo en cuenta que el flujo es dirigido más hacia la cara de succión que en el caso de incidencias positivas.

A partir de los resultados de la relación de compresión de la figura 1.2.6.2, puede verse que hay un límite en incidencia negativa, que hace que el bloqueo ocurra para flujos menores. Las curvas para $+10^\circ$ y $+20^\circ$ indican que el bloqueo tiene lugar para un ángulo de $+20^\circ$ a un flujo menor que para $+10^\circ$. El pico de presión se trasladó hacia flujos mayores a medida que se fue incrementando el ángulo de posicionamiento de los álabes.

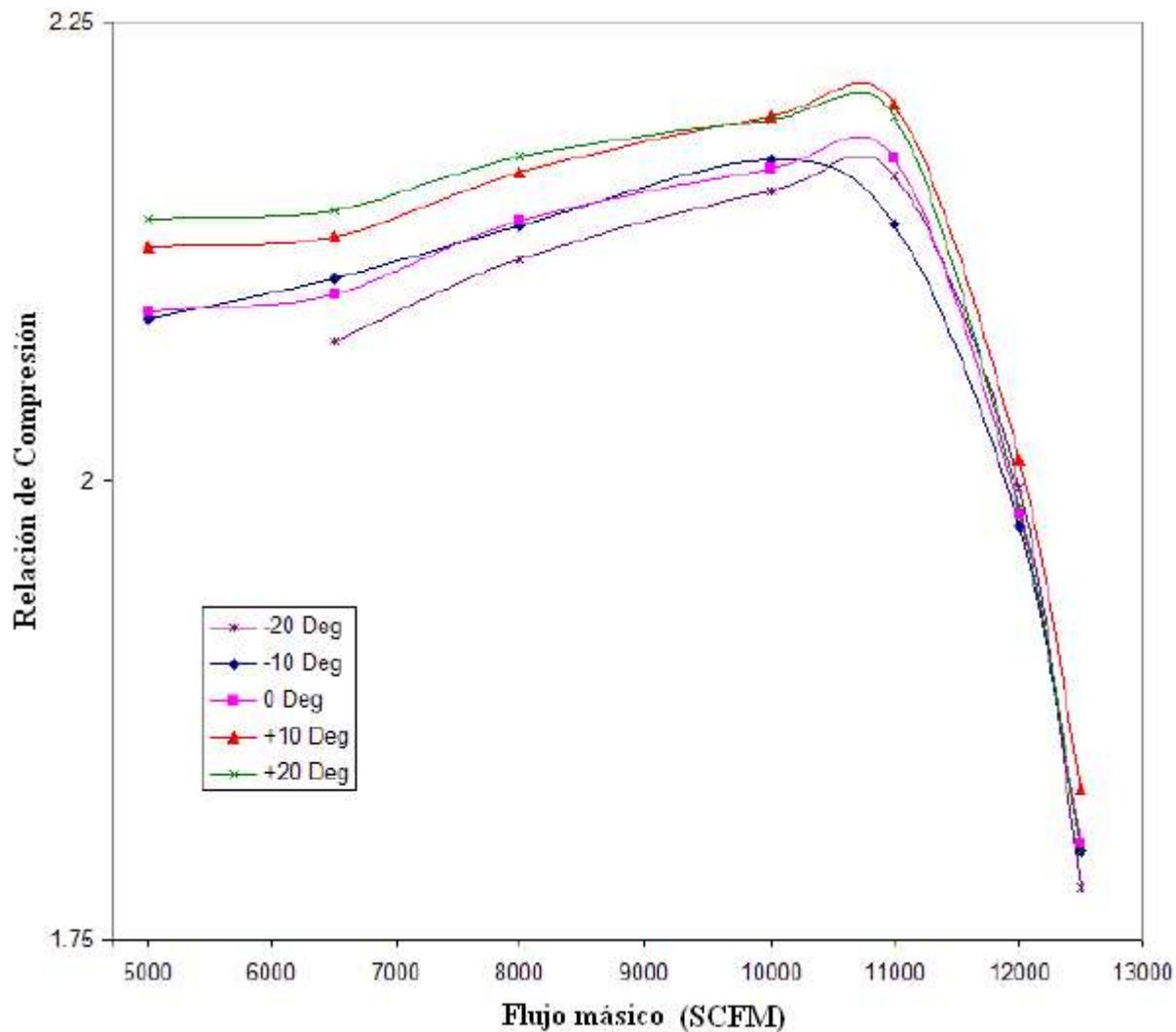


Fig. 1.2.6.2: Relación de compresión

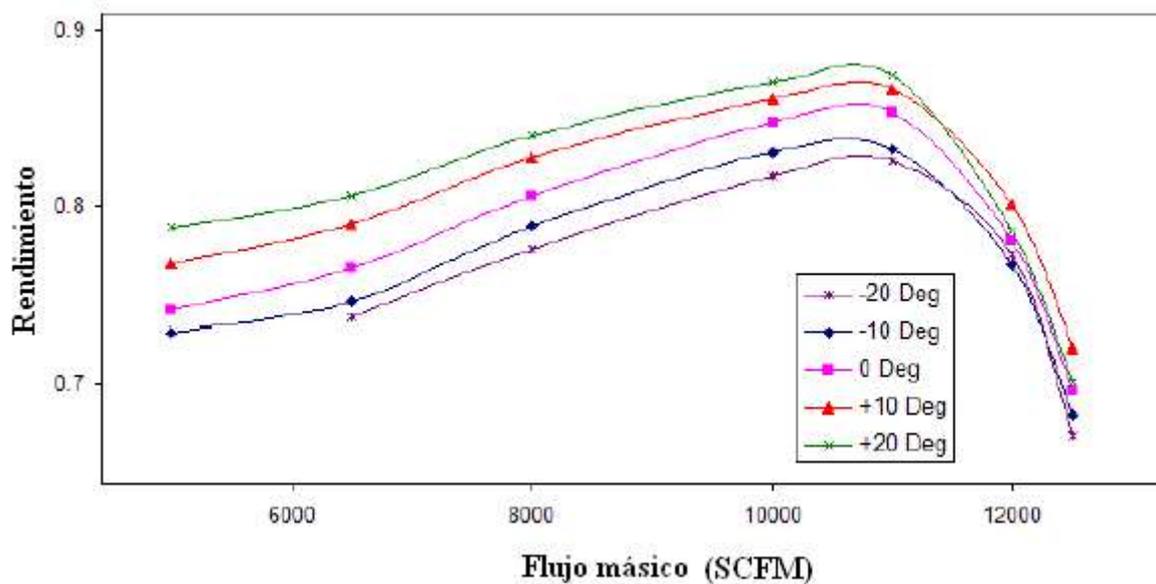


Fig. 1.2.6.3: Rendimiento

El coeficiente de presión en el difusor viene definido según [33] como

$$C_p = \frac{p_3 - p_2}{p_{R2} - p_2}$$

Este coeficiente se usa para evaluar la capacidad del difusor para convertir energía cinética en presión. La figura 1.2.6.4 muestra la variación del coeficiente C_p frente al flujo másico para diferentes ángulos de posicionamiento de los álabes.

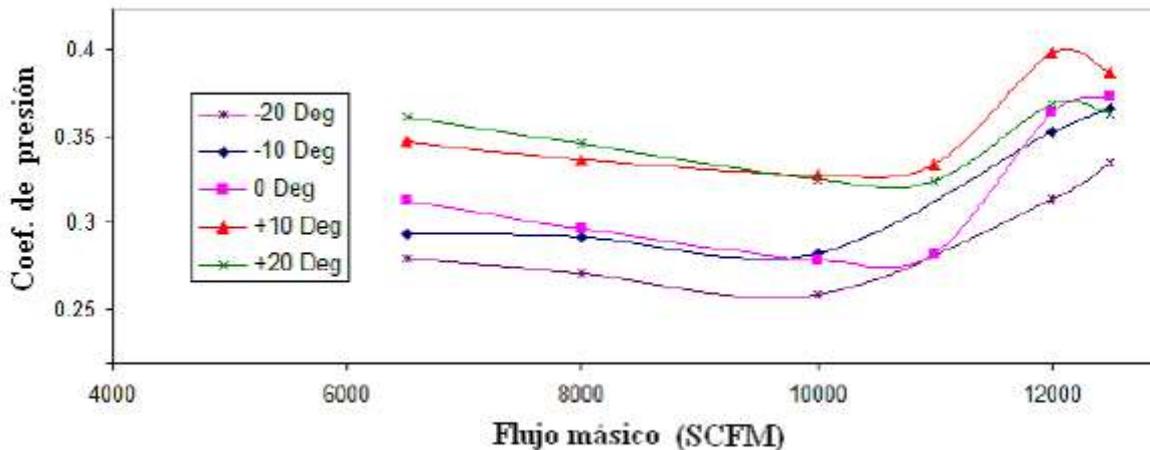


Fig. 1.2.6.4: Coeficiente de de presión

Se ve que los ángulos $+10^\circ$ y $+20^\circ$ producen mayor recuperación de presión que la posición inicial (0°), así como los ángulos -10° y -20° producen los valores menores. En general, la recuperación de presión se mejora para los ángulos $+10^\circ$ y $+20^\circ$. No obstante, para $+10^\circ$, decrece rápidamente tras alcanzar el pico. En cualquier caso, en casi todo el rango de operación, los resultados mejoran para $+10^\circ$ y $+20^\circ$ respecto a la posición inicial.

El coeficiente de pérdidas viene dado según [33] por

$$\bar{\omega} = \frac{p_{R2} - p_{R3}}{p_{R2} - p_2}$$

Este coeficiente mide la pérdida de presión total que tiene lugar en el difusor debido a la fricción, estelas y capas límite generadas por las fuerzas viscosas. La figura 1.2.6.5 muestra la variación de $\bar{\omega}$ con el flujo másico para los distintos ángulos. No debe olvidarse que todas las magnitudes usadas en los cálculos son promedios en masa. La figura indica que las menores pérdidas tienen lugar para los ángulos $+10^\circ$ y $+20^\circ$.

