

# Trabajo Fin de Máster Master en Sistemas de Energía Térmica



Proyecto RTI2018-102196-B-I00, financiado por: FEDER/Ministerio de Ciencia e Innovación – Agencia Estatal de Investigación.

Project RTI2018-102196-B-I00, funded by: ERDF/Ministry of Science and Innovation – Spanish State Research Agency.



GOBIERNO  
DE ESPAÑA

MINISTERIO  
DE CIENCIA, INNOVACIÓN  
Y UNIVERSIDADES



FEDER  
Fondo Europeo de Desarrollo Regional

Una manera de hacer Europa

UNIÓN EUROPEA

## Desarrollo de un módulo de diseño y análisis de turbocompresores centrífugos para su in- tegración en una herramienta de simulación de microturbinas de gas

Autor: Rafael González Almenara

Tutores: David Sánchez Martínez

Lourdes García Rodríguez

**Grupo de Máquinas y Motores Térmicos**  
**Dpto. Ingeniería Energética**  
**Escuela Técnica Superior de Ingeniería**  
**Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2021



**GMTS** | GRUPO DE MAQUINAS Y MOTORES  
TÉRMICOS DE SEVILLA



Trabajo Fin de Máster  
Master en Sistemas de Energía Térmica

# **Desarrollo de un módulo de diseño y análisis de turbocompresores centrífugos para su integración en una herramienta de simulación de microturbinas de gas**

Autor:

Rafael González Almenara

Tutores:

David Sánchez Martínez

Catedrático de Universidad

Lourdes García Rodríguez

Catedrática de Universidad

Grupo de Máquinas y Motores Térmicos  
Dpto. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2021



Trabajo Fin de Máster: Desarrollo de un módulo de diseño y análisis de turbocompresores centrífugos para su integración en una herramienta de simulación de micro-turbinas de gas

Autor: Rafael González Almenara  
Tutores: David Sánchez Martínez  
          Lourdes García Rodríguez

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:



# Agradecimientos

---

Quiero agradecer en primer lugar al tutor, el profesor David Sánchez y a la co-tutora, la profesora Lourdes García, de este Trabajo Fin de Master. Su ayuda ha sido esencial para el desarrollo del trabajo y, además, ellos han sido los principales responsables de que se haya materializado el proyecto SOLMIDIFF, motivación de este trabajo y de lo que espero que sea mi futura tesis doctoral.

Gracias al proyecto SOLMIDIFF pude formar parte de la comunidad universitaria y estar cada vez más cerca de hacer real lo que desde hace años ha sido un sueño para mí: ser profesor de universidad. Por supuesto, no me olvido de los compañeros del Grupo de Máquinas y Motores Térmicos de Sevilla, los cuales me han hecho la vida mucho más llevadera desde que yo también formo parte del grupo, tanto a nivel personal como profesional.

Por último, pero no por ello menos importante, también quiero mostrar mi más absoluto agradecimiento tanto a mi familia como a mi círculo cercano, los cuales han creído, creen y siempre creerán en mí.

Gracias a todos.



# Resumen

---

El enfoque general de este trabajo consiste en el desarrollo de una herramienta computacional, integrable en otra herramienta global de simulación de microturbinas de gas, que permita realizar tanto el prediseño de un turbocompresor centrífugo como la posterior evaluación de prestaciones en condiciones nominales y en operación fuera de diseño. Por ello, el modelado de la herramienta está desarrollado teniendo presente que el turbocompresor está ensamblado en un eje solidario con la turbina centrípeta y, por consiguiente, que las condiciones de diseño no son libres sino que están sujetas a los parámetros de diseño de la mencionada turbina así como del propio ciclo de trabajo del motor.

En este trabajo se presentan diferentes mapas de comportamiento del turbocompresor centrífugo para diferentes diseños de la máquina, los cuales son analizados con el fin de observar las diferentes tendencias tanto de los parámetros de diseño seleccionados para el compresor como de los elementos incorporados en el mismo.

La principal innovación con respecto a otros trabajos previos realizados en el Grupo de Máquinas y Motores Térmicos de Sevilla es, además de la capacidad de integración en la herramienta completa de simulación de turbinas de gas, la incorporación de álabes guía de geometría variable a la entrada del compresor, provocando que en condiciones fuera de diseño, el rango de operación de la microturbina sea mayor. Este dispositivo también permite mejorar el rendimiento del compresor en operación fuera de diseño. El objetivo tanto del módulo de diseño y análisis de turbocompresores como de la herramienta de simulación completa no es otorgar un diseño definitivo de la máquina, sino un diseño preliminar, con su correspondiente análisis en condiciones de carga parcial, que permita facilitar y acotar la región de interés de diseño, reduciendo en la medida de lo posible tanto la fase experimental, que es sin duda la fase más costosa del proceso de diseño de una turbomáquina, como de la fase de simulación con Softwares más detallados (y con gran coste computacional) como las herramientas CFD.



# Abstract

---

The general aim and scope of this work is the development of a computational tool for the one-dimensional design and performance analysis of centrifugal compressors for the future integration into another global micro gas turbine simulation platform. Thus, the programming has been developed taking into account that the compressor is assembled on a single shaft along with the turbine and, furthermore, the design conditions are set by the mentioned turbine and by the working cycle requirements.

In this work, many different compressor performance maps are shown for different designs of the centrifugal compressor, which are analysed in order to observe the different trends of the selected design parameters for the compressor as well as the components assembled in the compressor.

The main innovation with respect to previous works carried out by the Thermal Power Group (GMTS) of University of Seville is, apart from the adaptation capacity into the global simulation platform, the integration of variable inlet guide vanes in the compressor. This enables an increase of the operating range of the micro gas turbine when the compressor operates in off-design conditions. This device also improves the compressor efficiency in off-design performance. The aim of both compressor design and analysis modules is not to provide a final and definitive compressor design but to provide a preliminary design along with the off-design performance maps.



# Índice Abreviado

---

<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	V
<i>Índice Abreviado</i>	VII
<i>Notación</i>	XI
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2 Fundamentos de los turbocompresores centrífugos</b>	<b>5</b>
2.1 Triángulos de velocidades. Ecuaciones generales	6
2.2 Parámetros característicos	8
2.3 Influencia del ángulo de salida del rotor. Tipos de álabes	9
2.4 Influencia del ángulo de entrada al rotor	10
2.5 Otros factores que afectan al diseño	10
<b>3 Diseño de turbocompresores radiales. Implementación</b>	<b>11</b>
3.1 Método de Aungier	13
3.2 Aplicación del método de Aungier al diseño del rodete	14
3.3 Aplicación del método de Aungier al diseño del difusor	24
3.4 Diseño de la salida del compresor	28
<b>4 Comportamiento fuera de diseño de los compresores centrífugos</b>	<b>31</b>
4.1 Curvas características de los turbocompresores centrífugos	32
4.2 Influencia de los álabes guía a la entrada del compresor	33
4.3 Resultados	35
<b>5 Conclusiones y líneas futuras de trabajo</b>	<b>45</b>
<i>Índice de Figuras</i>	47
<i>Índice de Tablas</i>	51
<i>Bibliografía</i>	51



# Índice

---

<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	V
<i>Índice Abreviado</i>	VII
<i>Notación</i>	XI
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2 Fundamentos de los turbocompresores centrífugos</b>	<b>5</b>
2.1 Triángulos de velocidades. Ecuaciones generales	6
2.2 Parámetros característicos	8
2.2.1 Grado de reacción	8
2.2.2 Coeficiente de flujo	8
2.2.3 Coeficiente de carga	8
2.3 Influencia del ángulo de salida del rotor. Tipos de álabes	9
2.4 Influencia del ángulo de entrada al rotor	10
2.5 Otros factores que afectan al diseño	10
<b>3 Diseño de turbocompresores radiales. Implementación</b>	<b>11</b>
Modelos de comportamiento	12
3.1 Método de Aungier	13
3.2 Aplicación del método de Aungier al diseño del rodete	14
3.2.1 Tipos de rodete	19
3.3 Aplicación del método de Aungier al diseño del difusor	24
3.3.1 Difusor sin álabes	24
3.3.2 Difusor con álabes	26
3.3.3 Fenómeno de bombeo	27
3.4 Diseño de la salida del compresor	28
3.4.1 Canal de retorno	28
3.4.2 Voluta	29
<b>4 Comportamiento fuera de diseño de los compresores centrífugos</b>	<b>31</b>
4.1 Curvas características de los turbocompresores centrífugos	32
4.2 Influencia de los álabes guía a la entrada del compresor	33
4.3 Resultados	35
<b>5 Conclusiones y líneas futuras de trabajo</b>	<b>45</b>
<i>Índice de Figuras</i>	47
<i>Índice de Tablas</i>	51
<i>Bibliografía</i>	51



# Notación

---

$A$	Área
$a$	Velocidad del sonido
$AR$	Relación de Areas
$B$	Factor de bloqueo
$c$	Velocidad absoluta
$b$	Altura de álabe
$d, D$	Diámetro
$d_s$	Diámetro específico
$f_{corr}$	Factor de corrección
$h$	Entalpía
$i$	Incidencia
$I$	Coefficiente de trabajo
$K$	Coefficiente de correlación
$L$	Longitud
$M, M'$	Número de Mach absoluto y relativo
$\dot{m}$	Gasto másico
$n_s$	Velocidad específica
$N$	Velocidad de giro
$p$	Presión
$PR$	Relación de compresión
$R$	Grado de reacción, Constante de los gases ideales
$T$	Temperatura
$U$	Velocidad periférica
$W$	Trabajo específico
$\dot{W}$	Potencia
$w$	Velocidad relativa
$Z$	Número de álaves
$\alpha$	Ángulo del flujo
$\beta$	Ángulo del álabe
$\gamma$	Coefficiente isentrópico
$\delta_{CL}$	Espacio intersticial
$\delta^*$	Desviación
$\Delta$	Incremento
$\varepsilon$	Relación de áreas Jet-Wake, rugosidad relativa
$\eta$	Eficiencia
$\lambda$	Factor de no uniformidad en la altura de álabe
$\mu$	Viscosidad
$\Pi$	Relación de compresión
$\rho$	Densidad
$\sigma$	Factor de deslizamiento
$\phi$	Coefficiente de flujo

$\chi$	Relación de gasto másico Jet-Wake
$\psi$	Coefficiente de carga
$\omega$	Coefficiente de pérdidas
$\Omega$	Coefficiente global de pérdidas

**Subíndices**

<i>B</i>	Álabe
<i>BL</i>	Blade-to-blade
<i>CH</i>	Bloqueo
<i>Cl</i>	Clearance
<i>cr</i>	Supercrítico
<i>dif</i>	difusión
<i>dif f</i>	Propiedad del difusor
<i>ef</i>	Efectivo (número de álabes)
<i>fr</i>	fricción
<i>hub</i>	Propiedad en la altura mínima del álabe
<i>H</i>	Hidráulico
<i>HS</i>	Hub-to-shroud
<i>inc</i>	Incidencia
<i>jet</i>	Propiedad en la zona de <i>Jet</i>
<i>lim</i>	Límite
<i>m</i>	Meridional
<i>mean</i>	Línea media
<i>min</i>	Mínimo
<i>mix</i>	Mezcla
<i>r</i>	Radial
<i>rot</i>	Propiedad del rodete
<i>s</i>	Isentrópico
<i>seal</i>	Sello de laberinto
<i>sf</i>	fricción
<i>shroud</i>	Propiedad en la altura máxima del álabe
<i>split</i>	Propiedad de los alabes de longitud reducida
<i>th</i>	Garganta del canal
<i>tip</i>	Altura mínima del álabe
<i>tt</i>	Total a total
<i>ts</i>	Total a estático
<i>vol</i>	Voluta
<i>wake</i>	Propiedad en la zona de <i>wake</i>
$\theta$	Tangencial
$\lambda$	Expansión abrupta
<i>OX</i>	Propiedad de remanso en X
1	Entrada al rodete
2	Salida del rodete
3	Entrada al difusor
4	Salida del difusor
5	Salida del compresor

# 1 Introducción

---

El diseño de una turbomáquina nunca suele realizarse desde cero sino a partir de una máquina existente cuya geometría se modifica para adaptarse a unas nuevas condiciones de trabajo. No obstante, en aquellos casos en los que sí se realiza un nuevo diseño, éste suele partir del diseño bidimensional del escalonamiento para, posteriormente, desarrollar la geometría tridimensional.

En el estudio fluidodinámico de una turbomáquina, pueden considerarse en general los siguientes métodos de análisis:

- Análisis de modelos unidimensionales: Este tipo de modelos aportan una información básica, aportando especificaciones puntuales en las secciones de entrada y salida de la turbomáquina, y es apto para analizar las tendencias en el comportamiento del compresor o turbina en diferentes condiciones de trabajo o para realizar un prediseño de la misma. Sin embargo, los modelos unidimensionales no permiten estudiar el problema local en el interior de la turbomáquina, por lo que no otorgan información sobre el origen último de las ineficiencias. La gran virtud de estos modelos es su mínima carga computacional.
- Análisis a través de herramientas CFD: Estos modelos realizan un estudio en detalle de todo el sistema completo, tanto en las secciones de entrada y salida como en el interior de la turbomáquina. Las herramientas CFD representan los fenómenos fluidodinámicos del sistema con un grado de fiabilidad elevado, no sólo en las secciones de entrada y salida sino también en el interior de los elementos constitutivos de la máquina; el principal inconveniente es el elevado coste computacional.
- Realización de ensayos experimentales: En general, los métodos experimentales son caros y por ello se reducen en la medida de lo posible. Además, los ensayos tanto de compresores como de turbinas sólo dan información parcial y no información completa de la turbomáquina (interacción estátor-rótor, diseño tridimensional, flujos secundarios, etc.) por lo que no constituyen en sí mismos una etapa final de diseño. No obstante, debe reconocerse su gran valor como confirmación de los estudios numéricos realizados con otras herramientas.

David Japikse [1] propuso un resumen del proceso iterativo óptimo para diseñar turbomáquinas del que se extrae la figura 1.1 y en la que se puede observar cómo numerosos métodos, incluidos CFDs, son usados en diferentes etapas. Según la propuesta de Japikse, para realizar simulaciones a través de herramientas CFD, cálculos basados en modelos de elementos finitos, estudios rotodinámicos, etc. es necesaria una geometría de la turbomáquina a estudiar, es decir, un prediseño. El interés de un diseño preliminar no se reduce únicamente al punto de partida, en la industria el diseño de sistemas complejos es un proceso que requiere de numerosas fases e iteraciones y, en los primeros compases del desarrollo, resulta muy valioso conocer el comportamiento aproximado de los equipos que conforman el sistema sin invertir demasiados recursos. En estas fases no se persigue obtener una alta precisión, si no unos valores aceptables que otorguen una aproximación en cuanto a rendimientos, prestaciones y costes se refiere.

Observando la figura 1.1, en la parte superior se encuentran los procesos cuasi-bidimensionales y unidimensionales como herramienta propuesta para generar estos diseños preliminares. El cálculo unidimensional no caracteriza el flujo en el interior del rodete del compresor, turbomáquina sobre la cual se centra este trabajo, sino que proporciona estimaciones de rendimiento a partir de las características del flujo a la entrada y a la salida del mismo, y de algunos parámetros geométricos tanto del rodete como del difusor. Al contrario

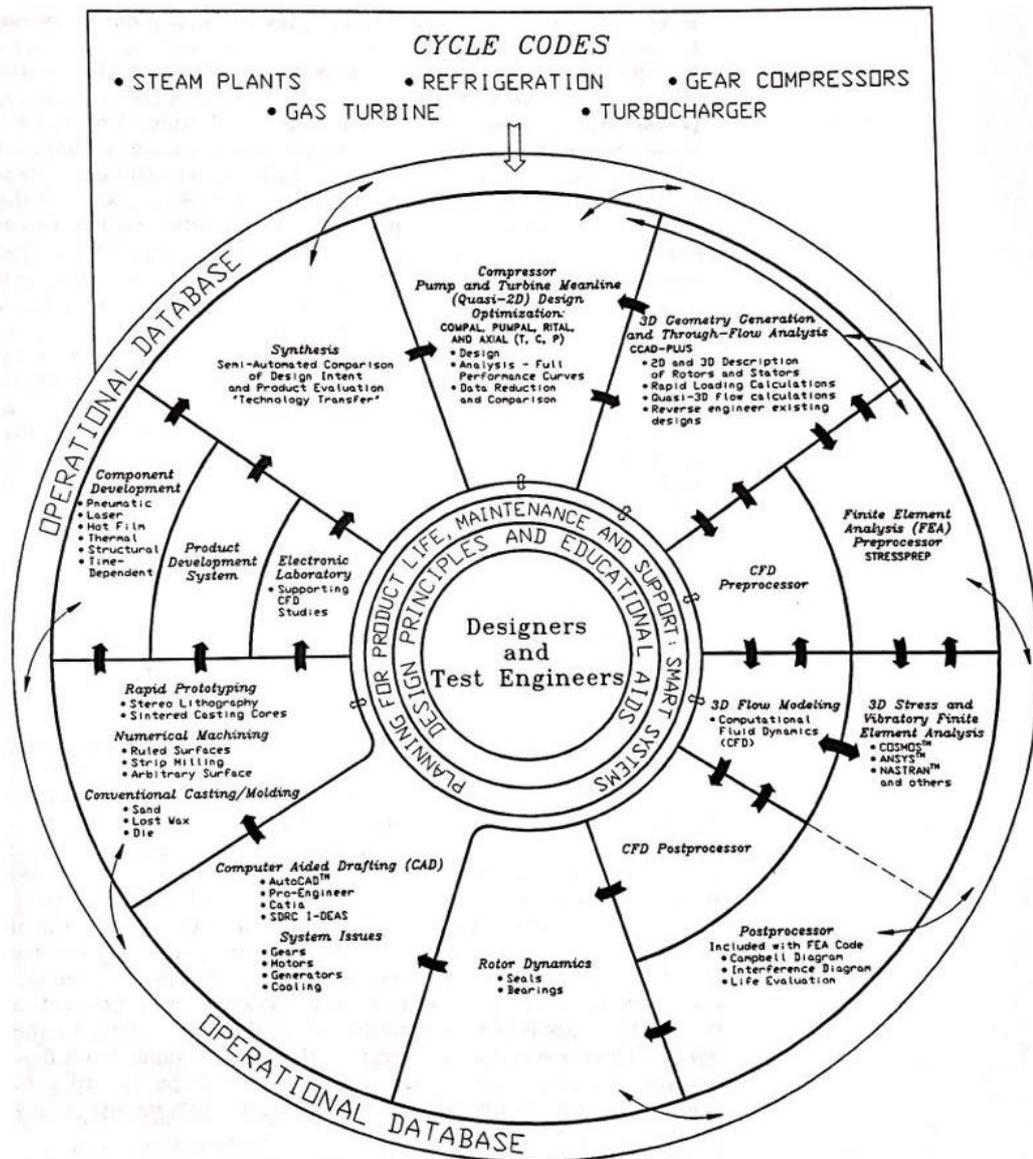


Figura 1.1 Proceso de diseño de turbomáquinas propuesto por Japikse [1].

de como ocurre con las herramientas CFD, estos procesos no proporcionan información detallada sobre el comportamiento aero-termodinámico, pero son de fácil aplicación y con tiempos de cálculo muy pequeños, convirtiéndose en un método adecuado para el inicio del proceso de diseño.

Actualmente existen softwares comerciales como AxSTREAM© o Concepts NREC© que incluyen en sus especificaciones la generación de diseños preliminares que cumplen con estos requerimientos; sin embargo, éstos presentan varias limitaciones importantes. El código de estos programas es de carácter privativo y, por tanto, normalmente es inaccesible al usuario. Esto limita el conocimiento y control sobre las decisiones tomadas durante el proceso de prediseño, pudiendo llegar a limitar el campo de aplicación de estas herramientas si, por ejemplo, se trabaja con fluidos o condiciones poco comunes y que obligarían a introducir consideraciones adicionales. Por otra parte, estos códigos también resultan incompatibles con procesos de optimización o herramientas externas que buscan la mejora y automatización del proceso iterativo de diseño de las turbomáquinas.

El objetivo del trabajo es desarrollar una herramienta que permita abordar el (pre)diseño unidimensional de un compresor centrífugo de manera robusta y rápida, con un nivel de detalle superior al otorgado por otras metodologías también de carácter unidimensional. Esta herramienta deberá ser, además, capaz de estimar el comportamiento fuera de diseño de la máquina diseñada. Como elemento novedoso, se considera

---

la posibilidad de que el diseño incorpore álabes guía de geometría variable para el control del gasto. La herramienta desarrollada se basa en el método presentado por Ronald H. Aungier en la referencia [2], si bien el diseño y caracterización del comportamiento de los álabes guía es desarrollo propio del autor basado en otras referencias bibliográficas.



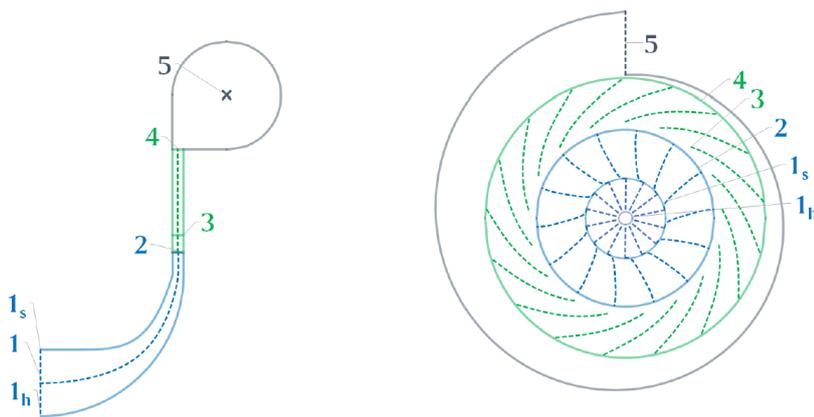
## 2 Fundamentos de los turbocompresores centrífugos

El turbocompresor centrífugo es una turbomáquina que consiste en un rotor, normalmente denominado *rodete* en este tipo de máquinas, que gira dentro de una carcasa, seguido de un estator. El rodete es el elemento que convierte la energía mecánica del eje en energía cinética y de presión (entalpía) del fluido. El otro elemento principal de un turbocompresor centrífugo es el *difusor*, que se encuentra a la salida del rodete y convierte la energía cinética del fluido en energía de presión (entalpía), completando así el proceso de conversión de energía. A la salida del difusor, se encuentra el *colector* o *voluta*, cuya función es recoger el flujo del difusor y dirigirlo hacia el conducto de salida.

En el rodete se distingue una zona a la entrada donde los álabes están curvados con objeto de desviar la velocidad relativa hacia la dirección axial. Este tramo es conocido como *zona inductora*. Además, existen rodetes donde los álabes alternos, conocidos como *splitters*, comienzan no a la entrada del rodete sino en el interior de la zona inductora, reduciendo así a la mitad el número de álabes a la entrada. De esta forma se consigue incrementar la sección libre de paso y evitar el bloqueo del flujo a la entrada del compresor.

