



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Trabajo Final de Máster

Aplicación de la teoría de choque para un modelo predictivo de compresor centrífugo

Autor Raúl Arce Balbás
Tutor Andrés Omar Tiseira Izaguirre
Cotutor Jorge Saavedra García

Curso 2020-2021
Septiembre 2021

RESUMEN

El presente trabajo final de máster de Ingeniería Aeronáutica se centra en la implementación de un modelo de choque, basado en el fenómeno físico, que pueda predecir la limitación y el funcionamiento posterior de un compresor centrífugo. El objetivo es obtener el mapa del compresor con la mayor rapidez posible sin perder precisión ni sentido físico. Partiendo de un código ya desarrollado, han sido necesarias varias modificaciones antes del estudio del choque. Se ha incluido el análisis de varios modelos de pérdidas y validarlos.

Palabras clave: Compresor Centrífugo, Choqueo, Mapa del Compresor, Estudio Unidimensional

Abstract

This master's thesis in Aeronautical Engineering focuses on the implementation of a choke model, based on physical phenomena, that can predict the limitation and following operation of a centrifugal compressor. The goal is to obtain the compressor map as quickly as possible without losing accuracy and physical sense. Starting from an already developed code, several modifications have been necessary before the study of choke. The analysis of several loss models and their validation have been included.

Resum

El present treball final de màster d'Enginyeria Aeronàutica se centra en la implementació d'un model de xoc, basat en el fenomen físic, que pugui predir la limitació i el funcionament posterior d'un compressor centrífug. L'objectiu és obtenir el mapa del compressor amb la major rapidesa possible sense perdre precisió ni sentit físic. Partint d'un codi ja desenvolupat, han sigut necessàries diverses modificacions abans de l'estudi del xoc. S'ha inclòs l'anàlisi de diversos models de pèrdues i la seua validació.

ÍNDICE GENERAL

1. INTRODUCCIÓN.	4
1.1. Compresores Centrífugos	7
1.2. Mapa del Compresor.	8
2. OBJETIVOS	11
3. MODELO ANTERIOR.	12
3.1. Continuación del trabajo.	14
3.2. El reto del Factor de Deslizamiento	16
4. MODELO DE COMPRESOR	20
4.1. Conceptos básicos	25
4.2. Modelo de rotor	29
4.3. Modelos de pérdidas	33
4.3.1. Pérdidas por deslizamiento	33
4.3.2. Pérdidas por incidencia	38
4.3.3. Pérdidas por fricción.	40
4.3.4. Pérdidas por flujo intersticial	42
4.3.5. Pérdidas por carga	45
4.3.6. Pérdidas por mezcla a la salida	46
4.3.7. Pérdidas por fricción en el disco	46
4.3.8. Pérdidas por recirculación.	47
4.3.9. Pérdidas por fugas	49
4.3.10. Comparación de pérdidas	50
5. CHOQUEO	55
5.1. Caracterización.	57
6. RESULTADOS	66
6.1. Interpretación.	67
7. CONCLUSIONES	70
8. FUTUROS TRABAJOS	72

9. PLIEGO DE CONDICIONES Y PRESUPUESTO	74
9.1. Pliego de condiciones	74
9.1.1. Condiciones del puesto de trabajo	74
9.2. Presupuesto	75
BIBLIOGRAFÍA	77

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1	Potencia con y sin turboalimentación	4
1.2	Turbogruppo BorgWarner estudiado	5
1.3	Compresor Centrífugo	6
1.4	Eficiencia y área frontal para distintos compresores.	7
1.5	Rango típico para distintos compresores.	8
1.6	Mapa de funcionamiento del compresor	9
1.7	Mapa del compresor extendido	10
3.1	Mapa de funcionamiento del compresor modelado	13
3.2	Mapa de funcionamiento del compresor modelado	15
3.3	Mapa de funcionamiento del compresor modelado, deslizamiento corregido	18
4.1	Criterio de ángulos empleado	21
4.2	Características geométricas del rotor.	22
4.3	Características geométricas del rotor.	23
4.4	Compresión iséntropica frente a real.	26
4.5	Salto de presión y coeficiente politrópico.	31
4.6	Fenómeno de deslizamiento. Velocidad relativa.	34
4.7	Factor de deslizamiento, resultados empíricos y varios modelos.	37
4.8	Resultados del factor de deslizamiento	37
4.9	Incidencia	38
4.10	Pérdidas por incidencia	39
4.11	Pérdidas por fricción aerodinámica	41
4.12	Intersticio en un compresor centrífugo.	43
4.13	Pérdidas por flujo intersticial.	44
4.14	Pérdidas por flujo intersticial. (2)	44
4.15	Pérdidas por carga.	45
4.16	Pérdidas por fricción en el disco.	47
4.17	Pérdidas por recirculación.	48

4.18	Pérdidas por recirculación, por Oh.	49
4.19	Sello de laberinto.	49
4.20	Pérdidas internas	51
4.21	Pérdidas parásitas	51
4.22	Pérdidas internas, 110000 <i>rpm</i>	52
4.23	Pérdidas parásitas, 110000 <i>rpm</i>	52
4.24	Pérdidas internas, 170000 <i>rpm</i>	53
4.25	Pérdidas parásitas, 170000 <i>rpm</i>	53
4.26	Pérdidas totales	54
5.1	Área de garganta.	58
5.2	Área de garganta.	59
5.3	Coefficientes de bloqueo.	60
5.4	Mach relativo a la entrada.	61
5.5	Mach absoluto a la entrada.	61
5.6	Mach a la salida.	62
5.7	Mapa del compresor.	63
6.1	Mapa de compresor final.	66
6.2	Ratio de velocidades relativas.	69

Lista de símbolos

A	Área
AP	Perdida de presión, ratio
a	Velocidad del sonido
b	Altura del canal de descarga
c	Velocidad absoluta
c_p	Calor específico a presión constante
D	Diámetro
D_H	Diámetro hidráulico
D_f	Factor de difusión
F	Factor de forma
h	Entalpía Altura del álabe
i	Incidencia
L_H	Longitud hidráulica media del canal
MFP	Parámetro de flujo másico
M	Número de Mach
\dot{m}	Gasto másico
n_p	Exponente politrópico
P	Presión
R	Radio
R_e	Número de Reynolds
s_2	Paso a la salida
T	Temperatura
t_{bl}	Espesor de los álabes
u	Velocidad circunferencial del álabe
w	Velocidad relativa

Z Número de álabes

Símbolos griegos

α Ángulo absoluto

β Ángulo relativo

δ_{cl} Espacio Intersticial

ϵ_{limit} Límite de solidez

η Rendimiento / Eficiencia

ϕ Coeficiente de flujo

ρ Densidad

σ Factor de deslizamiento

σ' Factor de deslizamiento europeo

π_c Relación de compresión

γ Coeficiente de dilatación adiabática, ángulo

μ Viscosidad dinámica

Subíndices

1 Entrada del rotor

2 Salida del rotor

hub Encastre del álabe

tip Punta del álabe

t Condiciones Totales

m Meridional

u Circunferencial / Tangencial

bl Característica del álabe

th Garganta

Superíndices

eq Equivalente

i Isentrópico, ideal

1. INTRODUCCIÓN

La idea de introducir aire a más presión que la atmosférica a la cámara de combustión de un motor surgió como respuesta a la reducción de la densidad con la altura; problema que afecta notablemente a los aviones. Es durante el primer cuarto del siglo XX cuando se desarrollan las primeras patentes que pretenden dar solución a esto. El primer turbocompresor se instaló en 1915, giraba gracias a una turbina que aprovechaba la energía de los gases de escape (tal como ocurre actualmente); sin embargo, no tuvo éxito. En 1925 Alfred Büchi logró la primera aplicación comercial de un turbocompresor, fue en un motor diésel radial de 10 cilindros.

Durante la primera mitad del siglo XX las aplicaciones de los turbocompresores se centraron bien en aumentar la potencia que era capaz de desarrollar un motor, bien en evitar que esta se redujese como consecuencia de una disminución de la densidad atmosférica. Es decir, se limitaron a pesados vehículos o máquinas estáticas y al mundo aeronáutico (con el fin de aumentar el techo máximo operativo). No obstante la aparición y desarrollo de los motores a reacción desde mediados del siglo XX relegó los motores alternativos a únicamente pequeñas aeronaves.

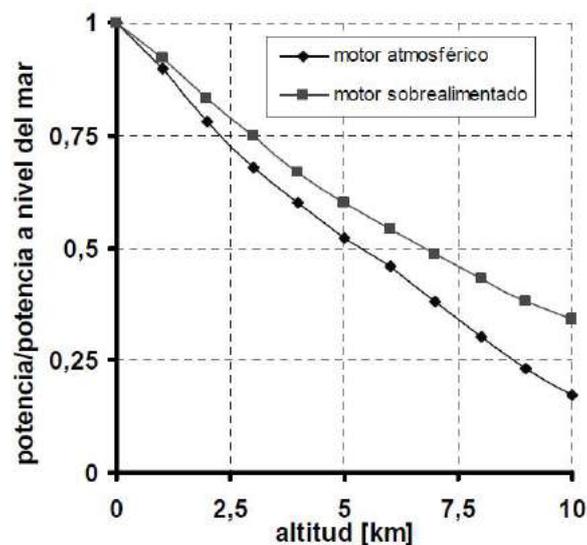


Fig. 1.1. Potencia con y sin turboalimentación. [1]

Por otro lado, no fue hasta la década de los 50 cuando los fabricantes de automóviles empezaron a interesarse. El Chevrolet Corvair Monza fue el primer coche en incluir un turbocompresor en 1962. En dichos primeros automóviles, y los que les siguieron, la inclusión de un turbocompresor respondía a aumentar el desempeño máximo del motor, intentando lograr la máxima potencia sin tener que aumentar en exceso la cilindrada (que conlleva necesariamente un motor más grande). Consecuentemente, los turbocompresores estaban reservados a coches deportivos de alta gama.

Fue con la crisis del petróleo de 1973 cuando los fabricantes empezaron a preocuparse por el consumo de combustible; no por razones medioambientales sino puramente económicas. Es a partir de entonces cuando se empieza a plantear la inclusión de turbocompresores para aumentar la eficiencia del motor. Además, como se ha comentado previamente, un compresor permite reducir el tamaño del motor sin comprometer su potencia. Un menor motor significa menor peso, y más espacio disponible dentro de una misma carrocería o fuselaje. Si bien en automóviles esto supone una ventaja competitiva clara, la reducción de peso en aeronaves conlleva un efecto multiplicador que hace de ello una mejora clave.



Fig. 1.2. Turbogruppo BorgWarner estudiado

La creciente fundada preocupación medioambiental de las últimas tres décadas, junto al aumento del precio de los combustibles, ha hecho del aumento de la eficiencia energética y reducción de consumo un aspecto central del desarrollo de los motores que montan los coches actuales. Paralelamente, la reducción de peso y tamaño, la simplicidad y la facilidad de mantenimiento son requisitos que han sido culpables del éxito de los compresores centrífugos frente a los axiales o los de desplazamiento positivo.

La caracterización del desempeño de un motor es una parte de su desarrollo que necesariamente se ha de realizar, y cuyo refinamiento repercute en gran medida sobre el funcionamiento posterior del mismo. Por ello, el cálculo del mapa del compresor es un paso clave en dicho proceso. No sólo el desempeño en la zona óptima donde el compresor está diseñado para operar, sino todo el rango de operación y las inestabilidades que tienen lugar en ambos extremos del mapa.

En la actualidad existen multitud de métodos capaces de calcular las condiciones de salida del fluido en función de las condiciones de entrada y los parámetros de diseño. Métodos unidimensionales, como el que en este trabajo se realiza; métodos de dos zonas, métodos estadísticos (basados en datos empíricos) y mecánica de fluidos computacional, CFD por sus siglas en inglés. El CFD ha experimentado una enorme mejora en los últimos 20 años, gracias principalmente al aumento de la potencia computacional de los ordenadores, y es en la actualidad el método que permite una mejor caracterización de un compresor. Es capaz no solo de calcular las condiciones de salida, sino de mostrar las

propiedades del fluido a lo largo y ancho del compresor; evidenciar si existe desprendimiento de flujo, si las inestabilidades son causadas por la geometría... Sin embargo, aún con la potencia computacional actual, sigue siendo un método costoso; también desde el punto de vista humano pues es necesario definir gran cantidad de parámetros y configuraciones antes de siquiera poder comenzar con el cálculo. Por todo ello, no es válido para el propósito que se plantea: un cálculo rápido y preciso que entregue las condiciones de salida del compresor.

El método unidimensional desarrollado en el presente trabajo pretende ser una herramienta práctica en las primeras etapas de diseño o cálculo de un compresor. Y es que el diseño de este se puede interpretar como una serie larga de pasos donde algunos llevan aparejados mucha más complejidad que otros. Una herramienta capaz de entregar cual será el rendimiento del compresor, cuándo empezará a ser inestable y el porqué de esto introduciendo solo las condiciones de entrada, las propiedades geométricas del compresor y la velocidad a la que gira puede ahorrar una cantidad importante de tiempo humano y costes. Además, las relaciones termodinámicas relativamente sencillas sobre las que se apoya el método facilitan la comprensión del mismo; sirviendo así de base sólida y evitando fallos conceptuales en pasos posteriores.

Otra posible aplicación del trabajo es su implementación dentro del sistema de control del motor, tanto para aeronaves como para automóviles. Un cálculo rápido y preciso es esencial para que la E.C.U. calcule correctamente sobre qué parámetros actuar para obtener el rendimiento máximo u óptimo del motor en cada momento.

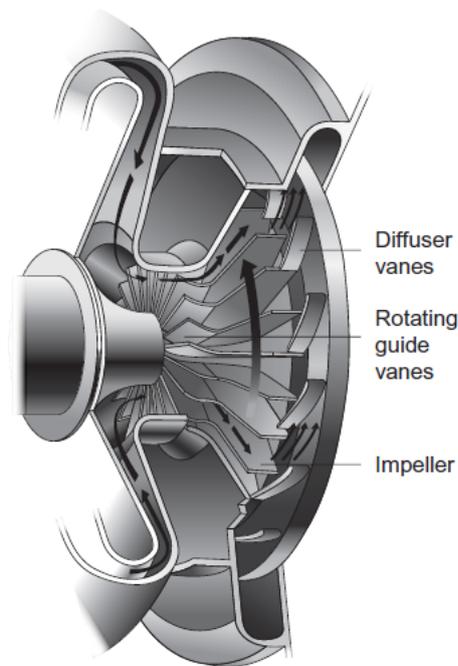


Fig. 1.3. Compresor centrífugo. [2]

Como consecuencia de los requisitos planteados, la solución adoptada es un compromiso entre precisión, sentido físico y celeridad. Si bien el requisito de la velocidad es fundamental pues para obtener una perfecta precisión existen otros métodos. Para intentar así mismo reducir el tiempo de ejecución en su conjunto, cuantos menores parámetros geométricos sean necesarios para el cálculo, menor tiempo de medición será necesario.

Tanto compresor estudiado, el *BorgWarner 54389700001*, como el ámbito de aplicación del trabajo (que es una continuación del trabajo de fin de carrera de Jorge Saavedra Gracia [3]) se limita a compresores centrífugos. Además, no se estudia su acople con la turbina encargada de mover el propio compresor.

1.1. Compresores Centrífugos

¿Por qué se emplean en el presente compresores centrífugos y no axiales? ¿Cuáles son sus principales ventajas e inconvenientes? Antes de pasar al desarrollo del trabajo es indispensable responder estas cuestiones.

Para vehículos terrestres como automóviles o camiones, y para pequeñas aeronaves, los compresores centrífugos se han impuesto indudablemente frente a los axiales; ocurre al contrario en aplicaciones con motores de grandes dimensiones (donde además se aprovecha la superior eficiencia alcanzable de estos). En los primeros normalmente se busca que el compresor sea pequeño mientras que el flujo másico sea relativamente elevado, pese lo menos posible, sea capaz de soportar altas temperaturas, permita un gran rango de operación y sea confiable. Estos, unido al ratio de presiones alcanzable por una sola etapa de compresor centrífugo, en contraste con la que permite uno axial, son los aspectos que hacen del compresor centrífugo el indicado para las aplicaciones mencionadas. La figura 1.4 muestra las eficiencias típicas en función la de velocidad específica y una comparación preliminar del área frontal de cada compresor.

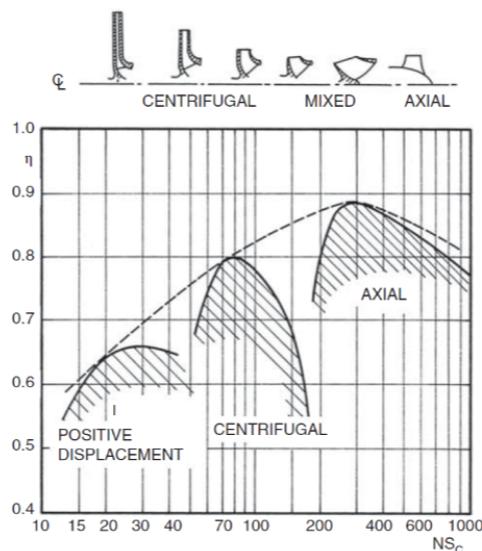


Fig. 1.4. Eficiencia y área frontal para distintos compresores. [4]

La raíz del gran salto de presiones que permite un compresor centrífugo frente a uno axial es el aumento en el radio a través del compresor que sufre el flujo. Es decir, el trabajo que recibe el fluido, siguiendo la ecuación de Euler de las turbomáquinas, no es únicamente producto del cambio en la velocidad tangencial del fluido sino también de la velocidad del cambio en la velocidad rotativa de la pala. Pese a que es una pala solidaria, gira a las mismas revoluciones en la entrada del rodete y a la salida de este, la variación en el radio hace que la velocidad sea mucho mayor. La figura siguiente muestra los rangos típicos de ratio de presiones y flujo másico para distintos tipos de compresor.

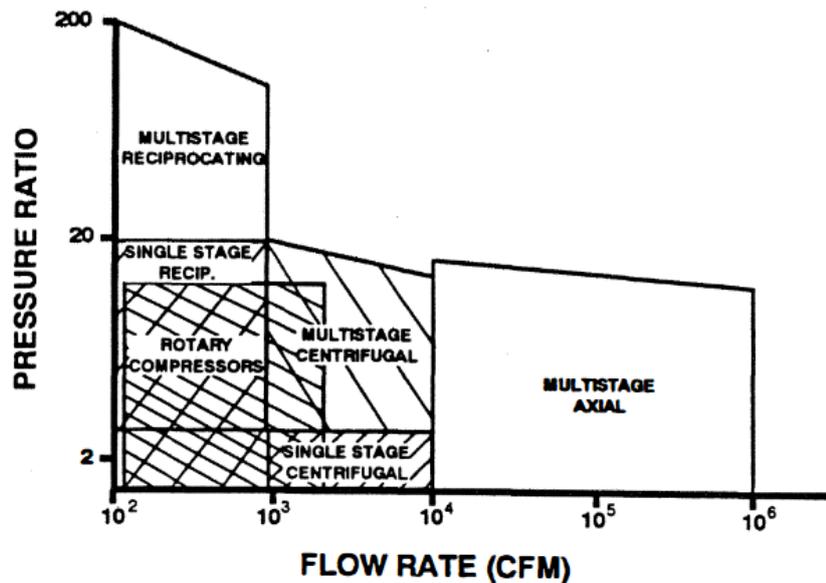


Fig. 1.5. Rango típico para distintos compresores. [5]

En la figura 1.5 se puede comprobar como los compresores centrífugos de una sola etapa aportan ratios de compresión y gastos que los hacen idóneos para aplicaciones en automóviles.

1.2. Mapa del Compresor

El mapa de funcionamiento del compresor es la herramienta gráfica mediante la cual se presenta el funcionamiento del mismo. Relaciona las revoluciones, el gasto másico y la relación de compresión; conocidas dos es posible conocer la tercera. Además, muestra las líneas de isorrendimiento mediante las cuales se puede evaluar el desempeño concreto del compresor. De un solo vistazo es posible conocer los parámetros de salida requeridos y la eficiencia con la que funciona el compresor.

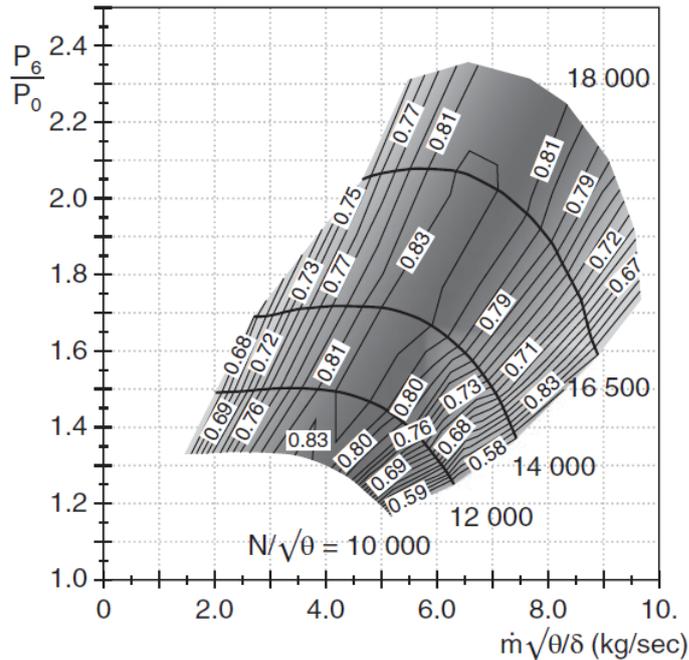


Fig. 1.6. Mapa de funcionamiento del compresor. [4]

En el mapa anterior el gasto másico (\dot{m}) y la revoluciones (N) no aparecen solas sino que están divididas entre algunas variables. Esto se debe a la necesidad de comparar mapas cuyas condiciones ambiente (que influyen sobre los parámetros de entrada) son distintas. Para ello se define una temperatura y una presión de referencia, típicamente 293.3 K y 101 kPa, a partir de las cuales se definen los ratios de temperatura ($\theta = T^t/T_{ref}^t$) y presión ($\delta = P^t/P_{ref}^t$). Sin embargo, en el presente trabajo no se han corregido debido a que las medidas experimentales del compresor realizadas lo hicieron con la misma temperatura y presión de entrada que se ha definido en el código, aún así su introducción es muy sencilla.

Si bien el mapa del compresor recoge los resultados más relevantes, no es suficiente; pues la evaluación de las pérdidas, el factor de deslizamiento o la incursión de fenómenos desestabilizantes son salidas que hay que interpretar para comprender el funcionamiento del mismo o controlar el motor si de una E.C.U. se tratase.

La relaciones básicas que se deducen a primera vista del mapa son:

- Para un régimen concreto, a medida que aumenta la relación de compresión, el gasto másico disminuye. Si hay más aire, aplicando el mismo trabajo por segundo, este recibirá menos trabajo por unidad de masa. Esta explicación no abarca la multitud de fenómenos presentes, que se evidencian en la horizontalidad e incluso descenso tras una relación de compresión máxima (en regímenes elevados), pero es muy clarificadora en primera instancia.
- Para una misma relación de compresión, un aumento de régimen significa un aumento del gasto másico. Más velocidad de giro significa mayor trabajo vertido sobre

el fluido por segundo. Es decir, se puede “energizar” más gasto másico lo suficiente para vencer un gradiente de presión adverso x .

- La eficiencia máxima coincide aproximadamente con la relación de compresión algo inferior a la máxima. Ciertos fenómenos que afectan al aumento de las pérdidas en un compresor se agudizan a partir de dicho máximo, impidiendo aumentar más la relación de compresión.
- Existen dos límites, dos líneas que unen todos los regímenes y los delimitan, son la línea de bombeo y la línea de choque, a izquierda y derecha respectivamente.