El ángulo de posicionamiento de los álabes es representativo de la cantidad de flujo que desvía o guía el álabe (carga del álabe). Cuanto mayor sea, mayor es la carga. A partir de la teoría convencional de difusores se sabe que el flujo se desprende para valores altos de carga. Esto se refleja en los resultados. Puede verse que para $+20^\circ$ las pérdidas son mayores que para $+10^\circ$. Así, reduciendo la carga del álabe, definitivamente se incrementa la estabilidad y el rango de operación, si bien podría disminuir el coeficiente de recuperación de presión al reducirse la cantidad de flujo que se dirige.

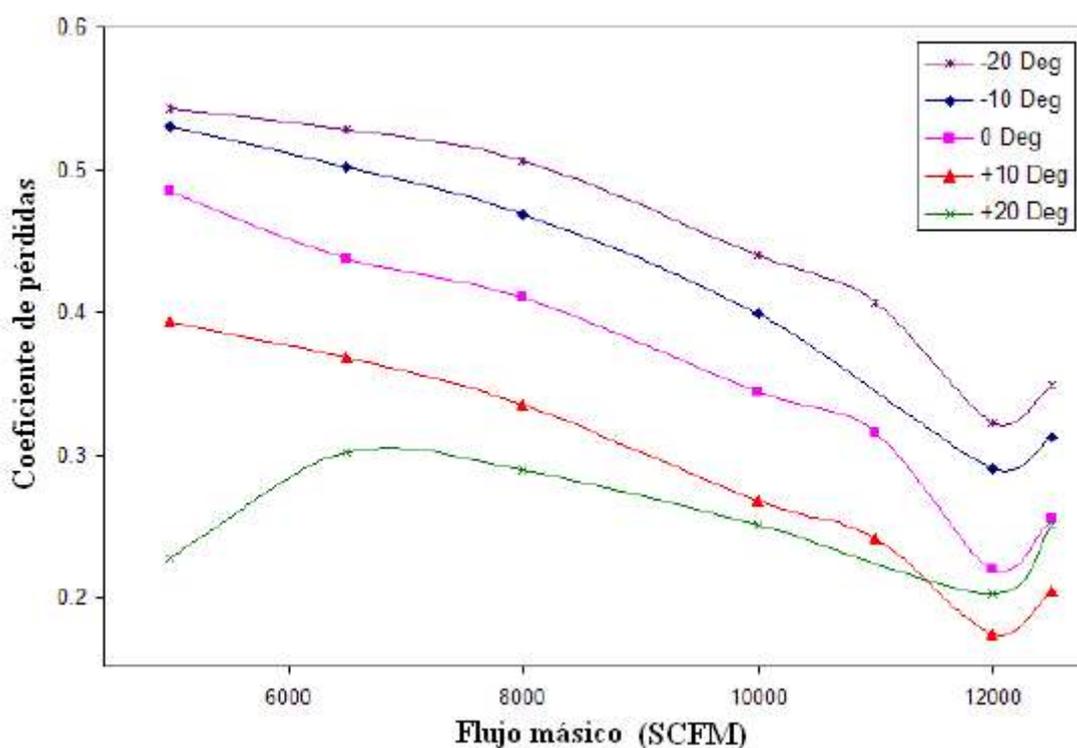


Fig. 1.2.6.5: Coeficiente de pérdidas

1.3 Contenido Global del Documento

Los comentarios y resultados presentados en este capítulo evidencian la importancia, utilidad y capacidad de aplicación de los métodos numéricos en el mundo de la ingeniería.

En el trabajo que se expone en este proyecto se hace uso de los métodos CFD para optimizar un difusor con álabes de un compresor de vapor de agua que trabaja en un equipo de desalación de agua de mar. Por este motivo, en el capítulo 2 se presentan algunas nociones en materia de desalación, y se describe brevemente el proyecto a gran escala (MEDESA) en el que queda enmarcado este trabajo.

El capítulo 3 recoge la teoría de turbomáquinas aplicada en el trabajo, los ensayos experimentales realizados en pos del análisis del difusor y la problemática que surge a la hora de plantear la simulación.

La metodología, descripción del método de cálculo CFD usado para las simulaciones y la validación del método, así como la teoría de difusores empleada, quedan recogidos en el capítulo 4.

El análisis paramétrico realizado y los resultados obtenidos en las simulaciones, llevadas a cabo considerando aire como fluido, así como las conclusiones obtenidas a partir de los mismos se exponen en el capítulo 5, para cerrar, en el capítulo 6, analizando la importancia de la compresibilidad simulando la geometría óptima considerando semejanza en el Reynolds para vapor de agua.

Dos estudios paralelos, se recogen en los anexos I y II. El primero realiza un análisis de la importancia que juega el mallado y la forma de obtener los resultados, comparando distintos tipos de malla, calidad de mallado, refinamiento y condiciones de contorno. En el segundo se lleva a cabo una simulación completa bidimensional de un compresor usando una de las aplicaciones del software empleado, para comparar los resultados con los correspondientes a la simulación del difusor de forma aislada.