El difusor afecta de forma notable al rendimiento del compresor ya que aproximadamente la mitad de la energía del fluido a la salida del rodete es energía cinética que se transforma en presión estática en el difusor. Los difusores de los compresores centrífugos pueden ser con o sin álabes. Los difusores sin álabes son más económicos; sin embargo, para la misma relación de difusión, los difusores con álabes son más cortos (profundidad radial) y presentan mejor rendimiento.

La Figura 2.1 muestra la sección meridional y radial de un compresor centrífugo de referencia, el cual incorpora un difusor con álabes. Cada una de las estaciones numeradas en dicha figura corresponden a:



**Figura 2.1** Sección radial (izquierda) y meridional (derecha) de un compresor centrífugo [14].

1. Entrada al rodete
2. Salida del rodete - Entrada al espacio sin álabes
3. Salida del espacio sin álabes - Entrada al difusor

4. Salida del difusor - Entrada a la voluta
5. Salida de la voluta

## 2.1 Triángulos de velocidades. Ecuaciones generales

El intercambio entre la energía mecánica del eje y el fluido se realiza, en cualquier turbomáquina, en el rotor. Para expresar la energía por unidad de masa intercambiada en el rodete y así poder tener una base analítica para el diseño, es necesario realizar un conjunto de hipótesis de partida.

En efecto, el flujo a través de un escalonamiento de un compresor centrífugo es un movimiento tridimensional con cierta complejidad, pero puede simplificarse a través de la denominada *aproximación unidimensional*, que supone que las condiciones del fluido son uniformes en determinadas secciones transversales del flujo. De esta forma, es posible definir los vectores de velocidades a la entrada y a la salida del rodete para formar los denominados triángulos de velocidades con los que poder formular la ecuación fundamental de las turbomáquinas, también conocida como ecuación de Euler.

El *triángulo de velocidades* se refiere al triángulo formado por tres vectores de velocidad:

- Velocidad absoluta respecto del observador fijo (sistema de referencia inercial),  $c$ .
- Velocidad relativa respecto del observador móvil solidario al rodete (sistema de referencia no inercial),  $w$ .
- Velocidad periférica o de arrastre, debido al movimiento del sistema de referencia no inercial,  $u$ .

Desarrollando el Teorema del Momento Cinético de acuerdo a las velocidades previamente definidas, se obtiene la *ecuación fundamental de las turbomáquinas o ecuación de Euler*:

$$W = u_1 \cdot c_{\theta 1} - u_2 \cdot c_{\theta 2} \quad (2.1)$$

donde:

- $W$  es el trabajo específico o trabajo por unidad de masa
- $u_1$  y  $u_2$  son las velocidades periféricas a la entrada y salida del rodete, respectivamente.
- $c_{u1}$  y  $c_{u2}$  son las componentes tangenciales de las velocidades absolutas a la entrada y salida del rodete, respectivamente.

En el caso concreto de un turbocompresor centrífugo, los triángulos de velocidades a la salida y a la entrada del rodete se encuentran en planos perpendiculares, como se puede observar en la Figura 2.2

El diagrama  $h$ - $s$  mostrado en la Figura 2.3, representa la evolución del fluido a través de un escalonamiento de turbocompresor centrífugo.

El tramo 0-1 representa el proceso de aceleración del fluido en el conducto de entrada al escalonamiento, el tramo 1-2 representa el paso del flujo por el rodete y el tramo 2-3, el paso del flujo por el difusor.

En el conducto a la entrada se cumple la siguiente ecuación de conservación, asumiendo que dicho conducto sea adiabático:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad ; \quad h_{00} = h_{01} \quad (2.2)$$

En el rodete, al aplicar la ecuación de conservación de energía según el observador fijo, bajo la misma hipótesis de adiabaticidad, se obtiene:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} + W = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (2.3)$$

De igual forma, si se aplica la ecuación de la energía al observador móvil, resulta:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (2.4)$$

o bien:

$$h_{01,rel} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = h_{02,rel} \quad (2.5)$$

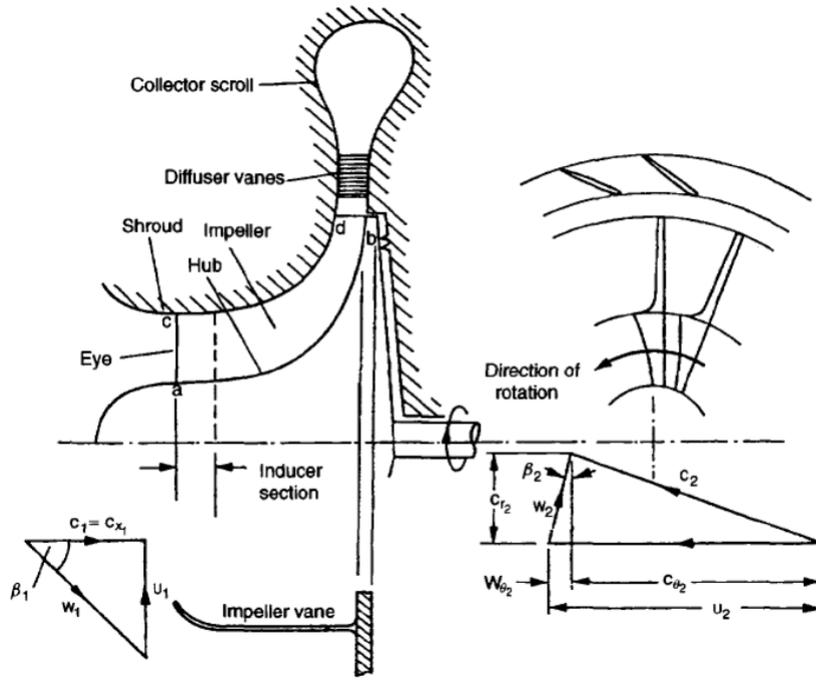


Figura 2.2 Esquema de los elementos constitutivos de un turbocompresor centrífugo y triángulos de velocidades [3].

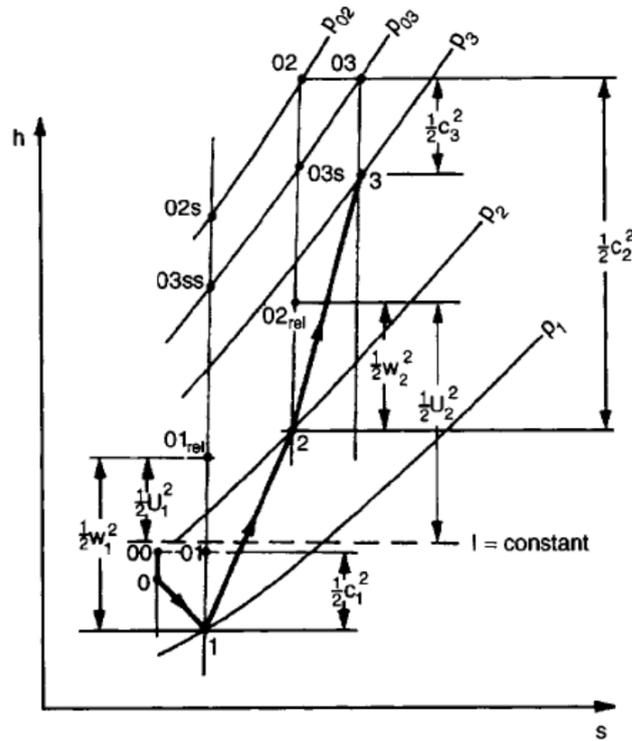


Figura 2.3 Evolución del fluido de un escalonamiento de turbocompresor centrífugo [15].

El aumento de entalpía en el rotor sería, por tanto:

$$h_2 - h_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (2.6)$$

El primer término del segundo miembro representa la contribución de la difusión de la velocidad relativa y el segundo término la contribución de las fuerzas centrífugas. Gracias a que la acción centrífuga no tiene efecto sobre el desprendimiento de la capa límite, es posible alcanzar una elevada relación de compresión (y frecuentemente un elevado rendimiento) en esta parte del proceso de compresión.

La combinación de las ecuaciones anteriores permite reformular el principio de conservación de energía de la siguiente forma:

$$W = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + (h_2 - h_1) = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (2.7)$$

El difusor es un conducto estático y, por tanto, no se realiza trabajo mecánico. La ecuación resultante del aumento de entalpía (presión) estática del fluido de  $h_2$  a  $h_3$  que, por efecto de la desaceleración del mismo disminuye la velocidad desde  $c_2$  hasta  $c_3$ , queda de la siguiente forma:

$$h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_3 + \frac{c_3^2}{2} \quad ; \quad h_{02} = h_{03} \quad (2.8)$$

## 2.2 Parámetros característicos

Para la definición de los triángulos de velocidades y, con ello, también de la propia máquina, se emplean una serie de parámetros que los caracterizan. Los más empleados son el grado de reacción, el coeficiente de carga y el coeficiente de flujo. Definidos estos tres parámetros queda definido el triángulo de velocidades.

### 2.2.1 Grado de reacción

El grado de reacción se define como la relación entre el incremento de entalpía estática en el rotor y el incremento de entalpía de remanso total en el compresor (trabajo consumido).

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{01} - h_{03}} = \frac{h_2 - h_1}{W} \quad (2.9)$$

El grado de reacción suele ser ligeramente superior a 0.5 en turbocompresores centrífugos, lo que se traduce en un mayor incremento de la presión el rodete que en el difusor.

### 2.2.2 Coeficiente de flujo

El coeficiente de flujo es la relación entre la velocidad radial y la velocidad periférica y se evalúan frecuentemente a la salida del rodete. No obstante, esta convención no es universal y el parámetro también puede ser definido a la entrada del rodete.

$$\phi = \frac{c_{r2}}{u_2} \quad (2.10)$$

Este factor afecta al tamaño de la máquina: valores altos del coeficiente de flujo conducen a máquinas más compactas.

El coeficiente de flujo suele tomar valores próximos a 0,5 cuando se evalúa a la salida del rodete aunque su valor puede cambiar notablemente cuando la evaluación es a la entrada del mismo. Al aumentar el coeficiente de flujo, el rendimiento disminuye levemente a cambio de tener mayor flexibilidad en el diseño. Por el contrario, al disminuir este factor, se vuelve más inestable. Para aplicaciones donde el funcionamiento permanezca en torno al punto nominal, interesaría un coeficiente de carga bajo, frente a aplicaciones donde exista variaciones de la carga donde la tendencia es diseñar con coeficientes de flujo altos.

### 2.2.3 Coeficiente de carga

El coeficiente de flujo es la relación entre el trabajo consumido en el compresor y el cuadrado de la velocidad periférica a la salida del rodete.

$$\Psi = \frac{W}{u_2^2} \quad (2.11)$$

Refleja la variación de presión y temperatura a través de la turbomáquina.

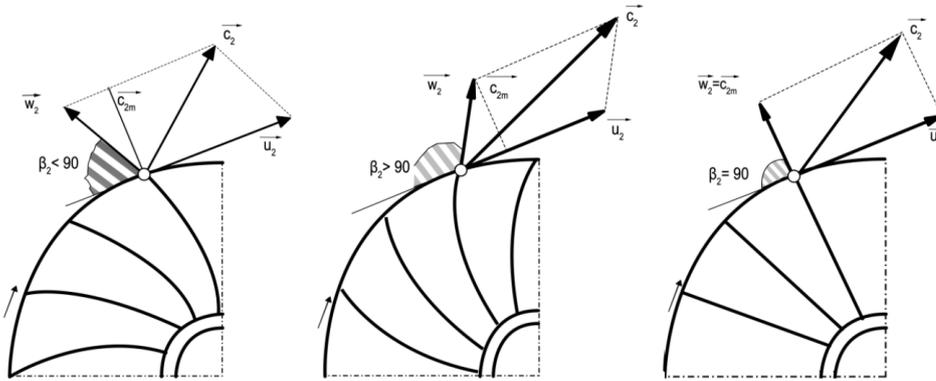
## 2.3 Influencia del ángulo de salida del rotor. Tipos de álabes

El parámetro fundamental que caracteriza el álabe de un turbocompresor centrífugo es el ángulo de salida del rodete, denominado  $\beta_2$ . El estudio de este parámetro se realiza a través del grado de reacción. Si se hace la hipótesis de que la velocidad absoluta a la entrada del rodete tiene entrada axial,  $\alpha_1 = 0$ , y se supone que la velocidad meridiana  $c_m$  es constante a lo largo del rotor, tanto el trabajo específico como el grado de reacción pueden definirse como sigue:

$$W = u_2 \cdot (u_2 - c_{r2} \cdot \tan \beta_2) \quad (2.12)$$

$$R = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{c_{r2}}{u_2} \cdot \tan \beta_2 \quad (2.13)$$

De este modo, existe un valor de  $\beta_2$  que anula el segundo término dentro del paréntesis de la expresión del trabajo y, a partir de este, pueden clasificarse los álabes del rodete. Si se toma como referencia la dirección tangencial al rodete, valores de  $\beta_2$  menores de  $90^\circ$  dan lugar a álabes curvados hacia atrás. De la misma forma, con valores de  $\beta_2$  mayores de  $90^\circ$  surgen álabes curvados hacia delante y con  $\beta_2$  igual a  $90^\circ$ , los álabes serán rectos a la salida del rodete.



**Figura 2.4** Rodete de turbocompresor centrífugo con álabes: a) curvados hacia atrás; b) curvados hacia delante; c) de salida radial [15].

Los álabes curvados hacia atrás dan lugar a compresores más estables y con relaciones de compresión más bajas, dado un cierto valor de velocidad periférica a la salida del rodete (combinación de radio de salida del rodete y velocidad de giro). La curva de actuación (en operación fuera de diseño) de este tipo de compresores es relativamente plana. Al tener un grado de reacción mayor de 0,5, la compresión tiene lugar fundamentalmente en el rodete, lo que genera un mayor rendimiento. Cabe destacar que, a día de hoy, se conoce que el difusor es la zona de menor rendimiento, aunque las razones que originan este hecho no estén adecuadamente explicadas en la literatura. Este factor hace que el diseño se centre en comprimir sobre todo en el rodete, álabes del rodete curvados hacia atrás, aunque el trabajo específico sea menor para una cierta velocidad periférica a la salida del rodete. Este tipo de álabes se emplea en aplicaciones industriales donde el tamaño del compresor no sea una limitación de diseño.

Por otra parte, en aviación o en diseño de grupos de sobrealimentación el tamaño sí es una de las principales condiciones a la hora de diseñar por lo que suele emplearse grado de reacción 0,5 y, en consecuencia, álabes radiales. El trabajo específico es mayor en este caso que con álabes curvados hacia atrás. La curva de actuación es también una característica que premia el uso de este tipo de álabes.

El uso de álabes curvados hacia delante implica generalmente un aumento del trabajo absorbido respecto de los casos anteriores, teniendo estos escalonamientos un grado de reacción menor de 0,5 y comprimir más en la zona de bajo rendimiento. La curva de funcionamiento es más inestable que las anteriores, lo que genera un comportamiento incierto fuera del punto de diseño. Por este motivo, no suelen emplearse este tipo de rodetes.

## 2.4 Influencia del ángulo de entrada al rotor

El ángulo de entrada al rodete,  $\alpha_1$ , se impone mediante el uso de álabes guía a la entrada del compresor. Éstos pueden ser fijos o móviles, pudiendo variar así el ángulo de entrada según convenga en el punto de funcionamiento (condiciones fuera de diseño). La entrada puede ser en contrarrotación, si  $\alpha_1$  es menor que cero; axial si  $\alpha_1$  vale cero o en prerrotación si  $\alpha_1$  es mayor que cero.

Lo más habitual es encontrar entrada axial o en prerrotación, ya que la entrada en contrarrotación conduce a velocidades de flujo relativo demasiado altas, que pueden provocar ondas de choque. Valores habituales del ángulo de entrada son entre  $15^\circ$  y  $20^\circ$ . Además, se intentan diseñar los álabes de forma que produzca flujo en torbellino libre. El flujo en torbellino libre es una ley torsional que permite resolver las ecuaciones generales del flujo tridimensional en una turbomáquina térmica. Este análisis tridimensional queda fuera del alcance de estudio de este trabajo.

## 2.5 Otros factores que afectan al diseño

Existen además otros factores que afectan en menor medida al diseño del turbocompresor centrífugo, como es el ángulo de incidencia. El ángulo de incidencia se define como la diferencia entre el ángulo de entrada del flujo y el ángulo de entrada del álabe, ambos en la sección de entrada al rodete:

$$i = \alpha_1 - \alpha'_1 \quad (2.14)$$

En turbinas este ángulo suele ser nulo y afecta poco al rendimiento del escalonamiento. Sin embargo, en compresores este valor está comprendido entre  $-10^\circ$  y  $10^\circ$  para evitar que se produzca desprendimiento de capa límite y optimizar de este modo el incremento de presión estática del fluido. Para valores pequeños, el ángulo de incidencia tiene poca influencia sobre el rendimiento del rodete pero puede llegar a afectar de manera importante cuando la incidencia toma valores elevados.

El régimen de giro afecta también al comportamiento de la máquina. Al aumentar la velocidad de giro, aumentan las velocidades periféricas y relativas, así como el ángulo del flujo relativo a la entrada (y, por tanto, la incidencia). Si la velocidad relativa fuera excesiva, podría conducir a números de Mach superiores a 1 en la sección exterior de entrada y esto dar lugar a ondas de choque y bloqueo del compresor. Como norma general, se impone que el número de Mach relativo en la sección exterior de entrada (diámetro exterior) no supere 0,85 y que la velocidad periférica a la salida del rodete no sea superior a unos 450 m/s, esta última por limitaciones mecánicas.

La relación de compresión máxima en un turbocompresor centrífugo con entrada axial dado el triángulo de velocidades a la salida del rodete y las condiciones del fluido a la entrada del mismo viene dada por la expresión:

$$\Pi_{\text{máx}} = \left( \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} \right)_{\text{máx}} = \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{u_2 \cdot c_{\theta 2}}{R \cdot T_1} + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.15)$$

Si la relación requerida fuera mayor, se recurriría a un turbocompresor centrífugo con varias etapas.

## 3 Diseño de turbocompresores radiales. Implementación

---

Un turbocompresor se diseña para alcanzar unos requerimientos de relación de compresión y gasto másico, con un cierto margen de operación estable (margen de bombeo) y con una alta eficiencia en el punto de diseño [6]. Los pasos del diseño y construcción de los compresores son cinco, y cada una de estos pasos va añadiendo un mayor grado de fidelidad con respecto al paso anterior, el cual aumenta la certeza y veracidad de los resultados en cuanto a la predicción del flujo en el interior de la máquina se refiere [5]:

1. Diseño de los parámetros principales de operación en la línea media de secciones de representativas de la máquina.
2. Diseño basado en estudio de múltiples líneas de corriente (*Multi-stream*) en las mismas secciones representativas de la máquina.
3. Optimización del flujo en secciones representativas de la máquina, incluidas secciones en el interior de los componentes principales *Throughflow*.
4. Optimización basada en herramientas CFD.
5. Ensayos experimentales.

El incremento de la fidelidad en la predicción del comportamiento del compresor viene dada por un aumento de la carga computacional, empleando cálculos de mayor orden y complejidad. El diseño en base a la línea media define tanto la sección anular del compresor como el flujo entre álabes a través del radio medio. En esta primera fase, el flujo se considera potencial (no viscoso) y unidimensional, y tanto la viscosidad como los efectos tridimensionales y las pérdidas se calculan a partir de correlaciones empíricas. Los diseños *Multi-stream* o *Multi-meanline* incluyen la variación de los triángulos de velocidades en la dirección normal a la coordenada meridional, con el fin de determinar la torsión tridimensional de los álabes. El análisis *Multi-meanline* está basado en el equilibrio radial, suponiendo que la presión, en dirección radial, de cada línea de corriente que atraviesa el compresor debe compensar la fuerza centrífuga provocada por el mismo. En este método de diseño también se abordan las pérdidas mediante correlaciones empíricas.

El diseño conceptual del compresor otorga al diseñador los parámetros necesarios para el diseño de los álabes, los cuales se incluyen en los métodos de optimización tridimensionales y *Throughflow*. El diseño conceptual del compresor otorga también los parámetros requeridos para los cálculos conceptuales de peso, ruido y coste del mismo.

La optimización *Throughflow* está basada en el análisis de la curvatura de las líneas de corriente, caracterizando así el paso del fluido por cada línea de corriente en cada conducto formado entre álabes contiguos. Este método de aproximación continúa asumiendo el equilibrio radial ya asumido por el método anterior. Sin embargo, la caracterización de los perfiles de los álabes pasan a ser variables de diseño y los modelos de pérdidas no se aproximan mediante correlaciones empíricas.

La optimización tridimensional basada en herramientas CFD puede predecir completamente los flujos tridimensionales en el compresor, teniendo en cuenta los efectos viscosos, incluso en la capa límite aunque sea de manera simplificada en este último caso. Este análisis es no obstante muy pesado desde el punto de vista computacional.

El objetivo final de realizar el diseño completo de un turbocompresor es garantizar que dicho compresor es construible y que cumplirá con los requisitos de diseño. Un diseño conceptual de un compresor, seguido de un análisis y un método de optimización es capaz de proporcionar un mapa de comportamiento del compresor. Un diseño basado en la línea media seguido de un análisis *Multi-meanline* no supone una carga computacional elevada y puede ser incorporado dentro de una herramienta que permita obtener los mapas de comportamiento del compresor partiendo de sus parámetros de diseño. En su conjunto, la menor carga computacional y flexibilidad/robustez de estas herramientas permite su incorporación en un algoritmo de optimización para realizar estudios de sistemas complejos con un coste computacional asumible.

### Modelos de comportamiento

El flujo que atraviesa el compresor puede ser descrito como viscoso, transitorio y rotacional, con acusados gradientes de presión. Ya que el análisis de línea media y de líneas de corriente suponen flujo potencial bidimensional, los efectos asociados a la viscosidad y los efectos tridimensionales se tienen en cuenta a través de modelos de pérdidas. Estos modelos predicen las pérdidas de presión de remanso en el compresor y los flujos secundarios en diferentes condiciones. Existen muchos modelos de pérdidas en la literatura, incluidos los expuestos por Aungier [2] y por Koch & Smith [7] entre otros.

La historia del diseño de los turbocompresores se ha desarrollado en base a los ensayos realizados con túneles de viento y análisis de actuaciones de cascadas de álabes. Estos análisis han dado como resultado diferentes correlaciones de pérdidas que definen el diseño preliminar de los compresores y facilitan la implementación de nuevos métodos de diseño. Aunque las correlaciones empíricas derivan de estos modelos de pérdidas y contribuyen a un mejor entendimiento de las turbomáquinas, estos modelos siguen siendo dependientes de ser contrastados con datos experimentales [8].