El choque, fenómeno que ocurre cuando el flujo másico es demasiado elevado y se alcanzan velocidades sónicas que derivan en ondas de choque, grandes desprendimientos de capas límite y bloqueo, se analiza detalladamente más adelante. Por su parte, el bombeo es un fenómeno transitorio que tiene lugar cuando el gradiente de presiones exigido es tan grande que el flujo se desprende y parte del aire fluye en dirección contraria a la establecida, pudiéndose dar incluso valores negativos del flujo másico. La presencia de estos flujos en sentido inverso disminuyen drásticamente la relación de compresión alcanzada, readheriéndose el flujo y aumentando a su vez el gasto. Si las condiciones exigidas al turbocompresor no se alteran, las situaciones descritas componen un ciclo infinito que fácilmente desembocan en problemas estructurales del compresor a consecuencia de las grandes sollicitaciones. Si, además, la frecuencia del ciclo es similar a la frecuencia de resonancia de alguna parte o componente del compresor, este colapsaría.

A diferencia del choque, el fenómeno del bombeo se ha estudiado profundamente en numerosos trabajos. Además, no es el propósito de este trabajo, por ello si el lector lo desea puede profundizar en alguna de las referencias citadas [1].

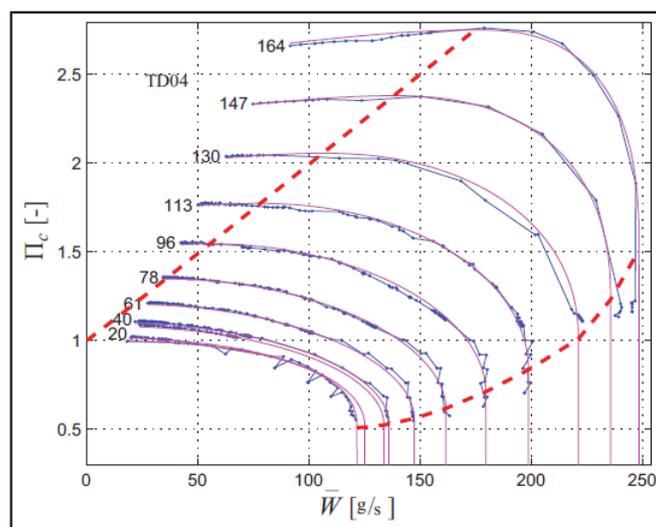


Fig. 1.7. Mapa del compresor extendido incluyendo bombeo y choque. [6]

2. OBJETIVOS

El desarrollo de este trabajo final de máster responde a ciertos objetivos fijados preliminarmente de acuerdo a un fin propuesto por el profesor Andrés Omar Tiseira Izaguirre en conjunto con el autor presente, a partir de un trabajo previo de Jorge Saavedra García. Se estableció la necesidad de estudiar la zona de choqueo (mucho gasto másico y poca compresión) en un modelo ya programado en *MatLab* por Jorge Saavedra. De esta premisa básica surgen los siguientes objetivos fundamentales:

- Familiarizarse y mejorar el modelo unidimensional del compresor centrífugo *Borg-Warner 54389700001* desarrollado por Jorge Saavedra García, especialmente en la zona cercana a la entrada en choqueo.
- Estudiar el rango de operación relativo a la entrada en choqueo de un compresor centrífugo, buscando, mediante razonamientos físicos y relaciones semi-empíricas, caracterizar correctamente esa zona del mapa.
- Desarrollar un código cuyo desempeño sea una solución de compromiso entre la precisión y el tiempo de cálculo.
- Validar los nuevos resultados con los datos empíricos obtenidos del compresor estudiado u otros trabajos.

3. MODELO ANTERIOR

El presente trabajo, como se introdujo en el capítulo anterior, continua el modelo desarrollado durante el trabajo final de carrera por Jorge Saavedra García en 2013 [3], tutorizado por Andrés Omar Tiseira Izaguirre. Este se titula: *Estudio paramétrico para la realización de un modelo predictivo de compresor centrífugo*, y aborda el estudio del funcionamiento transitorio y estacionario de un compresor centrífugo *BorgWarner 54389700001*.

Se dividió el compresor en 4 elementos: canal de entrada, rodete con la carcasa y voluta, que se subdividió en la zona en la que se produce realimentación y el tramo que parte de esta sección hasta la descarga en el colector de admisión. Las dos subpartes de la voluta y la entrada se modelaron como tuberías, mientras que el rotor con su carcasa se analizó individualmente como un todo.

Uno de los objetivos del trabajo de Jorge era, como en el presente trabajo, la celeridad en el cálculo por ello, hipótesis simplificadoras mediante, las tuberías se resolvieron unidimensionalmente con las ecuaciones de Euler (deducidas de las de Navier-Stokes con simplificaciones). Las tuberías se discretizaron en la dirección del flujo consiguiendo así un mallado unidimensional. Previo a la resolución del funcionamiento del compresor, se resolvió un problema de tuberías con solución conocida donde se hacían presentes ondas de choque y se obtenía la distribución de temperatura y presión a fin de compararlas con la solución de referencia. Así se definió el método óptimo a implementar; aunque el código permite usar todos los métodos que se estudiaron.

Sin embargo, la solución estacionaria del problema solo se ve afectada, en cuanto a las tuberías se refiere, por las pérdidas de fricción. No compensa el tiempo invertido en resolver las mismas con el modelo propuesto, por ello se reservó el cálculo de las tuberías para los problemas transitorios mientras que en el modelo estacionario las pérdidas por fricción en el rotor se modelan con un coeficiente similar al resto de las pérdidas.

Previo al estudio experimental del compresor, donde se ensayó el *BorgWarner* a fin de obtener el mapa de compresor para validar el modelo planteado, se caracterizó geométricamente el compresor. Las dimensiones como el diámetro de entrada o la altura del canal de descarga se obtuvieron mediante un calibre mientras que los ángulos de los álabes, en la entrada y salida, se determinaron mediante el análisis de fotografías del mismo. Los cálculos transitorios quedaron validados mediante la comparación descrita con los resultados de Winterbone y Pearson [3], pues no se ensayó experimentalmente los transitorios.

El ensayo experimental necesita de una selección de equipos y montaje así como de un sistema de recopilación de los datos recogidos por los sensores que se detallan en el trabajo de Jorge. Debido al uso de dichos resultados en el presente trabajo la lectura de la descripción realizada por Jorge es especialmente interesante y se recomienda al lector su

consulta; no obstante, en este trabajo no se han llevado a cabo medidas experimentales, por ello el detalle de los distintos sistemas necesarios se ha obviado.

La caracterización geométrica, las ecuaciones que modelan el funcionamiento del compresor y los modelos de pérdidas implementados se desarrollan de igual manera que en el trabajo de Jorge en el capítulo del modelo de compresor, contrastando con los cambios introducidos; consecuentemente no se tratan en este capítulo.

Los resultados estacionarios para los distintos regímenes ensayados que se obtuvieron por Jorge se presentan en la gráfica siguiente. En la misma las líneas continuas representan los resultados experimentales y el trazado con x las soluciones del modelo implementado.

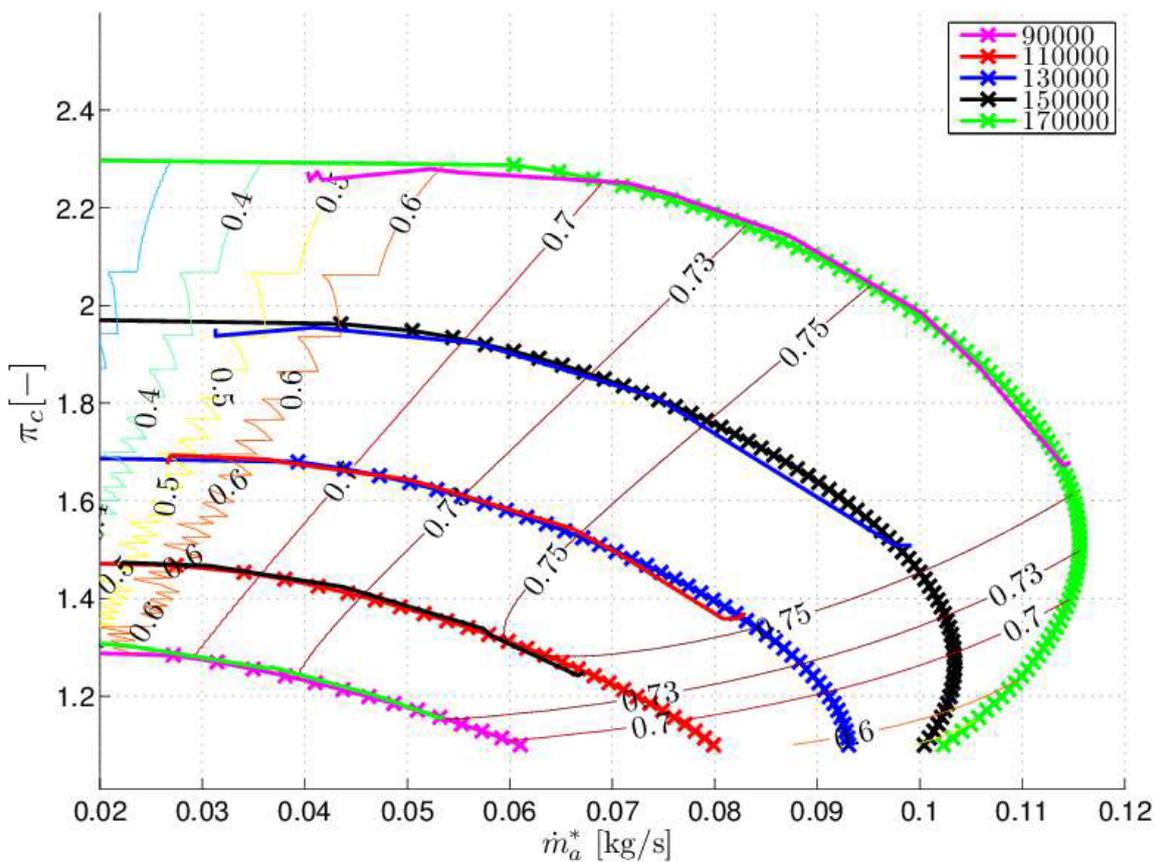


Fig. 3.1. Mapa de funcionamiento del compresor modelado. [3]

El análisis del mapa de Jorge concluye [3]:

- El modelado del compresor es considerablemente preciso, en las relaciones de compresión intermedias para cada régimen los resultados son prácticamente coincidentes con los experimentales.
- En la zona de baja relación de compresión, la de choqueo, las diferencias aumentan, sobrestimando el rendimiento respecto al experimental.

- El último punto calculado antes del bombeo tiene lugar antes del obtenido en ensayos.
- La caracterización de bombeo y choqueo es deficiente, pues no aproxima correctamente el bombeo y no es capaz de detectar el gasto máximo (correspondiente al choqueo). Se necesita tanto de una toma de medidas más cuidadosa en esos puntos como de un mejor modelado de los mismos que a partir de ciertas variables sea capaz de recoger los fenómenos.
- El valor medio cuadrático del error del gasto másico es del 4,3 %. Valor meritorio considerando la rapidez del cálculo y los pocos parámetros geométricos necesarios

3.1. Continuación del trabajo

Partiendo de los objetivos fijados en el capítulo homónimo y con el trabajo de Jorge Saavedra como base, el camino a seguir es claro: intentar introducir un modelado de los fenómenos físicos que tienen lugar en las relaciones de compresión más baja conocidos como choqueo. La modelización, en caso de ser posible, se busca dependa de los parámetros geométricos y operativos ya definidos o en su defecto dimensiones medibles y parámetros sencillos que aporten nueva información o complementen la ya existente.

La familiarización con el código es el primer paso a realizar. Durante el mismo se llevaron a cabo mejoras del código menores que facilitaron la interpretación del mismo eliminando líneas de código redundantes o comentadas que claramente no iban a ser usadas. En todas las funciones usadas se han declarado, mediante comentarios en el código, cuál son las variables de entrada y salida, de qué se encarga la función y, en los modelos de pérdidas, se referencia de donde provienen las fórmulas empleadas. También una clasificación de las funciones necesarias para el trabajo actual, ya que el código de Jorge incluía las funciones del cálculo transitorio (modelo de tuberías) y la manera de interactuar con el código era a través de una interfaz gráfica muy útil entonces pero que carece de sentido para este trabajo.

Durante el proceso de familiarización con el código y en el desarrollo siguiente se han vectorizado funciones e intentado acelerar el mismo eliminando bucles *for* y condiciones *while* o *if* donde ha sido posible.

Los problemas y cambios necesarios en el código durante el trabajo han sido muchos, algunos de especial importancia. Sirviendo este apartado como introducción, y detallando los cambios menores en una serie de puntos a continuación, las principales correcciones están en los coeficientes de pérdidas; especialmente en el factor de deslizamiento, pues es la influencia del bloqueo (generado por los desprendimientos consecuencia de las ondas de choque) en el mismo, el punto de partida de los cambios acometidos. Los nuevos modelos se comparan en el apartado de pérdidas en pos de la facilidad en la interpretación y comparación paralela con los modelos anteriores.

En primer lugar, el código de partida, previo a cualquier cambio posterior, del presente trabajo arroja la solución mostrada en la figura siguiente.

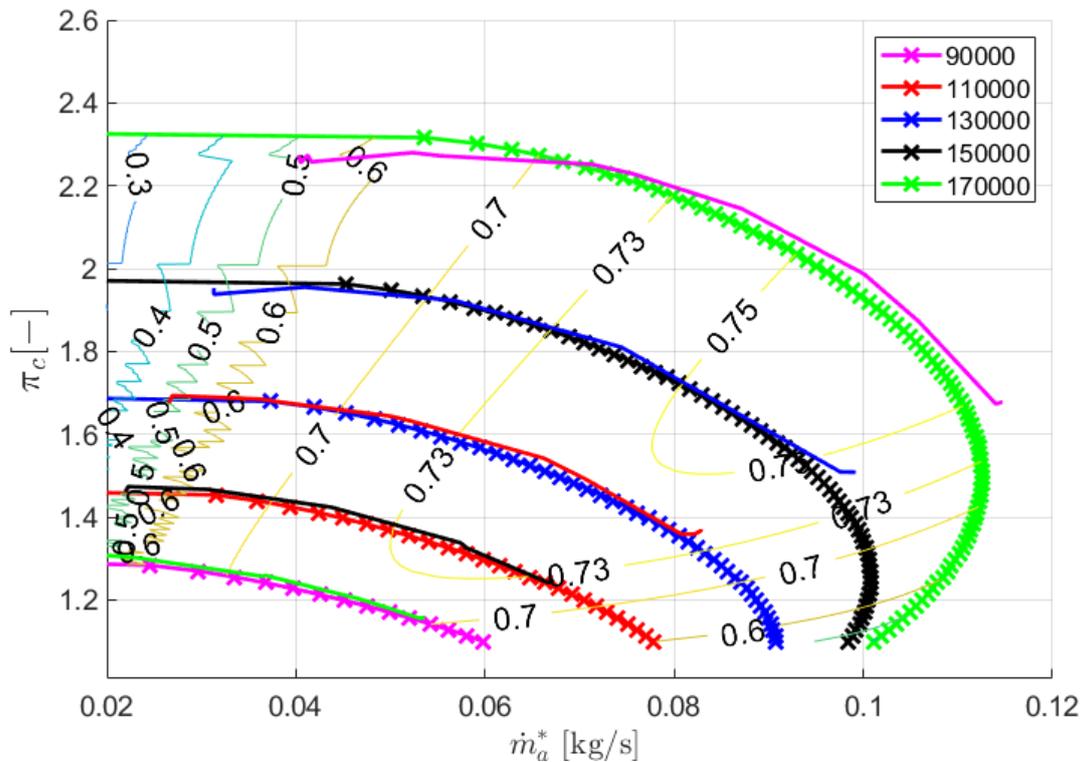


Fig. 3.2. Mapa de funcionamiento del compresor modelado.

Comparándola con la solución dispuesta en el trabajo de Jorge, las diferencias, aunque no importantes, sí son apreciables a simple vista. Con este precedente, que indica que el código había sido alterado después del cálculo expuesto en el documento, la hipótesis principal fue que en el intento por refinar el código o mejorarlo era la raíz de la divergencia. Además, los coeficientes de pérdidas era una parte a revisar por la facilidad de alterar algún aspecto y que los resultados cambiaran pero no radicalmente.

La siguiente lista recoge los cambios menores realizados en el código:

- Introducción de variables de entrada como la viscosidad o la densidad a la entrada se incorporan a la estructura *data*, donde se almacena de igual manera la presión o temperatura de entrada.
- Reducción del número de operaciones, especialmente en funciones que son llamadas en el cálculo iterativo.
- Borrado de vectores redundantes o inservibles en estructuras de datos como las relaciones de compresión.
- Criterio no coherente sobre qué radio utilizar para los cálculos en la entrada. Empleo

del radio medio en la entrada por defecto, en caso de utilizar otro, se referencia apropiadamente.

- Incoherencia con el sistema de referencia propuesto en el trabajo pasado del ángulo absoluto de salida. Si bien no influye en los cálculos, sí lo hace en el resultado mismo.
- La velocidad absoluta en la entrada (estación 1) estaba mal calculada. La densidad se calcula con las condiciones estáticas y no las absolutas. Cálculo vectorizado con el concepto de *Mass Flow parameter*, o MFP por sus siglas en inglés, de la velocidad en la entrada.
- La densidad en la salida también estaba mal calculada, pues se aplicaba mal las fórmulas.
- Mejora del criterio de parada en el cálculo iterativo que asegura la continuidad de la solución. Introducción de errores relativos en lugar de absolutos debido a que los 2 criterios propuestos tienen órdenes de magnitud distintos.
- La definición del número de álabes no era coherente con las referencias empleadas. La definición de dicho número, aunque pueda parecer trivial no lo es, pues la suma de álabes más *splitters* no es homogénea entre los distintos autores, incluso puede cambiar en un mismo autor en función de qué fenómeno se esté modelando.
- El cálculo de parámetros que son resultados y no influyen de manera alguna en el proceso iterativo se calculan ahora fuera de la iteración, acelerando así el cálculo.

El problema esencial del código heredado se trata en el apartado siguiente separadamente por su centralidad en la ejecución del trabajo.

3.2. El reto del Factor de Deslizamiento

Es imprescindible aclarar que el estudio de la implementación de distintos coeficientes de pérdidas no es un objetivo del trabajo, pero ha requerido una cantidad de tiempo muy elevada debido a varios errores del código previo, especialmente los relativos al factor de deslizamiento o *slip factor*.

Del ajuste casi perfecto que se puede ver en la figura 3.1 se deduce directamente que si bien puede haber algunos fallos menores, el modelo es más que bueno. Sin embargo, durante el estudio del choqueo, más concretamente sobre el intento de caracterizar el bloqueo causado por las capas límite que reducen el área de paso y afecta considerablemente al factor de deslizamiento se descubrió que el planteamiento del mismo era incorrecto. En la bibliografía se manejan comúnmente dos definiciones de deslizamiento, la estadounidense (σ) y la europea (σ'), respectivamente:

$$\sigma = 1 - \frac{\Delta c_{2,u}}{u_2} = 1 - \frac{c_{2,u}^i - c_{2,u}}{u_2} \quad (3.1)$$

$$\sigma' = 1 - \frac{\Delta c_{2,u}}{c_{2,u}^i} = 1 - \frac{\Delta w_{2,u}}{c_{2,u}^i} = \frac{c_{2,u}}{c_{2,u}^i} = \frac{\Delta h}{\Delta h^i} \quad (3.2)$$

El factor europeo de deslizamiento también se le nombra en ocasiones factor de reducción de trabajo debido a su validez como relación de entalpías [4], y se representa con la letra griega μ . La definición estadounidense proviene de la medición del impacto de la vorticidad en la salida. Ambas se pueden relacionar de la siguiente manera:

$$\sigma' = 1 - \frac{(1 - \sigma) \cdot u_2}{c_{2,u}^i} \quad (3.3)$$

El problema está en que en el código heredado el factor de deslizamiento se calculaba con la definición europea, referenciando el libro de Erian A. Bashkarone [7], pero se actúa sobre la velocidad relativa $\sigma = w_{u,2}/w_{u,2}^i$. Esto conlleva que un mayor factor de deslizamiento deriva en una mayor velocidad absoluta tangencial de salida, pues la velocidad periférica a la salida (u_2) es una constante, es decir un mayor trabajo aplicado sobre el fluido.

Además, las pérdidas asociadas a dicho factor de deslizamiento se introducían de manera doble, por un lado se introducía una pérdida de presión y por otra se alteraba la magnitud y dirección del flujo a la salida. Existen ejemplos de introducción de esta pérdida (que no es una pérdida estrictamente) de ambas maneras; sin embargo, se tiene que optar por una. Y por último, el deslizamiento afectaba a la componente radial del de salida. En base al desarrollo teórico que se puede consultar en la bibliografía citada, esto último tampoco es coherente.

La corrección del factor de deslizamiento alteró los resultados enormemente, desacoplado los resultados computacionales de los empíricos como se puede ver en la figura siguiente. La posibilidad de haber seguido con el código anterior limitándose al estudio del choque y bloqueo fue inasumible debido a: la influencia que la velocidad de salida tiene en esto último, la necesidad futura de cambiar el modelo con la alta probabilidad de que el estudio del choque necesitase de modificación, el sentido físico del que se pretende dar al modelo y el hecho no menor de trabajar con algo que está incorrectamente planteado.

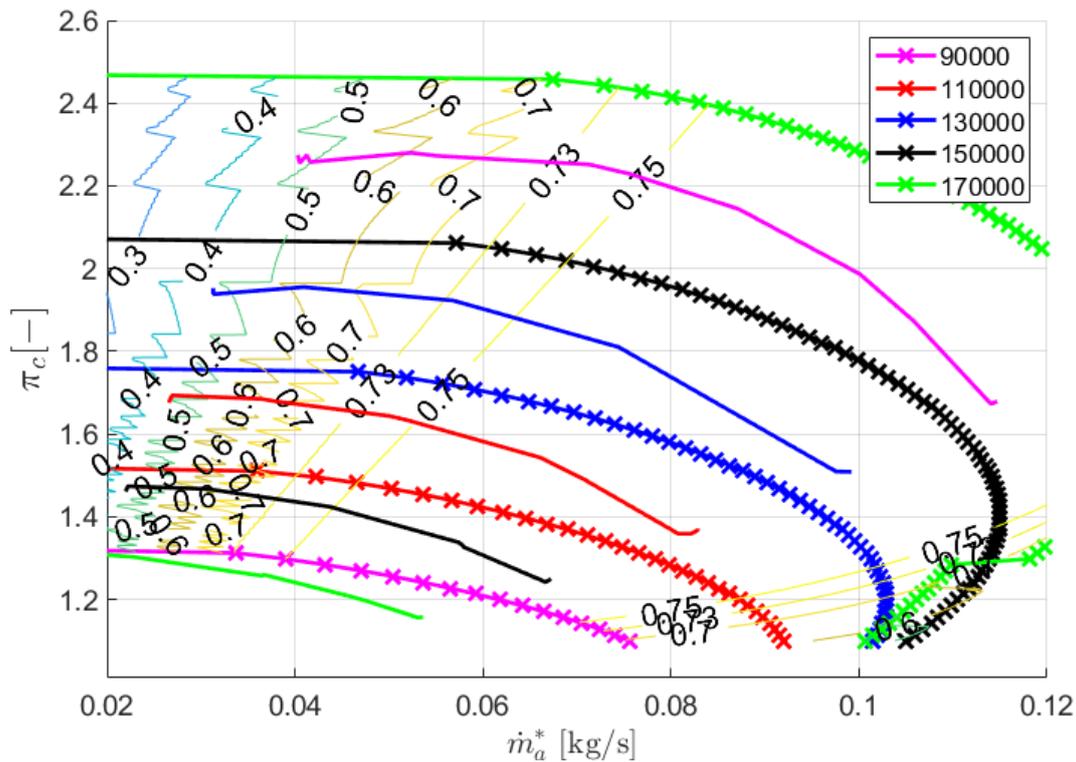


Fig. 3.3. Mapa de funcionamiento del compresor modelado, deslizamiento corregido.

En este punto, tras revisar si el resto del código era igual a los desarrollo teóricos expuestos [3] y comprobar que sí, se plantearon varias hipótesis que pudieran explicar las divergencias en los resultados obtenidos respecto a los empíricos:

- Existía algún error en el planteamiento teórico del código y la introducción de las pérdidas, o fallos en la programación.
- Las medidas y ángulos del código no eran las mismas que con las que se había presentado el trabajo. Es decir, bien se había intentado ensayar otro compresor o el código no era el definitivo.
- Uno o varios coeficientes de pérdidas bien estaban mal referenciados, implementados o había otros modelos para el mismo fenómenos mejores.

La primera hipótesis se descartó rápido, pues el desarrollo teórico y la programación del mismo era correcta.

La segunda hipótesis se reforzó con el hecho de que el número de *splitters*, el ángulo de entrada del metal y la longitud del rotor no eran correctos o no coincidían entre código y documento. Andrés Tiseira buscó el compresor en cuestión para poder tomar medidas una vez más y cotejar así las medidas. Estas se recogen más adelante. Como se explicita en esa parte las medidas coinciden con el *BorgWarner 54389700001*, pero la dispersión

de las medidas de los ángulos en base a la fotografía y su influencia sobre los resultados hacen imprescindible una futura mejor caracterización de estos para mejorar el modelo.

La segunda hipótesis no se descarta definitivamente por las razones expuestas, si bien la coincidencia con las medidas del trabajo previo significa que el problema es de precisión en la caracterización geométrica y no de un problema de desfase entre el trabajo y el código programado, a excepción del ángulo de entrada del álabe (se trata en el capítulo siguiente).

La tercera cobró especial fuerza pues el factor de deslizamiento ya se había demostrado erróneo. Se buscaron las fuentes citadas de cada coeficiente de pérdidas y se comprobó la incorrecta implementación de varios modelos. La mayoría de los errores estaban relacionados con la introducción de variables que en la referencia no aparecían, o con el paso de salto de entalpía a ratio de presiones.

La corrección de los coeficientes de pérdidas era por tanto insuficiente debido a que no era una leve rectificación sino una reconfiguración general. Asimismo, los resultados computacionales distaban demasiado de los empíricos.

En el apartado dedicado a las pérdidas se ha realizado un estudio y optimización de las referencias empleadas con el fin de lograr un mejor resultado.

4. MODELO DE COMPRESOR

Siguiendo el trabajo de Jorge Saavedra el compresor se modela mediante un modelo unidimensional de una sola zona.

La imposibilidad de extenderlo a un estudio de dos zonas (unidimensional) como el propuesto por R. Van den Braembussche [4] se debe al desconocimiento del ratio de difusión que es función de la evolución del área de paso, y especialmente del área de garganta y la localización de la misma; tampoco se cuenta con un ajuste o información sobre la evolución de las capas límite y la amplitud de estela a la salida en función de varios parámetros. Este tipo de modelos suelen dividir el flujo en *Jet-Wake* y dos zonas, la previa a la separación de la capa límite y posterior a esta. Son especialmente útiles para cuantificar el bloqueo, que tiene gran relación con el choqueo.

El trabajo que más se aproxima a esto, dentro de la bibliografía consultada, es el de C. Stuart y otros [8], que caracterizando el factor de deslizamiento, proponen la división del flujo a la salida en tres zonas: corriente principal, estela y recirculación en la punta del álabe. Añaden relaciones que sirven para medir el bloqueo en base a los parámetros que el presente trabajo incluye; sin embargo, la validación (especialmente del espesor de la estela) de las relaciones empíricas propuestas se realiza mediante CFD para los compresores que se estudiaron. Por ese motivo, la ausencia de inclusión de este modelo en otros trabajos y el cambio desde la base que requeriría el código, se ha descartado su implementación.

Existen también modelos bidimensionales que estudian la evolución del flujo en el plano meridional, y obviamente el CFD que es capaz de obtener resultados muy precisos tridimensionales; sin embargo, ambos métodos incumplen el requisito de velocidad en los cálculos y necesitan de una precisa caracterización geométrica.

En primer lugar se define el criterio de ángulos seleccionado que define el triángulo de velocidades, especialmente por la gran variedad de criterios encontrados en distinta bibliografía.

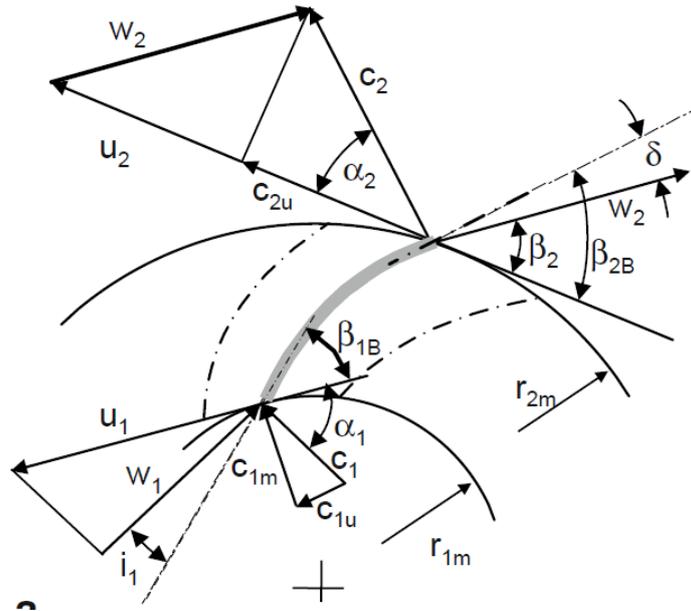


Fig. 4.1. Criterio de ángulos empleado. [9]

La velocidad absoluta está representada por la letra c mientras que la relativa por la w , la u representa la velocidad rotativa de la pala (también llamada velocidad periférica). Los subíndices numéricos indican la estación en la que se miden los ángulos, siendo 1 la entrada y 2 la salida. Por su parte, los subíndices u y m indican si se refiere a la componente circunferencial/tangencial o a la meridional respectivamente. La ausencia de subíndice indica que es la velocidad total, suma de ambas componentes. Los ángulos se definen respecto a la dirección de la velocidad rotativa de la pala (u) y no respecto a la componente meridional (convenio usado en numerosa bibliografía); siendo α y β los ángulos de las componentes absoluta y relativa.

Se presentan todas las medidas geométricas necesarias para los cálculos según el modelo de compresor planteado que se presenta en este mismo capítulo más adelante. Las medidas, que se tomaron inicialmente por Jorge Saavedra con ayuda de un calibre, se volvieron a medir en el presente trabajo, comprobando así una vez más la validez de las mismas. Algunas, como la distancia axial, se tomaron por primera vez. La tabla siguiente las recoge todas.

Parámetro	Valor	Unidad
$R_{1,hub}$	0,0050	[m]
$R_{1,med}$	0,0105	[m]
$R_{1,tip}$	0,0160	[m]
R_2	0,0230	[m]
A_1	$7,26 \cdot 10^{-4}$	[m ²]
A_2	$4,22 \cdot 10^{-4}$	[m ²]
A_{th}	$5,55 \cdot 10^{-4}$	[m ²]
b	0,003	[m]
t_{bl}	0,001	[m]
Nº Álabes	6	[-]
Nº Splitters	6	[-]
R_n	0,007	[m]
ΔX	0,0155	[m]
L_H	0,0255	[m]
$\beta_{1,bl}$	47,5	[°]
$\beta_{2,bl}$	45	[°]
$d\beta/dm$	-3,6	[°/mm]

TABLA 4.1. RESUMEN PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

Se incluyen varias imágenes del compresor estudiado con el objetivo de facilitar la conceptualización de las medidas y ángulos incluidos. La primera está incluida en el trabajo de Jorge Saavedra, mientras que la segunda corresponde a la verificación realizada. Estas últimas no incluyen medidas más allá de los ángulos pues la tabla anterior las define, siendo todas coincidentes.

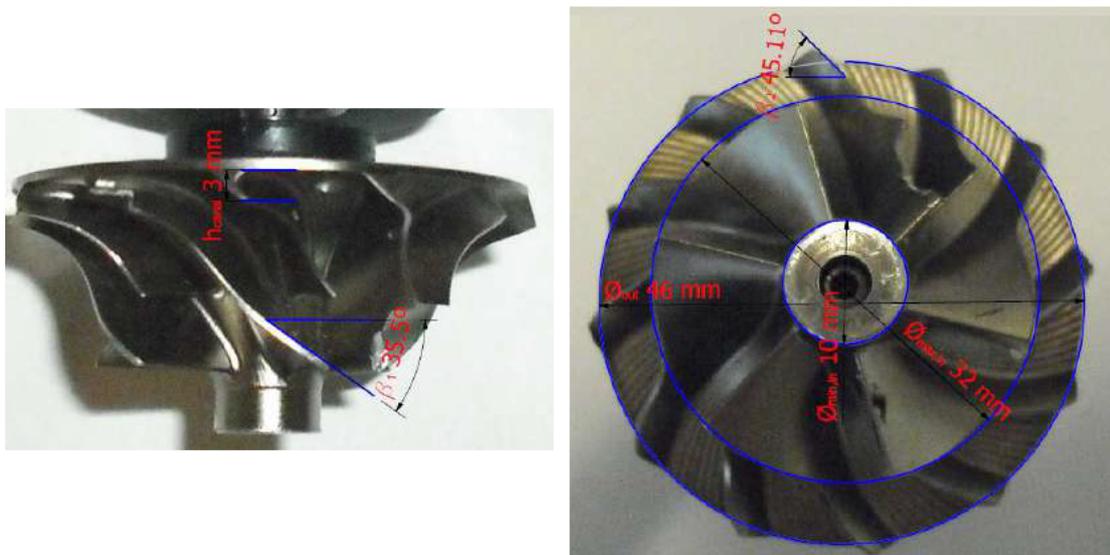


Fig. 4.2. Características geométricas del rotor. [3]

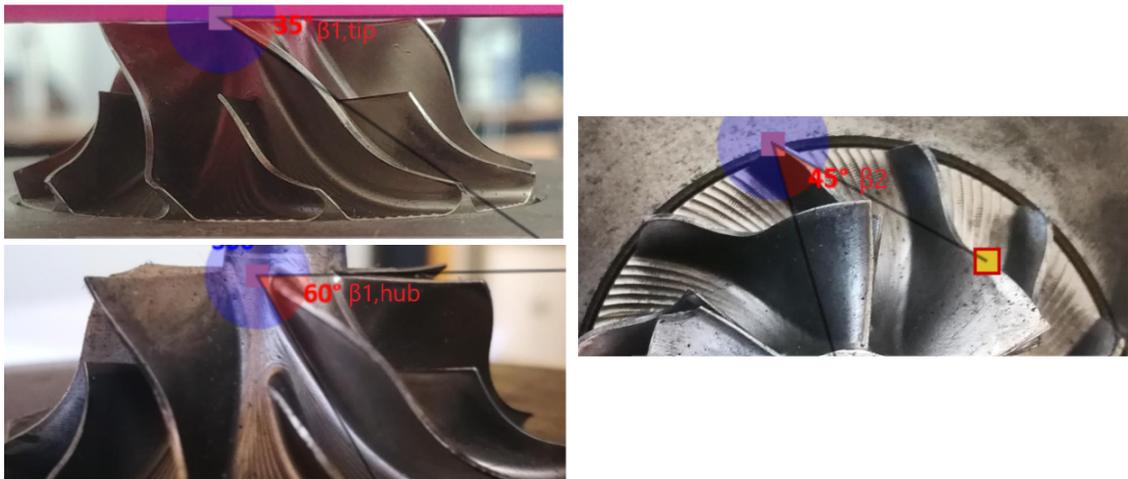


Fig. 4.3. Características geométricas del rotor.

El ángulo de entrada se ha medido en el encastre y en la punta del álabe. Haciendo la media de ambas medidas, se obtiene un valor de $\beta_1 = 47,5^\circ$ que contrasta con el valor fijado en el trabajo base de $\beta_1 = 35^\circ$, coincidente con el valor en la punta. Sin embargo, como se señaló en la segunda hipótesis de las razones de la divergencia entre los resultados del cálculo y los empíricos en el apartado El problema del Factor de Deslizamiento, el valor de β_1 en el trabajo y base y en el código heredado eran distintos. En el código $\beta_1 = 50^\circ$, en contraste con los 35° recogidos en el trabajo. Evaluando todos los valores, la hipótesis elegida es la de que en el código el valor estimado durante la realización del trabajo anterior es la correcta pues $\beta_1 = 50^\circ \approx 47,5^\circ \neq 35^\circ$. Además, introduciendo $\beta_1 = 35^\circ$ en el código heredado los resultados cambian sustancialmente.

Preliminarmente se puede establecer un serie de rangos geométricos como indicadores del posible desempeño posterior del compresor.

1. R_{1tip}/R_2 se suele encontrar entre 0,5 y 0,8. Ratios menores resultarían en canales largos que devendrían en altas pérdidas por fricción. Ratios mayores significan canales demasiado cortos que impiden la necesaria difusión en el flujo del tip especialmente (pues es donde está es mayor). Generalmente ratios de 0,6 a 0,65 son óptimos.
2. b_2/R_2 se sitúa idealmente en el rango 0,05 a 0,15 dependiendo de la velocidad específica. Valores menores implican demasiadas pérdidas de fricción (canal muy estrecho, tener en cuenta la capa límite). El valor máximo se establece para limitar la difusión que pudiera tener lugar en el rodete, que conllevaría grandes desprendimientos.
3. R_{1hub}/R_{1tip} depende del flujo másico; pero valores demasiado pequeños resultan en bloqueos elevados en el encastre debido a la propia presencia de los álabes. Mientras que el máximo viene limitado por la propia resistencia estructural del compresor, además también llevan aparejados velocidades de entrada relativa elevadas. el rango típico está entre 0,3 y 0,7.

4. β_{1tip} debe ser mayor de 20° para evitar demasiado bloqueo debido a los álabes y demasiada difusión en el rodete/impeller. El rango óptimo se encuentra entre 30° y 40° , tratando de minimizar el $M_{1,w}$.
5. α_2 debe situarse entre 10° y 25° . El máximo valor solo se suele dar en compresores cuyo difusor tiene álabes, y puede que desarrolle demasiadas pérdidas por fricción. En difusores sin álabes puede conllevar inestabilidades. Valores pequeños significan poco trabajo vertido sobre el fluido.
6. M_{1w} debe mantenerse menor a 1, pues se trata de un compresor subsónico.
7. w_2/w_1 es el ratio de deceleración de la velocidad relativa en el impeller. Valores demasiado pequeños (gran trabajo vertido sobre el flujo) significan posibles desprendimientos; mientras que valores demasiado elevados conllevan grandes pérdidas de eficiencia.
8. Para compresores con difusor sin álabes, la relación $c_{2,u}/c_{2,m}$ se sitúa entre 2 y 3

Parámetro	Rango	Valor óptimo	BW5438
R_{1tip}/R_2	0,5 y 0,8	0,6 a 0,65	0,6957
b_2/R_2	0,05 a 0,15	—	0,1270
R_{1hub}/R_{1tip}	0,3 y 0,7	—	0,3125
β_{1tip}	$> 20^\circ$	30° y 40°	50°
α_2	10° y 25°	—	$-^\circ$
M_{1w}	< 1	—	—
w_2/w_1	—	—	—
$c_{2,u}/c_{2,m}$	2 a 3	—	—

TABLA 4.2. VALORES GEOMÉTRICOS RODETE

Hay ciertos valores que dependen del punto de operación del compresor estudiado; por ello, solo se pueden sacar conclusiones una vez estudiados dichos puntos. Sin embargo, otros son fijos, y se pueden sacar varias conclusiones a priori.

La relación de radios de entrada en la punta y de salida es, según los valores óptimos, un poco elevada. Esto significa que la longitud podría ser insuficiente para difundir la velocidad como se necesita. Es decir, el gradiente de presiones podría ser demasiado elevado resultando en un prematuro desprendimiento.

El ratio entre la altura del canal de salida y el radio de salida se encuentra en el rango típico, si bien está más cerca del máximo. Es decir, la difusión tendería a ser (o necesitar ser) demasiado elevada. Resultando, como en el parámetro anterior, en una posible separación.

Por su parte, la relación entre los radios de los anillos concéntricos que definen el área de entrada es notablemente pequeño. Por ello, será necesario estudiar con cautela el bloqueo en el encastre del impeller.

El ángulo de los álabes en la entrada se encuentra en el rango óptimo, evitando excesivo bloqueo y velocidades por encima de la del sonido.

En el capítulo de resultados, se incluye una valoración de los resultados obtenidos interpretando así el desarrollo que el flujo podría tener en la realidad.

4.1. Conceptos básicos

Antes de detallar el modelo implementado, especialmente los modelos de pérdidas y el estudio del choque, se explicitan los principios físicos que sustentan el cálculo de un compresor centrífugo, así como las hipótesis principales y conceptos necesarios.

Un compresor centrífugo es una turbomáquina encargada de aumentar la presión del fluido que lo atraviesa mediante la aplicación de un trabajo sobre el mismo. El compresor introduce, a partir de la energía mecánica del eje, energía cinética al fluido (aumenta su velocidad) que es equivalente a un aumento de las condiciones totales del flujo. Posteriormente, se transforma en un aumento de la presión estática en el difusor y voluta. La geometría de estos favorece la propia compresión y descarga del fluido hacia el siguiente componente.

El difusor que monta el *BorgWarner 54389700001* no posee álabes por lo que su estudio es mucho más sencillo. Además, si bien el trabajo de Jorge Saavedra incorpora un modelo de tuberías dedicado a estudiar los transitorios que incluye a la voluta, el estudio estacionario del compresor no contiene la definición geométrica de la misma ni el estudio paramétrico necesario para caracterizar el rendimiento global y las posibles inestabilidades.

La deducción y desarrollo de los principios termodinámicos paso a paso se puede encontrar en numerosa bibliografía, tanto en la mayoría de los libros citados en este trabajo como en la bibliografía de motores consultada a lo largo del grado y el máster. Por ello, aquí se presentan únicamente las fórmulas empleadas, junto con las asunciones e hipótesis necesarias para llegar a las mismas, y no la deducción detallada de las mismas.

Conceptos como presión, temperatura, densidad, gasto másico, relación de compresión o entalpía, se asumen conocidos por el lector; en caso contrario se invita al lector una vez más a consultar los libros citados en la bibliografía.

Por simplicidad se asumen las siguiente hipótesis:

- El proceso es adiabático. Durante el tiempo que el flujo permanece en el compresor, no hay intercambio de calor. A bajos gastos másicos, donde el tiempo de residencia mayor, esta hipótesis puede ser excesivamente optimista.

- Las condiciones totales de temperatura y presión a la entrada son constantes.
- El flujo a la entrada es completamente axial. El compresor estudiado no posee álabes guía.
- Guiado perfecto de la corriente de flujo relativa dentro del rodete. La incidencia y el deslizamiento se modelan añadiéndolos como una pérdida de eficiencia.
- La viscosidad del aire no se tiene en cuenta. Se introduce un coeficiente de pérdidas por fricción que modela en parte sus efectos.

Si no existieran ineficiencias en el proceso, se podría modelar el mismo como una compresión isentrópica; donde, como el nombre indica, no se produce aumento de entropía. Sin embargo, en la realidad tienen lugar ineficiencias, es decir, siempre aumenta la entropía. La cantidad de entropía generada muestra el rendimiento del proceso, es decir, si el proceso es muy ineficiente, la temperatura necesaria para alcanzar un ratio de presiones concreto será considerablemente mayor a la isentrópica; de igual manera el aumento de entropía será importante. El diagrama siguiente entalpía-entropía ($H - S$) muestra el proceso de compresión, las relaciones entre temperatura absoluta y estática, y lo que sería un proceso isentrópico mediante el subíndice s .

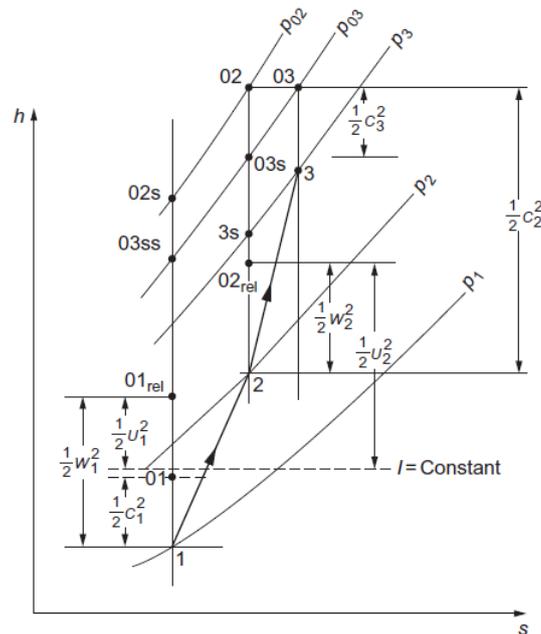


Fig. 4.4. Compresión iséntropica frente a real. [2]

Se asume que el calor específico a presión constante, no varía, por ello los diagramas temperatura-entropía son equivalentes a los entalpía-entropía. Además, este calor específico permite calcular la temperatura estática a partir de la total conociendo la velocidad, y viceversa. Se deducen las siguientes fórmulas, donde la fórmula 4.2 es equivalente a la

4.3:

$$\frac{T_2^i}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.1)$$

$$T_t = T + \frac{V^2}{2c_p} \quad (4.2)$$

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (4.3)$$

Como se ha explicado, el trabajo necesario que se habrá de aplicar sobre el fluido será mayor que el teórico isentrópico. Siguiendo tal desarrollo, se define el rendimiento o eficiencia del proceso como el trabajo específico isentrópico entre el real.

$$\eta = \frac{c_p(T_2^i - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad (4.4)$$

De la definición de entalpía, con las hipótesis propuestas y asumiendo que es un gas ideal se puede deducir:

$$h_{2,t} - h_{1,t} = C_p(T_{2,t} - T_{1,t}) \quad (4.5)$$

Otra relación central es la ecuación de Euler de las turbomáquinas. De la ecuación del torque en función del cambio de velocidad tangencial, se llega a la ecuación de la potencia:

$$P = \dot{m}(c_{1,u}u_1 - c_{2,u}u_2) \quad (4.6)$$

Ecuación de la que se deriva la fórmula del trabajo específico que, mediante el primer principio de la termodinámica se puede relacionar con el cambio de entalpía:

$$\dot{w} = c_{1,u}u_1 - c_{2,u}u_2 = \Delta h_t$$

$$c_{2,u}u_2 - c_{1,u}u_1 = C_p(T_{2,t} - T_{1,t}) \quad (4.7)$$

Donde $u_i = \omega R_i$. Con la fórmula 4.7 se puede comprobar como la diferencia entre u_1 y u_2 permite que los saltos de presión en los compresores centrífugos sean mayores.