Los modelos de pérdidas son necesarios no solo para aumentar la precisión a la hora de predecir el comportamiento óptimo del compresor, sino también para predecir y caracterizar las zonas y regímenes de comportamiento inestable del compresor, como el bombeo o el bloqueo. Predecir el bombeo y el bloqueo del compresor es necesario si se quiere obtener un mapa de comportamiento útil. La línea de bombeo es especialmente necesaria en el diseño del compresor ya que el compresor debe estar diseñado para evitar comportamientos inestables en cualquier condición operativa [9]. Las características y efectos del bloqueo y del bombeo poseen una naturaleza claramente tridimensional. Las aproximaciones requeridas para un análisis de línea de corriente axisimétrico no permiten caracterizar estos efectos tridimensionales provocados por el bombeo y/o bloqueo del compresor, por lo que es necesario otro criterio para determinar cuándo se produce este comportamiento inestable [10], el cual proporciona límites y restricciones en la operación de los compresores que deben ser tenidas en cuenta en la fase de diseño [9].

Para crear un rápido diseño conceptual de turbocompresor para una determinada aplicación y generar sus mapas de comportamiento, se deben seguir las siguientes cuatro tareas [5]:

1. Crear un método de diseño paramétrico conceptual para definir la geometría.
2. Implementar un modelo de pérdidas para el análisis del comportamiento basado en esa geometría.
3. Encontrar el punto de operación óptimo.
4. Generar los mapas de comportamiento del compresor para ese diseño.

Siguiendo estos cuatro pasos expuestos, se consigue adaptar y combinar los elementos y características principales del diseño *Multi-meanline* y análisis del comportamiento del compresor, abordando un método de toma de decisiones y garantizando que los requerimientos y restricciones se cumplen en la fase de diseño conceptual.

Son muchos los métodos de diseño conceptual que aparecen en la literatura, incluyendo los procesos de diseño empleados por la NACA. Debido a la dependencia entre muchos de los parámetros característicos para predecir el comportamiento del compresor en su punto de diseño, existen muchos planteamientos diferentes para definir la geometría del compresor. Por ejemplo, el compresor transónico de cinco escalonamientos de la NACA se determinó definiendo el factor de difusión en punta del álabe (*shroud*) para un rango aceptable de comportamiento estable del compresor [11]. Por otro lado, en el diseño del compresor subsónico de ocho escalonamientos, el cual utilizaba otra serie de suposiciones, se determinó el número de escalonamientos a partir del coeficiente de sustentación de los álabes. Debido a la existencia de modelos más modernos que permiten la caracterización de la difusión y los álabes transónicos, el uso del factor de difusión o el coeficiente de sustentación como parámetro de diseño conceptual no se aplica en la actualidad.

Cohen, Rogers y Saravanamuttoo [12] presentan un método de diseño de compresor que considera el incremento de entalpía de remanso por escalonamiento como parámetro de diseño. Farokhi [13] presenta un

método de diseño similar que emplea el coeficiente de carga para determinar el incremento de entalpía en cada escalonamiento. Mediante cualquiera de estos procedimientos es posible desarrollar un diseño conceptual de turbocompresor. Dicho diseño se puede llevar a cabo en cuatro simples pasos, asumiendo flujo adiabático, estacionario y uniforme[5]:

1. Diseñar la sección anular de entrada y salida.
2. Calcular la relación de compresión del escalonamiento y su geometría.
3. Resolver secuencialmente los triángulos de velocidades.
4. Definir los parámetros geométricos de los álabes.

Para definir los parámetros geométricos de los álabes será necesario emplear correlaciones empíricas de pérdidas. De igual manera, los triángulos de velocidades correspondientes al paso 3 son necesarios para caracterizar la relación de compresión del escalonamiento, siendo necesario un cálculo iterativo para la resolución del mismo.

### 3.1 Método de Aungier

El método de diseño propuesto por Aungier [2] se basa en un diseño escalonado y en cascada, en el que los diferentes elementos que componen el compresor se diseñan de manera independiente y en orden natural de aparición (rodete, difusor y voluta). En cada componente se evalúan tres zonas características: entrada, salida y garganta. A partir de los estados termodinámicos en estos puntos, se calculan las pérdidas de cada uno de los componentes, resultando ser un proceso iterativo debido a que son necesarias las condiciones de salida para el cálculo de dichas pérdidas. En la Figura 3.1 se representa el diagrama de flujo del proceso general de cálculo del pre-diseño de un compresor centrífugo:

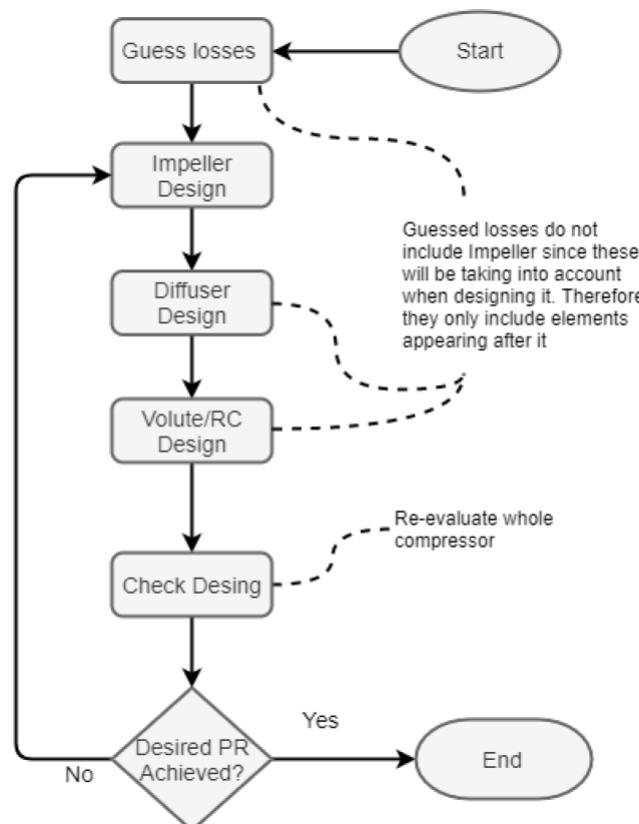


Figura 3.1 Diagrama de flujo del pre-diseño de un compresor centrífugo [4].

La elección de las variables iniciales para el diseño de turbocompresores es flexible y en la literatura se proponen numerosas combinaciones de variables y parámetros adimensionales para inicializar dicho proceso de diseño. Los parámetros adimensionales más comúnmente empleados son la velocidad específica  $n_s$  y el diámetro específico  $d_s$ . Balje [16] presenta en su libro numerosos diagramas, para diferentes turbomáquinas, en los que se representa el rendimiento esperado de la máquina en función de su velocidad específica  $n_s$  y su diámetro específico  $d_s$ . Sin embargo, en este trabajo se han seleccionado los coeficientes de flujo  $\phi$  y carga  $\psi$  como parámetros de diseño, los cuales son equivalentes a la pareja de valores  $(n_s, d_s)$  definidos como:

$$\phi = \frac{c_{r2}}{u_2} \quad \psi = \frac{W}{u_2^2} \quad (3.1)$$

Es importante abordar la elección de los valores de los parámetros de diseño en base a un cierto criterio. Entre los que se encuentran en la literatura, se puede destacar los criterios seleccionados por Aungier [2], Balje [16], Khan [17] y Whitfield y Baines [18], los cuales proponen intervalos recomendables y valores óptimos para turbocompresores centrífugos (ver Tabla 3.1), contemplando consideraciones tanto aerodinámicas y termodinámicas como consideraciones mecánicas e interacción entre rodete y difusor.

**Tabla 3.1** Límites y valores óptimos en las variables de diseño de turbocompresores centrífugos [2] [16] [17] [18].

Parámetro	Valor mínimo	Valor máximo	Valor óptimo
Coefficiente de flujo, $\phi$	0.01	0.1	0.04 - 0.05
Coefficiente de carga, $\psi$	0.48	0.54	0.5
Grado de reacción, $R$	0	1	>0.5
Número de Mach, $M_2$	-	1	0.6 - 0.7
Relación de compresión	-	4.2	<3.5
Velocidad específica, $n_s$	0.1	1	0.6
Diámetro específico, $d_s$	2	10	3.5
Velocidad periférica, $u_2$	-	500	-

A continuación se expone el proceso de diseño de cada uno de los subsistemas que componen el turbocompresor centrífugo, según la metodología propuesta por R. Aungier.

### 3.2 Aplicación del método de Aungier al diseño del rodete

En un turbocompresor, el único elemento que aumenta la entalpía del fluido y, por tanto, consume trabajo mecánico, es el rodete. En el diseño del rodete se estiman previamente una serie de pérdidas asociadas a diferentes elementos del turbocompresor, con el fin de evaluar el trabajo global (trabajo de compresión más pérdidas) que debe transmitir el rodete al fluido para suplir dichas ineficiencias. A partir tanto de esa estimación de pérdidas, se inicia el proceso iterativo de diseño del rodete hasta conseguir la convergencia de la solución que cumpla las siguientes características:

- Se alcanza una presión de remanso a la salida ( $p_{02}$ ) compatible con la estimación de pérdidas de los elementos del compresor que se encuentran aguas abajo del rodete.
- Se cumple el balance de masa a través del rodete.
- El rendimiento interno del rodete se encuentra entre límites aceptables.
- El coeficiente de carga de los álabes es aceptable.

Para alcanzar esa presión de remanso  $p_{02}$ , se necesita un salto entálpico tal que  $p_{02} = f(h_{02}, s_2)$ . El salto entálpico necesario por tanto se calcula en función del rendimiento isentrópico del rodete y las condiciones de entrada, siendo éste además coincidente con el trabajo a realizar sobre el fluido.

$$h_{02} = h_{01} + W \quad (3.2)$$

$$\eta_{s,rot} = \frac{h_{02} - h_{01}}{h_{02,s} - h_{01}} \quad (3.3)$$

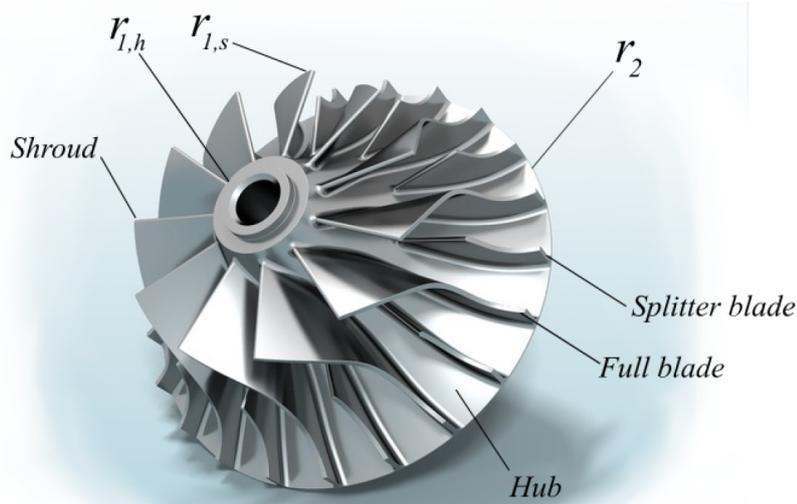


Figura 3.2 Representación de un rodete abierto [4].

$$h_{02} = h_{01} + I \cdot u_2^2 \quad (3.4)$$

Siendo  $I$ , "Work Input Coefficient" el coeficiente de carga del rodete. Este parámetro es, como se ha dicho anteriormente, una medida de la energía que se aporta al fluido en el rodete y engloba tanto el trabajo necesario para realizar la compresión como todas las pérdidas incurridas en el rodete, desde las pérdidas de incidencia a la entrada, a las pérdidas de recirculación, fugas, etc. Además, este coeficiente incluye numerosos factores pero no todos son tratados de igual manera. Se pueden distinguir entre dos grupos de pérdidas que implican un necesario aporte de trabajo adicional al trabajo de compresión mínimo; es decir, un  $I$  mayor: 1)  $I_B$  que hace referencia a las pérdidas producidas en el mismo rodete; 2)  $I_{par}$ , las pérdidas parásitas (rozamiento del disco, recirculación y fugas) que disipan potencia sin verse traducido en un impacto sobre la evolución de la presión del fluido en el interior del rodete.

$$I = I_B + I_{par} \quad (3.5)$$

$$I_{par} = I_{df} + I_r + I_L \quad (3.6)$$

Las pérdidas asociadas al rodete ( $I_B$ ) no se calculan directamente a través de una correlación sino que se imputan directamente con el aumento de entropía del fluido, es decir, afectando al rendimiento y la presión alcanzable a la salida del rodete. La entropía a la salida del rodete,  $s_2$ , se obtiene a partir del aumento de entalpía y presión relativas a la salida. Conviene notar que  $h_{02,rel}$  queda definida y fijada una vez se tiene el radio de salida y velocidad de giro del rodete. No es así, sin embargo, con la presión, siendo necesario un nuevo bucle de convergencia para calcular el factor de corrección,  $f_{corr}$ .

$$h_{02,rel} = h_{01,rel} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (3.7)$$

$$p_{02,rel} = p_{02,s} + f_{corr} \cdot (p_{01,rel} - p_1) \cdot \sum \omega_{rot} \quad (3.8)$$

$$f_{corr} = f(p_{02,rel}, h_{02,rel}) \quad (3.9)$$

El sumatorio de pérdidas  $\sum \omega_{rot}$  engloba numerosos factores de pérdidas, en concreto pérdidas por incidencia, difusión, bloqueo, fricción, gradientes de presión *blade-to-blade* y *hub-to-shroud*, expansión brusca,

mezcla, fugas y flujo supercrítico, todos ellos definidos de manera detallada en el trabajo de Aungier [2].

$$\Omega_{rot} = \sum \omega_{rot} = \omega_{inc} + \omega_{dif} + \omega_{CH} + \omega_{sf} + \omega_{BL} + \omega_{HS} + \omega_{\lambda} + \omega_{mix} + \omega_{cl} + \omega_{cr} \quad (3.10)$$

Una vez conocidos  $h_{02,rel}$  y  $p_{02,rel}$ ,  $s_2$  queda definido por las ecuaciones de estado  $s_2 = f(h_{02,rel}, p_{02,rel})$  y las condiciones a la salida del rodete quedan por tanto fijadas a partir del balance de masa. Finalmente el coeficiente de carga  $I_B$  se obtiene según la Ecuación 3.15, siendo  $\sigma$  el factor de deslizamiento y  $B_2$  el factor de bloqueo a la salida del rodete (ver Ecuación 3.34).

$$c_2 = \frac{c_{r2}}{\text{sen } \beta_2} \quad (3.11)$$

$$h_2 = h_{02} - \frac{c_2^2}{2} \quad (3.12)$$

$$\rho_2 = f(s_2, h_2) \quad (3.13)$$

$$c_{r2} = \frac{\dot{m}}{A_2 \cdot (1 - B_2) \cdot \rho_2} \quad (3.14)$$

$$I_B = \sigma \cdot \left( 1 - \lambda \cdot c_{r2} \cdot \frac{\cot \beta_2}{u_2} \right) - \frac{u_1 \cdot c_{\theta 1}}{u_2^2} \quad (3.15)$$

Con la entalpía de remanso a la salida del rodete caracterizada, es posible definir completamente el estado termodinámico del fluido a la salida del rodete, incluyendo la presión de remanso  $p_{02}$ . En la Ecuación 3.15 es necesario conocer previamente el ángulo de salida de los álabes, el cual es fijado previamente como parámetro de diseño. En líneas generales, los álabes curvados hacia atrás producen un mejor rendimiento a costa de un menor aumento de entalpía en el rodete [3]. Siguiendo dicho criterio, se intenta mantener  $\beta_2$  curvado hacia atrás siempre que sea posible.

$$\beta_2 = \tan^{-1} \frac{c_{\theta 2}}{c_{r2}} \quad (3.16)$$

$$u_2 \cdot c_{\theta 2} = \Delta h_0 + u_1 \cdot c_{\theta 1} \quad (3.17)$$

La componente tangencial de la velocidad absoluta necesaria para conseguir el salto entálpico de remanso deseada se determina a través de la ecuación de Euler (Ecuación 3.17), siendo necesario a su vez conocer previamente dicho salto de entalpía de remanso que se producirá en el rodete y, por ende, en el compresor. Centrándonos únicamente en el diseño del rodete, para caracterizar dicho salto de entalpía a partir de la relación de compresión deseada es necesario conocer el rendimiento de éste. Este rendimiento es desconocido en primera instancia, por lo que será necesario implementar un nuevo bucle de convergencia para estimarlo.

En relación al factor de deslizamiento,  $\sigma$ , el modelo original de Aungier [2] utiliza la correlación de Wiesner (Ecuación 3.18) [19], corregida para calcular este parámetro según la Ecuación 3.19.

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\text{sen}(\beta_2)}}{Z_{tot}^{0.7}} \quad (3.18)$$

$$\sigma_{cor} = \sigma \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\varepsilon - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}} \right)^{\sqrt{\beta_2/10}} \right] \quad \text{para } \varepsilon > \varepsilon_{lim} \quad (3.19)$$

Siendo:

$$\varepsilon = \frac{r_1}{r_2} \quad (3.20)$$

$$\varepsilon_{lim} = \exp(-8.16 \cdot \text{sen}(\beta_2) / Z_{ef}) \quad (3.21)$$

$$Z_{ef} = Z_{tot} + Z_{split} \cdot \frac{L_{split}}{L_{tot}} \quad (3.22)$$

Siendo  $Z_{tot}$  y  $Z_{split}$  el número de álabes completos y de longitud reducida respectivamente y  $L_{tot}$  y  $L_{split}$  la longitud de los mismos. Siguiendo las ecuaciones anteriores, el factor de deslizamiento solo dependería de la geometría y este hecho no es completamente cierto. Para un compresor con una geometría específica, las condiciones de operación también influyen en el factor de deslizamiento [23, 20]. Debe tenerse en cuenta que la influencia de las condiciones de operación es poco relevante durante el proceso de diseño, ya que la geometría sólo depende del valor de  $\sigma$ . Sin embargo, durante la operación, sí es necesario considerar las condiciones específicas para calcular las pérdidas vinculadas al deslizamiento. Este aspecto será tenido en cuenta en el estudio del comportamiento fuera de diseño.

El cálculo del factor de deslizamiento no es algo trivial; es más, a día de hoy se siguen encontrando nuevos artículos científicos en la literatura en los cuales se expone cómo estimar este factor de deslizamiento de manera más precisa. En la referencia [21] los autores proponen una correlación que presenta, según los resultados publicados, una buena aproximación a gran parte de los resultados experimentales. No obstante, la implementación de este método implica la definición geométrica de los canales del rodete, siendo esta geometría mayoritariamente desconocida en el modelo unidimensional expuesto en este trabajo. En la referencia [22] se aborda un método de cálculo basado en las correlaciones originales de Whitfield y Baines [23] sin la necesidad de conocer la geometría interna del canal. Combinando los expuesto en las referencias [20] y [22], es posible implementar un método iterativo de cálculo siguiendo el modelo de flujo de *Jet-Wake*.

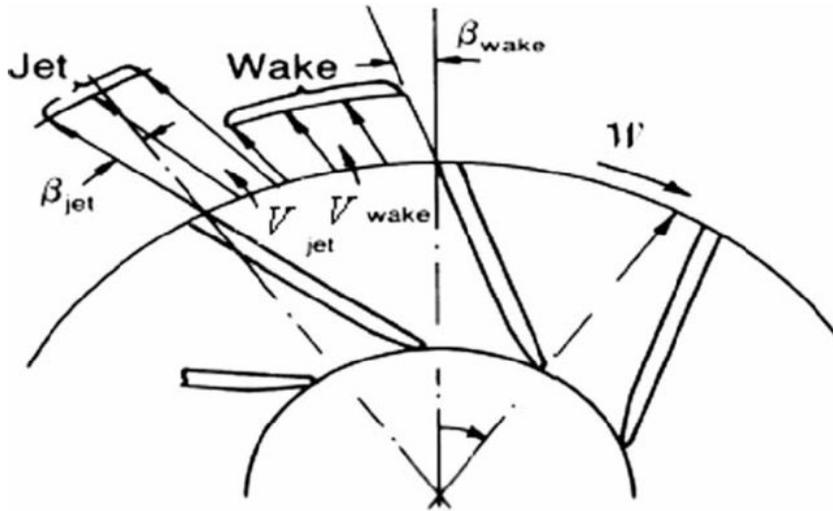


Figura 3.3 Representación del modelo *Jet-Wake* [24].

Los modelos *Jet-Wake* dividen la salida del canal en dos zonas, idealmente uniformes y con un flujo distinto entre ellas. En la cara de presión de los álabes aparece un flujo acelerado mientras que en la cara de succión la velocidad de salida es reducida. El objetivo es obtener un factor de deslizamiento medio a partir de los respectivos  $\sigma_{jet}$  y  $\sigma_{wake}$  siguiendo el procedimiento presentado en la Figura 3.4 y las Ecuaciones 3.23 - 3.29:

$$\chi = \frac{\dot{m}_{wake}}{\dot{m}} \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_{jet} = \dot{m} \cdot (1 - \chi) \quad (3.24)$$

$$\Delta p_{jet} = \frac{\dot{m}_{jet}}{\rho_{01} \cdot w_{2,jet}} \quad (3.25)$$

$$\beta_{2,jet} = \frac{\beta_2}{2} + 0.5 \cdot \text{sen}^{-1} \left[ \left( 2 \cdot \frac{U_2}{w_{2,jet}} \cdot f_i \cdot \frac{\Delta p_{jet}}{r_2 \cdot b_2 \cdot Z_{tot}} + \tan \beta_2 \right) \cos \beta_2 \right] \quad (3.26)$$

$$A_{2,jet} = \frac{\Delta p_{jet}}{\cos \beta_{2,jet}} \quad (3.27)$$

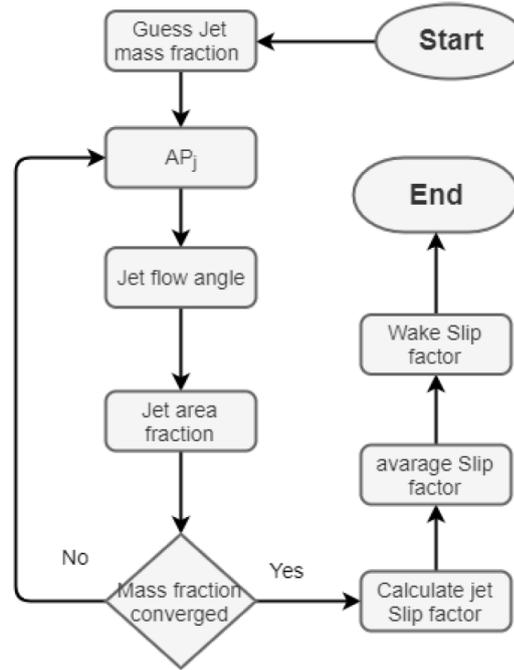


Figura 3.4 Diagrama de flujo del proceso de cálculo de *Jet-Wake* [4].

$$\varepsilon = 1 - \frac{A_{2,jet}}{A_2} \quad (3.28)$$

$$\chi = 0.93\varepsilon^2 + 0.007\varepsilon \quad (3.29)$$

Siendo:

$$f_i = 5.73 \cdot 10^{-6} \cdot (90 - \beta_2) \quad (3.30)$$

Una vez conocida la relación de gastos másicos para cada zona, es posible calcular el factor de deslizamiento de cada zona de la siguiente manera:

$$\sigma_{jet} = 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_2)}}{Z_{tot}^{0.7}} \cdot (1 + \varepsilon) \quad (3.31)$$

$$\sigma = 1 - 1.26 \cdot \frac{\pi^2}{8} \cdot \varepsilon^3 \cdot (1 - \sigma_{jet}) \quad (3.32)$$

$$\sigma_{wake} = \frac{\sigma - (1 - \chi) \cdot \sigma_{jet}}{\chi} \quad (3.33)$$

Otro factor relevante a la hora de afrontar el diseño de turbocompresores es el factor de bloqueo a la salida del rodete (Ecuación 3.34), apareciendo su efecto en la Ecuación 3.15. Este factor está asociado con el desprendimiento de la capa límite en los álabes (y por lo tanto también con el flujo de recirculación) y, a medida que éste aumenta, la velocidad relativa de salida también lo hace. Si el factor de bloqueo crece demasiado, puede ocurrir que se produzca bloqueo en el rodete (Mach igual a la unidad).

$$B_2 = \omega_{fr} \cdot \cot\left(\frac{p_{01} - p_1}{p_{02} - p_2}\right) \cdot \sqrt{\frac{w_1 \cdot d_H}{w_2 \cdot b_2}} + \left[0.3 + \frac{b_2^2}{L_{FB}^2}\right] \cdot \frac{A_r^2 \cdot \rho_2 \cdot b_2}{\rho_1 \cdot L_{FB}} + \frac{\delta_{cl}}{2 \cdot b_2} \quad (3.34)$$

Para concluir, es necesario determinar el número de álabes que compone el rodete. Es importante que el rodete incorpore una cantidad de álabes mínima que garantice que ciertos parámetros permanezcan dentro del rango recomendado en la literatura. En concreto, el propio Aungier propone que se controle la carga

aerodinámica sobre los álabes ( $BL$ , *Blade Loading*), relacionada directamente con la relación de difusión ( $\Delta w$ , variación de velocidad relativa a través del rodete) [2]. En caso de no cumplir con los valores recomendados, se va aumentando paulatinamente el número de álabes del rodete hasta conseguir un valor mínimo aceptable.

$$BL = 2 \cdot \frac{\Delta w}{w_1 + w_2} \quad BL < 1 \quad (3.35)$$

$$\Delta w = \frac{4 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot u_2 \cdot I_B}{Z_{ef} \cdot L_{FB}} \quad (3.36)$$

Si la carga aerodinámica ( $BL$ ) es grande, la diferencia de velocidades y, por tanto, de presiones entre las caras de succión y presión de los álabes crece, aumentando por lo tanto las pérdidas asociadas a la estela. En contrapartida, un mayor número de álabes implica una mayor pérdida asociada a la fricción.