Capas límite

En el modelo no se tienen en cuenta la viscosidad del aire, ya que las fuerzas inerciales son muy superiores a las viscosas. Esto se evidencia mediante el número de Reynolds, que relaciona ambas fuerzas; de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas Inerciales}}{\text{Fuerzas Viscosas}} = \frac{\rho DV}{\mu} \quad (4.8)$$

; sin embargo, la condición natural de no deslizamiento implica la presencia de capas límite. La caracterización de estas, tamaño, crecimiento, energía contenida, gasto, etc., no se realiza pero su desarrollo es determinante sobre el bloqueo en los diversos canales y, por tanto, sobre el choque. Por este motivo, se introduce una explicación cualitativa de las mismas. Además, mediante el coeficiente de pérdidas por fricción aerodinámica, que será presentado más adelante, se introduce una modelización de los efectos de las mismas. También se puede dar el desprendimiento por la interacción con ondas de choque.

Las capas límite a lo largo de las paredes están sometidas a los mismos gradientes de presión que el flujo libre adyacente. Es decir, la presión estática será igual en la capa límite que en flujo libre contiguo. Sin embargo, la velocidad sí será gradualmente inferior en estas. La separación de la capa límite se producirá cuando la energía cinética que posee el flujo dentro de esta sea inferior a la necesaria para superar el gradiente de presiones negativo impuesto. El flujo irá perdiendo energía cinética debido a fricciones al tiempo que se nutrirá de la energía cinética del flujo libre como resultado de la mezcla turbulenta de ambos flujos.

Por todo ello la separación de la capa límite es más probable que ocurra en compresores que en turbinas (pues en estos se ha de vencer un gradiente de presiones adverso); y en flujos laminares que en turbulentos, pues en capas límite turbulentas la mezcla de partículas es mucho mayor y la capa límite se nutre de la energía de estas partículas. La contrapartida de estas, es que las ineficiencias son mayores; sin embargo, el requerimiento de no-desprendimientos es mucho más importante.

La existencia de un gradiente de presiones perpendicular a la capa límite como resultado de la existencia de alguna fuerza afecta a estas. Las fuerzas que afectan en compresores centrífugos se deben al efecto Coriolis o a la curvatura de las paredes (fuerza centrífuga). Siguiendo el detallado desarrollo presentado por R. Van den Braembussche [4], estas fuerzas son responsables de que en el lado de presión o en paredes cóncavas (encastre) el intercambio de energía del flujo principal con las capas límite sea mayor que en el lado de succión o en paredes convexas (punta). Cuanta mayor interacción haya entre las partículas del flujo libre y las de la capa límite, mayor intercambio de energía, más difícil será que una capa límite se desprenda pues contará con mayor energía para vencer el gradiente de presiones. En las caras de succión y superficies convexas será donde la separación tendrá lugar con mayor facilidad. En un compresor de palas regresivas como el del estudio, estas condiciones se dan en la punta de las caras de succión.

Aunque el código no incluye un cálculo de la evolución de las capas límite, el modelo debe ser coherente con el fenómeno físico real. Este indica que se debe prestar atención a la distribución de la velocidad en la punta de la cara de succión para prevenir la separación del flujo. Esto es típico del límite de bombeo, cuando el gradiente de presión es demasiado elevado. No obstante, la influencia sobre el bloqueo y los posibles desprendimientos que se dan por la interacción con ondas de choque hacen de la comprensión de las capas límites un aspecto vital para una correcta caracterización del choque.

4.2. Modelo de rotor

Como ya se introdujo en el apartado previo, la ecuación fundamental para modelar el comportamiento del compresor es la ecuación de Euler de las turbomáquinas. Partiendo de la fórmula 4.7, considerando que el flujo entra uniformemente axial en el rodete (no existen álabes guía que doten de componente tangencial) $c_{1,u} = 0$ y descomponiendo la velocidad tangencial de salida:

$$c_{2,u} = u_2 - w_{2,u} \quad (4.9)$$

La ecuación 4.7 queda:

$$c_p (T_{2,t} - T_{1,t}) = u_2 (u_2 - w_{2,u}) \quad (4.10)$$

Despejando:

$$w_{2,u} = u_2 - \frac{c_p T_{1,t} \left(\frac{T_{2,t}}{T_{1,t}} - 1 \right)}{u_2} \quad (4.11)$$

La relación $T_{2,t}/T_{1,t}$ se puede obtener de dos formas distintas, válidas y equivalentes. Teniendo en cuenta que habrá ineficiencias por lo que la fórmula 4.1 no sirve, no es una evolución isentrópica; se puede aplicar dicha fórmula con una eficiencia asociada o bien un proceso politrópico. La primera variante se deriva directamente de la fórmula 4.4:

$$\frac{T_{2,t}}{T_{1,t}} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\eta}} - 1}{\eta} + 1 \quad (4.12)$$

Y, mediante un proceso politrópico:

$$\frac{T_{2,t}}{T_{1,t}} = \pi_c^{\frac{n_p-1}{n_p}} \quad (4.13)$$

Debido a las inestabilidades que tienen lugar cuando el rendimiento es muy bajo en el código se usa el rendimiento politrópico. Introduciendo la misma en la ecuación 4.10:

$$w_{2,u} = \frac{c_p T_{1,t} \left(\pi_c^{\frac{n_p-1}{n_p}} - 1 \right)}{u_2} + u_2 \quad (4.14)$$

Con la velocidad relativa tangencial a la salida se puede calcular la componente radial (conociendo el ángulo de salida del álabe β_2), y con ambas componentes la velocidad relativa total.

$$w_{2,m} = w_{2,u} \cdot \tan(\beta_2) \quad (4.15)$$

$$w_2 = \sqrt{w_{2,m}^2 + w_{2,u}^2} \quad (4.16)$$

Del triángulo de velocidades, sustituyendo $c_{2,m} = w_{2,m}$ y $c_{2,u} = u_2 - w_{2,u}$ se despeja:

$$c_2 = \sqrt{c_{2,m}^2 + c_{2,u}^2} = \sqrt{w_{2,m}^2 + u_2^2 + w_{2,u}^2 - 2 \cdot u_2 \cdot w_{2,u}} \quad (4.17)$$

Conocida la velocidad absoluta, se puede calcular la densidad a la salida con la temperatura y presión estática (ecuación gases ideales); y a partir de esta calcular el gasto másico:

$$T_2 = T_{1,t} \cdot \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p} \quad (4.18)$$

$$P_2 = P_{1,t} \cdot \pi_c \cdot \left(\frac{T_2}{T_{2,t}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.19)$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2} \quad (4.20)$$

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot c_2 \cdot A_2 \quad (4.21)$$

El área de salida se calcula como un rectángulo igual a la circunferencia de salida por la altura del canal, mientras que el de entrada es un anillo circular.

$$A_2 = 2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b \quad (4.22)$$

$$A_1 = \pi \cdot (R_{1,tip}^2 - R_{1,hub}^2) \quad (4.23)$$

Con el gasto másico (continuidad), las dimensiones del área de entrada y considerando que el flujo entra de manera completamente axial se puede calcular la velocidad a la entrada del compresor. En este punto se ha cambiado el método de cálculo, con la introducción del MFP, que se calcula como:

$$MFP = \frac{\dot{m} \sqrt{c_p T_t}}{AP_t} = \frac{\gamma}{\sqrt{\gamma-1}} M \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right)} \quad (4.24)$$

Para ello se suponen varios números de Mach y se selecciona aquel que arroja un MFP igual al resultado de la expresión central de la fórmula anterior. Con el número de Mach y las temperaturas totales de entrada se pueden calcular las condiciones estáticas, la densidad y la velocidad absoluta de entrada. Por último, el cálculo de las condiciones relativas a la entrada es directo pues la velocidad relativa se calcula con la velocidad de entrada absoluta (completamente axial) y la velocidad periférica (u_1).

Se itera la evaluación de las ecuaciones propuestas hasta que el error relativo de la velocidad meridional de salida ($c_{2,m}$) y el rendimiento (η) sean menores que 10^{-4} .

Con todas estas variables calculadas, se puede despejar también el flujo de entalpía que sale del compresor o la potencia comunicada por el rodete.

Existen multitud de modelos de pérdidas, siendo las diferencias entre ellos notables. Ciertos modelos incluyen fenómenos que otros no, modelan la pérdida como un salto de entalpía o como un salto de presión o utilizan parámetros distintos entre si.

Siguiendo con el razonamiento planteado por Jorge, las pérdidas se modelan como un ratio de presiones. Esta elección se justifica partiendo de las variables de entrada en

el cálculo. Al ser un modelo de compresor, y no de turbogrupo completo, se introduce un salto de presión a conseguir con unas revoluciones concretas, siendo esta la razón fundamental de la elección de un salto de presión para introducir las pérdidas.

Existen modelos de pérdidas que son regresiones esencialmente empíricas que se basan en el estudio de un compresor concreto o una serie de ellos para establecer un ajuste que sea capaz de modelar con la mayor precisión el funcionamiento del compresor. Tanto en el trabajo base como en este se ha intentado no usar este tipo de ajustes pues, en muchas ocasiones, sirven solo para un compresor o tipo concreto, y sobre todo que se pierde el sentido físico. Existen también modelos que, basándose en la física del problema y utilizando parámetros del problema son capaces de estimar las pérdidas. Del compromiso entre velocidad, precisión y capacidad de representar correctamente los fenómenos físicos que ocurren en el compresor se han seleccionado los distintos modelos.

Cada uno de los modelos se explica con profundidad en su apartado correspondiente, pero el método de introducción de los coeficientes hallados y el cálculo del coeficiente politrópico se presenta a continuación. La figura siguiente muestra la diferencia entre una evolución isentrópica ($n_p = \gamma = 1,4$) y otra con pérdidas, cuanto mayor sea el coeficiente politrópico mayor son las pérdidas.

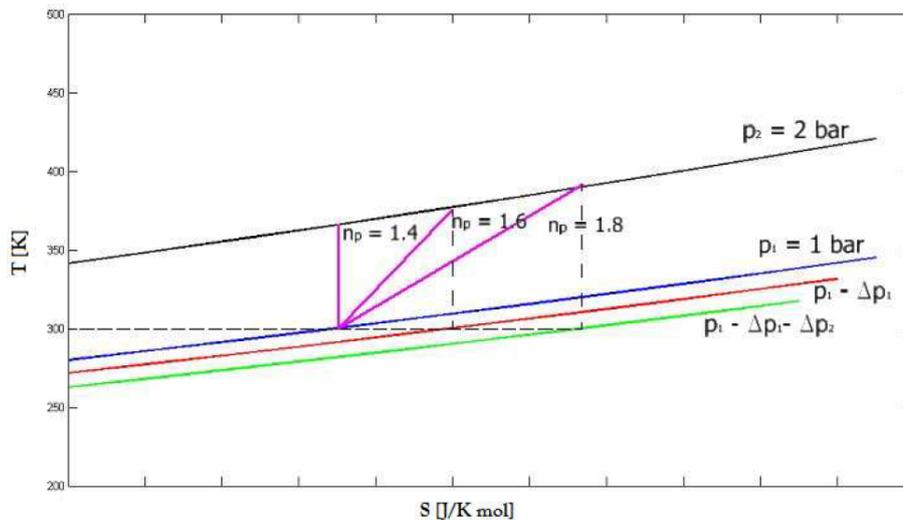


Fig. 4.5. Salto de presión y coeficiente politrópico. [3]

A mayor coeficiente politrópico, se requiere de un salto de entalpía mayor para alcanzar la misma presión. Dicho de otra manera, el salto isentrópico de presión equivalente será mayor cuanto mayor sea el coeficiente politrópico. De este modo se incorporan las distintas pérdidas.

La mayoría de las pérdidas incluidas resultan una de entalpía que se pierde, por tanto, es necesario definir como pasar a un salto de presión. De manera similar, el cambio de exponente politrópico a rendimiento conviene desarrollarlo. Conocido un salto de entalpía

de unas pérdidas (Δh) que afectan al rendimiento:

$$\eta_c = \frac{\Delta h^i}{\Delta h} = \frac{\Delta h^i}{\Delta h^i + \sum \Delta h_{perdidas}} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{2,t}}{T_{1,t}} - 1} \quad (4.25)$$

Y el salto de presión isentrópico equivalente se define como:

$$\pi_{c,eq} = \frac{P_{2,t}}{P_{1,t}^{eq}} \quad (4.26)$$

Desarrollando el salto de entalpía isentrópico y real:

$$\Delta h^i = c_p(T_{2,t}^i - T_{1,t}) = c_p T_{1,t} \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

$$\Delta h = \Delta h^i + \sum \Delta h_{perdidas} = c_p(T_{2,t} - T_{1,t}) = c_p T_{1,t} \left(\pi_{c,eq}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (4.27)$$

Despejando el ratio de presiones isentrópico equivalente:

$$\pi_{c,eq} = \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + \frac{\Delta h_{perdidas}}{c_p T_{1,t}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.28)$$

El ratio entre la teórica presión de entrada para el ratio de presiones equivalente isentrópico y la presión de entrada se define:

$$AP = \frac{P_{1,t}^{eq}}{P_{1,t}} = \frac{\pi_c}{\pi_{c,eq}} = \frac{P_{2,t}/P_{1,t}}{P_{2,t}/P_{1,t}^{eq}} = \frac{P_{1,t}^{eq}}{P_{1,t}} \quad (4.29)$$

De manera que la presión total de entrada equivalente incorporando todas las pérdidas se calcula:

$$P_{1,t}^{eq} = \left(\prod AP_{perdidas} \right) \cdot P_{1,t} \quad (4.30)$$

Conocido el salto de presiones equivalente, resta despejar cual es el coeficiente politrópico de manera que con el ratio de compresión real el ratio de temperaturas sea igual:

$$(\pi_c)^{\frac{n_p-1}{n_p}} = (\pi_{c,eq})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.31)$$

Despejando se llega a:

$$n_p = \frac{\log\left(\frac{P_{2,t}}{P_{1,t}}\right)}{\log\left(\frac{P_{2,t}}{P_{1,t}}\right) - \frac{\gamma-1}{\gamma} \log\left(\frac{P_{2,t}}{P_{1,t}^{eq}}\right)} \quad (4.32)$$

Existen modelos de pérdidas, como se ha comentado, que definen la pérdida no como un variación de entalpía sino como un ratio de presiones o como una pérdida de rendimiento; el cambio a salto de entalpía se logra recomblando las ecuaciones anteriores.

4.3. Modelos de pérdidas

Debido a los errores ya explicados en el capítulo sobre el modelo anterior, se ha incluido un análisis y comparación de los coeficientes con la bibliografía citada con el objetivo de elegir una configuración coherente y definitiva, que no perjudique el tiempo de cálculo en exceso y que mantenga el sentido físico del modelo. Se analiza individualizadamente cada pérdida en su subapartado.

Para este cometido han sido especialmente útiles ciertos *papers* y trabajos que recopilan y comparan los distintos coeficientes de pérdidas existentes pues ahorran mucho tiempo. Pero en muchos de ellos la definición de las variables empleadas es deficiente, teniendo que recurrir a los libros o trabajos donde se desarrolla el coeficiente. Asimismo, la colección de pérdidas elegidas en cada uno de ellos es óptima para un compresor o tipo concreto que puede no ser la más adecuada para el *BorgWarner 54389700001*.

Debido a que en los subapartados de pérdidas se cita la referencia inicial de la que proviene el coeficiente, los “recopilatorios” consultados no se incluyen. Debido a la gran utilidad de los mismos se explicitan aquí: el trabajo de P.Y. Li y otros [10], el de X. Gong y R. Chen [11] y el de H.W. Oh y otros [12].

Los resultados de las pérdidas se han representado en función del coeficiente de flujo debido que es la forma elegida por varios autores y a que es un parámetro muy determinante en muchas de ellas. Muestra de ello es la coincidencia de los resultados de las pérdidas a distintas revoluciones con el mismo coeficiente de flujo. El código permite también representarlas en función del fasto másico o la relación de compresión.

4.3.1. Pérdidas por deslizamiento

Debido a los problemas con el factor de deslizamiento ya explicados y su influencia en el choqueo, se profundiza especialmente el desarrollo de este fenómeno.

El número de palas es finito, por ello la trayectoria del flujo no es la marcada por el ángulo de salida de los álabes (β_2). Al contrario, la velocidad tangencial relativa será mayor, y por tanto la relativa absoluta menor, por lo que el trabajo introducido sobre el fluido será menor que el calculado idealmente: $\Delta H = U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}$.

Las pérdidas por deslizamiento en realidad no son tal, si no que es parte del trabajo que el compresor no es capaz de comunicar al fluido. Por sencillez, se denominan pérdidas.

En la figura 4.1 δ señala el deslizamiento a la salida. La figura siguiente muestra lo que supone para el flujo el deslizamiento.

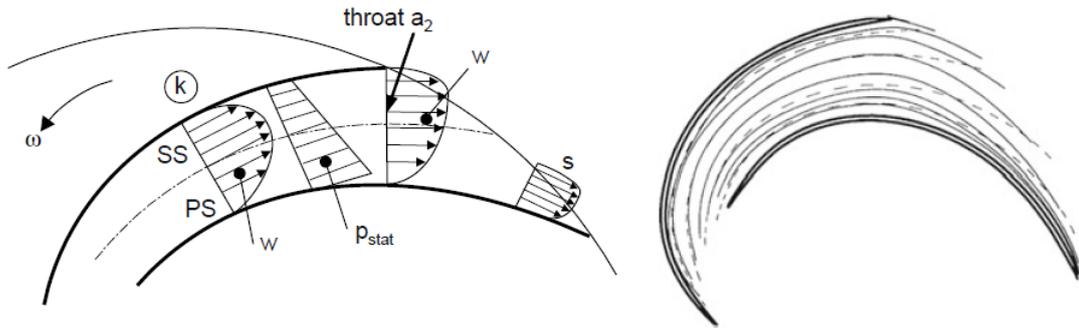


Fig. 4.6. Fenómeno de deslizamiento. Velocidad relativa, líneas discontinuas corresponden al flujo que sigue $\beta_{2,bl}$ [9]

Las dos definiciones de factor de deslizamiento, la estadounidense y la europea se detallaron en el apartado de los problemas con el factor de deslizamiento. En este se indican solo los ajustes en función de parámetros geométricos y del flujo. El apóstrofe indica que se sigue la definición europea.

Para pasar el factor de deslizamiento a salto de presión equivalente se emplea la siguiente ecuación que vienen de la necesidad de conseguir más velocidad tangencial de salida teórica para que en la realidad sea justo la que se necesita. En lugar de afectar sobre la velocidad de salida, se modela como una pérdida más, y siguiendo el desarrollo planteado como un ratio de presiones.

$$AP = \left(\frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\sigma'} + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.33)$$

Jorge Saavedra utiliza el modelo de Baskharone [7], que para compresores de palas regresivas propone la siguiente fórmula, donde Z es el número total de álabes más *spliters*:

$$\sigma = \left[1 - \frac{2}{Z} \sqrt{\sin \beta_{2,bl}} \right] \left[1 - \frac{W_{2,m}}{U_2} \frac{1}{\tan \beta_{2,bl}} \right] \quad (4.34)$$

Wiesner [13] propuso la siguiente ecuación, la cual ha sido ampliamente utilizada, a partir de datos experimentales:

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2,bl}}}{Z^{0,70}} \quad (4.35)$$

Solo aplicable hasta un límite de solidez definido por:

$$\epsilon_{limit} = \frac{r_{1,tip}}{r_2} \cong \frac{1}{e^{\frac{8,16 \sin \beta_2}{Z}}} \quad (4.36)$$

En caso de que el ratio fuera mayor (menor diferencia entre ambos radios), la fórmula queda:

$$\sigma = \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0,70}} \right) \left[1 - \left(\frac{r_1 - \epsilon_{limit}}{1 - \epsilon_{limit}} \right)^3 \right] \quad (4.37)$$

Aungier [14], introduce algún cambio en el modelo propuesto por Wiesner mejorándolo para los compresores que estudió. Para contar el número de álabes, a diferencia de Baskharone [7] que propone que el número de álabes total es la suma de álabes y *splitters*, Aungier suma al número de álabes completos el número de *splitters* multiplicado por su longitud relativa respecto a los álabes completos.

Los modelos propuestos resultan en un deslizamiento excesivo, lejos de intervalos típicos en la bibliografía. En 2011, X. Qiu junto a otros [15], analizó los modelos de deslizamiento típicos tratando de encontrar un modelo que sirviera para compresores centrífugos, axiales y mixtos. Extrajo varias conclusiones iniciales:

- Los modelos típicos consiguen modelar correctamente el deslizamiento en compresores de palas rectas cerca del punto de diseño. Pero fallan en compresores de palas regresivas y lejos del punto de diseño.
- Debía haber algún parámetro que no se estaba teniendo en cuenta, más cuando ningún parámetro del flujo entraba como variable. Experimentalmente se observa que el deslizamiento cambia con el punto de funcionamiento. Esto se deriva de la deducción inicial de Stodola del vórtice relativo.
- Dentro del rodete, el flujo está afectado por la fuerza de Coriolis, la fuerza centrífuga y la curvatura de los álabes. Cuando el flujo llega a la salida, estas fuerzas desaparecen y hacen que el flujo se desvíe de su trayectoria prevista.

Partiendo de estas deducciones, el objetivo de Qiu fue el de cuantificar la carga de los álabes en el último punto donde el flujo está completamente guiado por los álabes, la zona identificada con a_2 en la figura 4.5. De esta manera se puede calcular la diferencia en las velocidades entre los lados de presión y succión, y posteriormente el factor de deslizamiento. Y plantea la siguiente ecuación:

$$\sigma = 1 - \frac{C_{slip}}{U_2} = 1 - \frac{F \pi \cos \beta_{2b} \sin \gamma_2}{Z_2} - \frac{F s_2 \phi_2}{4 \cos \beta_{2,bl}} \left(\frac{d\beta}{dm} \right)_2 + \frac{F \phi_2 s_2 \sin \beta_{2,bl}}{4 \rho_2 b_2} \left(\frac{d\rho b}{dm} \right)_2 \quad (4.38)$$

Donde F es un factor de forma que relaciona el espacio entre álabes con la longitud del arco que une la última sección con álabes a los dos lados. Siempre es igual o menor a la unidad, y debe ser mayor que el ratio entre radio de entrada y salida. Se define:

$$F = 1 - 2 \sin \left(\frac{\pi}{Z_2} \right) \sin \left(\frac{\pi}{Z_2} + \beta_{2b} \right) \cos(\beta_{2,bl}) \sin \gamma_2 - \frac{t_2}{s_2 \cos \beta_{2b}} \quad (4.39)$$

Donde γ_2 armoniza la transición entre compresores axiales y centrífugos, en los centrífugos puros este ángulo es 90° por lo que el término completo vale 1. Se divide el factor de deslizamiento en 3 componentes:

$$\sigma = 1 - \Delta\sigma_{\text{radial}} - \Delta\sigma_{\text{turn}} - \Delta\sigma_{\text{passage}} \quad (4.40)$$

El primero, refleja la carga debida a las fuerzas de Coriolis, es decir, para compresores axiales es 0, mientras que en compresores centrífugos es el término dominante. Modela el mismo efecto que las anteriores fórmulas.

El segundo plasma la influencia que tiene la curvatura del álabe. Es por esto que es función del ratio de cambio de la curvatura ($d\beta/dm$). En compresores radiales este puede ser positivo, negativo o nulo. También es función del coeficiente de flujo, es decir, del punto de funcionamiento del compresor. Cuanto mayor sea este (más flujo atraviesa el compresor), mayor será el deslizamiento. El razonamiento inverso se sigue en caso de que la variación de curvatura sea negativa (como en el compresor estudiado).

El tercer término modela la aceleración o difusión que sufre el flujo cerca de la salida. Como es muy pequeño en comparación con el resto se obvia, tanto el trabajo de Qiu como en el presente.