Por otra parte, los rodetes presentan un incremento pronunciado del ya mencionado "*work input coefficient*  $I_r$ " cuando operan con una alta relación de compresión y gasto másico pequeño, asociado a la recirculación de flujo en la parte superior del canal entre álabes (*shroud*), desde la descarga del compresor hacia la entrada del mismo. En el método de Aungier [2] se facilitan una serie de correlaciones empíricas, generalizando el factor de difusión de compresores axiales expuesto por Lieblein [40] para compresores radiales y de flujo mixto:

$$w_{\text{máx}} = \frac{w_1 + w_2 + \Delta w}{2} \quad (3.37)$$

$$D_{eq} = \frac{w_{\text{máx}}}{w_2} \quad (3.38)$$

$$I_r = \begin{cases} \left( \frac{D_{eq}}{2} - 1 \right) \cdot \left( \frac{w_{\theta 2}}{c_{r2}} - 2 \cdot \cot \beta_2 \right) \geq 0 & \text{si } D_{eq} > 2 \\ 0 & \text{si } D_{eq} \leq 2 \end{cases} \quad (3.39)$$

Siendo  $\Delta_w$  la relación de difusión ya definida en la Ecuación 3.36. Lieblein destacó en su trabajo [40] que, para un factor de difusión equivalente pequeño ( $D_{eq} < 2$ ), el factor  $I_r$  es nulo ya que la influencia sobre la capa límite y su deprendimiento es mínimo. Sin embargo, para valores mayores del factor de difusión equivalente, éste adquiere su valor correspondiente a partir de la Ecuación 3.39.

Para concluir, el diagrama de flujo simplificado del diseño y análisis del rodete se presenta en la Figura 3.5

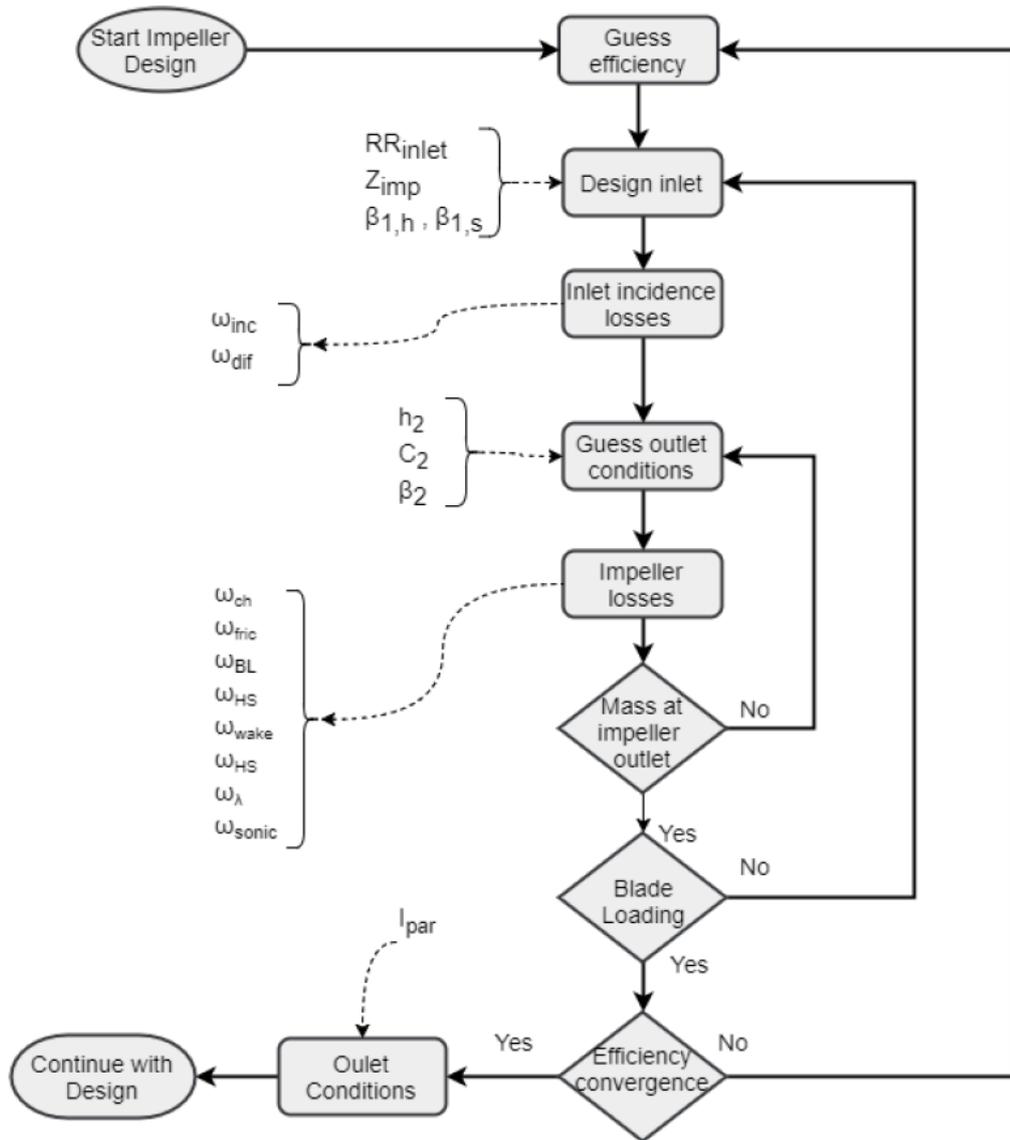
### 3.2.1 Tipos de rodete

La mayoría de compresores incorporan rodetes abiertos. Es decir, no existe pared de álabe a álabe en la parte superior del canal. Sin embargo, en algunas aplicaciones puede resultar interesante emplear rodetes cerrados. Existen algunas ventajas y desventajas para cada tipo por lo que ambos deben ser considerados como opciones de diseño. A nivel de método de cálculo, esto implica la incorporación de correlaciones específicas para el rodete cerrado al conjunto de ecuaciones que componen el modelo original del rodete abierto.

El tipo de rodete afecta fundamentalmente a las pérdidas que se producen en su interior. Los rodetes cerrados presentan mayores pérdidas por rozamiento,  $\omega_{fr}$ , ya que incorporan una nueva superficie de contacto con el fluido de trabajo.

$$\omega_{fr} = 4 \cdot cf \cdot \left( \frac{w_{\text{mean}}}{w_1} \right)^2 \cdot \frac{L_{tot}}{d_{H,\text{mean}}} \quad (3.40)$$

Las pérdidas de rozamiento se modelan siguiendo el principio de pérdidas en tuberías, siendo la variable  $d_H$  el diámetro hidráulico equivalente del canal. Aunque la Ecuación 3.40 es la misma tanto para rodetes abiertos como para rodetes cerrados, no lo es el valor de  $d_H$ . El perímetro mojado del rodete cerrado incluye la superficie superior de cierre del rodete mientras que en los abiertos no. Por ello, para el mismo área de paso, el diámetro hidráulico equivalente del rodete cerrado será menor que en el caso del rodete abierto,



**Figura 3.5** Diagrama de flujo simplificado del diseño y análisis del rodete de un turbocompresor centrífugo [4].



(a) Rodete cerrado [26].



(b) Rodete abierto [25].

**Figura 3.6** Tipos de rodete.

incrementando por tanto las pérdidas por fricción. Debe tenerse en cuenta que el área y el perímetro mojado usados para calcular el diámetro equivalente es una media entre la entrada y la salida.

$$d_{H,mean} = \frac{d_{H,1} + d_{H,2}}{2} \quad (3.41)$$

$$d_{H,1} = 4 \cdot \frac{Area_1 / Z_{tot} - t_{b1}}{2 \cdot b_1 + [2\pi \cdot r_{1,h} / Z_{tot} - t_{b1}] \cdot \text{sen}(\beta_{1,h}) + [2\pi \cdot r_{1,s} / Z_{tot} - t_{b1}] \cdot \text{sen}(\beta_{1,s})} \quad (3.42)$$

$$d_{H,2} = 4 \cdot \frac{Area_2 / (Z_{tot} + Z_{split}) - t_{b2}}{2 \cdot b_2 + 2 \cdot [2\pi \cdot r_2 / (Z_{tot} + Z_{split}) - t_{b2}] \cdot \cos(\beta_2)} \quad (3.43)$$

Por otra parte, en los rodetes abiertos existe una corriente del fluido que fluye entre canales adyacentes por el intersticio entre los álabes y la carcasa, desde el lado de alta presión de los álabes hacia el lado de menor presión ( $\dot{m}_{cl}$ ), reduciendo así la presión total alcanzable. Esta pérdida se imputa de dos maneras diferentes en los rodetes: a través del parámetro  $\omega_{cl}$ , incluido en el coeficiente de carga del álabe  $I_B$ , y también como pérdidas parásitas,  $I_L$ . La razón de esta última se debe a que el flujo másico a través del intersticio del rodete debe ser comprimido de nuevo por el compresor [2]. Sin embargo, existen otro tipo de pérdidas parásitas relacionadas con las fugas. Entre la carcasa y la cubierta se crea un canal entre dos puntos de diferentes presiones (entrada y salida) produciéndose flujo másico a través de éste y en dirección meridional que se conoce como *leakage mass flow*. Al flujo deseado a través de los canales del rodete habrá que añadir esta recirculación, siendo por tanto el gasto másico en el interior del rodete mayor que en el difusor (sin incluir las fugas que puedan existir hacia el exterior a través de los sellos del eje). El caudal de recirculación sufre la misma evolución que el resto del fluido, absorbiendo así parte del trabajo consumido por el compresor. Además, esta energía comunicada al fluido en forma de trabajo se pierde completamente cuando retorna de nuevo hacia la entrada debido a la fricción con la carcasa y el propio rodete, es decir, la energía se disipa en un proceso de laminación a través del juego rodete-carcasa, disminuyendo el rendimiento de este como consecuencia de las cargas parásitas  $I_L$ .

Aungier [2] propone el cálculo de este flujo másico de fuga hacia la admisión utilizando las correlaciones publicadas por Egli [27] para sellos de laberinto, tanto para rodetes cerrados como para rodetes abiertos. La geometría típica de los sellos de laberintos usada para esta correlación se puede observar en la Figura 3.7.

Para rodetes cerrados:

$$I_L = \frac{\dot{m}_L \cdot I_B}{\dot{m}} \quad (3.44)$$

$$\dot{m}_L = \pi \cdot d \cdot \delta_{cl} \cdot C_r \cdot C_t \cdot C_c \cdot \rho \cdot \sqrt{R \cdot T} \quad (3.45)$$

$$C_r = 1 - \frac{1}{3 + \left[ \frac{54.3}{1 + 100\delta/t} \right]} \quad (3.46)$$

$$C_t = \frac{2.143 \cdot [\log(N) - 1.464]}{N - 4.322} \cdot [1 - \Pi_{seal}]^{0.375\Pi_{seal}} \quad (3.47)$$

$$C_c = 1 + X_1 \cdot \left[ \frac{\delta}{P} - X_2 \cdot \log \left( 1 + \frac{\delta}{P} \right) \right] / (1 - X_2) \quad (3.48)$$

$$X_1 = 15.1 - 0.05255 \cdot \exp(0.507 \cdot (12 - N)) \quad N \leq 12 \quad (3.49)$$

$$X_1 = 13.15 + 0.1625 \cdot N \quad N > 12 \quad (3.50)$$

$$X_2 = 1.058 + 0.0218 \cdot N \quad N \leq 12 \quad (3.51)$$

$$X_2 = 1.32 \quad N > 12 \quad (3.52)$$

Para rodetes abiertos:

$$I_L = \frac{\dot{m}_{CL} \cdot u_{CL}}{2 \cdot u_2 \cdot \dot{m}} \quad (3.53)$$

$$\dot{m}_{CL} = \rho_2 \cdot Z_{ef} \cdot \delta \cdot L_m \cdot u_{CL} \quad (3.54)$$

$$u_{CL} = 0.816 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{CL}}{\rho_2}} \quad (3.55)$$

$$\Delta p_{CL} = \frac{\dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{\theta 2} - r_1 \cdot c_{\theta 1})}{Z_{ef} \cdot \bar{r} \cdot \bar{b} \cdot L_m} \quad (3.56)$$

$$\bar{r} = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (3.57)$$

$$\bar{b} = \frac{b_1 + b_2}{2} \quad (3.58)$$

Siendo  $\delta$  el hueco entre el rotor y el cierre de laberinto (ver Figura 3.7) y  $L_m$  como la longitud meridional del rodete en base a la línea media.

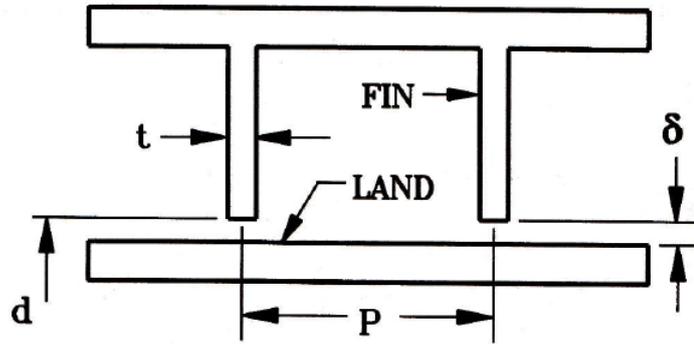


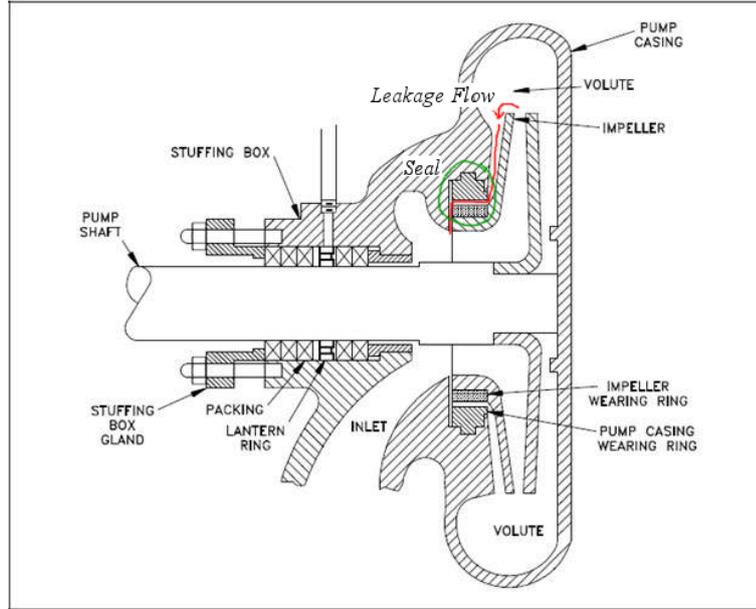
Figura 3.7 Parámetros geométricos de referencia del cierre de laberinto [2].

Otras pérdidas que presentan diferencias en cuanto a incorporar un rodete abierto o cerrado se refiere son las de rozamiento con la carcasa o, mejor dicho, las pérdidas que produce el rozamiento del fluido alojado entre el disco soporte del rodete y la carcasa de la parte trasera del mismo (lado del eje). La carcasa estática frena el movimiento del fluido que a su vez frena el rodete, suponiendo por tanto una pérdida de eficiencia. A este efecto se le conoce como fricción en el disco (*Disk friction*) o venteo (*Windage*) y las pérdidas asociadas se calculan a partir de la Ecuación 3.59 según [28], siendo  $C_M$  un coeficiente en el que se contabiliza el rozamiento del disco,  $C_{Md}$ , y el rozamiento asociado a la parte superior del canal en los rodetes cerrados  $C_{Mc}$ . Este último coeficiente es nulo en los rodetes abiertos.

$$I_{df} = (C_{Md} + C_{Mc}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot u_2 \cdot r_2^2}{2 \cdot \dot{m}} \quad (3.59)$$

La definición del parámetro  $C_{Mc}$  aparece detalladamente expuesta en los trabajos realizados por Daily y Nece [41, 42]. Para su correcta definición, se deben considerar cuatro regímenes de operación diferentes:

1. Laminar, capa límite adherida.
2. Laminar, capa límite desprendida.
3. Turbulento, capa límite adherida.
4. Turbulento, capa límite desprendida.



**Figura 3.8** Perfil de un rodete cerrado,  $m_{leakage}$  (destacado en rojo) y cierre de laberinto (destacado en verde) [4].

Siendo  $\delta$  el hueco entre el rotor y el cierre de laberinto (ver Figura 3.7),  $\omega$  la velocidad de giro y  $r_{rot}$  el radio del rodete, el parámetro  $C_{Ms}$  queda definido como el máximo valor de las siguientes expresiones:

$$Re = \frac{\rho_1 \cdot \omega \cdot r_{rot}^2}{\mu_1} \quad (3.60)$$

$$C_{Ms} = \max \left\{ \begin{array}{l} (a) \ C_{M1,s} = \frac{2\pi}{\left(\frac{\delta}{r_{rot}}\right) \cdot Re} \\ (b) \ C_{M2,s} = \frac{3.7 \cdot \left(\frac{\delta}{r_{rot}}\right)^{0.1}}{\left(\frac{\delta}{r_{rot}}\right) Re} \\ (c) \ C_{M3,s} = \frac{0.08}{\left(\frac{\delta}{r_{rot}}\right)^{\frac{1}{6}} \cdot Re^{\frac{1}{4}}} \\ (d) \ C_{M4,s} = \frac{0.102 \cdot \left(\frac{\delta}{r_{rot}}\right)^{0.1}}{Re^{0.2}} \end{array} \right\} \quad (3.61)$$

Por otra parte, definiendo  $\varepsilon$  como la rugosidad relativa del rodete y  $L_m$  como la longitud meridional del rodete a la altura de la línea media, el resto de contribuciones al factor  $I_{df}$  quedan definidas de la siguiente manera:

$$\frac{1}{\sqrt{C_{Mr}}} = 3.8 \cdot \log_{10} \left( \frac{r_{rot}}{\varepsilon} \right) - 2.4 \cdot \left( \frac{\delta}{r_{rot}} \right)^{0.25} \quad (3.62)$$

$$Re_s \cdot \sqrt{C_{Ms}} = 1100 \left( \frac{\varepsilon}{r_{rot}} \right)^{-0.4} \quad (3.63)$$

$$Re_r = 1100 \cdot \left( \frac{r_{rot}}{\varepsilon} \right) - 6 \cdot 10^6 \quad (3.64)$$

$$C_{Msr} = \left\{ \begin{array}{ll} C_{Ms} + (C_{Mr} - C_{Ms}) \cdot \frac{\log\left(\frac{Re}{Re_s}\right)}{\log\left(\frac{Re_r}{Re_s}\right)} & \text{si } Re < Re_r \\ C_{Mr} & \text{si } Re \geq Re_r \end{array} \right\} \quad (3.65)$$

Tanto en el trabajo de Aungier [2] como en los trabajos realizados por Daily y Nece [41, 42], se proponen dos correlaciones para corregir el factor  $C_M$  ideal, basados en factores definidos como  $K$  y  $K_0$ :

$$C_{M0} = \begin{cases} C_{Msr} & \text{si } Re \geq Re_s \\ C_{Ms} & \text{si } Re < Re_s \end{cases} \quad (3.66)$$

$$C_M = C_{M0} \cdot \frac{((1-K)^2)}{((1-K_0)^2)} \quad (3.67)$$

$$C_{Mc} = 0.75 \cdot L_m \cdot C_M \cdot \frac{1 - \left[ \frac{r_{1,s}}{r_{3,rot}} \right]^5}{r_{3,rot} - r_{1,rot}} \quad (3.68)$$

$$C_{Md} = 0.75 \cdot C_M \quad (3.69)$$

### 3.3 Aplicación del método de Aungier al diseño del difusor

A diferencia del rodete, el procedimiento de diseño cambia sustancialmente dependiendo del tipo de difusor seleccionado. Aunque existen numerosos tipos de difusores, se pueden separar en dos grandes grupos: sin álabes y con álabes. Desde el punto de vista de un análisis unidimensional, como el propuesto por Aungier [2], no existe una gran diferencia entre un difusor con álabes tipo cuña o con un perfil aerodinámico, ya que al igual que en el caso de rodete, no se analiza el flujo en el interior de cada componente.

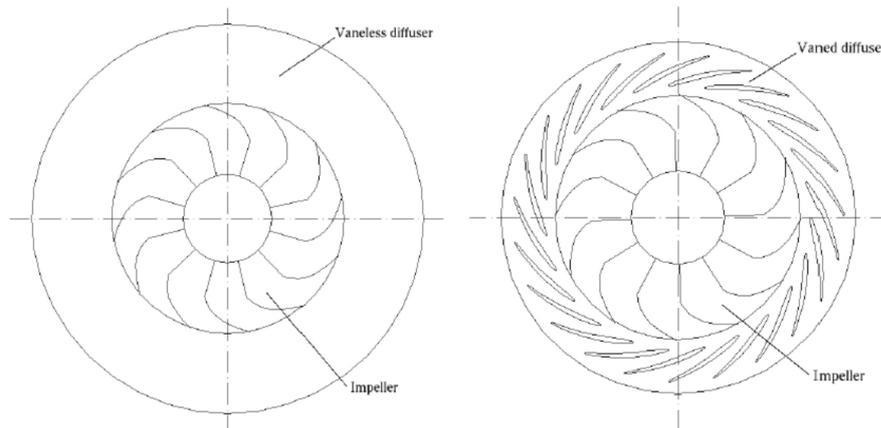


Figura 3.9 Esquema de un difusor sin álabes (izquierda) y de un difusor con álabes (derecha) [29].

#### 3.3.1 Difusor sin álabes

Las principales características geométricas de un difusor sin álabes se reducen a los radios y alturas a la entrada y salida del difusor:  $r_3, r_4, b_3, b_4$ . La evaluación de un difusor sin álabes se aborda a través de la conservación de la masa y el momento cinético. Teóricamente se debería estudiar la evolución infinitesimal a lo largo de una línea de corriente pero, como en otros cálculos similares, se evalúa de manera incremental entre un número de puntos intermedios (sección genérica  $a$ ) de manera que, considerando un difusor sin álabes recto, la ecuación de continuidad se define como:

$$\dot{m} = c_{r2} \cdot \rho_2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2) = c_{ra} \cdot \rho_a \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_a \cdot b_a) \quad (3.70)$$

$$c_{\theta 2} \cdot r_2 = c_{\theta a} \cdot r_a \quad (3.71)$$

Por otro lado, considerando las pérdidas asociadas al difusor sin álabes (principalmente pérdidas por fricción y difusión):

$$b \cdot \frac{dp}{dr} = \frac{c_\theta^2 \cdot \text{sen}(\alpha_r)}{r} - c_r \cdot \frac{dc_r}{dr} - \frac{c \cdot c_r \cdot c_f}{b} - \frac{dI_D}{dr} \quad (3.72)$$

Siendo  $\frac{dI_D}{dr}$  las pérdidas asociadas a la difusión:

$$\frac{dI_D}{dr} = -2 \cdot (p_t - p) \cdot (1 - E) \cdot \frac{1}{\rho \cdot c} \cdot \frac{dc}{dr} \quad (3.73)$$

$$E = 1 \quad D \leq 0 \quad (3.74)$$

$$E = 1 - 0.2 \cdot \frac{D^2}{D_r} \quad 0 < D < D_r \quad (3.75)$$

$$E = 0.8 \cdot \sqrt{\frac{D_r}{D}} \quad D \geq D_r \quad (3.76)$$

Las siguientes correlaciones (Ecuaciones 3.77 y 3.78) han sido calculadas en función de datos experimentales según [2].

$$D = -\frac{b}{c} \cdot \frac{dc}{dr} \quad (3.77)$$

$$D_r = 0.4 \cdot \left(\frac{b_1}{L}\right)^{0.35} \cdot \text{sen } \alpha \quad (3.78)$$

El coeficiente de pérdidas  $c_f$  se calcula de igual manera que en el rodete, es decir, en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de las superficies del canal. Una vez conocidos los coeficientes de pérdidas, es posible calcular de manera incremental las velocidades  $C_{ra}$  y  $C_{\theta a}$  del punto bajo estudio en el interior del canal, empleando las Ecuaciones 3.70 y 3.72 hasta obtener el valor de convergencia del ángulo  $\alpha_4$  o del radio de salida  $r_4$ . Aungier propone la siguiente correlación experimental para estimar el radio objetivo en función del coeficiente de flujo y el radio de salida del rodete.

$$r_4 = \left(1.55 + \frac{c_{r2}}{u_2}\right) \cdot r_2 = (1.55 + \phi) \cdot r_2 \quad (3.79)$$

En la Figura 3.10 se muestra el procedimiento de diseño de un difusor sin álabes de manera simplificada.

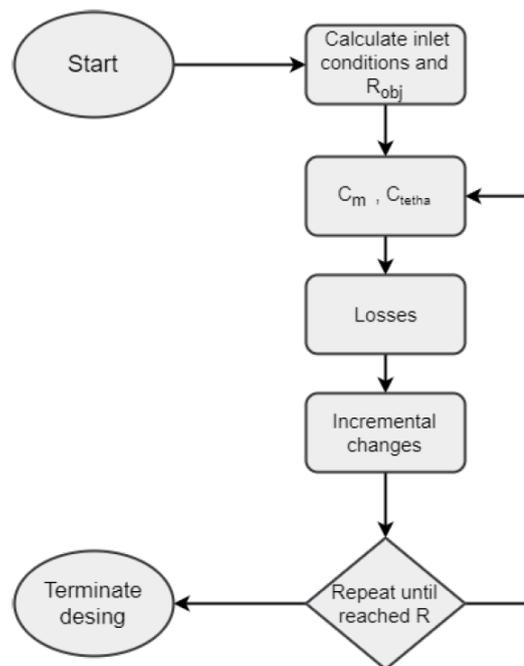


Figura 3.10 Diagrama simplificado del cálculo de un difusor sin álabes [4].

### 3.3.2 Difusor con álabes

Antes de que el fluido entre en el difusor con álabes se encuentra con una zona previa llamada *espacio sin álabes* cuyo fin es homogeneizar el flujo a la salida del rodete. Esta zona tiene una profundidad radial de aproximadamente el 10% del radio del rodete y su modelado es análogo al del difusor sin álabes.

Debido a la naturaleza del cálculo, el método más sencillo para diseñar un difusor con álabes es contemplar diferentes geometrías de difusor y, una vez realizados todos estos diseños, analizar cuál de las opciones es la que presenta mejor comportamiento. En este trabajo, cada candidato se elige en base a dos parámetros: la relación de áreas,  $AR$ , y el número de álabes,  $Z_{diff}$ .

De manera análoga al caso del rodete, la evolución del fluido a lo largo de los canales del difusor y, por tanto, el rendimiento, se ve afectada por las condiciones a la salida y viceversa. Por otra parte, las pérdidas que aparecen en el difusor con álabes son: pérdidas por incidencia en la entrada del canal  $\omega_{inc}$ , pérdidas asociadas a la no uniformidad del campo de velocidades del fluido a la salida del difusor,  $\omega_{mix}$ , pérdidas por rozamiento  $\omega_{fr}$  y pérdidas por bloqueo si lo hubiese  $\omega_{CH}$ . Las condiciones de salida del difusor quedan por tanto definidas de la siguiente manera:

$$p_{04} = p_{03} - (p_{03} - p_3) \cdot \sum \omega_{diff} \quad (3.80)$$

$$p_4 = f(h_{04}, s_{04})$$

$$\Omega_{diff} = \sum \omega_{diff} = \omega_{sf} + \omega_{inc} + \omega_{mix} + \omega_{CH} \quad (3.81)$$

$$h_4 = h_{04} - \frac{c_4^2}{2} \quad (3.82)$$

$$\dot{m} = \rho_4 \cdot C_{r4} \cdot A_4 \cdot (1 - B_4) \quad (3.83)$$

$$\alpha_4 = \tan\left(\frac{C_{r4}}{C_{\theta 4}}\right) \quad (3.84)$$

Siendo el ángulo de salida  $\alpha_4$  función del ángulo de salida del álabe. El ángulo del flujo a la salida del difusor  $\beta_4$  depende de éste ángulo y de la desviación  $\delta^*$ , la cual se calcula a través de una correlación basada en experimentación [31, 30].

$$\alpha_4 = \beta_4 - \delta^* - \frac{\partial \delta}{\partial i} \cdot (\beta_3 - \alpha_3) \quad (3.85)$$

Con el fin de comprobar que el diseño del difusor con álabes es válido se emplean algunas variables de control como el coeficiente de carga de los álabes  $BL_{diff}$ , el ángulo de divergencia  $\theta_c$  y el factor de bloqueo a la salida del difusor  $B_4$ .

$$2 \cdot \theta_c \leq 11 \quad (3.86)$$

$$BL_{diff} \leq \frac{1}{3} \quad (3.87)$$

$$B_4 = [K_1 + K_2 (C_R^{-2} - 1)] \cdot \frac{L_B}{w_4} \quad (3.88)$$

En la Figura 3.11 se muestra de manera simplificada el procedimiento de diseño de un difusor con álabes.

Por otro lado, la decisión sobre la geometría y diseño del difusor varía según la aplicación. En algunas ocasiones puede resultar más interesante primar la recuperación de presión estática, sacrificando el rendimiento, o viceversa ya que el punto de diseño que corresponde al máximo rendimiento del difusor no coincide con el de máxima recuperación de presión estática [36, 2]. Cuanto mayor es la relación de áreas entrada/salida del canal, mayor será el aumento de presión pero también mayores las ineficiencias producidas. A su vez, con respecto al desprendimiento de capa límite, con una mayor relación de áreas se espera que el comportamiento

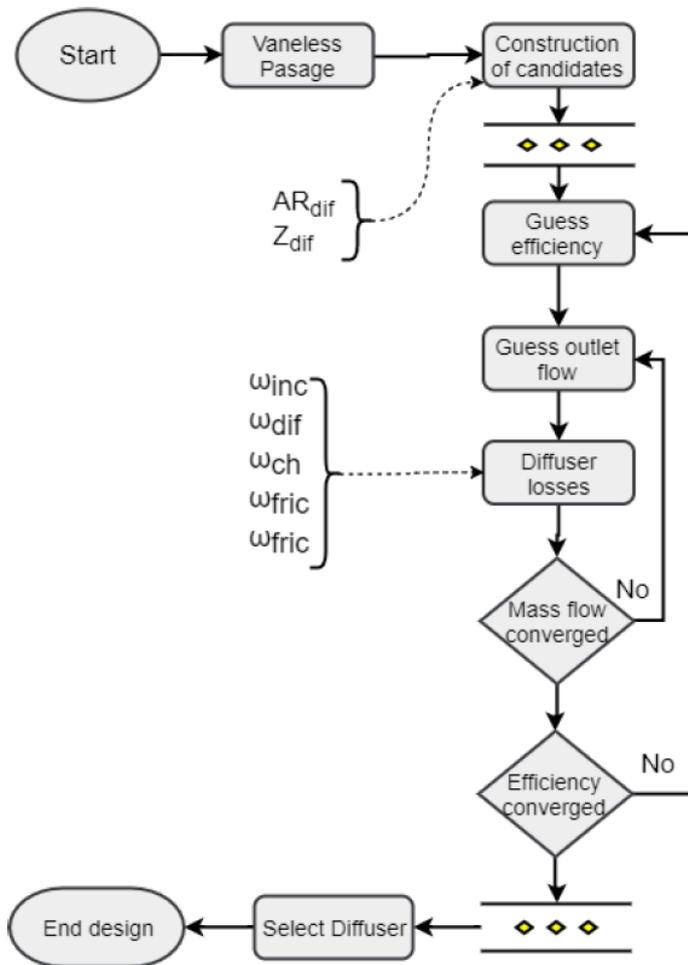


Figura 3.11 Diagrama simplificado del cálculo de un difusor con álabes [4].

inestable por bombeo del compresor aparezca antes, reduciendo el margen de operación. Esta inestabilidad se describe en la sección siguiente.

También es posible que no se busque ninguna de las dos casuísticas anteriores y se quiera fijar el número de álabes del difusor. En ese caso, para evitar las irregularidades producidas por la distribución de velocidades considerada en el modelo *Jet-Wake*, se suele utilizar un menor número de álabes en el difusor que en el rodete [3], de tal manera cada canal del difusor está alimentado por más de un canal del rodete con el fin de homogeneizar el flujo.

### 3.3.3 Fenómeno de bombeo

El fenómeno conocido como *bombeo* hace referencia al desprendimiento generalizado de la capa límite en el interior del compresor. Éste desprendimiento puede producirse de manera localizada, suponiendo un incremento de las pérdidas pero permitiendo la operación del compresor, o conducir al fallo del compresor cuando se produce de forma generalizada en una zona amplia del mismo.

El comportamiento inestable asociado al bombeo se manifiesta antes en compresores que disponen de difusores con álabes pero también puede aparecer en aquellos cuyos difusores no tienen álabes. Una de las formas más comunes de aparición del desprendimiento de capa límite en turbocompresores axiales es el conocido como desprendimiento rotativo (*rotating stall*) que ocurre cuando el desprendimiento es tal que impide el paso de flujo a través de uno o varios canales del difusor. Normalmente es un efecto momentáneo y al cabo de un tiempo el compresor vuelve a comportarse de manera estable. Lo interesante de este fenómeno es que el bloqueo de un canal induce a que el mismo fenómeno ocurra en el canal adyacente, produciéndose así una perturbación que avanza por el difusor en sentido opuesto a la de rotación del rodete (con una

frecuencia variable). Existen muchos estudios sobre cómo predecir, evitar e incluso retornar de nuevo hacia el comportamiento estable del compresor [33, 32], pero a día de hoy sigue sin ser un problema resuelto.

Los difusores sin álabes no tienen canales físicos como tales pero está demostrado que la propia difusión del fluido al aumentar la sección de paso puede provocar zonas con comportamientos similares a las descritas anteriormente [34], creando pseudo-canales entre capas del propio fluido (tubos de corriente). Debido a esto, el fenómeno de desprendimiento rotativo puede ser también observado en difusores sin álabes. Aunque existe, este efecto se manifiesta de manera significativamente más tardía que en los difusores alabeados por lo que el rango de operación de los difusores sin álabes suele ser mayor. De hecho, si el compresor está correctamente diseñado y dimensionado, este fenómeno será poco probable [2]. Según lo expuesto en [35] o a través de la Figura 3.12, se puede determinar el punto en el que se produciría el desprendimiento de la capa límite en función del ángulo de salida flujo del difusor  $\alpha_4$ ; para valores de dicho ángulo inferiores al denominado " $\alpha_{stall}$ ", aparece el desprendimiento de la capa límite [2].

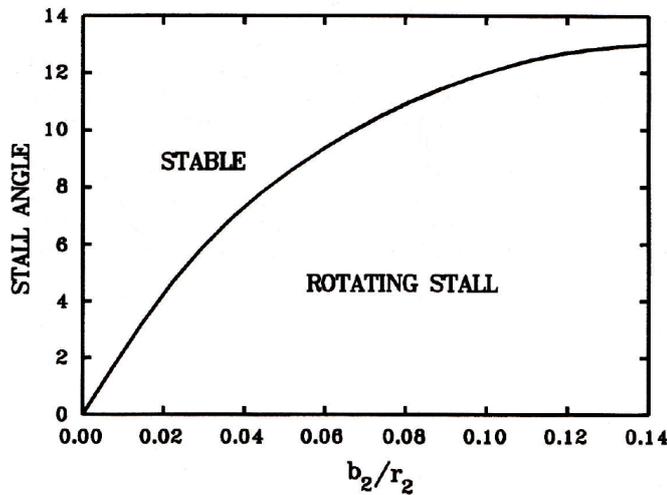


Figura 3.12 Límite del comportamiento estable de un difusor sin álabes [2].

### 3.4 Diseño de la salida del compresor

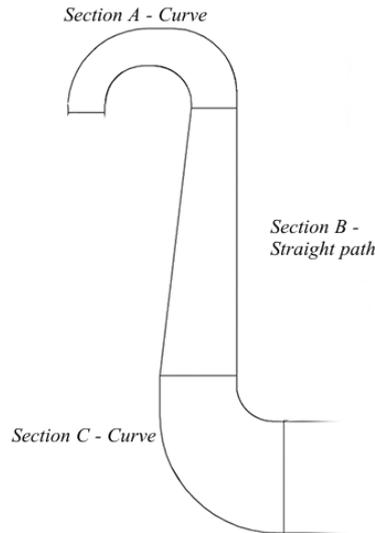
En función de la aplicación donde se esté empleando el compresor, puede resultar interesante recolectar el fluido con una voluta o mediante otros métodos como un canal de retorno. La voluta es más frecuente en aplicaciones donde el fluido es devuelto a una red de tuberías mientras que el canal de retorno suele estar presente en compresores de múltiples escalonamientos o en turbomáquinas destinadas a la propulsión.

#### 3.4.1 Canal de retorno

El modelo de un canal de retorno es análogo al modelo del difusor sin álabes. Aunque existen canales de retorno con álabes guía que optimizan el flujo para la siguiente etapa de compresión en este trabajo no se han contemplado este tipo de canales de retorno sino solamente canales de tipo "pasaje anular". El modelo original de Aungier no aborda este problema con un gran nivel de detalle [2] por lo que se propone un método simplificado a partir de la Ecuación 3.89. El modelo del canal de retorno consiste en dividir el canal en tres partes (ver Figura 3.13): dos secciones con curvatura y un tramo recto.

$$I_C = k_{mean} \cdot (p_{05} - p_5) \cdot \frac{c_{mean}}{13 \cdot \rho \cdot c} \quad (3.89)$$

Como el objetivo del canal de retorno es únicamente conducir al fluido bien al siguiente escalonamiento, bien al siguiente elemento no existe aumento de presión estática. Para mantener la presión de salida del difusor es necesario contrarrestar las pérdidas por fricción que se producen en el canal a través de la difusión



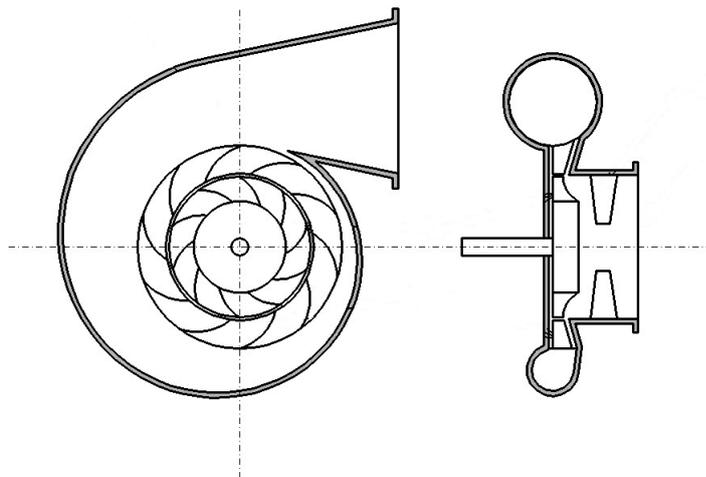
**Figura 3.13** Geometría simplificada del canal de retorno [4].

de velocidad, provocando así una relación de áreas entrada/salida del canal mayor a la unidad; es decir, es necesaria una cierta difusión de velocidad.

$$\begin{aligned}
 p_{05} < p_{04} & \implies & AR_{5,4} > 1 \\
 h_{05} = h_{04} & & c_5 < c_4 \\
 p_5 = p_4 & & \omega_{fr} > 0, \omega_{dif} > 0
 \end{aligned}
 \tag{3.90}$$

### 3.4.2 Voluta

La geometría típica de la voluta es la de un canal circular que va aumentando su sección gradualmente a medida que envuelve al difusor y recoge el fluido que sale del mismo. Normalmente, en aplicaciones industriales donde el espacio no es un recurso limitado, el radio de salida del compresor no suele ser un factor determinante, permitiendo construcciones similares a la de la Figura . Sin embargo, si fuese necesario, es posible cambiar dicha geometría para reducir el radio exterior máximo del compresor en su conjunto, voluta incluida.



**Figura 3.14** Geometría típica de la voluta [4].

En el caso de la voluta, el cálculo es más simple que en elementos anteriores debido a que no se considera el problema de bloqueo. Las pérdidas que se producen en la voluta son: por rozamiento  $\omega_{fr}$ , por reducción a cero de la velocidad meridional  $\omega_m$  y un factor experimental asociado a la velocidad tangencial y el *swirl* producido ( $\omega_u$ ) [2].

$$\sum \omega_{vol} = \omega_m + \omega_u + \omega_{fr} \quad (3.91)$$

$$\omega_m = \left( \frac{C_{r4}}{C_4} \right)^2 \quad (3.92)$$

$$\omega_u = \frac{r_4 \cdot C_{\theta 4}^2}{(r_5 \cdot C_4^2)} \cdot \left[ 1 - \frac{1}{SP^2} \right] \quad SP \geq 1 \quad (3.93)$$

$$\omega_u = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_4 \cdot c_{\theta 4}^2}{(r_5 \cdot c_4^2)} \cdot \left[ 1 - \frac{1}{SP} \right]^2 \quad SP < 1 \quad (3.94)$$

El parámetro  $SP$ , *sizing parameter*, determina el radio máximo del compresor a costa de inducir pérdidas adicionales en la voluta, siendo su valor óptimo la unidad.

$$SP = \frac{r_5 c_{\theta 5}}{r_6 c_6} \quad (3.95)$$

## 4 Comportamiento fuera de diseño de los compresores centrífugos

---

El comportamiento de un turbocompresor se representa habitualmente mediante curvas que representan la variación de la relación de compresión y de la temperatura de salida con respecto al gasto másico para diferentes valores de velocidad de giro. Sin embargo, estas representaciones son simplificaciones de un caso general en el que las variables dependientes indicadas dependen de otras variables independientes como las condiciones de presión y temperatura a la entrada o las propiedades del fluido de trabajo. Considerar todas estas variables en los experimentos que permiten obtener la información recogida en las curvas anteriores llevaría a la necesidad de realizar un gran número de ellos; la representación de éstos sería, por extensa, confusa.

Utilizando el análisis dimensional se pueden reducir el número de variables que representan una situación o problema físico. Con la aplicación de esta técnica a las turbomáquinas se obtienen resultados que permiten:

- La predicción del comportamiento de un prototipo a partir de los ensayos realizados sobre un modelo a escala.
- La elección del tipo de máquina que trabajaría con mayor rendimiento para una gama de saltos de energía, velocidades y gastos dados.