En el trabajo de Busemann de 1928 sobre el factor de deslizamiento, uno de los primeros, este estudió compresores con una ley de curvatura logarítmica, que anula el segundo término pues la variación del ángulo de salida es nula. Casi todos los trabajos posteriores se han basado en este, o en otros basados en el de Busemann. Esto, unido a la poca influencia del término en algunas otras configuraciones explica el éxito de los modelos pasados y el no contar con este parámetro [15].

La figura siguiente muestra la diferencia en los factores de deslizamiento para el compresor centrífugo de Eckardt de palas regresivas [15]. Es necesario señalar que dicho compresor es considerablemente mayor que el *BorgWarner* estudiado y tiene muchas más palas.

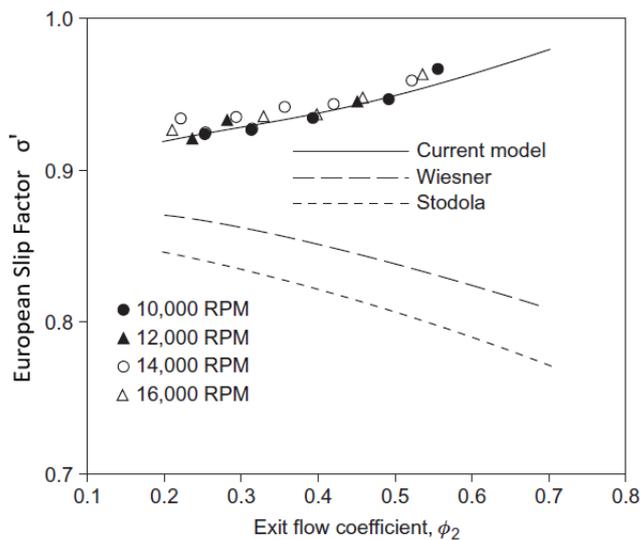


Fig. 4.7. Factor de deslizamiento, resultados empíricos y varios modelos. [15]

Es destacable el buen comportamiento del nuevo modelo y el bajo desempeño del resto de modelos. Se concluye por tanto que el coeficiente de flujo y la curvatura juegan un papel importante en el factor de deslizamiento.

La figura 4.7 muestra los resultado obtenidos con los modelos de Wiesner, Baskharone y Qiu en el compresor estudiado. Las curvas de las distintas revoluciones colapsan con el mismo coeficiente de flujo de salida.

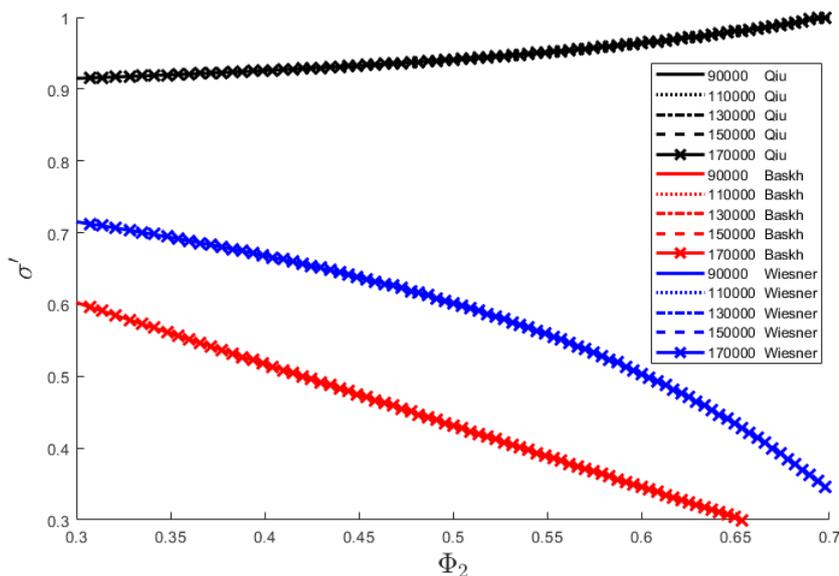


Fig. 4.8. Resultados del factor de deslizamiento

Se hace más evidente aún la mala caracterización de los modelos previos, que arrojan unas pérdidas que llegan incluso a anular el rendimiento. El factor de Qiu muestra una

evolución similar a los resultados empíricos de Eckardt, y a los propios cálculos de Qiu, suave y proporcional al coeficiente de flujo.

El trabajo ya citado de C. Stuart [8] muestra aún así ciertas deficiencias del modelo de Qiu en compresores de automóviles. Aunque es interesante dicho trabajo, especialmente porque analiza compresores de coche similares en tamaño al *BorgWarner 54389700001*; como ya se expuso, el empirismo del cálculo de la extensión de la estela (que no se puede validar en el actual) junto con la indeterminación del punto de desprendimiento de la capa límite imposibilitan la implementación del modelo.

4.3.2. Pérdidas por incidencia

Siguiendo el mismo proceder que con el deslizamiento se presentan varios modelos que caracterizan las pérdidas por incidencia con el objetivo de justificar la elección del más adecuado.

Las pérdidas por incidencia se deben a la diferencia entre el ángulo de los álabes de entrada ($\beta_{1,bl}$) y el ángulo de entrada del flujo. Conocida la velocidad de entrada, que en el caso presente $c_1 = c_{1,m} = w_{1,m}$, y la velocidad periférica u_1 , el ángulo de entrada se obtiene directamente. Asumiendo que el flujo se adapta instantáneamente al ángulo del álabe, se produce un cambio en la velocidad relativa, de w_1 a $w_{1,bl}$. En base a esto existen varios modelos que intentan cuantificar la cantidad de movimiento asociada a la componente tangencial de la velocidad relativa se ha perdido como consecuencia de la adaptación.

Del libro de Watson y Janota [16], estas se pueden introducir como una diferencia de entalpía:

$$\Delta h_{inc} = \frac{w_{1,u}^*{}^2}{2} \quad (4.41)$$

En la siguiente figura se puede ver a que velocidad $w_{1,u}^*$ se refiere.

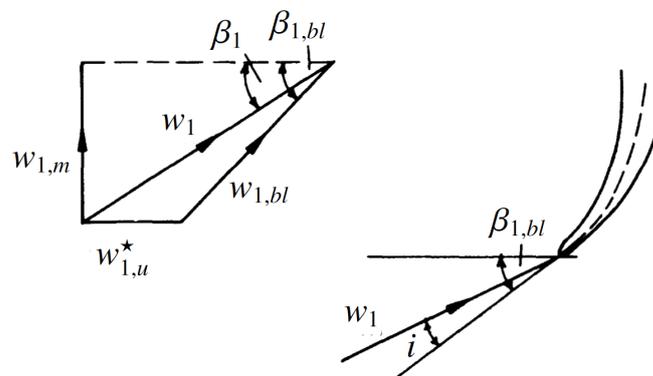


Fig. 4.9. Cambio en la velocidad relativa de entrada. Incidencia. [16]

A partir del esquema se define $w_{1,u}^*$:

$$w_{1,u}^* = u_1 - c_{1,u} - \frac{1}{\tan \beta_{1,bl}} c_{1,m} \quad (4.42)$$

R. Van den Braembussche [4] propone: a la entrada del rodete se produce una aceleración, que se considera isentrópica, como consecuencia del bloqueo generado por la presencia de los álabes más la capa límite. En primera aproximación se considera solo el bloqueo generado por los álabes (ϵ_{kb}):

$$\epsilon_{kb} = \frac{t_{bl}Z}{2\pi R_1} \quad (4.43)$$

Pasando la velocidad media a ser: $V_{m1bl} = V_{m1}/(1 - \epsilon_{kb}/\cos \beta_{1bl})$. Es decir, existirá una incidencia óptima de entrada de manera que debido a la aceleración debida a los álabes, la incidencia final acabe siendo justo la de los propios álabes. Calculándose la misma:

$$\tan i_{kb1} = \frac{\epsilon_{kb} \sin \beta_{1bl}}{1 - \epsilon_{kb} \cos \beta_{1bl}} \quad (4.44)$$

Pudiendo así definir las pérdidas por incidencia [17]:

$$\Delta h_{inc} = \left[0,833 \left(\frac{i - i_{opt}}{C^{te} \Delta i} \right)^2 + 0,1667 \frac{i - i_{opt}}{C^{te} \Delta i} \right] \frac{W_{1,Tip}^2}{2} \quad (4.45)$$

Donde se interpreta la incidencia como positiva con menor flujo del óptimo y viceversa. C^{te} es una constante que vale 2.5 para incidencias mayores de la óptima, y 2 para menores.

La figura siguiente muestra las pérdidas, como cambio de entalpía respecto al cambio de entalpía total isentrópico, de los dos modelos implementados para distintos regímenes en función de l coeficiente de flujo a la salida.

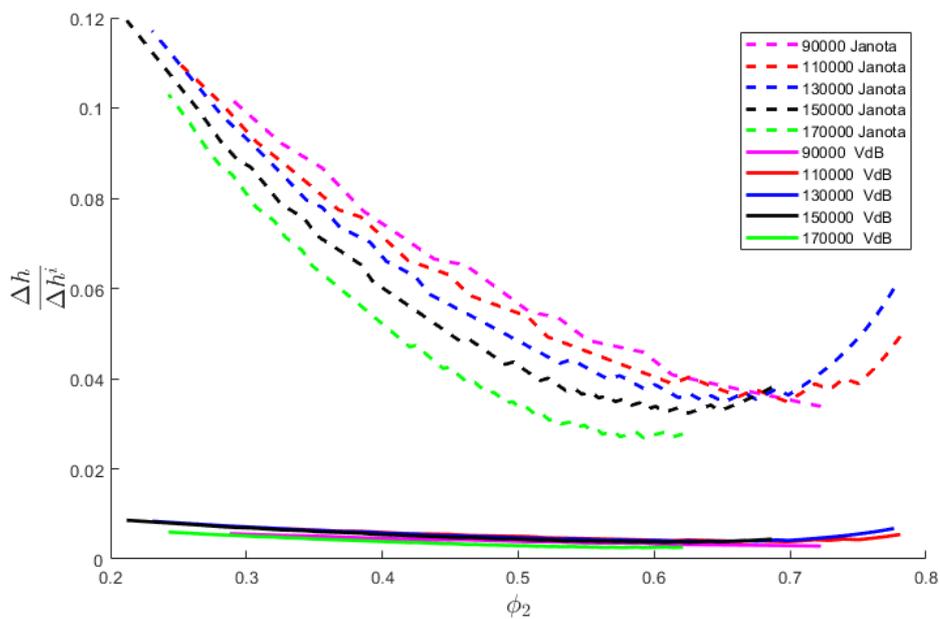


Fig. 4.10. Pérdidas por incidencia

El modelo implementado en el modelo es el de Watson y Janota, que coincide con el modelo elegido por Jorge, pues el modelo de R. Van den Braembussche resulta en unas pérdidas demasiado pequeñas comparándolas con otros trabajos.

4.3.3. Pérdidas por fricción

Si bien el modelo unidimensional no contempla la viscosidad del fluido, la condición de no deslizamiento (que es consecuencia de la acción de las fuerzas viscosas entre el metal y el aire) sobre las paredes es necesario tenerla en cuenta. Esta establece que la velocidad en las paredes es nula, es decir, perpendicularmente a cualquiera de las paredes existe un gradiente de velocidades que termina con velocidad nula justo en la propia pared. Esta zona del dominio se conoce como capa límite.

Este fenómeno causa pérdidas de presión total que es conveniente incluir y se conocen como pérdidas de fricción o de fricción aerodinámica. Si bien el modelado de este fenómeno es un método sencillo de incluir los fenómenos viscosos en primera aproximación, el método propuesto por Gravidhal [18] no contempla el espesor de la capa límite ni su tendencia, en cambio se fijan como parámetros la geometría del compresor, la velocidad del fluido y un factor de fricción que depende del número de Reynolds. En el mencionado trabajo se propone la siguiente ecuación:

$$\Delta h = C_h \frac{L_H}{D_H} \frac{w_{1,bl}^2}{2} \quad (4.46)$$

Donde L_H es la longitud hidráulica media del canal, D_H el diámetro hidráulico medio del canal, $w_{1,bl}$ la velocidad relativa en la dirección del álabe (la teórica) y C_h el coeficiente de fricción superficial. Existen varias fórmulas en la bibliografía para calcular la longitud media del camino recorrido por el aire dentro del rodete. También se midió preliminarmente $27,5mm$ en el encastre y $23mm$ en la punta, pero esta longitud no considera los fenómenos tridimensionales del flujo que alteran el recorrido total de una partícula. R. Van den Braembussche [4], al igual que Jansen [19], propone:

$$L_H \approx \frac{1}{2} \left(\Delta X + R_2 - \frac{(R_{1,hub} + R_{1,tip})}{2} \right) \frac{\pi}{2} \frac{1}{\cos \frac{(\beta_1 + \beta_{2,bl})}{2}} \quad (4.47)$$

Mientras que el diámetro hidráulico medio D se define como:

$$D = \frac{4A}{a} \quad (4.48)$$

Donde A es el área de paso medio y a el perímetro medio. Es decir, los valores medios de entrada y salida.

El factor de fricción depende del número de Reynolds y de la rugosidad de las paredes. Sin embargo, como esta no es muy marcada (para reducir la fricción) se desecha del

cálculo. La fórmula del número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho c D}{\mu} \quad (4.49)$$

Para número de Reynolds menores de 10^5 , el factor de fricción se puede calcular con la expresión de Blasius:

$$f = 0,3164(Re)^{-0,25} \quad (4.50)$$

El número de Reynolds en el compresor es del orden de 10^5 , pero lo supera, se debería usar entonces la ecuación propuesta por Prandtl y Von-Karman que necesita de las funciones de Lambert [3]. Debido al tiempo que necesitan estas funciones para su resolución, se acepta la formulación propuesta por Gravidhal donde una vez superado el número de Reynolds 10^5 , el factor de fricción se puede modelar como:

$$C_h = 4f \quad (4.51)$$

Por último, la inclusión de $w_{1,b} = c_1 / \sin(\beta_{1,bl})$ cambia entre la bibliografía consultada. Jansen [19] y Oh [12] proponen respectivamente:

$$\bar{W} = \frac{2w_2 + w_{1,tip} + w_{1,hub}}{4} \quad (4.52)$$

$$\bar{W} = \frac{c_{1,tip} + c_2 + w_{1,tip} + 2 \cdot w_{1,hub} + 3 \cdot W_2}{4} \quad (4.53)$$

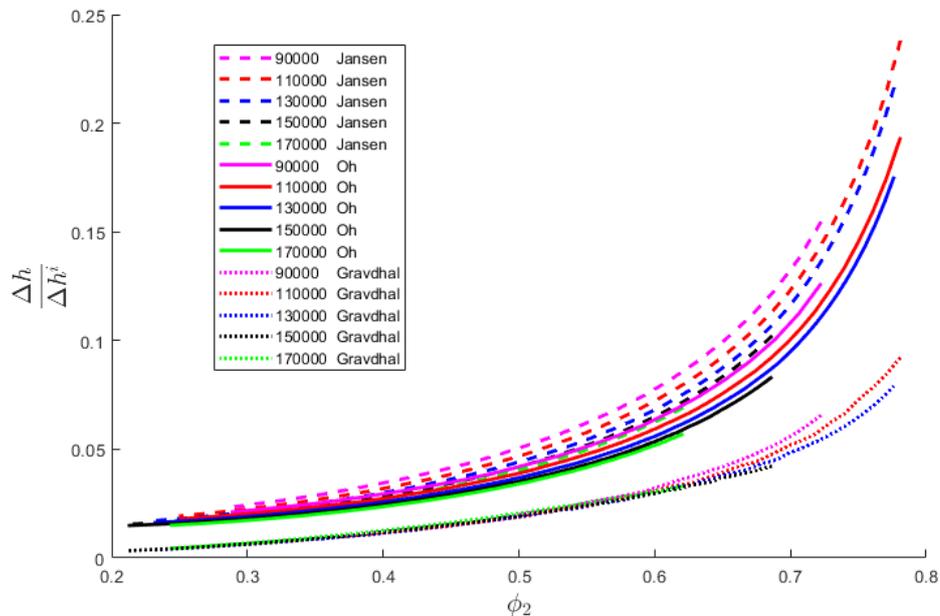


Fig. 4.11. Pérdidas por fricción aerodinámica

Los tres modelos entregan resultados similares y siguen una evolución paralela. Sin resultados que validen uno de los modelos en especial, se ha elegido el modelo de Jansen

debido a que la combinación del mismo con el resto de pérdidas caracteriza óptimamente el compresor.

4.3.4. Pérdidas por flujo intersticial

Entre la carcasa y el propio rodete existe un espacio destinado a evitar el roce entre ambos componentes, que se conoce como intersticio, pero por este también pasa fluido de la zona de presión a la succión de un mismo álabe. Cuanto menor sea el intersticio, menor serán las pérdidas y mayor el riesgo de que rocen los componentes. Debido a las fuerzas centrífugas y axiales el intersticio es función de la condición concreta de operación.

Además de afectar al rendimiento, este flujo secundario en ocasiones es el responsable de ciertas inestabilidades, especialmente cuando aparecen ondas de choque cerca de la punta de los álabes. Existen varios modelos que caracterizan las pérdidas causadas por el flujo intersticial.

Algunos se basan en cuantificar la cantidad de gasto másico que se “cuela” por el intersticio [20]:

$$\dot{m}_l = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \delta_{cl} \cdot L_H \cdot Z \quad (4.54)$$

Donde δ_{cl} es la medida aproximada del intersticio en parado, o en caso de contar con ello la evolución del mismo con el régimen y Z el número de palas (contando con los *splitters* en función de su tamaño). El resto de parámetros ya han sido definidos. Se calcula una pérdida de presión como consecuencia de la energía perdida directamente del gasto másico calculado que pasa por el intersticio:

$$AP = \left(\frac{T_{2,t} - \frac{1}{2c_p} \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}} u_1^2}{T_{2,t}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.55)$$

Pampreen [21] propone un modelo más sencillo basado en una pérdida de eficiencia:

$$\Delta\eta_{cl} = 0,3 \frac{\delta_{cl}}{b} \quad (4.56)$$

Baskharone propone también una pérdida de eficiencia:

$$\eta_L/\eta_{cr} = 1 - (1 - \eta_{cr}) \left(\frac{Re_{cr}}{Re} \right)^n \quad (4.57)$$

Donde η_L es la eficiencia de la etapa incluyendo el flujo intersticial, Re es el número de Reynolds, Re_{cr} es el número crítico de Reynolds ($1,15 \cdot 10^6$) y η_{cr} es la eficiencia correspondiente al número crítico de Reynolds definida:

$$\eta_{cr} = 0,7113 - 0,1415 \frac{\delta_{cl}}{R_{1,tip} - R_{1,hub}} - 0,6189 \left(\frac{\delta_{cl}}{R_{1,tip} - R_{1,hub}} \right)^2 \quad (4.58)$$

Y por último, el exponente (n) se define:

$$n = 7,189 - 30,389 \frac{\delta_{cl}}{R_{1,tip} - R_{1,hub}} - 101,583 \left(\frac{\delta_{cl}}{R_{1,tip} - R_{1,hub}} \right)^2 \quad (4.59)$$

R. Van den Braembussche [4] caracteriza las pérdidas debidas al flujo que atraviesa el intersticio entre los álabes se calcula como una pérdida de entalpía:

$$\Delta h_{cl} = 2,43 \frac{\delta_{cl}}{b_2} \left(1 - \frac{R_{1,tip}^2}{R_2^2} \right) U_2^2 \quad (4.60)$$

La figura 4.11 muestra un buena idea de qué dimensiones están involucradas.

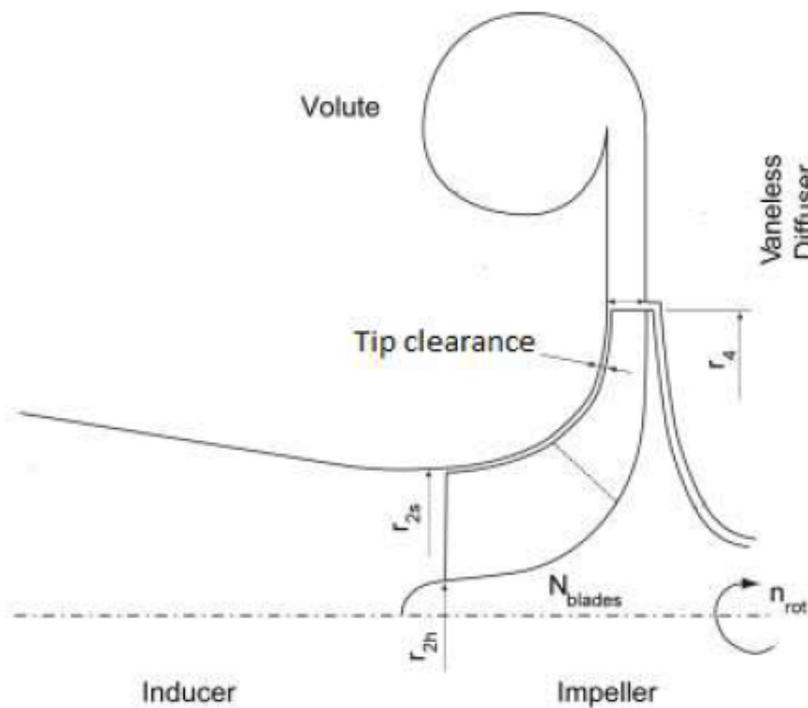


Fig. 4.12. Intersticio en un compresor centrífugo. [3]

Los resultados obtenidos con los 4 modelos estudiados se presentan en la figura siguiente. Debido a los excesivos resultados del modelo de R. Van den Braembussche no se aprecia correctamente el resto de pérdidas. Se descarta este y el modelo propuesto en el trabajo base debido a que las pérdidas son prácticamente nulas con el mismo. Se incluye una gráfica más de los dos modelos restantes.

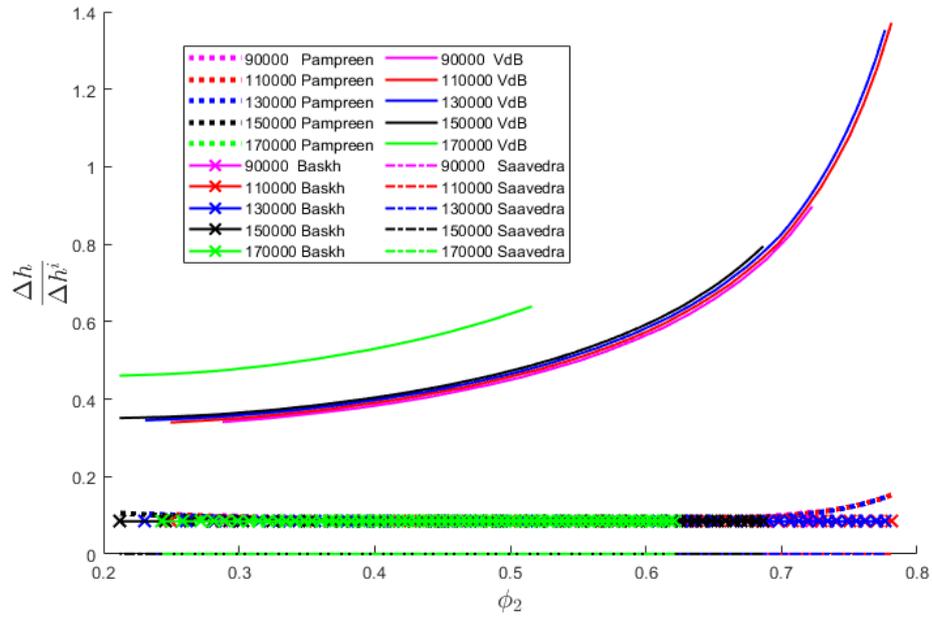


Fig. 4.13. Pérdidas por flujo intersticial.