En general, el comportamiento de una turbomáquina (incremento de entalpía  $\Delta h_{0s}$ , rendimiento  $\eta$  y potencia  $\dot{W}$ ) depende de las siguientes variables: viscosidad  $\mu$ , número de revoluciones  $N$ , diámetro característico  $D$ , gasto másico  $\dot{m}$ , densidad  $\rho_{01}$ , velocidad del sonido  $a_{01}$  y coeficiente isentrópico  $\gamma$  [3]:

$$\Delta h_{0s}, \eta, \dot{W} = f(\mu, N, D, \dot{m}, \rho_{01}, a_{01}, \gamma) \quad (4.1)$$

Aplicando el teorema  $\pi$  de Buckingham [3] [38] y considerando los siguientes parámetros adimensionales, se tiene:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{01}} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{\sqrt{\gamma}D\rho_{01}}, Re, \frac{ND}{\sqrt{\gamma RT_{01}}}, \gamma\right) \quad (4.2)$$

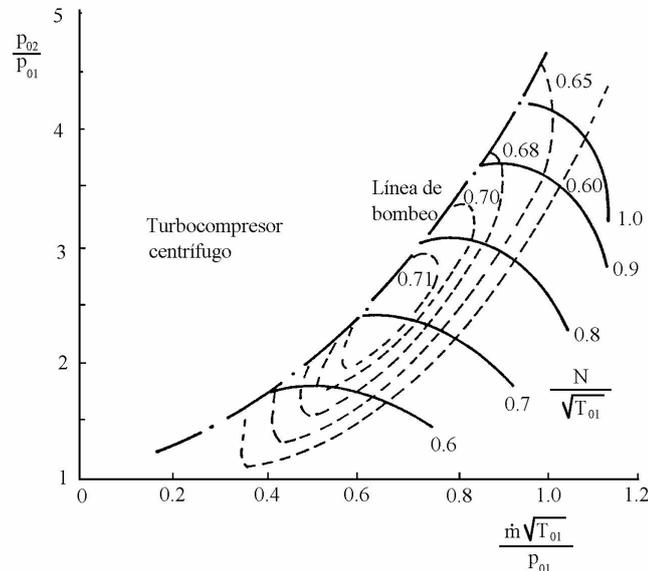
Para una máquina de tamaño dado y que funcione con un único gas se pueden suprimir las dependencias  $D$  y  $\gamma$  ya que estos parámetros son invariantes del problema. Si, además, la máquina opera con un número de Reynolds alto (lo cual es habitual) o en una pequeña gama de regímenes de giro se suprimirá también la dependencia del número de Reynolds. Quedará en este caso una expresión de la forma:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{01}} = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}\right) \quad (4.3)$$

Éstas son las variables normalmente utilizadas para la representación de las características de funcionamiento en compresores y otras turbomáquinas. Las variables independientes entre paréntesis son conocidas en la literatura como gasto adimensional y velocidad de giro adimensional.

## 4.1 Curvas características de los turbocompresores centrífugos

Si se representa la curva relación de compresión-gasto másico para diferentes velocidades de giro se tendrán curvas características de relación de compresión para la gama completa de gastos másicos y velocidades de giro (ver Figura 4.1):



**Figura 4.1** Curvas características de un compresor centrífugo. Curvas de isorrendimiento y de relación de compresión-gasto adimensional [3].

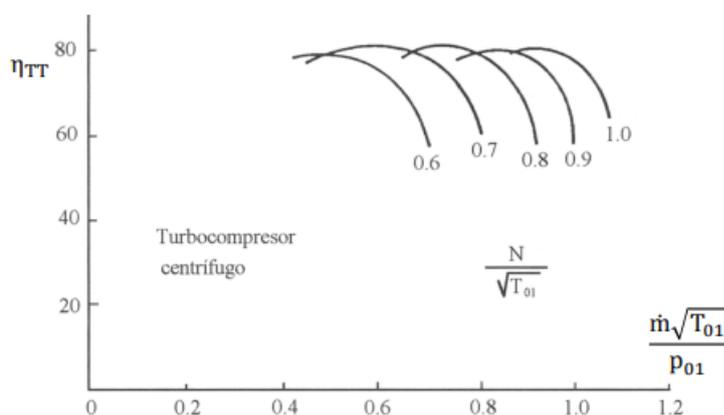
La forma general de las curvas es similar en compresores axiales y centrífugos. Existen tres zonas esenciales en el mapa del compresor. La zona central es la de funcionamiento estable. Los extremos de las curvas correspondientes a cada velocidad de giro marcan el límite de funcionamiento estable. Uniendo el gasto mínimo para cada una de estas líneas, se obtiene la *línea de bombeo*. La zona que deja a la izquierda esta línea es de funcionamiento inestable. Los extremos de la derecha de las diferentes líneas de velocidad constante indicarán los puntos en los que se produce el bloqueo. Esta clasificación constituye una versión simplificada de los límites de funcionamiento reales cuyo estudio en mayor detalle queda fuera del alcance del presente trabajo.

Las curvas de rendimiento en función de las condiciones de operación se pueden representar ya sea sobre los mismos ejes relación de compresión-gasto o en ejes separados (rendimiento-gasto) (Figuras 4.1 y 4.2, respectivamente). El rendimiento representado frente al gasto varía de forma análoga a como lo hace la relación de compresión. En este caso el valor máximo de rendimiento es aproximadamente el mismo para cualquier valor de la velocidad. Dicha zona de máximo rendimiento se encuentra naturalmente en la zona central de funcionamiento estable. Además, en la práctica, la línea que une el punto de máximo rendimiento para cada característica de velocidad tiende a ser más o menos paralela a la línea de bombeo y a cierta distancia de esta cuando se emplean difusores sin álabes y muy cercana a la línea de bombeo si el difusor tiene álabes.

A partir de estas dos curvas se puede representar la curva relación de temperatura-gasto másico, únicamente se ha de tener en cuenta la relación siguiente:

$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (4.4)$$

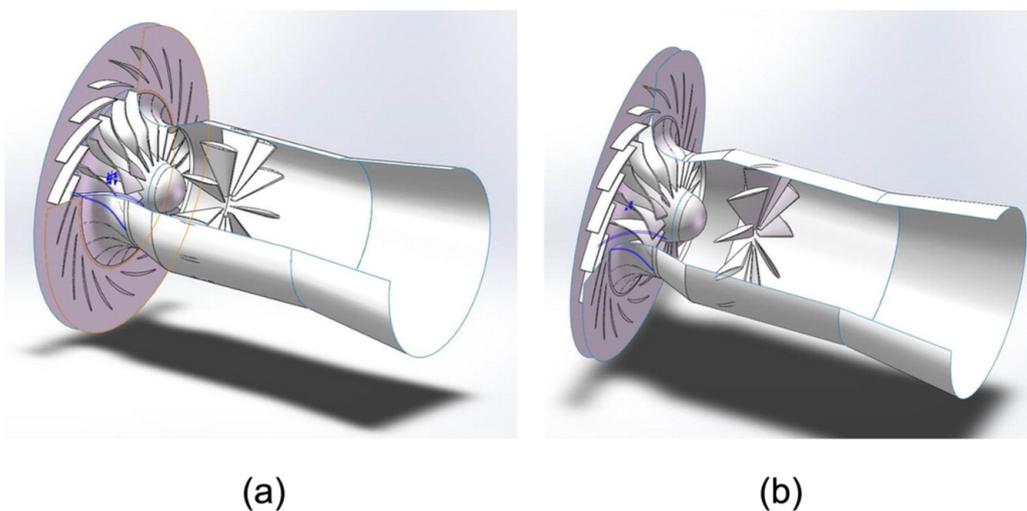
No obstante, la representación de esta última variable no es frecuente por ser redundante con las dos anteriores.



**Figura 4.2** Curvas características de un compresor centrífugo. Curvas de rendimiento-gasto adimensional [3].

## 4.2 Influencia de los álabes guía a la entrada del compresor

Los álabes guía de geometría variable a la entrada del compresor se utilizan de manera frecuente en la industria ya que con ellos se consigue ampliar el rango de operación del compresor. En la mayoría de los casos, los álabes guía consisten en una serie de álabes (rectos o con curvatura) colocados aguas arriba de la sección de entrada al rodete y cuya orientación respecto de la dirección del flujo de entrada al compresor puede modificarse para provocar una pre-rotación del flujo determinada. Comparado con otros métodos de regulación del gasto que atraviesa al compresor, los álabes guía pueden regular las condiciones de entrada al compresor sin necesidad de interrumpir la operación del mismo e incluso puede realizarse de manera continua y automatizada a través de elementos como por ejemplo un servomotor [37].

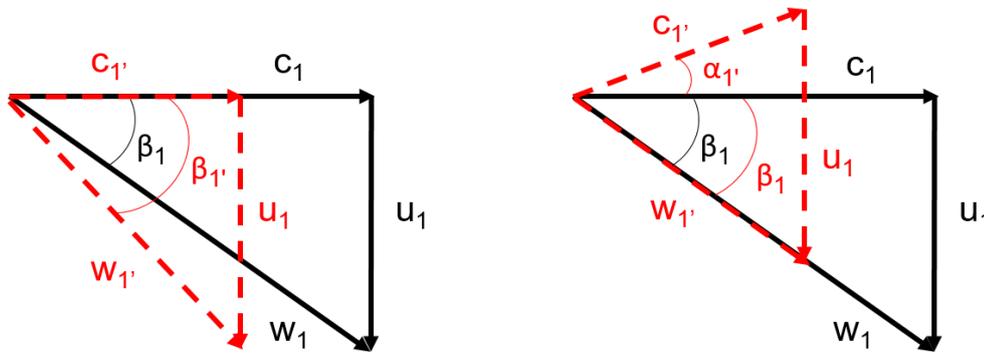


**Figura 4.3** Representación de un turbocompresor centrífugo con dos ángulos de cierre de álabes guía diferentes: (a) álabes guía fijados a 0° y (b) álabes guía fijados a 38.6°. Ambos ángulos medidos respecto de la dirección axial [37].

Según [37], los álabes guía pueden operar en un rango comprendido entre  $-20^\circ$  y  $+60^\circ$ . Sin embargo, cuando el ángulo de calado de los álabes guía aumenta mucho, se produce una gran pérdida por incidencia a la entrada de los mismos y la interacción estátor (álabes guía) - rodete se vuelve inestable debido a la estela provocada por los álabes guía. Además, esto no sólo desemboca en un peor comportamiento aerodinámico del compresor sino que también provoca un incremento de la carga aerodinámica experimentada por los álabes del rodete, pudiendo provocar daños e incluso la rotura de uno o varios álabes. Por lo tanto, el objetivo de los álabes guía es conseguir una operación fuera de diseño del compresor más flexible y eficiente, sin

aumentar en exceso las solicitaciones mecánicas de la máquina.

Suponiendo que en todo momento la entrada al compresor es completamente axial, es decir,  $\alpha_1$  igual a cero, la finalidad de los álabes guía es corregir el ángulo de incidencia de la velocidad relativa  $\beta_1$  a la entrada del compresor. En la operación en condiciones nominales (de diseño) del compresor, el ángulo de entrada del flujo relativo  $\beta_1$  y el ángulo del metal  $\beta_{1,B}$  coinciden, o lo que es lo mismo, la incidencia es nula (aproximadamente). Cuando el compresor opera a carga parcial (menor gasto másico) sobre una característica de velocidad constante, la velocidad axial a la entrada del compresor disminuye puesto que la densidad y el área de entrada al rodete se mantienen constantes. Como el régimen de giro del compresor no varía y, por lo tanto, tampoco lo hace la velocidad periférica  $U_1$ , el resultado es que se crece la incidencia ya que el ángulo  $\beta_{1'}$  correspondiente al funcionamiento a carga parcial es mayor que el ángulo  $\beta_1$  correspondiente al funcionamiento en condiciones nominales. El hecho de que la incidencia a la entrada del rodete no sea nula hace que aparezcan pérdidas aerodinámicas en el compresor, afectando a su rendimiento. Por esto se añaden los álabes guía de geometría variable a la entrada del rodete ya que con ellos se puede corregir dicha incidencia que aparece como consecuencia de la carga parcial, desviando la velocidad absoluta a la entrada del rodete de la dirección axial y consiguiendo de este modo mantener nula la incidencia del flujo relativo a la entrada del rodete. Este funcionamiento aparece reflejado en la Figura 4.4.



**Figura 4.4** Influencia de los álabes guía en los triángulos de velocidades a la entrada del compresor. Triángulo de velocidades a carga parcial sin álabes guía (izquierda) y con álabes guía (derecha).

Observando la Figura 4.5 se puede comprobar que, tal y como se ha mencionado anteriormente las pérdidas se disparan para valores superiores a los  $60^\circ$  de cierre de álabes guía. Por el contrario, para valores por debajo de  $40^\circ$ , las pérdidas por incidencia que suponen los álabes guía son mínimas y completamente asumibles, mucho menores a las que supondría la incidencia del flujo relativo a la entrada del rodete si no se dispusiera de álabes guía. En cuanto a la desviación del flujo, volviendo de nuevo a dicha figura, se puede observar cómo se alcanzan valores incluso mayores a los  $20^\circ$ . Es importante tener este factor en cuenta ya que, para un ángulo  $\beta_1$  deseado, es necesario cerrar los álabes guía un ángulo superior a éste debido a la desviación, lo que supone tanto un aumento de las pérdidas por incidencia en los álabes guía como una reducción del rango de operación del compresor, ya que los mencionados  $60^\circ$  de cierre máximo no equivale a un ángulo de flujo de salida de  $60^\circ$ , sino a un ángulo inferior.

Para la implementación de la herramienta de cálculo, las correlaciones en las que se obtienen tanto el ángulo de salida del flujo como el coeficiente de pérdida de presión de remanso (Ecuaciones 4.6 y 4.7) se han aproximado mediante curvas de regresión. Por simplicidad, se ha supuesto que el ángulo de salida de los álabes guía es constante con el radioe igual al valor en el radio medio.

$$p_{01'} = p_{01} - \frac{\rho c_1^2}{2} \cdot K_{\alpha 1} \quad (4.5)$$

$$K_{\alpha 1} = 1.913 \cdot 10^{-7} \cdot \alpha^4 - 1.636 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^3 + 5.173 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^2 - 0.005 \cdot \alpha \quad (4.6)$$

$$\alpha_{1'} = 3.829 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha^4 - 7.346 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^3 + 0.042 \cdot \alpha^2 + 0.131 \cdot \alpha - 1.611 \quad (4.7)$$

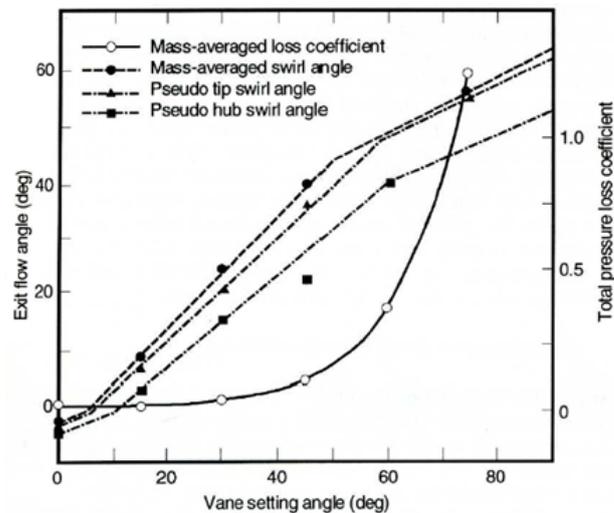


Figura 4.5 Comportamiento de los álabes guía a la entrada del compresor en función del ángulo de cierre [1].

### 4.3 Resultados

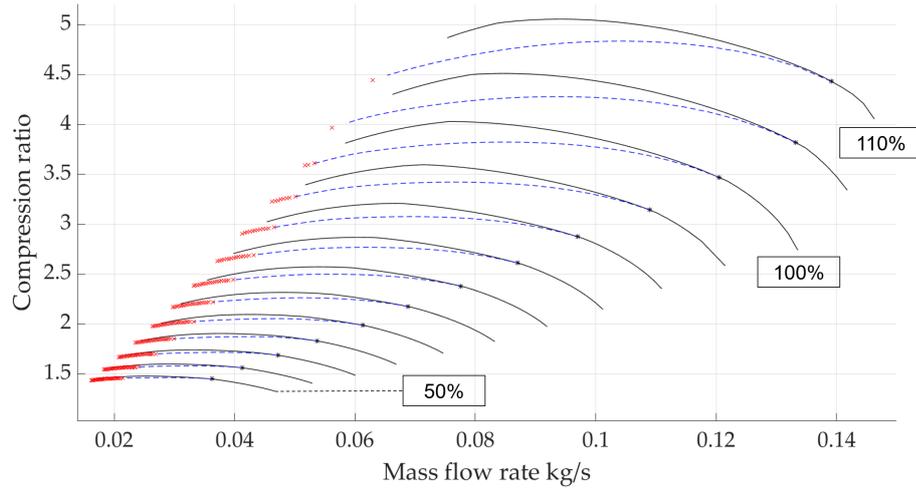
Los mapas de comportamiento del compresor centrífugo generados con la herramienta desarrollada en este trabajo son análogos a los ya expuestos al inicio de esta sección en las Figuras 4.1 y 4.2. En concreto, se distinguirán entre cinco mapas de comportamiento diferentes, cuya topología se ve influida por las condiciones de diseño, como pueden ser: gasto másico, relación de compresión, coeficiente de flujo y carga, etc. Por otro lado, en los mapas expuestos en este trabajo se representan tanto las islas de isorendimiento como las líneas de velocidad de giro constante (o en su defecto velocidad de giro adimensional). Éstas últimas se corresponden con un rango de velocidades comprendido un 50% y un 110% de la velocidad de giro nominal, representados en saltos de cinco puntos porcentuales, haciendo un total de trece líneas de régimen de giro constante. La línea situada en el punto más bajo del mapa se corresponde con la línea de régimen de giro del 50% con respecto al nominal y la línea situada en el punto más alto del mapa es la correspondiente al 110% con respecto al régimen de giro nominal. En la Tabla 4.1 se presenta un desglose de los mapas presentados en esta sección:

Tabla 4.1 Leyenda de los diferentes mapas de comportamiento del compresor centrífugo.

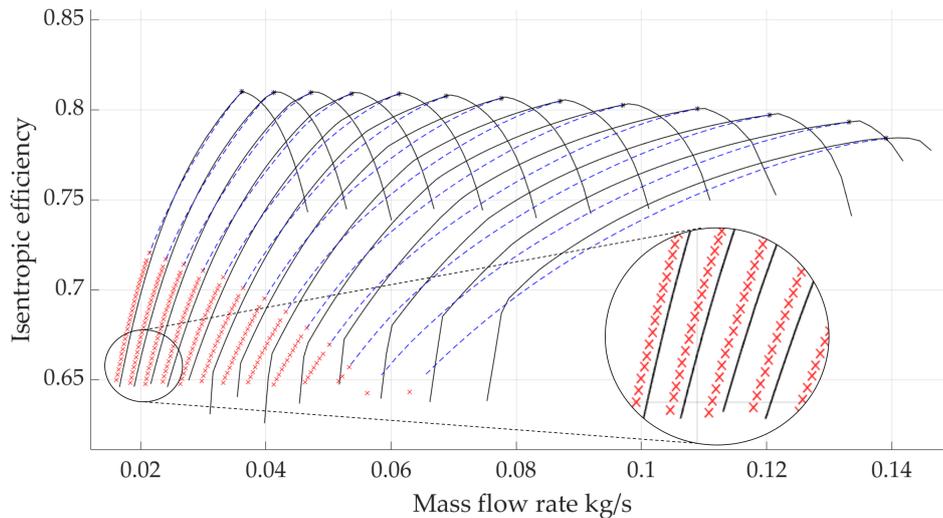
Mapa	Eje de ordenadas	Eje de abcisas
1	Relación de Compresión [-]	Gasto másico [kg/s]
2	Rendimiento [-]	Gasto másico [kg/s]
3	Relación de Compresión [-]	Gasto adimensional $\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{\rho_{01}}\right)$ [-]
4	Relación de Compresión [-]	Gasto adimensional $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}ND^3}\right)$ [-]
5	Salto entálpico isentrópico [kJ/kg]	Gasto adimensional $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}a_1}\right)$ [-]

Con el fin de poner de manifiesto la influencia de la incorporación de los álabes guía de geometría variable a la entrada del compresor, a continuación se representa la superposición de un mapa de comportamiento de un compresor centrífugo con y sin álabes guía, en ambos casos para un compresor sin álabes en el difusor. Para apreciar con mayor claridad la influencia de los álabes guía de geometría variable, además de no representar las islas de isorendimiento a diferencia del resto de casos, es conveniente observar y analizar simultáneamente las Figuras 4.6 y 4.7 (correspondientes a los mapas denominados 1 y 2 en la Tabla 4.1):

Tanto en la Figura 4.6 como en la Figura 4.7 aparecen, para cada régimen de giro constante, dos líneas superpuestas, una correspondiente al compresor sin álabes guía (línea negra continua) y otra correspondiente al compresor con álabes guía (línea compuesta por diferentes tramos). La línea de régimen de giro constante para el compresor con álabes guía se compone de tres tramos diferentes, correspondientes a las diferentes estrategias de control de los propios álabes guía. Tomando como referencia el punto de mayor gasto másico



**Figura 4.6** Compresor centrífugo con difusor sin álabes. Relación de compresión 3.5 y gasto másico nominal 0.12 kg/s. Superposición de mapas de relación de compresión [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 1 de la Tabla 4.1), mostrando líneas de velocidad de giro desde el 110% hasta el 50%. El caso sin álabes guía de geometría variable se presenta en trazo negro continuo. El caso con álabes guía de geometría variable se muestra en tres tramos: i) álabes guía completamente abiertos (negro); ii) cierre de álabes guía hasta 50° (trazos azules). iii) álabes guía fijados a 50° (cruces rojas).



**Figura 4.7** Compresor centrífugo con difusor sin álabes. Relación de compresión 3.5 y gasto másico nominal 0.12 kg/s. Superposición de mapas de relación de compresión [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 2 de la Tabla 4.1), mostrando líneas de velocidad de giro desde el 110% hasta el 50%. El caso sin álabes guía de geometría variable se presenta en trazo negro continuo. El caso con álabes guía de geometría variable se muestra en tres tramos: i) álabes guía completamente abiertos (negro); ii) cierre de álabes guía hasta 50° (trazos azules). iii) álabes guía fijados a 50° (cruces rojas).

(punto más a la derecha de cada línea de régimen de giro constante) y avanzando hacia gastos másicos menores, se pueden diferenciar los siguientes tramos: un primer tramo, comprendido entre el punto de máximo gasto posible, a partir del cual se produciría el bloqueo del compresor, y el punto de operación de máximo rendimiento. Este tramo es coincidente con el mapa del compresor sin álabes guía, puesto que no se aborda ninguna estrategia de control adicional. Un segundo tramo, representado mediante una línea de trazos

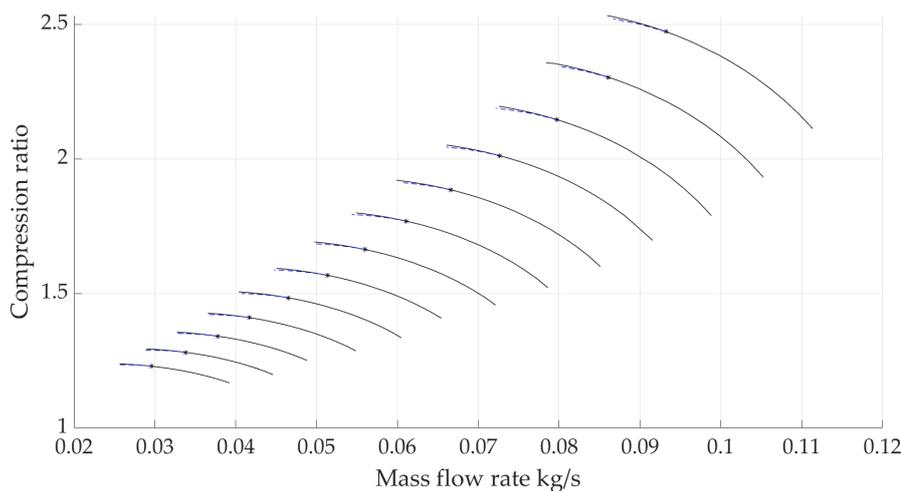
de color azul, en la que la relación de compresión es ligeramente inferior a la correspondiente al compresor sin álabes guía. Durante este tramo, se regula el gasto másico cerrando paulatinamente los álabes guía, con el fin de mantener el mismo ángulo  $\beta_1$  que en el punto de máximo rendimiento o, lo que es lo mismo, la incidencia nula en el rodete, hasta un ángulo máximo de cierre de  $50^\circ$ . Por último, aparece el tercer tramo, representado mediante cruces de color rojo, en el que se sigue reduciendo el gasto manteniendo el ángulo de cierre de los álabes guía en  $50^\circ$  hasta alcanzar la zona de comportamiento inestable por bombeo del compresor. En este caso, y como ya se había adelantado en la sección anterior, al tratarse de un compresor con difusor sin álabes, el comportamiento inestable por bombeo del compresor aparece de manera mucho más tardía que en el caso de que incorporase un difusor con álabes. Debido a este hecho, en este trabajo se ha asumido de manera arbitraria que la operación con rendimientos menores al 65% equivalen a comportamiento inestable, ya que en ningún caso resultará interesante trabajar con rendimientos tan bajos.

Con respecto a la disminución de la relación de compresión en comparación con el caso del compresor sin álabes guía, a pesar de no ser un fenómeno deseado, es algo esperado y que se pone de manifiesto en la ecuación de Euler (Ecuación 4.8), ya que en el caso del compresor sin álabes guía, la entrada se considera axial, por lo que la componente radial de la velocidad a la entrada del rodete  $c_{u,1}$  es nula, lo que equivale a un mayor valor absoluto del trabajo específico (el signo negativo denota que el compresor consume potencia) y, por consiguiente, de la relación de compresión.

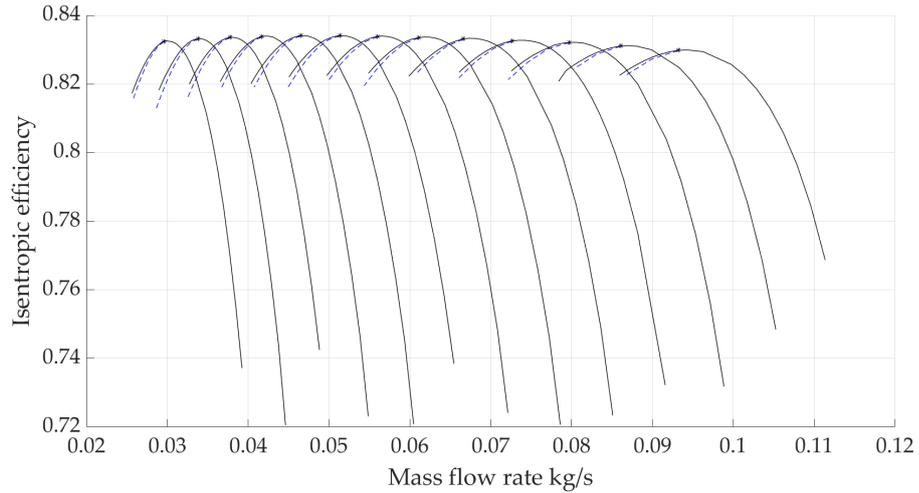
$$W = u_1 \cdot c_{\theta 1} - u_2 \cdot c_{\theta 2} \quad (4.8)$$

Por otro lado, se ha tomado  $50^\circ$  como ángulo de cierre máximo de los álabes guía en concordancia con la Figura 4.5 ya que las pérdidas por incidencia en los álabes guía comienzan a dispararse a partir de dicho ángulo. Observando la Figura 4.7 se aprecia que, para todos los regímenes de giro, el rendimiento a partir de dicho ángulo cuando el ángulo de cierre de los álabes guía es pequeño que en el caso de no incorporar álabes guía. Sin embargo, para altos ángulos de cierre de los álabes guía, el rendimiento es mayor, provocando por un lado una mayor estabilidad en el rendimiento (principalmente a altos regímenes de giro) y, por otro lado, un aumento del rango de operación del compresor. Ésta es la gran ventaja que otorga el empleo de álabes guía de geometría variable a la entrada del compresor.

Por el contrario, para el caso en el que se emplea un difusor con álabes, al aparecer el comportamiento inestable por bombeo de forma más prematura (como puede observarse en las Figuras 4.8 y 4.9), no se aprecia la influencia de los álabes guía de geometría variable ya que, aunque estos alivien las pérdidas por incidencia en el rodete, el bombeo se produce en el difusor, elemento sobre el que la influencia de los álabes guía a la entrada es mínima.



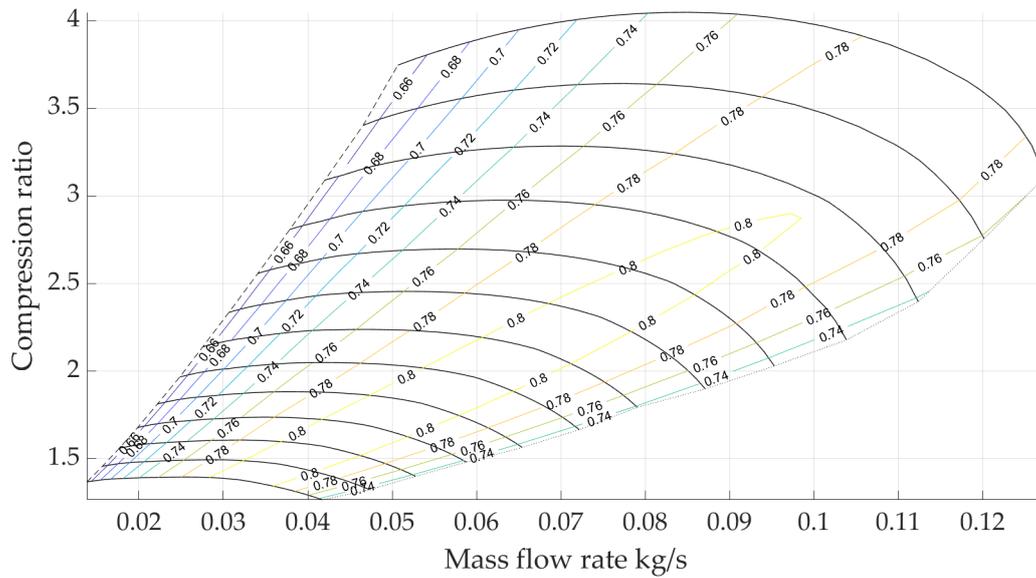
**Figura 4.8** Compresor centrífugo con difusor con álabes. Relación de compresión 2.0 y gasto másico nominal 0.09 kg/s. Superposición de mapas de relación de compresión [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 1 de la Tabla 4.1), mostrando líneas de velocidad de giro desde el 110% hasta el 50%. El caso sin álabes guía de geometría variable se presenta en trazo negro continuo. El caso con álabes guía de geometría variable se muestra en dos tramos: i) álabes guía abiertos completamente (negro); ii) cierre de álabes guía hasta alcanzar el comportamiento inestable.



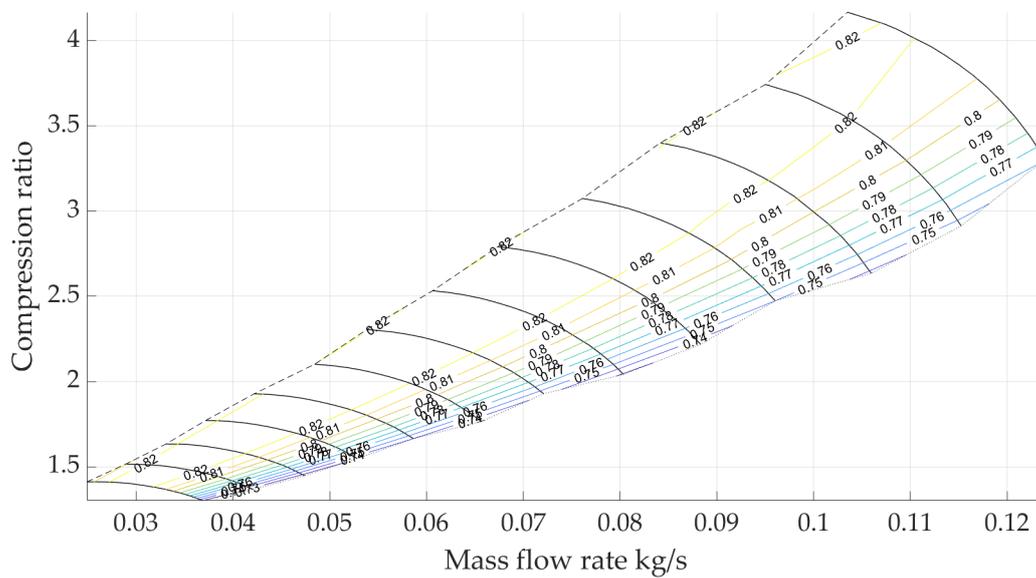
**Figura 4.9** Compresor centrífugo con difusor con álabes. Relación de compresión 2.0 y gasto másico nominal 0.09 kg/s. Superposición de mapas de rendimiento [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 1 de la Tabla 4.1), mostrando líneas de velocidad de giro desde el 110% hasta el 50%. El caso sin álabes guía de geometría variable se presenta en trazo negro continuo. El caso con álabes guía de geometría variable se muestra en dos tramos: i) álabes guía abiertos completamente (negro); ii) cierre de álabes guía hasta alcanzar el comportamiento inestable.

A continuación se presentan los cinco mapas expuestos en la Tabla 4.1, tanto para compresores con difusor con álabes como sin álabes, para una relación de compresión de diseño de 3 y un gasto másico de diseño de 0.1 kg/s:

Mapa 1: Rendimiento [-] frente a gasto másico [kg/s]



**Figura 4.10** Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 1 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor sin álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Ángulo de cierre máximo:  $50^\circ$ . Relación de compresión 3.0 y gasto másico de diseño 0.1 kg/s..



**Figura 4.11** Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 1 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor con álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Relación de compresión 3.0 y gasto másico de diseño 0.1 kg/s.

Mapa 2: Relación de compresión [-] frente a gasto másico [kg/s]

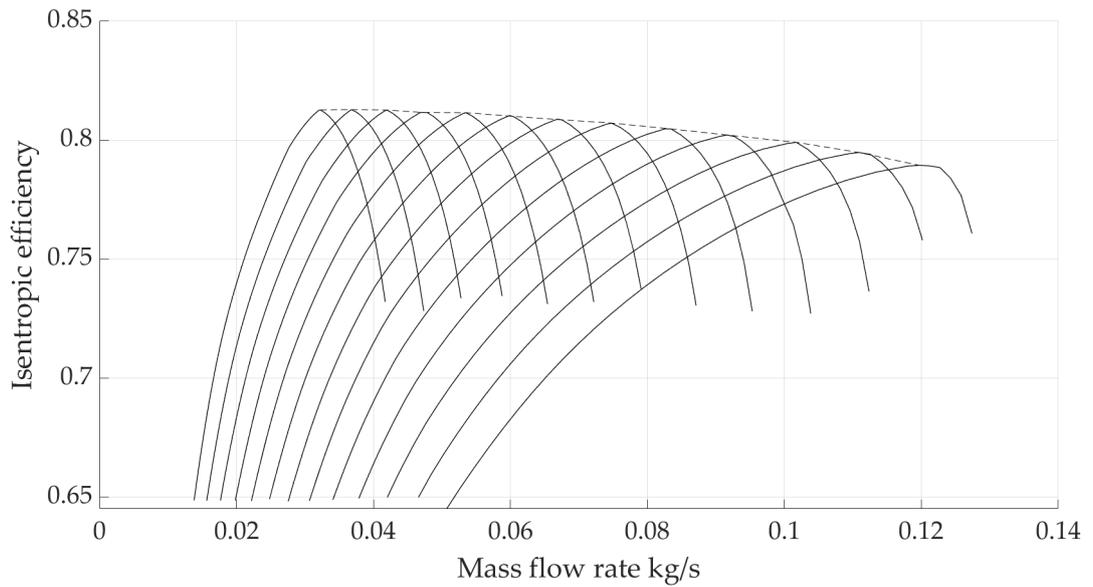


Figura 4.12 Mapa de rendimiento [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 2 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor sin álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Ángulo de cierre máximo: 50°. Relación de compresión 3.0 y gasto másico de diseño 0.1 kg/s.

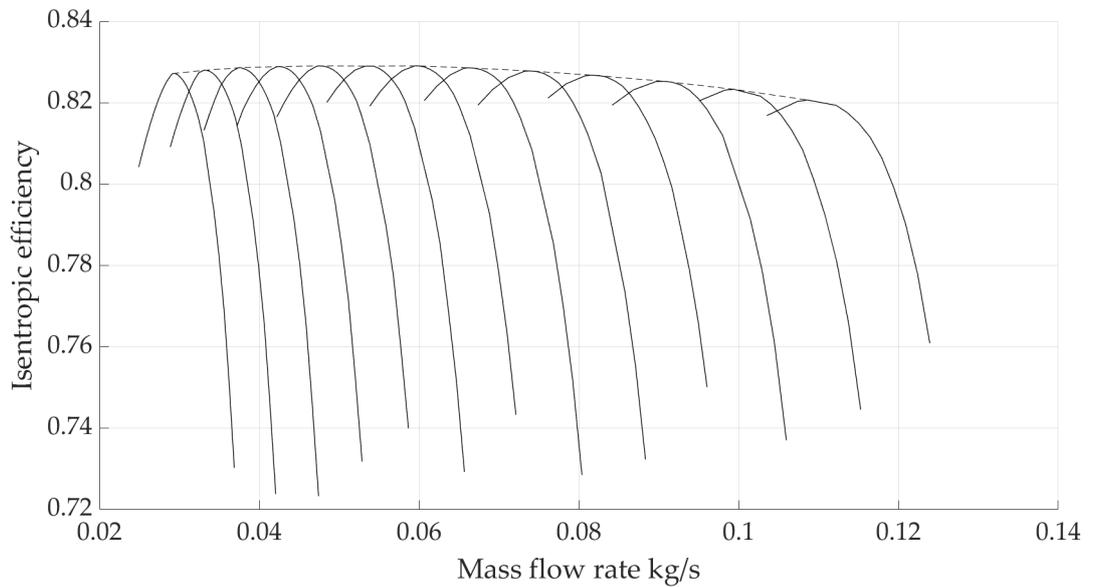


Figura 4.13 Mapa de rendimiento [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 2 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor con álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Relación de compresión 3.0 y gasto másico de diseño 0.1 kg/s.

Mapa 3: Relación de compresión [-] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}\right)$  [-]

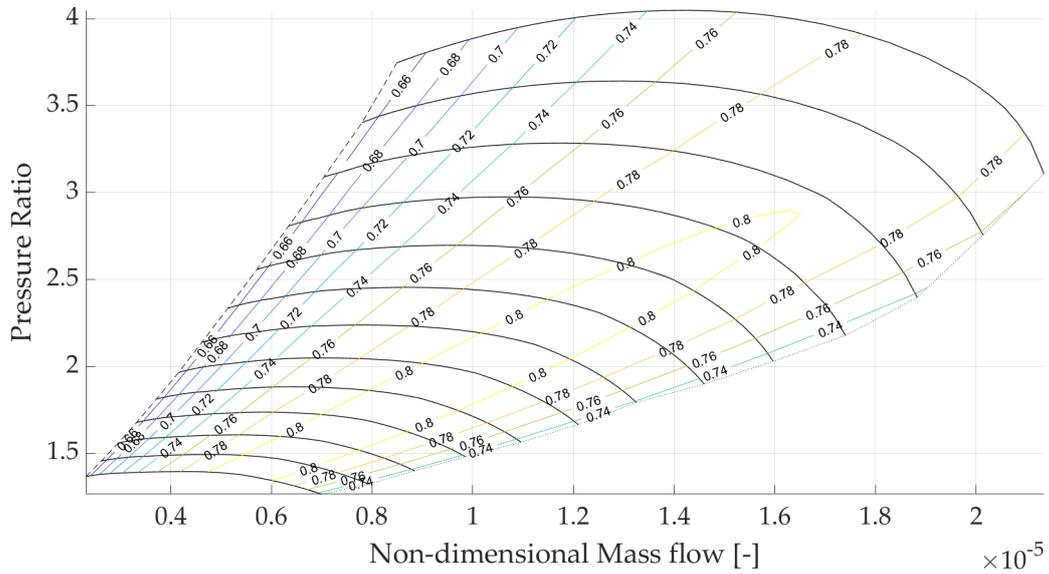


Figura 4.14 Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}\right)$  [-] (mapa 3 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor sin álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Ángulo de cierre máximo: 50°. Relación de compresión 3.0 y y gasto másico de diseño 0.1 kg/s.

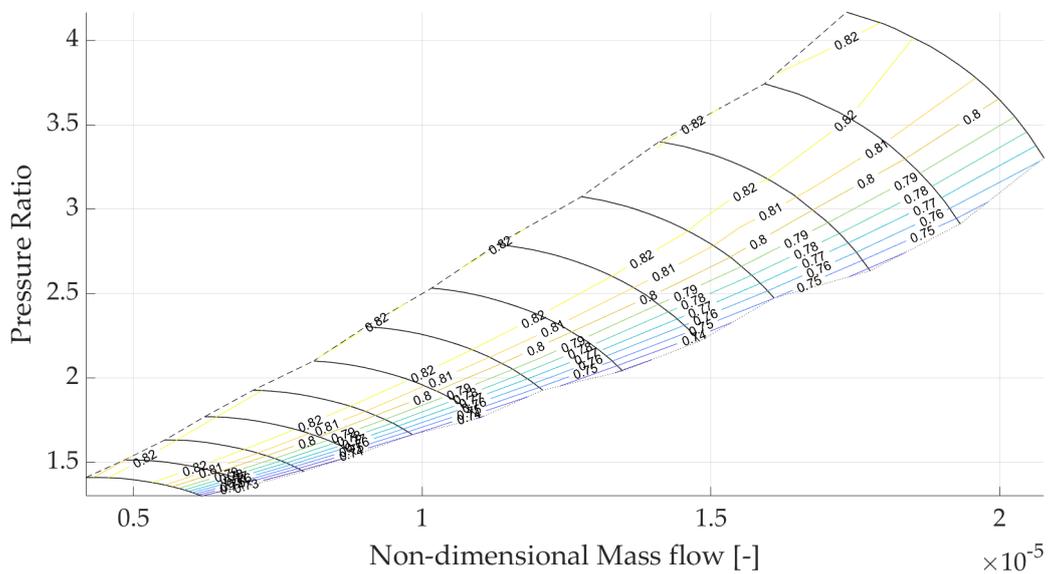


Figura 4.15 Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}\right)$  [-] (mapa 3 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor con álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Relación de compresión 3.0 y y gasto másico de diseño 0.1 kg/s.

Mapa 4: Relación de compresión [-] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}ND^3}\right)$  [-]

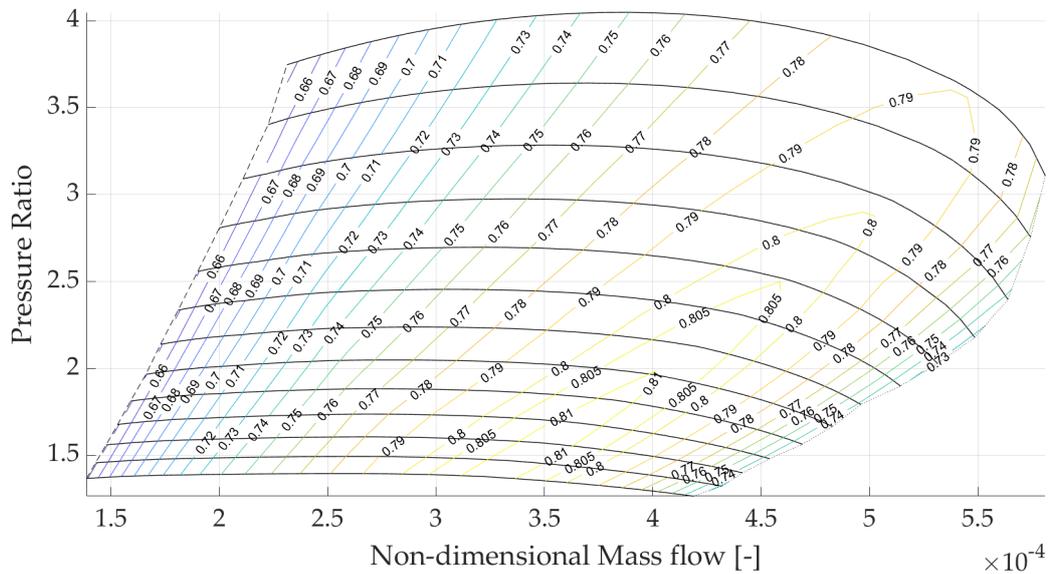


Figura 4.16 Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}ND^3}\right)$  [-] (mapa 4 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor sin álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Ángulo de cierre máximo: 50°. Relación de compresión 3.0 y gasto másico de diseño 0.1 kg/s.

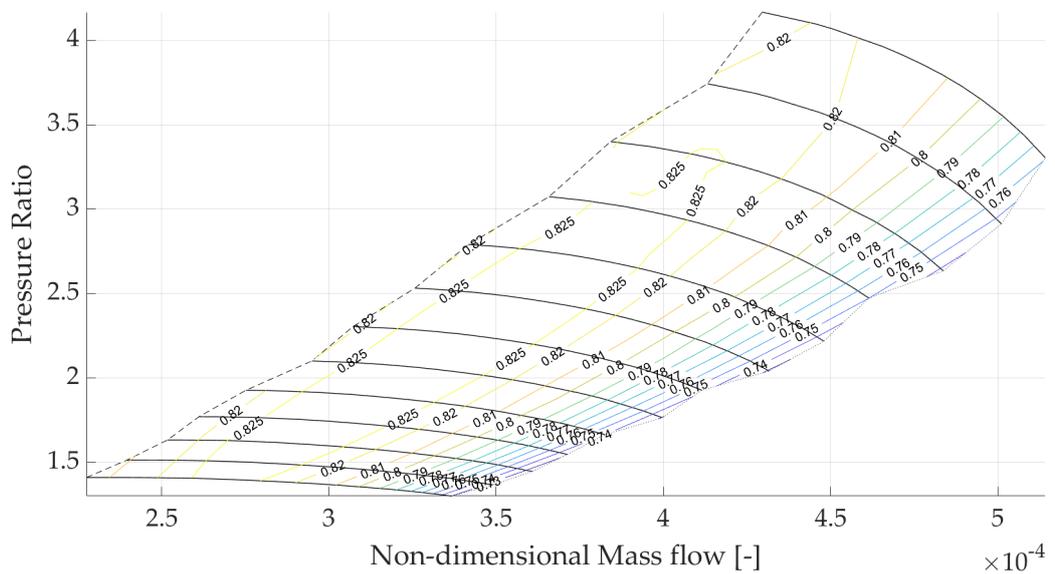


Figura 4.17 Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}ND^3}\right)$  [-] (mapa 4 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor con álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Relación de compresión 3.0 y gasto másico de diseño 0.1 kg/s.