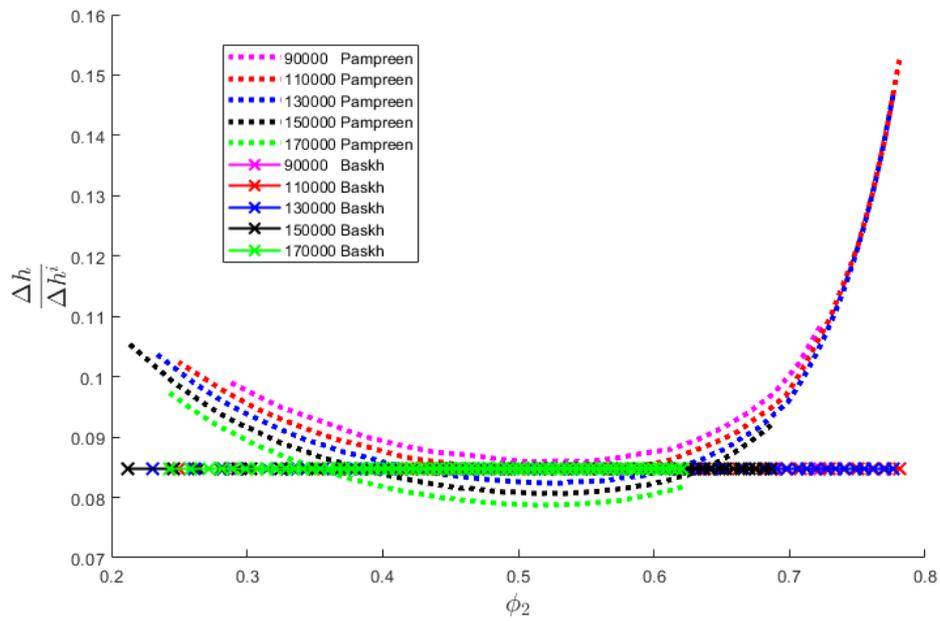


Fig. 4.14. Pérdidas por flujo intersticial. (2)

Debido a la formulación del modelo de Pampreen, como una diferencia de eficiencia, y a los peores resultados que da dicho modelo, las pérdidas por flujo intersticial se caracterizan con el modelo de Baskharone.

4.3.5. Pérdidas por carga

El flujo a través del rodete, y por tanto las capas límite también, se ve obligado a vencer un gradiente de presiones adverso. Si dicho gradiente es demasiado elevado, la energía con la que cuenta el flujo a la entrada es insuficiente desembocando en desprendimientos de la capa límite (tras un prolongado crecimiento de la misma); de manera similar al mecanismo de bombeo. Pero esta condición hace que, antes de entrar en bombeo ya conlleve una cierta pérdida de rendimiento. Gravdhal caracteriza estas pérdidas como una pérdida de eficiencia del 3 % constante. Otros, como J.E. Coppage [22], relacionando el crecimiento de la capa límite con la difusión del fluido en el propio rodete, propone la ecuación:

$$\Delta h = 0,05 \cdot D_f^2 \cdot u_2^2 \quad (4.61)$$

Donde el factor de difusión (que mide la variación de la velocidad relativa) se define:

$$D_f = 1 - \frac{W_2}{W_{1,tip}} + \frac{0,75\Delta h_{Euler}/U_2^2}{\left(W_{1,tip}/W_2\right)\left[(Z/\pi)\left(1 - D_{1,tip}/D_2\right) + 2D_{1,tip}/D_2\right]} \quad (4.62)$$

Aungier [14] propone una pérdida de presión también basada en la difusión del fluido dentro del compresor:

$$AP = 1 - \frac{\frac{1}{2}w_2^2\rho_2\left(\frac{\Delta w}{w_1}\right)^2\frac{1}{24}}{P_{1,t}} \quad (4.63)$$

Donde Δw cuantifica la difusión de manera similar a D_f en la fórmula de Coppage.

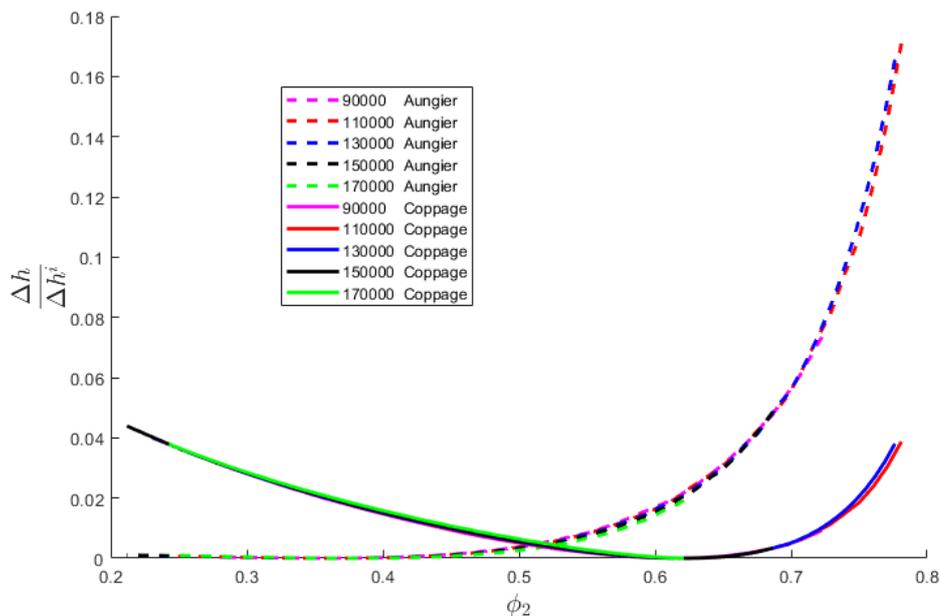


Fig. 4.15. Pérdidas por carga.

En el cálculo se ha usado el modelo de Coppage debido a que la definición de Δw de Aungier es compleja y necesita de parámetros geométricos no disponibles, habiéndose

usado una estimación siguiendo el trabajo de Jorge. Además, siguiendo el razonamiento físico las pérdidas por carga deberían aumentar conforme aumenta la carga. Esto ocurre con bajos coeficiente de flujo.

4.3.6. Pérdidas por mezcla a la salida

A la salida del rodete en dirección al difusor, el flujo principal se mezcla con las capas límite, donde la velocidad es considerablemente menor. Aungier [14] modela estas pérdidas suponiendo cierta parte del fluido estancado (estela), que se mezcla con el fluido de la corriente libre:

$$\Delta h = 0,5 (W_{SEP} - W_2)^2 \quad (4.64)$$

Donde

$$W_{SEP} = \frac{W_2 \cdot D_{eq}}{2} \quad (4.65)$$

Por la dificultad en el cálculo del factor de difusión equivalente (D_{eq}), que guarda relación con el Δw de las pérdidas por carga, se ha estimado consultando la bibliografía citada

Como no se han estudiado modelos alternativos, los resultados se presentan más adelante comparándolos con el resto de pérdidas.

4.3.7. Pérdidas por fricción en el disco

Cuando un cuerpo circular gira en un fluido, debido a la viscosidad del propio fluido se producen tensiones de cizalladura en la superficie proporcionales al coeficiente de fricción, que depende del número de Reynolds y de la rugosidad del metal. La rugosidad se desprecia una vez más. En el compresor estos esfuerzos se dan en la cara posterior del rodete.

Daily y Nece propusieron la siguiente ecuación [23]:

$$\Delta h_{df} = f_{df} \frac{\bar{\rho} R_2^2 U_2^3}{4\dot{m}} \quad (4.66)$$

Donde:

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad (4.67)$$

$$f_{df} = \begin{cases} \frac{2,67}{Re_{df}^{0,5}}, & Re_{df} < 3 \times 10^5 \\ \frac{0,0622}{Re_{df}^{0,2}}, & Re_{df} \geq 3 \times 10^5 \end{cases} \quad (4.68)$$

$$Re_{df} = \frac{U_2 R_2}{\nu_2} \quad (4.69)$$

M.R. Galvas [24], de manera similar, propone:

$$\Delta h_{df} = 0,01356 \frac{\rho_2}{\dot{m} Re^{0,2}} D_2^2 u_2^3 \quad (4.70)$$

Los resultados de ambos modelos, como se puede comprobar en la figura siguiente, siguen distribuciones paralelas; sin embargo, las pérdidas caracterizadas por Galvas son mayores.

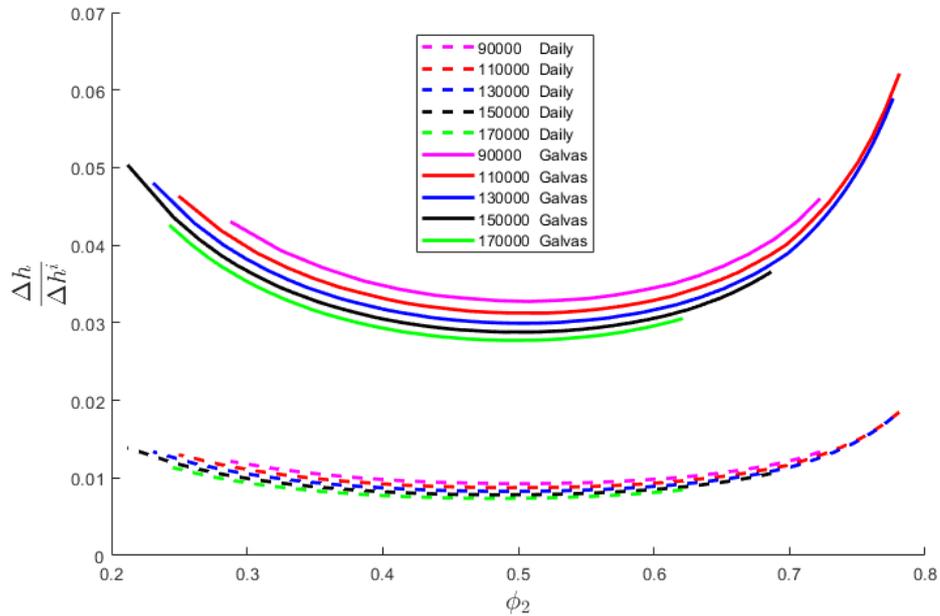


Fig. 4.16. Pérdidas por fricción en el disco.

Se ha elegido el segundo modelo debido a una mejor combinación con el resto de pérdidas.

4.3.8. Pérdidas por recirculación

La recirculación representa el trabajo adicional que se ha realizar sobre el fluido que no tiene energía suficiente para soporta el gradiente de presiones adverso y se queda en el propio rodete en lugar de salir hacia el difusor. Conforme la relación de compresión aumenta, para un mismo régimen, se observa una acusada reducción del gasto másico. Esto es equivalente a decir que conforme aumenta la relación de compresión la cantidad de trabajo asociado aumenta, reduciéndose el gasto másico. Es decir, conforme aumenta la relación de compresión, el gradiente de presiones adverso es mayor por lo que hay más parte del flujo que recircula.

De la misma manera que las pérdidas por carga, la recirculación depende de la difusión en el rodete, una excesiva difusión llevaría a desprendimientos que se traducirían en recirculación.

Coppage [22] propone, contando con el factor de difusión presentado en las pérdidas

de carga, la siguiente ecuación:

$$\Delta h = 0,020 \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_2\right) \cdot D_f \cdot u_2^2 \quad (4.71)$$

Estas pérdidas son muy dependientes del ángulo de salida absoluto del flujo ($\pi/2$ es la corrección necesaria debida al criterio de ángulos elegido), siendo muy pequeñas con alto flujo (α_2 grande) y convirtiéndose en las más elevadas con flujo másico reducido (α_2 pequeño) debido a la inclusión de la tangente. Consiguiendo de esta manera que las pérdidas sean importantes solo cuando el gradiente de presiones es grande.

A partir del modelo de Coppage, Oh [12] propuso la fórmula siguiente buscando un aumento más rápido de las pérdidas cuando el gasto se reducía a cierto valor:

$$\Delta h = 8 \cdot 10^{-5} \sinh\left(3,5\alpha_2^3\right) D_f^2 U_2^2 \quad (4.72)$$

Rodgers [17] y Jansen [19] proponen respectivamente:

$$\Delta h = 0,032 \left(\frac{u_2}{c_{1,m}}\right)^2 u_2^2 \quad (4.73)$$

$$\Delta h = 0,02 \sqrt{\tan(\alpha_2)} D_f^2 u_2^2 \quad (4.74)$$

Del modelo de Rodgers resultan pérdidas demasiado elevadas, y además no sigue el razonamiento físico expuesto. Por ello no se ha incluido en la gráfica siguiente.

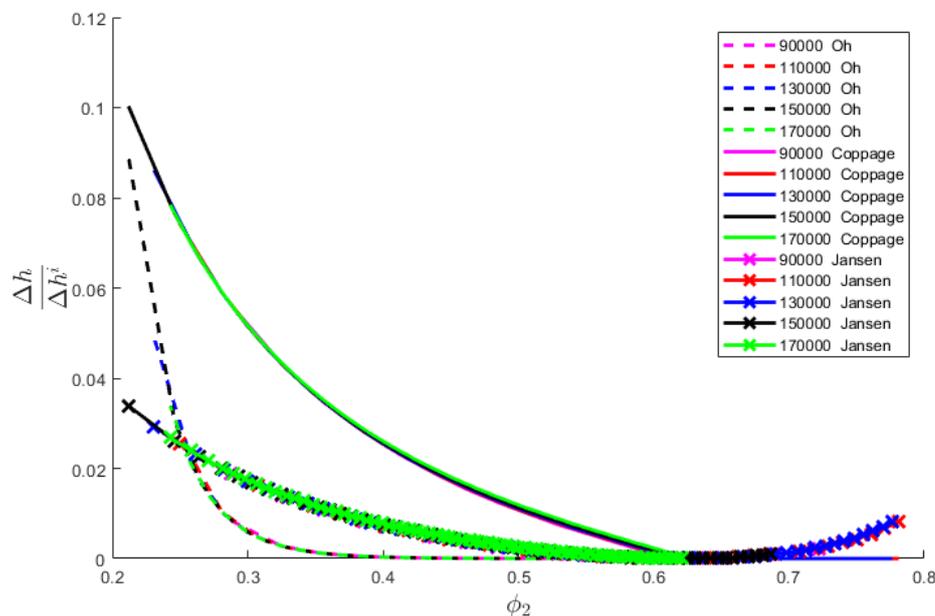


Fig. 4.17. Pérdidas por recirculación.

En comparación con los resultados obtenidos por Oh, que se muestran en la figura 4.18, el aumento acelerado en las pérdidas por recirculación debido al gradiente de presiones lo recoge mejor el modelo de Coppage. Por ello, siguiendo el desarrollo de Oh, se utiliza el modelo de Coppage.

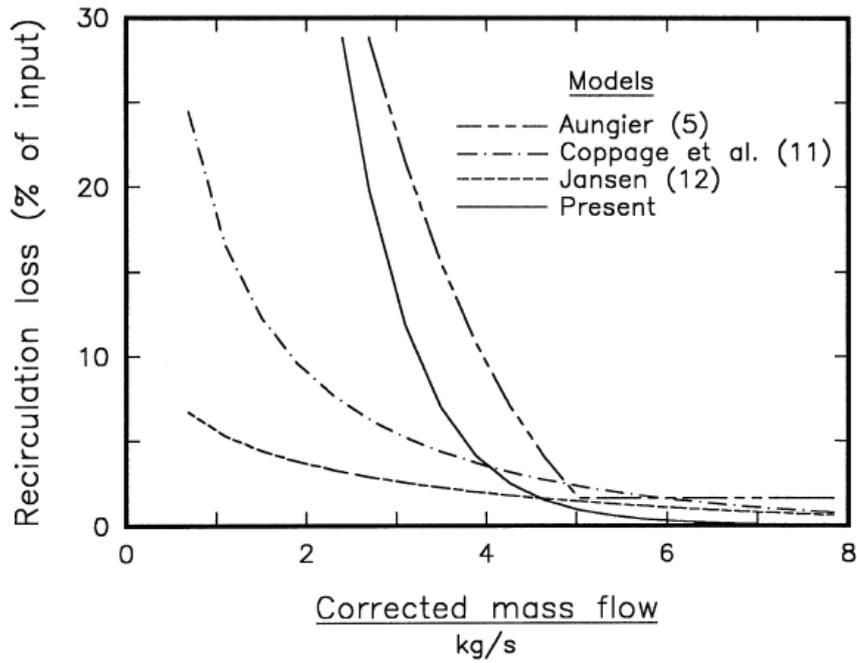


Fig. 4.18. Pérdidas por recirculación, por Oh [12]

4.3.9. Pérdidas por fugas

Existen fugas por las distintas juntas que envuelven el rodete, incluso con los sellos de laberinto típicos, cierta parte del gasto escapa por los mismos. La figura siguiente muestra esquemáticamente en que consisten estos y los parámetros geométricos que los definen.

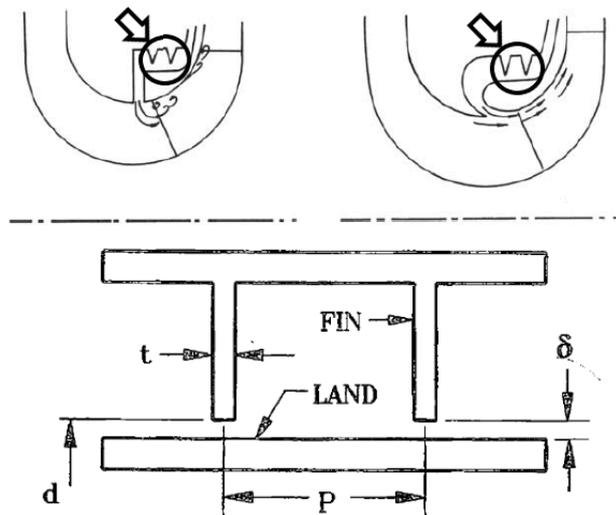


Fig. 4.19. Sello de laberinto. [14] y [4]

Aungier [14] propone una fórmula en la que las pérdidas se calculan a partir de la relación de gasto másico que escapa por el sello. Para esto es clave obtener la diferencia

de presión a ambos lados del sello. La ecuación, recogida por Oh [12], es:

$$\Delta h_{1k} = \frac{\dot{m}_{cl} \cdot u_{cl} \cdot u_2}{2\dot{m}} \quad (4.75)$$

Donde:

$$\begin{aligned} u_{cl} &= 0,816 \sqrt{(2\Delta P_{cl}/\rho_2)} \\ \Delta P_{cl} &= \frac{\dot{m} \{r_2 c_{u2} - (r_1 c_{u1})_m\}}{Z\bar{r}L_H} \\ \bar{R} &= \frac{R_1 + R_2}{2} \\ \bar{h} &= \frac{h_1 + h_2}{2} \\ \dot{m}_{cl} &= \rho_2 Z \delta_{cl} L_H u_{cl} \end{aligned} \quad (4.76)$$

Como no se han implementado más modelos, como en las pérdidas por mezcla a la salida, los resultados se exponen con el resto de pérdidas.

4.3.10. Comparación de pérdidas

En el código se usan los modelos óptimos, pero se puede elegir qué modelo usar y observar la evolución de cada uno.

Siguiendo el criterio de Oh [12], se dividen las pérdidas en internas y parásitas. La tabla siguiente recoge los modelos implementados.

Pérdida	Tipo	Modelo
Deslizamiento	-	Qiu
Incidencia	Interna	Watson y Janota
Fricción Aerodinámica	Interna	Jansen
Flujo Intersticial	Interna	Bashkarone
Carga	Interna	Coppage
Mezcla	Interna	Aungier
Fricción Disco	Parásita	Galvas
Recirculación	Parásita	Coppage
Fugas	Parásita	Aungier

TABLA 4.3. CLASIFICACIÓN DE PÉRDIDAS

En el trabajo de P. Harley y S. Spence [25] se estudia la influencia de cada una de las pérdidas caracterizadas por Oh como una fracción del salto de entalpía teórico. El factor de deslizamiento lo calculan mediante la fórmula de Qiu en vez de la de Wiesner que usa Oh. Las figuras siguientes muestran la evolución de las pérdidas internas y parásitas para dos regímenes distintos.

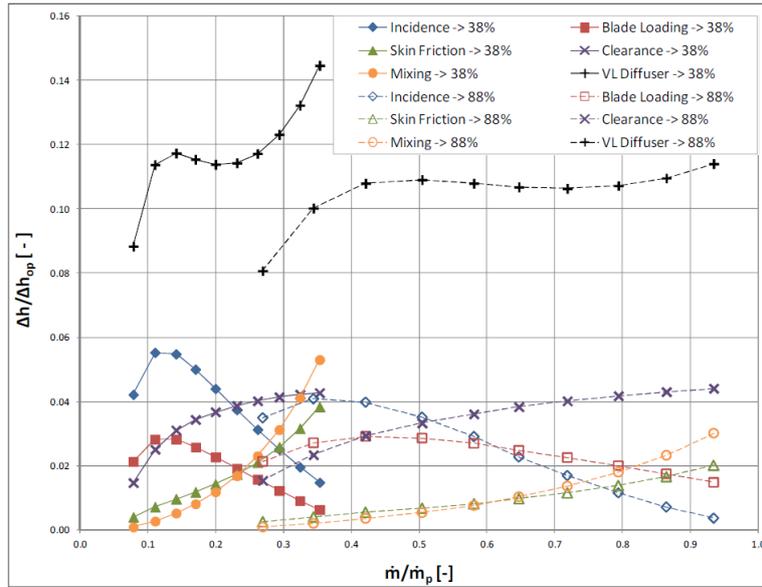


Fig. 4.20. Pérdidas internas para dos regímenes (38 % y 88 % sobre el máximo). [25]

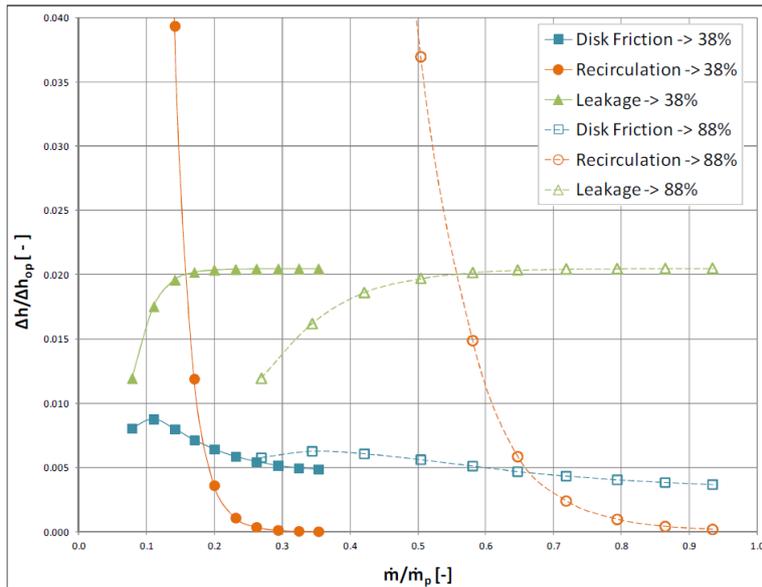


Fig. 4.21. Pérdidas parásitas para dos regímenes (38 % y 88 % sobre el máximo). [25]

Se presentan los resultados obtenidos con el código programado de manera que se puedan comparar y validar los resultados. En el modelo actual el deslizamiento se modela como una pérdida más y no se han caracterizado las pérdidas en el difusor. Se presentan 4 gráficas, dividiendo las pérdidas en internas y parásitas y estudiándolas en dos regímenes, 110000 y 170000 rpm.

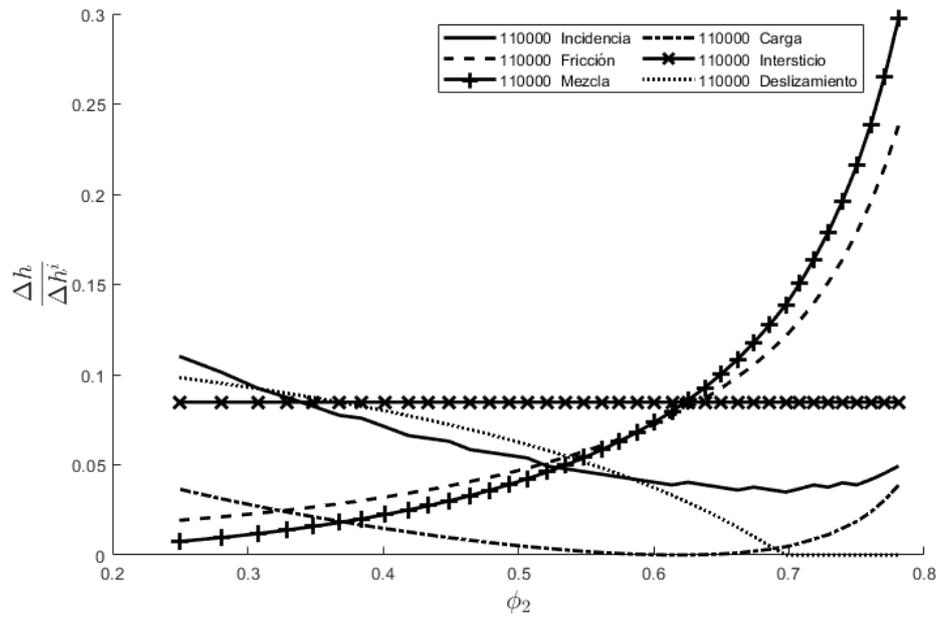


Fig. 4.22. Pérdidas internas, 110000 rpm.

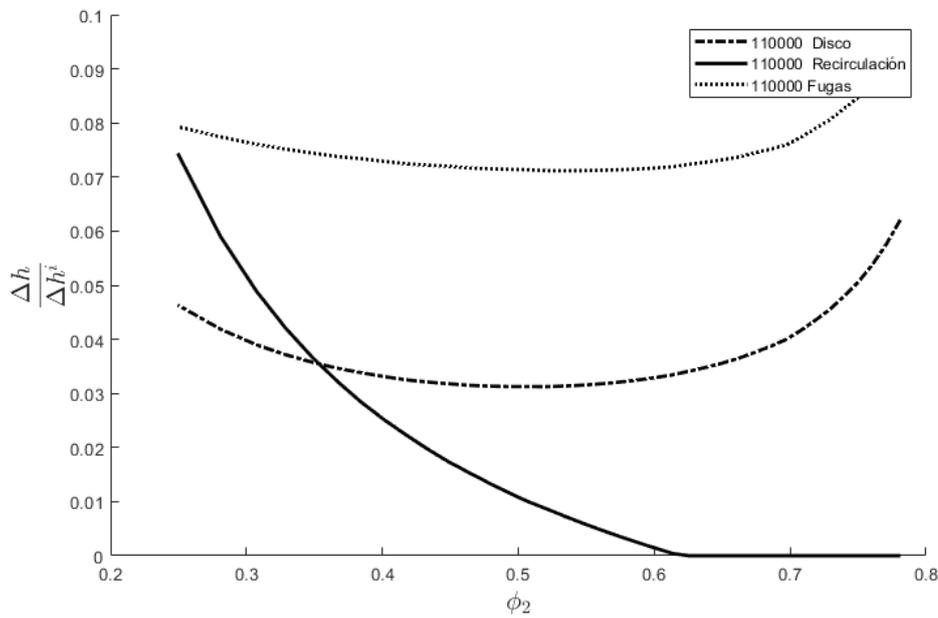


Fig. 4.23. Pérdidas parásitas, 11000 rpm.

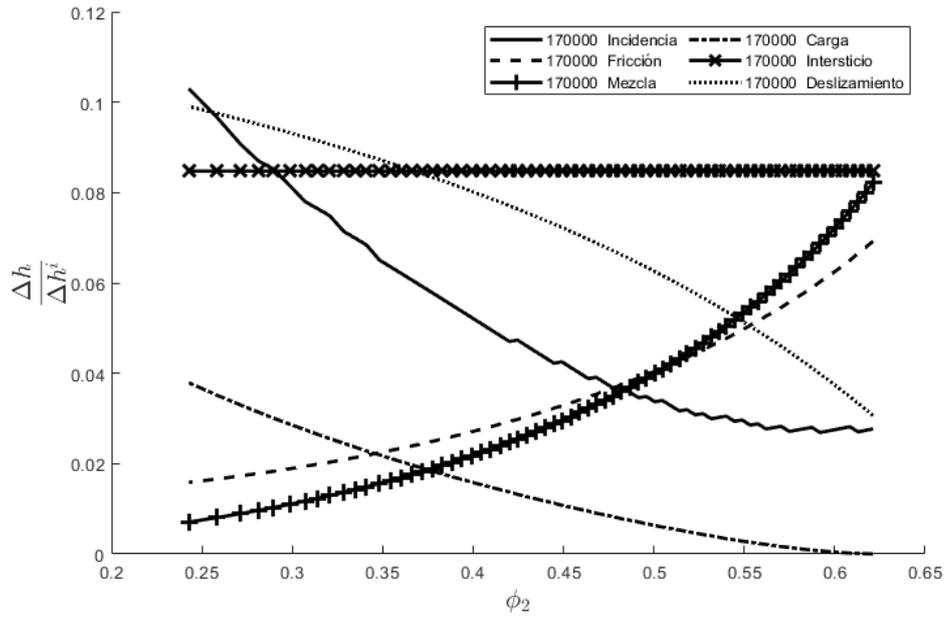


Fig. 4.24. Pérdidas internas, 170000 rpm.

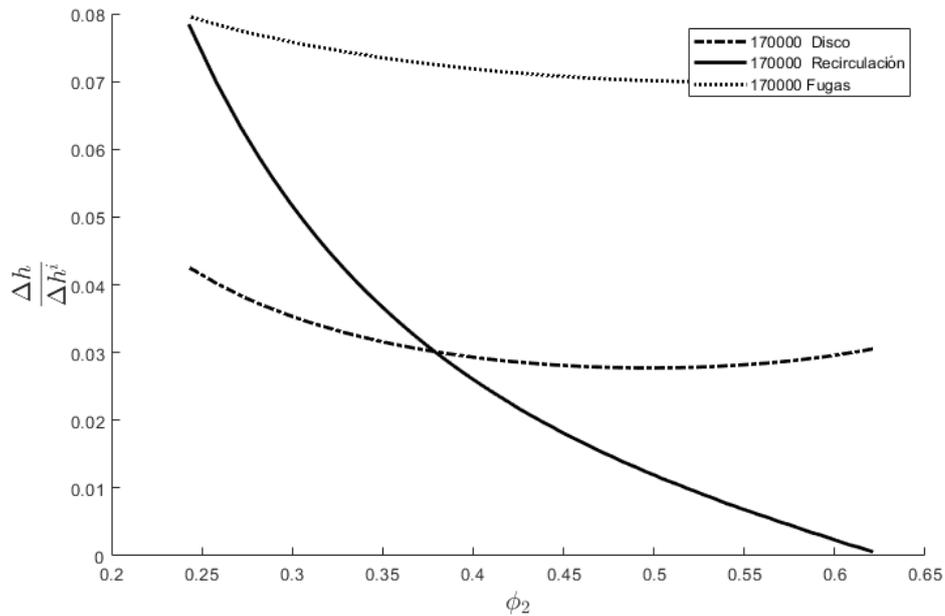


Fig. 4.25. Pérdidas parásitas, 170000 rpm.

Los resultados obtenidos presentan distribuciones muy similares a los de P. Harley y S. Spence. Más importante aún es que las proporciones entre pérdidas a un mismo régimen, y para una pérdida entre régimen son semejantes.

Por ejemplo, las pérdidas de fricción y mezcla a un régimen medio-bajo crecen con el coeficiente de flujo (que es similar al gasto másico) alcanzando una relevancia notoria hacia los valores más elevados de este. A alto régimen, muestran una evolución análoga,

pero no son tan influyentes. Otro buen ejemplo es la incidencia o las fugas; esta última pérdida es la responsable de que el modelo detecte gastos negativos en los resultados a elevadas relaciones de compresión (anulando así el resultado). En la gráfica pese a que se observa el aumento exponencial inversamente proporcional al coeficiente de flujo, parece no tan grande comparado con las otras dos pérdidas parásitas; pero no se corresponde con la realidad. La evolución es muy similar a la mostrada por P. Harley.

Sin embargo, existen también diferencias entre ambos resultados. Las pérdidas internas por flujo intersticial muestran una distribución uniforme para un mismo régimen; a diferencia de la evolución en el trabajo de P. Harley. Pero el modelo de pérdidas por flujo intersticial no es el mismo que el que implementa el mencionado trabajo, siendo esta la razón parcial de ciertas discrepancias.

El código permite representar estas mismas gráficas en función de el ratio de presiones o el gasto másico, así como comparar las pérdidas internas con las parásitas a cualquier régimen o representar la pérdida como una pérdida de presión. Se incluye también los resultados de las pérdidas totales para cada régimen:

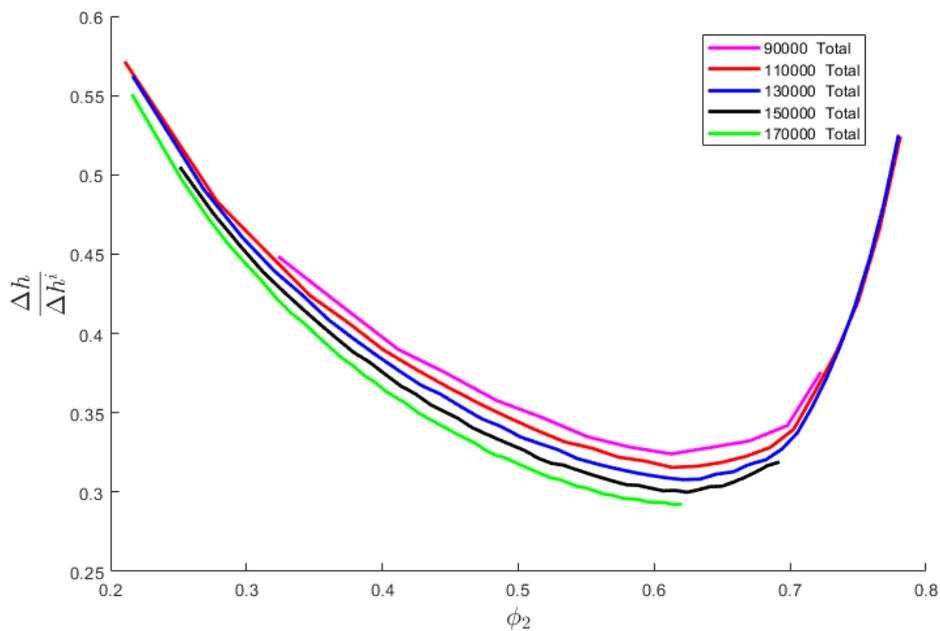


Fig. 4.26. Pérdidas totales

Se han conseguido subsanar la serie de errores del código base y referenciar, y así validar relativamente, los resultados obtenidos. Además, como se muestra más adelante, el mapa de compresor obtenido se valida con los resultados experimentales previos.

5. CHOQUEO

El choqueo es un fenómeno que aparece cuando se alcanza el gasto másico máximo que el compresor admite. Este gasto másico vendrá limitado por la zona del compresor donde la combinación de área de paso, densidad y velocidad sea máxima. Coincide con el momento en el que el flujo alcanza velocidades sónicas en la zona mencionada.

En realidad, el choqueo aparecerá con gastos inferiores a los calculados teóricamente con el área de paso debido a la no uniformidad del flujo y el bloqueo debido a las capas límite. Para llevar a cabo una estimación precisa del área de garganta y de la evolución de las capas límite, que es fundamental para la caracterización del choqueo, es necesario un modelo preciso de la geometría del compresor. Modelo con el que no se cuenta en el trabajo presente y que implicaría una cantidad de trabajo no coherente con el objetivo de modelado sencillo y rápido. A lo largo del capítulo se explica como se ha estimado el área de garganta. En cuanto a las capas límite, la introducción realizada en el apartado de conceptos básicos sirve como base para la coherencia de los resultados con los fenómenos físicos involucrados.

En comparación con el bombeo, el choqueo a penas se ha estudiado, los mapas de compresor que incluyen una correcta caracterización de puntos de funcionamiento con relaciones de compresión que se acerquen a la unidad son contadas excepciones; y una rareza aquellos por debajo de la misma. Esto es debido a que la zona de baja relación de compresión y alto gasto másico es muy ineficiente y durante la operación no es común entrar en la misma. Su estudio y modelos presentados en los libros citados es igualmente pobre, incluso algunos ni lo tratan.

En conductos que giran como el rodete, alcanzar esta condición no significa necesariamente que no pueda incrementarse el flujo másico pues la velocidad de giro puede aumentar. Esto deriva en la necesidad de analizar separadamente la entrada, el rodete y el difusor, que son las tres zonas donde el choqueo puede darse.

Todo indica pues que más allá de motivos académicos, el choqueo no interesa a los fabricantes de compresores. La realidad es que el estudio de esta zona es complejo, especialmente en relaciones de compresión por debajo de la unidad pues no basta con abrir las válvulas de restricción a la salida del compresor en un banco de ensayo si no que es necesario crear una relación de presión negativa. Y, lo que es aún más relevante, en motores de automóviles (que incorporan compresores como el estudiado) existen situaciones dónde el motor puede forzar al compresor a entrar en esta zona de operación. Son esencialmente tres:

- Cuando el motor en frío exige empuje estacionario. La turbina no es capaz de extraer potencia de los gases fríos de salida, por tanto el motor absorbe el flujo, acelerándose el flujo en el compresor como si fuera una tobera.

- El uso del freno motor durante largos periodos, especialmente en bajadas. La explicación es similar a la del punto anterior.
- En sistemas de compresión de dos o más etapas, si existe algún desajuste entre ellas.

Uno de los principales problemas de que el compresor funcione en esta zona es la posibilidad de que el gradiente de presión permita o fuerce una dirección negativa del flujo de lubricante, entrando este en el compresor y pasando a continuación al motor.

En la entrada del rodete, el choqueo puede aparecer si se alcanzan velocidades sónicas en la garganta, situación que puede ocurrir con incidencias muy negativas (gran gasto) o con elevadas incidencias, álabes de gran espesor y un área de garganta pequeño. En ambos casos se produce una aceleración desde velocidades subsónicas hasta Mach unidad en la garganta, por lo que hay pocas pérdidas más allá de las de incidencia. El segundo tiene relación a su vez con el fenómeno de bombeo, por lo que se estudia esencialmente la situación de elevado gasto.

Estudios como el de O. Leufvén y L. Eriksson proponen un método para elaborar mapas de compresor que caractericen enteramente el funcionamiento del mismo mediante regresiones a partir de datos empíricos [6]. Sin embargo, pese a los buenos resultados alcanzados, el objetivo de este trabajo pasa por incluir el modelado físico del problema. Es por ello que se ha descartado cualquier caracterización mediante regresiones polinómicas basadas en datos empíricos.

Otros sistemas de control (E.C.U.) simplemente extrapolan las líneas de funcionamiento en las zonas de baja relación de compresión. Es importante diferenciar entre revoluciones reducidas y elevadas; en las primeras la línea de funcionamiento permanece relativamente plana hasta el choqueo, mientras que a altas velocidades existe una asíntota con una gran pendiente negativa. En el segundo caso, pequeñas variaciones del gasto másico implican grandes cambios de la relación de compresión, por tanto, el gasto másico ya no es un buen parámetro de entrada, el funcionamiento del compresor es distinto y el planteamiento del problema ha de cambiar. Muchos sistemas de control emplean una simple regresión lineal. La extrapolación omite la base física del problema y puede conducir a grandes errores en la potencia necesaria y gasto másico calculados.

M. V. Casey y M. Schegel [26] proponen un método unidimensional que cuenta con la física del problema, es capaz de estimar correctamente la línea de funcionamiento fuera y en la zona de choqueo y que no requiere de una definición precisa de la geometría del compresor. Muestra de la falta de estudios del choqueo es que un método así no se había propuesto hasta el citado, en 2009.

Estos proponen usar el coeficiente de flujo a la salida, pues el flujo volumétrico ($[m^3/s]$) de salida no para de aumentar, así se puede realizar mejor una extrapolación. Pero esto de momento no cuenta con la física del problema. Además, a partir del punto de choqueo, el coeficiente de flujo se define completamente por el ratio de densidades; a partir del cual despejan la eficiencia. Introducen también una forma interesante de calcu-

lar el área de garganta: a partir del último resultado obtenido para cada régimen donde se presenta choque (donde el gasto másico es máximo), se despeja el área. Con todo ello consiguen una mejor extrapolación del mapa en puntos no estudiados experimentalmente.

Pese a ser una extrapolación “con sentido físico”, se basa de igual manera en datos empíricos que extrapola y hace uso de herramientas matemáticas como la fórmula de Black-Scholes, siendo estos los motivos de la no implementación del método.

5.1. Caracterización

El código base incluye una muy preliminar caracterización del choque. Debido a la deceleración en la velocidad relativa y la aceleración en la absoluta a través del compresor se estudia solo el Mach absoluto a la salida.

La velocidad del sonido, y por tanto el Mach, se calcula:

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (5.1)$$

$$M_2 = \frac{c_2}{a_2} \quad (5.2)$$

De manera análoga se analiza en el presente trabajo el número de Mach absoluto y relativo (que es el determinante dentro del rodete) en entrada y salida. Completando aún más el modelo, y contando con el estudio preliminar de la entrada en el capítulo anterior, la entrada se divide en tres puntos a estudiar: el encastre, el radio medio y la punta. Las diferencias en la velocidad relativa, como consecuencia de la ausencia de álabes guía y la propia velocidad circunferencial, entre encastre y punta son grandes. Los gráficos siguientes recogen la evolución de los distintos Machs calculados.

Además, se puede definir el gasto por unidad de área máximo en el conducto de admisión y en la entrada y salida del rodete. De la definición de rotalpia, asumiendo flujo isentrópico y usando la ecuación de continuidad, se deriva la siguiente ecuación [2], que es una reordenación de los ecuación del *MFP*.

$$\begin{aligned} \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)_{max} &= \rho_{1,t} a_{1,t} \left(\frac{T}{T_{1,t}}\right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} = \rho_{1,t} a_{1,t} \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{u^2}{2c_p T_{1,t}}\right) \right]^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \\ &= \rho_{1,t} a_{1,t} \left[\frac{2 + (\gamma-1)u^2/a_{1,t}^2}{\gamma+1} \right]^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Donde $a_{1,t}$ es la velocidad del sonido utilizando condiciones totales. La misma fórmula reordenada se puede expresar [26]:

$$\phi_{t1,m\acute{a}x} = \frac{A}{D_2^2} \frac{1}{M_{u2}} \left\{ \frac{\left[2 + (\gamma-1) \left(D_{1,imp}/D_2 \right)^2 M_{u2}^2 \right]}{(\gamma+1)} \right\}^{\gamma+1/2(\gamma-1)} \quad (5.4)$$

El inconveniente de las fórmulas anteriores es que se necesita el área de garganta. Área del que no se tiene ni la localización ni el valor exacto como se explicó al comienzo del capítulo.

En una primera aproximación se asume que la garganta, perpendicular a la dirección del flujo, se encuentra en la entrada la propia entrada del rodete. La figura siguiente el área sombreada ayuda a la comprensión del concepto:

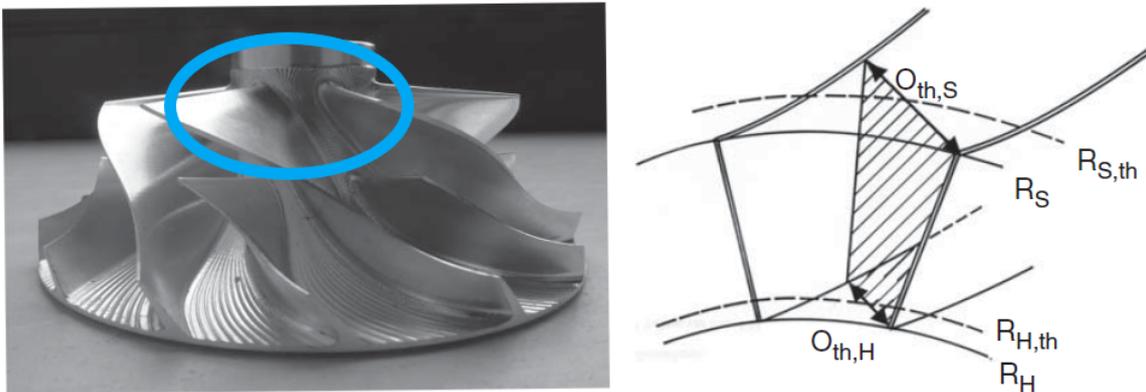


Fig. 5.1. Área de garganta. [4]

Teniendo en cuenta en el primer tramo del rodete, como se observa en las imagen esquemática del compresor adjuntada en el capítulo de introducción, el radio apenas cambia, el área de garganta se calcula:

$$A_{th} = A_1 \sin \beta_{1,bl} - t_{bl} \cdot (R_{1,tip} - R_{1,hub}) \cdot Z \quad (5.5)$$

El área de garganta depende por tanto del ángulo del metal en la entrada ($\beta_{1,bl}$) y del espesor de los propios álabes. Un incremento del primero aumenta el área de garganta al tiempo que aumenta la incidencia; por lo que si no aumenta la velocidad meridional el límite antes de bombeo es menor. Reducir el espesor de los álabes aumenta también el área de garganta, pero estructuralmente no se puede reducir infinitamente. Una solución de compromiso es el curvado de los álabes pues sin alterar la incidencia, aumenta el área de garganta. Sin embargo, no siempre desemboca en un aumento del gasto pues al girar desde la entrada hasta la garganta el perfil de velocidades es menos uniforme y el caudal másico siempre menor que el teórico a Mach unidad como se esquematiza en la figura siguiente:

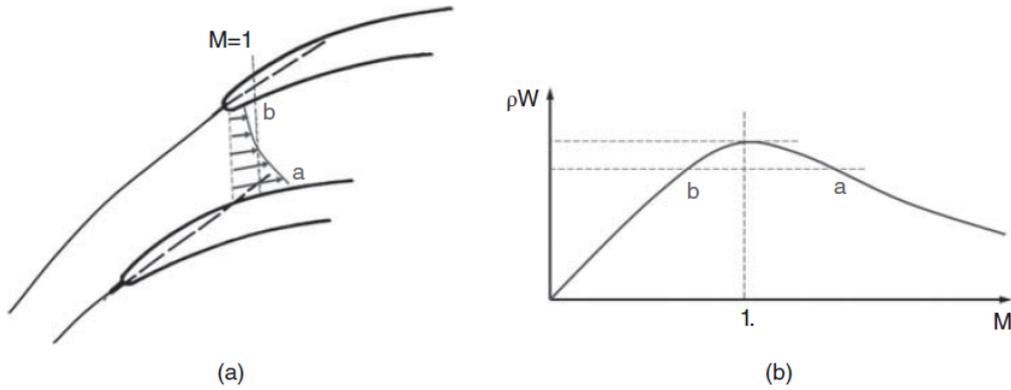


Fig. 5.2. Área de garganta. [4]

Por ello el curvado puede llegar a ser contraproducente, y no se tiene en cuenta el aumento del área de garganta en el código.