Mapa 5: Salto entálpico isentrópico [kJ/kg] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}a_1}\right)$  [-]

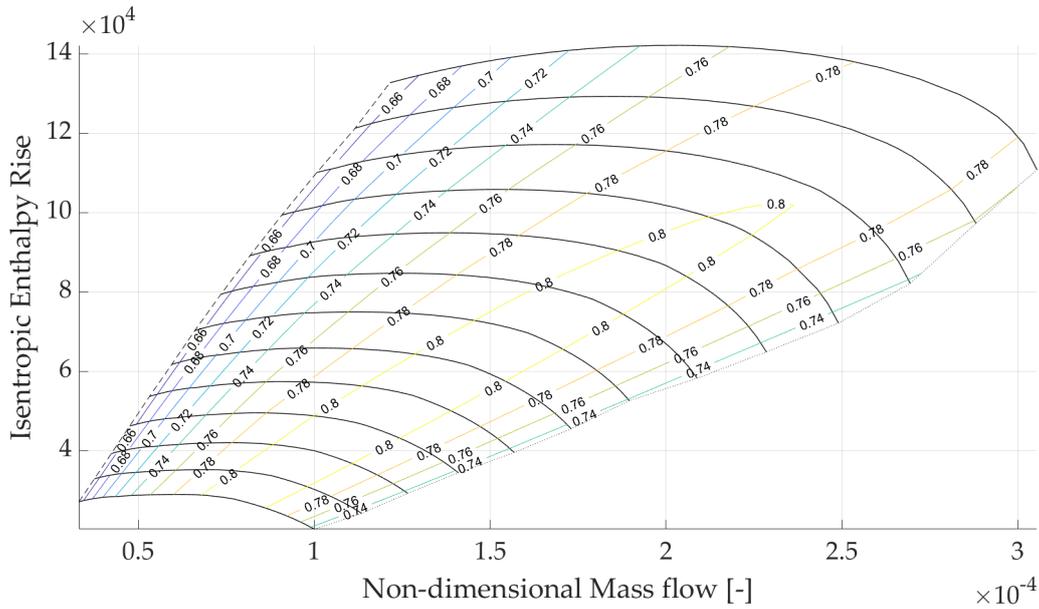


Figura 4.18 Mapa de salto entálpico isentrópico [kJ/kg] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}a_1}\right)$  [-] (mapa 5 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor sin álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Ángulo de cierre máximo: 50°. Relación de compresión 3.0 y y gasto másico de diseño 0.1 kg/s.

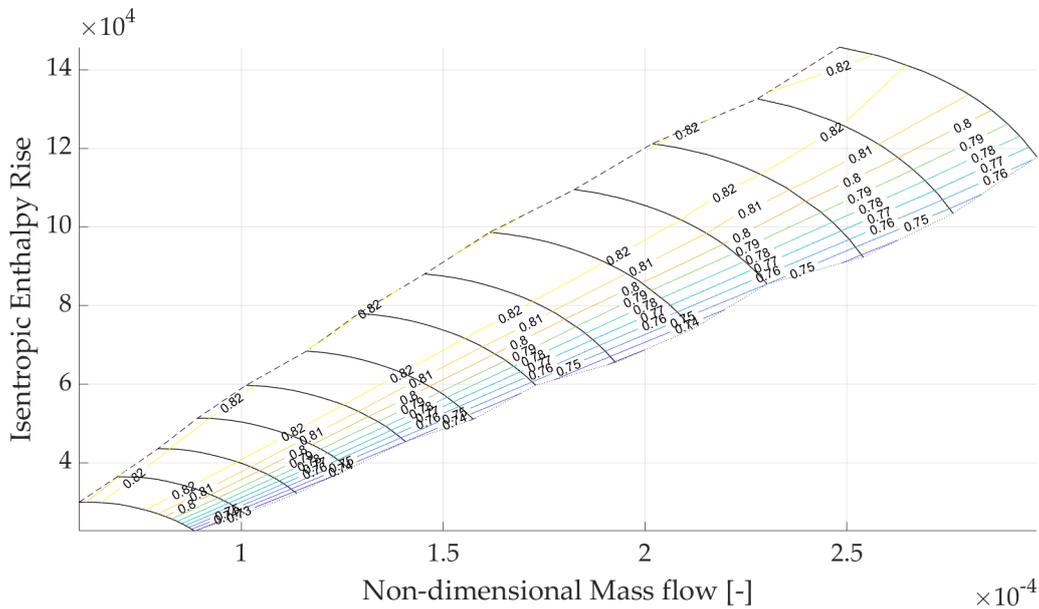


Figura 4.19 Mapa de salto entálpico isentrópico [kJ/kg] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}a_1}\right)$  [-] (mapa 5 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor con álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Relación de compresión 3.0 y y gasto másico de diseño 0.1 kg/s.



## 5 Conclusiones y líneas futuras de trabajo

---

En este trabajo se ha expuesto cómo, siguiendo el método desarrollado por Aungier [2], se genera tanto el diseño preliminar de un turbocompresor centrífugo como su posterior análisis del comportamiento en condiciones fuera de diseño, prestando especial atención a la influencia que presentan los álabes guía variables a la entrada del mismo. En base a la información y resultados presentados en este trabajo, se presentan las siguientes conclusiones:

- Los álabes guía de geometría variable hacen que el rango de operación a carga parcial para los compresores con difusores sin álabes sea mayor. Sin embargo, para compresores que incorporan difusores con álabes, la influencia no es relevante debido a que el comportamiento inestable provocado por el bombeo aparece a partir de cargas no tan bajas.
- Al tratarse de un código donde se busca que la carga computacional sea baja, no se pretende reflejar el comportamiento real del compresor con la mayor fidelidad posible y no se tienen en cuenta algunas ineficiencias que sí aparecen en las máquinas reales. Sin embargo, en la herramienta desarrollada se aprecia claramente la sensibilidad de algunos elementos como la incorporación de álabes guía o si el difusor incorpora álabes o no.
- Como todo código de generación propia, presenta una transparencia en el modelado que no otorga una herramienta comercial. Además, la capacidad de integrar el módulo de prediseño de turbocompresores centrífugos desarrollado en este trabajo en una herramienta de simulación completa de microturbinas de gas aporta un valor añadido y un interés que no se puede conseguir empleando un software comercial.
- A pesar de que el compresor con difusor con álabes presenta un rendimiento mayor que con un difusor sin álabes, el rango de operación a carga parcial es menor. Además, el uso de difusores sin álabes habilita y hace interesante la incorporación de álabes guía a la entrada del compresor, ya que aumenta aun más el rango de operación a carga parcial del mismo y, por consiguiente, de la microturbina de gas en la que se encuentre integrado.

Por otra parte, la herramienta desarrollada en este trabajo presenta ciertas carencias, las cuales podría ser interesante abordar en trabajos futuros, de las cuales podemos destacar:

- La caracterización del comportamiento inestable debido al bombeo en compresores con difusor sin álabes se ha realizado mediante una correlación propuesta por Aungier [2] (Figura 3.12) pero la herramienta desarrollada en este trabajo no presenta sensibilidad aparente ante dicho comportamiento inestable. Por esta razón, en este trabajo se ha decidido fijar un rendimiento mínimo (65 %) y asumir que por debajo de este rendimiento, no resulta interesante utilizar la máquina.
- Las pérdidas por incidencia provocadas por los álabes guía están definidas, por simplicidad, a través de una correlación [1]. En la literatura existen otros métodos, generalmente más complejos, para caracterizar estas pérdidas que podrían ser empleados en trabajos futuros.
- La herramienta desarrollada en este trabajo carece de validación experimental por lo que no es posible garantizar que la sensibilidad de dicha herramienta sea suficiente para capturar ciertas tendencias o comportamientos del compresor, tales como el ya mencionado comportamiento inestable por bombeo.

En cuanto a las líneas futuras de trabajo, el camino a seguir es claro: desarrollar un módulo análogo al expuesto en este trabajo para la turbina centrípeta y conseguir una herramienta de simulación de microturbinas

de gas robusta y fiable. Existen proyectos de investigación, liderados por el Grupo de Motores Térmicos de Sevilla (Dpto. de Ingeniería Energética de la Universidad de Sevilla), como el proyecto SOLMIDEFF [39], en el cual se está desarrollando una herramienta de simulación completa para microturbinas de gas. Dicho módulo empleará el submódulo de diseño y análisis de compresores desarrollado en este trabajo. Además, en dicho proyecto está prevista una estancia en CITY University (Reino Unido) cuyo objetivo es complementar la herramienta desarrollada en este trabajo con la fase experimental, con el fin de conseguir una herramienta de diseño y análisis de compresores consolidada, robusta y fiable. Como trabajo adicional, también sería de interés el realizar una herramienta de simulación como la expuesta en este trabajo apta para otros tipos de fluidos como pueden ser aire húmedo o dióxido de carbono en estado supercrítico.

# Índice de Figuras

---

1.1	Proceso de diseño de turbomáquinas propuesto por Japikse [1]	2
2.1	Sección radial (izquierda) y meridional (derecha) de un compresor centrífugo [14]	5
2.2	Esquema de los elementos constitutivos de un turbocompresor centrífugo y triángulos de velocidades [3]	7
2.3	Evolución del fluido de un escalonamiento de turbocompresor centrífugo [15]	7
2.4	Rodete de turbocompresor centrífugo con álabes: a) curvados hacia atrás; b) curvados hacia delante; c) de salida radial [15]	9
3.1	Diagrama de flujo del pre-diseño de un compresor centrífugo [4]	13
3.2	Representación de un rodete abierto [4]	15
3.3	Representación del modelo Jet-Wake [24]	17
3.4	Diagrama de flujo del proceso de cálculo de Jet-Wake [4]	18
3.5	Diagrama de flujo simplificado del diseño y análisis del rodete de un turbocompresor centrífugo [4]	20
3.6	Tipos de rodete	20
3.7	Parámetros geométricos de referencia del cierre de laberinto [2]	22
3.8	Perfil de un rodete cerrado, $m_{leakage}$ (destacado en rojo) y cierre de laberinto (destacado en verde) [4]	23
3.9	Esquema de un difusor sin álabes (izquierda) y de un difusor con álabes (derecha) [29]	24
3.10	Diagrama simplificado del cálculo de un difusor sin álabes [4]	25
3.11	Diagrama simplificado del cálculo de un difusor con álabes [4]	27
3.12	Límite del comportamiento estable de un difusor sin álabes [2]	28
3.13	Geometría simplificada del canal de retorno [4]	29
3.14	Geometría típica de la voluta [4]	29
4.1	Curvas características de un compresor centrífugo. Curvas de isorrendimiento y de relación de compresión-gasto adimensional [3]	32
4.2	Curvas características de un compresor centrífugo. Curvas de rendimiento-gasto adimensional [3]	33
4.3	Representación de un turbocompresor centrífugo con dos ángulos de cierre de álabes guía diferentes: (a) álabes guía fijados a $0^\circ$ y (b) álabes guía fijados a $38.6^\circ$ . Ambos ángulos medidos respecto de la dirección axial [37]	33
4.4	Influencia de los álabes guía en los triángulos de velocidades a la entrada del compresor. Triángulo de velocidades a carga parcial sin álabes guía (izquierda) y con álabes guía (derecha)	34
4.5	Comportamiento de los álabes guía a la entrada del compresor en función del ángulo de cierre [1]	35

- 4.6 Compresor centrífugo con difusor sin álabes. Relación de compresión 3.5 y gasto másico nominal 0.12 kg/s. Superposición de mapas de relación de compresión [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 1 de la Tabla 4.1), mostrando líneas de velocidad de giro desde el 110% hasta el 50%. El caso sin álabes guía de geometría variable se presenta en trazo negro continuo. El caso con álabes guía de geometría variable se muestra en tres tramos: i) álabes guía completamente abiertos (negro); ii) cierre de álabes guía hasta 50° (trazos azules). iii) álabes guía fijados a 50° (cruces rojas) 36
- 4.7 Compresor centrífugo con difusor sin álabes. Relación de compresión 3.5 y gasto másico nominal 0.12 kg/s. Superposición de mapas de relación de compresión [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 2 de la Tabla 4.1), mostrando líneas de velocidad de giro desde el 110% hasta el 50%. El caso sin álabes guía de geometría variable se presenta en trazo negro continuo. El caso con álabes guía de geometría variable se muestra en tres tramos: i) álabes guía completamente abiertos (negro); ii) cierre de álabes guía hasta 50° (trazos azules). iii) álabes guía fijados a 50° (cruces rojas) 36
- 4.8 Compresor centrífugo con difusor con álabes. Relación de compresión 2.0 y gasto másico nominal 0.09 kg/s. Superposición de mapas de relación de compresión [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 1 de la Tabla 4.1), mostrando líneas de velocidad de giro desde el 110% hasta el 50%. El caso sin álabes guía de geometría variable se presenta en trazo negro continuo. El caso con álabes guía de geometría variable se muestra en dos tramos: i) álabes guía abiertos completamente (negro); ii) cierre de álabes guía hasta alcanzar el comportamiento inestable 37
- 4.9 Compresor centrífugo con difusor con álabes. Relación de compresión 2.0 y gasto másico nominal 0.09 kg/s. Superposición de mapas de rendimiento [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 1 de la Tabla 4.1), mostrando líneas de velocidad de giro desde el 110% hasta el 50%. El caso sin álabes guía de geometría variable se presenta en trazo negro continuo. El caso con álabes guía de geometría variable se muestra en dos tramos: i) álabes guía abiertos completamente (negro); ii) cierre de álabes guía hasta alcanzar el comportamiento inestable. 38
- 4.10 Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 1 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor sin álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Ángulo de cierre máximo: 50°. Relación de compresión 3.0 y gasto másico de diseño 0.1 kg/s. 39
- 4.11 Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 1 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor con álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Relación de compresión 3.0 y gasto másico de diseño 0.1 kg/s 39
- 4.12 Mapa de rendimiento [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 2 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor sin álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Ángulo de cierre máximo: 50°. Relación de compresión 3.0 y gasto másico de diseño 0.1 kg/s 40
- 4.13 Mapa de rendimiento [-] frente a gasto másico [kg/s] (mapa 2 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor con álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Relación de compresión 3.0 y gasto másico de diseño 0.1 kg/s 40
- 4.14 Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}\right)$  [-] (mapa 3 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor sin álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Ángulo de cierre máximo: 50°. Relación de compresión 3.0 y y gasto másico de diseño 0.1 kg/s 41
- 4.15 Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}\right)$  [-] (mapa 3 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor con álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Relación de compresión 3.0 y y gasto másico de diseño 0.1 kg/s 41

- 4.16 Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}ND^3}\right)$  [-] (mapa 4 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor sin álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Ángulo de cierre máximo: 50°. Relación de compresión 3.0 y gasto másico de diseño 0.1 kg/s 42
- 4.17 Mapa de relación de compresión [-] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}ND^3}\right)$  [-] (mapa 4 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor con álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Relación de compresión 3.0 y y gasto másico de diseño 0.1 kg/s 42
- 4.18 Mapa de salto entálpico isentrópico [kJ/kg] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}a_1}\right)$  [-] (mapa 5 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor sin álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Ángulo de cierre máximo: 50°. Relación de compresión 3.0 y y gasto másico de diseño 0.1 kg/s 43
- 4.19 Mapa de salto entálpico isentrópico [kJ/kg] frente a gasto adimensional  $\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{01}a_1}\right)$  [-] (mapa 5 de la Tabla 4.1) para un compresor centrífugo con difusor con álabes y con álabes guía variables a la entrada del compresor. Relación de compresión 3.0 y y gasto másico de diseño 0.1 kg/s 43



# Índice de Tablas

---

3.1	Límites y valores óptimos en las variables de diseño de turbocompresores centrífugos [2] [16] [17] [18]	14
4.1	Leyenda de los diferentes mapas de comportamiento del compresor centrífugo	35



# Bibliografía

---

- [1] DAVID JAPIKSE *Centrifugal compressor design and performance*, 1996.
- [2] RONALD H. AUNGIER *Centrifugal compressors : a strategy for aerodynamic design and analysis*, ASME Press New York, 2000.
- [3] SÁNCHEZ, T. , MUÑOZ, A. y JIMÉNEZ-ESPADAFOR, F. J. *Turbomáquinas térmicas*, Editorial Síntesis, Madrid, España, 2004
- [4] GERMÁN NIETO *Trabajo Fin de Grado - Desarrollo de una aplicación en Matlab para pre-diseño de turbocompresores centrífugos* Sevilla, 2019
- [5] MILLER, A. S. *Master of Science in Aerospace Engineering Thesis - Compressor conceptual design optimization* Georgia, 2015
- [6] FOWLER, T.W. *Jet Engines and Propulsion Systems for Engineers* Chapter 3, GE Aircraft Engines, 1989.
- [7] KOCH, C.C. and SMITH, JR., L.H. *Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors* ASME Journal of Engineering Power, July 1976.
- [8] MOLINARI, M. and DAWES, W. N. *Review of evolution of compressor design process and future perspectives* IMechE Vol. 220 Part C: JMES 298, March 2006.
- [9] MILLER, A. S., DENNEY, R. K. and TAI, J. C. *Compressor Stall Criteria Using Object-Oriented Turbomachinery Analysis Code (OTAC)* ASME GT2015-43680, June 2015.
- [10] GILL, A. *A Comparison Between Stall Prediction Models for Axial Flow Compressors* Stellenbosch University, April 2006.
- [11] SANDERCOCK, D.M. *Experimental Investigation of a Five-Stage Axial Flow Research Compressor with Transonic Rotors in All Stages* Vol IV –Blade Element Performance, NACA RM E57B12, 1957.
- [12] COHEN, H., ROGERS, G.F.C. and SARAVANAMUTTOO, H.I.H. *Gas Turbine Theory* 3rd ed., John Wiley & Sons, New York, 1987
- [13] FAROKHI, S. *Aircraft Propulsion* John Wiley & Sons, New York, 2009.
- [14] GAVAGNIN, G. *Techno-economic optimization of a solar thermal power generator based on parabolic dish collector and micro gas turbine*. Universidad de Sevilla, Sevilla. 2019
- [15] MARÍA ARIZA *Trabajo Fin de Grado - Diseño de un turbocompresor centrífugo para comprimir 8,5 kg/s de aire hasta una presión de servicio de 10 bar* Sevilla, 2018
- [16] BALJE, O. *Turbomachines: a guide to design, selection and theory* John Wiley and Sons, 1981
- [17] KHAN, M. O. *Basic practices in compressors selection* International Compressor Engineering Conference, 1984

- [18] A. WHITFIELD and N. BAINES *Design of Radial Turbomachines* John Wiley & Sons, New York, NY, USA, 1990.
- [19] F. J. WIESNER *A review of slip factors for centrifugal impellers* Journal for Engineering for Power, vol. 89, 1967.
- [20] S. RAMAMURTHY, K. MURUGESAN, D. PRITHVIRAJ and M. GOVARDHAN *Slip factor for jet-wake flow in a centrifugal impeller* 1991.
- [21] CHEN JI, J. ZOU, X. D. RUAN, P. DARIO and X. FU *A new correlation for slip factor in radial and mixed-flow impellers*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 225 (2011), 114–119.
- [22] H. W. OH, EN YOON and M. CHUNG *Systematic two-zone modelling for performance prediction of centrifugal compressors*, Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part A-journal of Power and Energy - PROC INST MECH ENG A-J POWER 216 (2002), 75–87.
- [23] A. WHITFIELD *Slip factor of a centrifugal compressor and its variation with flow rate* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 188 (1974), no. 1, 415–421.
- [24] C. DEAN, ROBERT and Y. SENOO *Rotating wakes in vaneless diffusers*, Journal of Basic Engineering 82 (1960), 563.
- [25] INDIAMART WEBSITE <https://www.indiamart.com/proddetail/centrifugal-impeller-13076754248.html>, retrieved 22<sup>th</sup> December 2020
- [26] NUCONCORP WEBSITE <http://www.nuconcorp.com/allpages.html>, retrieved 22<sup>th</sup> December 2020
- [27] A. EGLI *The leakage of steam through labyrinth glands*, Transactions ASME 57, 1935
- [28] J. W. NECE and R. E. DAILY *Roughness effects on frictional resistance of enclosed rotating disks*, Journal of Basic Engineering, 1960
- [29] A. AMELI *Master's thesis - Numerical simulation of rotor-stator interaction and tip clearance flow in centrifugal compressors*, Lappeenranta University of Technology, 2015
- [30] A. R. HOWELL *Development of the british gas turbine unit*, Lecture: Fluid Dynamics of Axial Compressors, ASME Reprint, New York (1947).
- [31] I. A. OHNSEN and R. O. BULLOCK *Aerodynamic design of axial-flow compressors* NASA SP-36, 1965.
- [32] GARY J. SKOCH *Experimental investigation of centrifugal compressor stabilization techniques* Journal of Turbomachinery-transactions of The Asme - J TURBOMACH-T ASME 125 (2003).
- [33] FUJISAWA, N. and OHTA, Y. *Transition process from diffuser stall to stage stall in a centrifugal compressor with a vaneless diffuser*, International Journal of Rotating Machinery (2017).
- [34] M. GIACHIA, E. BELARDINIA, G. LOMBARDI, A. BERTI and M. MAGANZI *Centrifugal compressor diffuser rotating stall: Vaneless vs. vaneless*, Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics and Thermodynamics (2017).
- [35] Y. SENOO and Y. KINOSHITA *Limits of rotating stall and stall in vaneless diffuser of centrifugal compressors*, 1978
- [36] B. MONGE, D. SÁNCHEZ, M. SAVILL, P. PILIDIS and TATIANA SANCHEZ *Influence of design parameters on the performance of a multistage centrifugal compressor for supercritical carbon dioxide applications* Proceedings of ASME Turbo Expo 2015 (2015).
- [37] JIANCHI XIN, XIAOFANG WANG and HAITAO LIU *Numerical investigation of variable inlet guide vanes with trailing-edge dual slots to decrease the aerodynamic load on centrifugal compressor impeller* advances in Mechanical Engineering 2016, Vol. 8(3) 1–14
- [38] MARTINEZ DE AZAGRA, A, PANDO, V. and DEL RÍO, J. *Generalizaciones al teorema Pi de Buckingham con algunas aplicaciones* 2007

- 
- [39] PÁGINA WEB DEL PROYECTO SOLMIDEFF <http://institucional.us.es/solmidEFF/> retrieved 22<sup>th</sup> December 2020
- [40] LIEBLEIN, S. *Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades* ASME Transactions, Journal of Basic Engineering Sept., 387-400 (1959)
- [41] DAILY, J. W. and NECE, R. E. *Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks* ASME Transactions, Journal of Basic Engineering Mar., 217-232 (1960)
- [42] DAILY, J. W. and NECE, R. E. *Roughness Effects on Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks* ASME Transactions, Journal of Basic Engineering Sept., 553-562 (1960)