En la figura anterior se aprecia también como el Mach es superior en el lado de succión. Esta no-uniformidad es responsable también del aumento de la severidad de las ondas de choque (respecto a valores promediados) y el aumento del bloqueo por la capa límite. Estas aparecerán antes de la teórica velocidad sónica con flujo uniforme.

De igual manera, en la entrada al difusor el flujo será máximo con velocidad sónica, se deduce:

$$\frac{\dot{m}}{A_2} = \rho_{2,t} a_{2,t} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (5.6)$$

Resumiendo, se analizan las velocidades a entrada y salida; y el gasto másico máximo en un área de garganta estimado y en la salida. El análisis del gasto másico no muestra ningún punto donde se haya alcanzado velocidad sónica, siempre existe la posibilidad de aumentar algo más el gasto. En la figura siguiente se presentan los resultados:

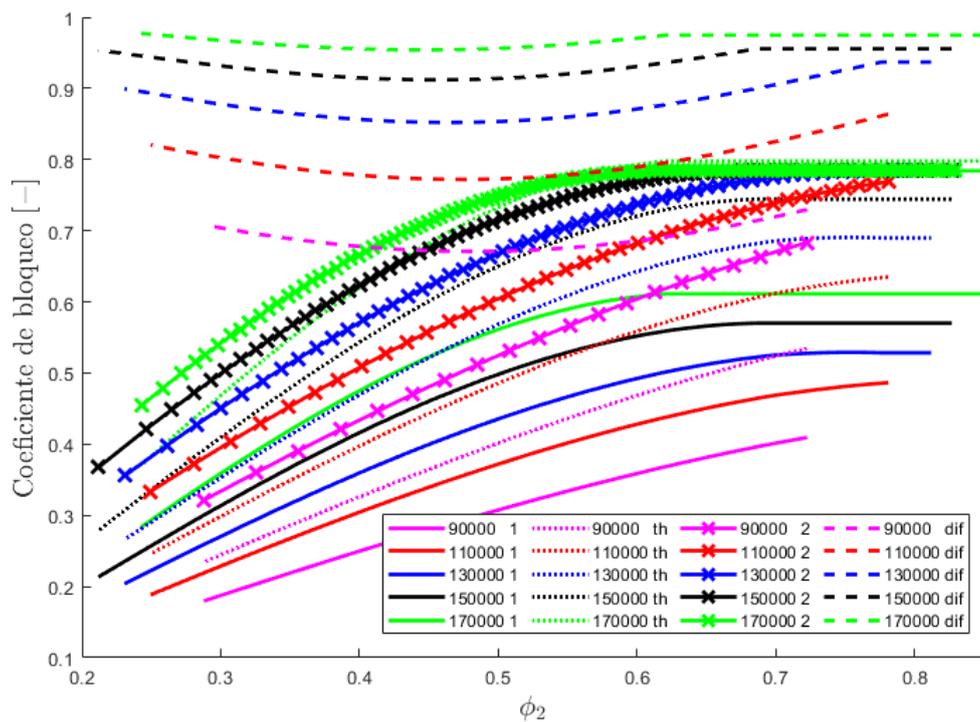


Fig. 5.3. Coeficientes de bloqueo.

Se comprueba así como el bloqueo en la entrada y en la garganta de la entrada siguen una distribución similar, con resultados de menor a mayor respectivamente. Pero todos ellos lejos del choqueo. El coeficiente a la entrada al difusor si resulta en valores cercanos a la unidad, especialmente con altos regímenes; pero nunca lo supera.

El propio esquema de cálculo, donde el flujo másico se deduce de las velocidades calculadas en función de la ecuación de Euler, el coeficiente politrópico y el propio área de salida hace que si se reduce el área de salida dentro del cálculo de la iteración (hipotéticamente) el gasto se reduzca. Se necesita de un modelado efectivo del área de salida efectivo, tras el cálculo de zonas de recirculación y estela, como se menciona en el apartado del factor de deslizamiento [8], que aplique únicamente al cálculo del bloqueo. Una fórmula, que permitiera el cálculo del área de paso geométrica a lo largo del plano meridional también sería óptima.

También se analiza el número de Mach de las velocidades en la entrada y salida del rodete. Se adjuntan, en orden, los Mach relativos a la entrada, los absolutos (colapsan las tres posiciones en un mismo resultado) y el número de Mach a la salida absoluto y relativo.

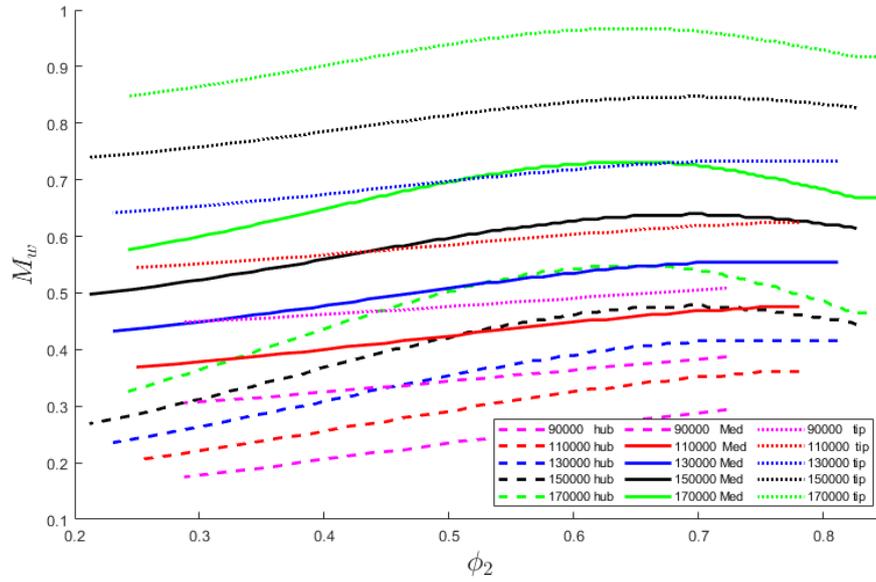


Fig. 5.4. Mach relativo a la entrada.

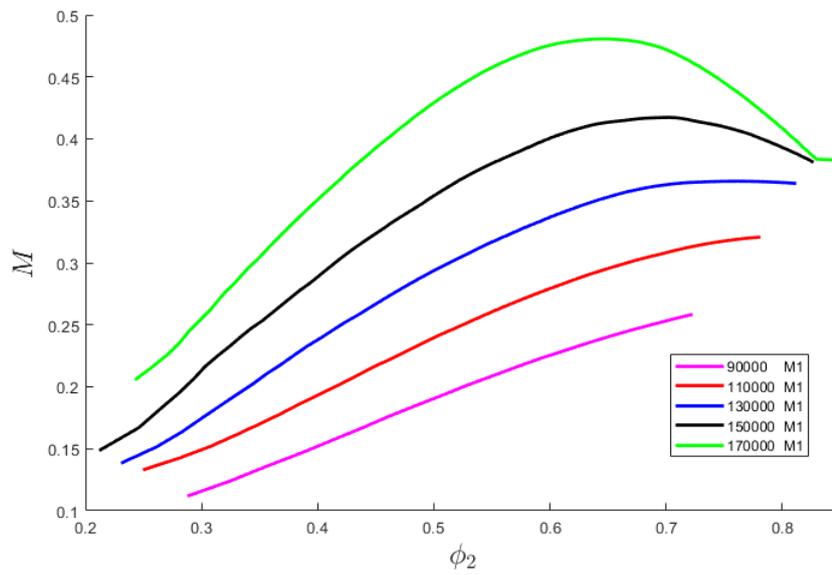


Fig. 5.5. Mach absoluto a la entrada.

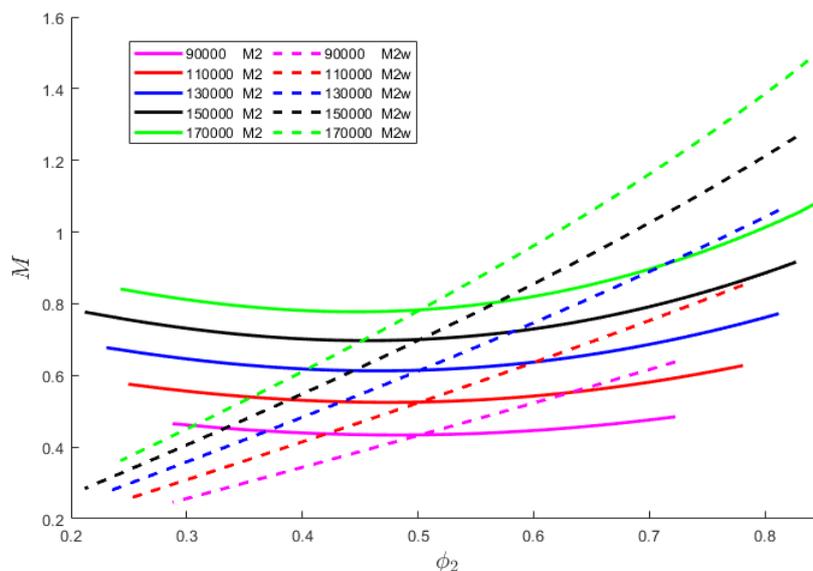


Fig. 5.6. Mach a la salida.

La velocidad absoluta a la salida resulta en velocidades superiores a las del sonido para el régimen superior. Esta caracterización, que ya se incluía en el código base, resulta por tanto insuficiente.

El Mach relativo en la salida del rodete supera la velocidad del sonido ampliamente. Esto ocurre debido a la componente meridional es grande (pues hay mucho gasto), y el trabajo vertido sobre el flujo es pequeño; es decir, la componente circunferencial de la velocidad absoluta es pequeña. Resulta consecuentemente una velocidad relativa total grande, mayor cuanto mayor sea el gasto másico y las velocidad periférica (u_2). Son los tres regímenes superiores los que presentan velocidades relativas superiores a la del sonido.

Esto supone que en el último tramo del rodete aparecen ondas de choque, el punto exacto de aparición de la onda no es posible calcularlo pero no será justo en la propia salida sino algo antes. El desprendimiento de las capas límite con el consiguiente bloqueo y choque producto del aumento repentino de la presión que acarrearán las ondas de choque es muy probable. Si no ocurriera esto, si aumentaría bastante el espesor de la capa límite que aumenta así el bloqueo acelerando aún más el flujo.

La explicación anterior muestra la gran incertidumbre, en términos de caracterización física del modelo, que lleva consigo el código unidimensional. Ni se define la posición de la onda de choque, que con casi total seguridad tendrá lugar en la cara de succión (figura 5.2), ni el bloqueo a causa de los desprendimientos causados. Igualmente, la no-uniformidad del flujo hará que existan puntos donde se alcance la velocidad sónica antes del punto detectado asumiendo uniformidad, que es una propiedad inherente de la unidimensionalidad. En este punto del trabajo es preciso aclarar que: con un código unidimensional, sin información del desarrollo de las capas límite, de la extensión de estela a la

salida, de la circulación o de la propia garganta del compresor el estudio del choque es difícil.

Se incorpora al código la condición de que si alguna de las velocidades, o los coeficientes de bloqueo, supera la unidad el gasto es máximo y a partir de ahí se producirá una reducción aguda de la relación de compresión, si bien el flujo volumétrico seguirá aumentando. El mapa del compresor, que se analiza en el capítulo de resultados, incorporando esta condición queda (las líneas discontinuas indican el resultado con evolución isentrópica):

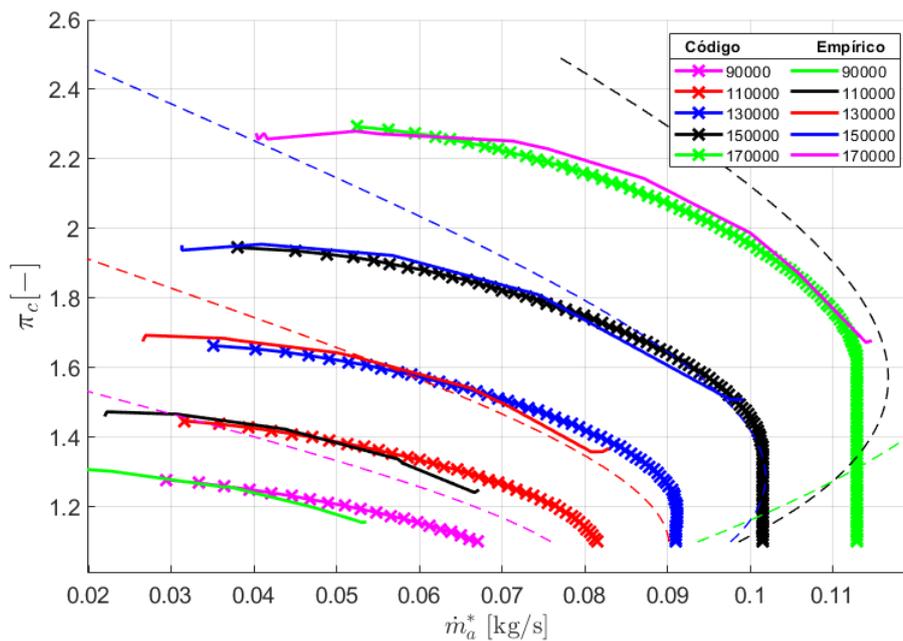


Fig. 5.7. Mapa del compresor.

El mapa calculado predice con precisión el choque en el régimen más elevado (asumiendo que la última posición medida corresponde con el choque), al tiempo que no estima que aparezca bloqueo para los dos regímenes menores. Sin embargo, falla en la predicción exacta para el resto de regímenes centrales. Esto no solo se debe a la predicción del bloqueo en sí, sino al modelo en su conjunto.

Dentro de los trabajos consultados citados, es interesante la propuesta de medir el área de garganta a partir de los propios datos empíricos [26]. Asumiendo que el punto de mayor gasto en cada régimen corresponde con el choque, se puede despejar el área de garganta en la entrada con la fórmula 5.3:

Régimen	Área [cm^2]
90000	2,161
110000	2,646
130000	3,170
150000	3.674
170000	4.097

TABLA 5.1. ÁREA DE GARGANTA EN LA ENTRADA

El área de entrada al rodete es de 6,600 [cm^2] y el de la garganta estimado de 5,054 [cm^2]. Ambos superiores al teórico área de garganta de choqueo despejado. Resultados coherentes con los coeficientes de bloqueo calculados a la entrada, todos lejos de la unidad que supondría flujo sónico. Además, el área de garganta debería ser constante entre los distintos regímenes, al menos entre aquellos en los que se considera aparecen Mach superior a 1. La suposición de que el dato empíricos con mayor gasto representa el choqueo puede ser la razón de esta divergencia.

Por otro lado, este cálculo parte de la suposición de que el área donde se produce el choqueo es en la garganta próxima a la entrada. Se puede calcular siguiendo el método anterior suponiendo que el choqueo se produce a la salida con la fórmula 5.6. Sin embargo, en la salida las condiciones totales dependen del modelo implementado, por lo que la comparación con los resultados del código no se puede considerar concluyente. Se incluye pues la comparación con los coeficientes de bloqueo hallados y con los áreas de garganta en la entrada.

Régimen	Área [cm^2]
90000	1,38 – 1,55
110000	1,57 – 1,96
130000	1,74 – 2,42
150000	1,84 – 2,92
170000	1,86 – 3,33

TABLA 5.2. ÁREA DE GARGANTA EN LA ENTRADA

El área de salida es de 3,869 [cm^2] por tanto, no existe bloqueo en ninguna de las revoluciones estudiadas. El punto que más cerca está del bloqueo es con alto régimen y mucho gasto, de idéntica forma a los cálculos presentados anteriormente.

Se pueden encontrar trabajos sobre la influencia de las ondas de choque y los vórtices intersticiales con el rango de operación, los esfuerzos que estos causan sobre el compresor o la evolución de las ondas de choque en función de numerosos parámetros [27]. Pero todos ellos trabajan con CFD y caracterizaciones experimentales de las mismas, sin aportar desarrollos unidimensionales del fenómeno. Además, la mayoría de los mismos versan

sobre compresores transónicos, que no es el caso del compresor estudiado; y asumen que el choque ocurre en el área de garganta cerca de la entrada, asunción que no parece correcta en el compresor estudiado.

trabajo los resultados finales son satisfactorios. Es una herramienta útil para los propósitos que se fijó como objetivos: cálculos rápidos preliminares o sistemas de control con limitada potencia computacional a partir de una caracterización geométrica sencilla.

Asimismo, se ha dotado al código de numerosas gráficas con las que se puede consultar numerosos parámetros de funcionamiento así como la evaluación pormenorizada de cada coeficiente de pérdidas y su comparación con el resto. Siendo muy útil esto de cara a posibles mejoras futuras facilitando la detección de las zonas donde se podría mejorar el cálculo.

6.1. Interpretación

El modelo se ajusta con relativa precisión en la mayor parte del mapa. En general, predice mejor el funcionamiento con los regímenes más elevados, especialmente con grandes gastos. No obstante, a bajas revoluciones y gasto medio-elevado, el modelo sobrestima el rendimiento del compresor calculando (para una relación de compresión concreta) un gasto mayor que el empírico.

La caracterización del choque es aceptable para regímenes elevados, el régimen superior obtiene un resultado casi perfecto. Conforme se reduce la velocidad, las diferencias van aumentando. Comparando con la caracterización de esta zona en el trabajo de Jorge Saavedra se puede observar una notable mejoría.

La caracterización del bombeo es dispar, pero en todos los regímenes el último punto de operación, el de menor gasto, está sobrestimado. Esta zona podría calcularse mejor con la inclusión de más medidas experimentales que permitieran incorporar un modelo de bombeo, el cual es un fenómeno transitorio que presenta un bucle de operación más que un corte abrupto del funcionamiento del mismo.

Comparando el mapa con el obtenido con el código base recibido, que corresponde con la figura 3.2 (y no con la 3.1), la precisión es bastante similar, caracterizando mejor el anterior código (con errores muy importantes) las bajas revoluciones que el presente. Por otro lado, la mejora respecto al mapa resultado tras la corrección del factor de deslizamiento (figura 3.3) es muy notable.

En cuanto a la interpretación del funcionamiento del compresor, englobando también el capítulo anterior, la tabla 4.2 se puede completar sirviendo así de ayuda:

Parámetro	Rango	Valor óptimo	BW5438
R_{1tip}/R_2	0,5 y 0,8	0,6 a 0,65	0,6957
b_2/R_2	0,05 a 0,15	—	0,1270
R_{1hub}/R_{1tip}	0,3 y 0,7	—	0,3125
$\beta_{1,bl,tip}$	$> 20^\circ$	30° y 40°	50°
α_2	10° y 25°	—	$18,5 - 84,5^\circ$
$M_{1,w,tip}$	< 1	—	0,45 – 0,92
w_2/w_1	—	—	0,7 – 2,3
$c_{2,u}/c_{2,m}$	2 a 3	—	0,1 – 3,2

TABLA 6.1. VALORES GEOMÉTRICOS RODETE

Como ya se mencionó en el capítulo anterior, las relaciones entre los radios y entre la altura del canal de salida y el radio de salida favorecen una difusión demasiado rápida, que puede conllevar desprendimientos. A su vez, la relación entre el encastre y la punta en la entrada es demasiado pequeña, favoreciendo el bloqueo en el encastre por la propia presencia de los álabes.

De los nuevos valores incorporados, como el ángulo de salida absoluto o las relaciones de velocidad a la salida, los rangos tan amplios en comparación con los estimados “normales” engañan. Los valores límite corresponden con puntos cerca del bombeo y con puntos que ya sobrepasan el punto detectado de choque. En general sí están dentro, o cerca, de los rangos comunes.

Los valores límite del ángulo de salida absoluto, que se relacionan directamente con el ratio de velocidades absolutas a la salida, junto con el ratio de velocidades relativas indican que la posibilidad de que se produzcan grandes desprendimientos a bajos gastos es reducida, pues el ratio mínimo es 0,7; si bien el ratio introduciendo la velocidad relativa en la punta a la entrada llega a valores mínimos de 0,5. Por ello, como ya se ha apuntado con anterioridad, los desprendimientos de capas límite se producirán cerca de la carcasa (concretamente en la cara de succión). La figura siguiente recoge ambas evoluciones:

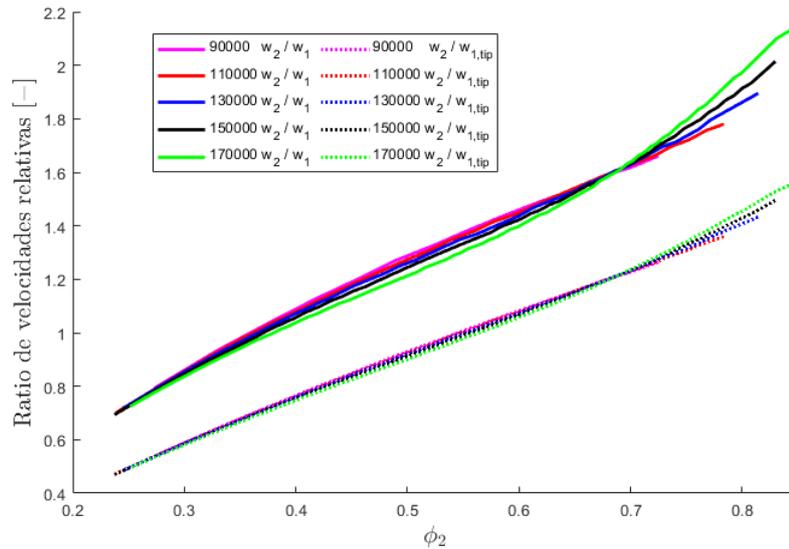


Fig. 6.2. Ratio de velocidades relativas.

En cuanto al choque, los ángulos y la relación de velocidades relativas (w_2/w_1), llegando esta relación a más del doble (debido a la gran componente meridional, el ratio $c_{2,u}/c_{2,m}$ lo evidencia), presentan valores muy lejos del rango típico. Como ya se explicó en el capítulo anterior, la presencia de ondas de choque dentro del compresor es segura. En el código detectadas a la salida, pero en la realidad antes de esta.

Por último, el ratio de radios a la entrada (de encastre entre punta) indica un posible bloqueo elevado en el encastre. Unido a las altas velocidades cerca del choque, la afectación de este al perfil de velocidades en la entrada sería un punto a tener en cuenta.

7. CONCLUSIONES

De los objetivos fijados al comienzo del trabajo se concluye lo siguiente:

- El código unidimensional base se ha mejorado en varios aspectos. Se han corregido los errores, algunos como el del factor de deslizamiento de gran importancia, se ha mejorado el código desde el punto de vista de la programación, se han incluido nuevos modelos de pérdidas, el código permite una mejor interpretación de resultados mediante numerosas gráficas que permite dibujar y se han incluido nuevos parámetros.
- Tras haber explorado los trabajos más recientes disponibles buscando un modelado del fenómeno del choqueo, dentro de las limitaciones de un código unidimensional, se ha caracterizado el choqueo con cierto éxito.
- De la solución de compromiso entre la precisión y el tiempo de cálculo, a la vez que se ha intentado mantener el sentido físico de los cálculos, se ha logrado reducir el tiempo de cálculo incorporando más funciones y variables de salida.
- El modelo propuesto se ha validado con los datos empíricos del compresor ensayado por Jorge Saavedra, obteniéndose un acople aceptable. Para validar los modelos de pérdidas elegidos se han comparado con otros trabajos citados a lo largo del desarrollo de este.

No obstante no se ha podido desarrollar el trabajo como se planteó en un principio. Los fallos en los coeficientes de pérdidas, las medidas del compresor y esencialmente el problema con el factor de deslizamiento han hecho que la mayor parte del tiempo empleado haya sido en la búsqueda de referencias para implementar factores de pérdidas y validarlos con otros resultados. No se ha podido dedicar el tiempo que se había proyectado a estudiar el choqueo.

Aún con eso, la inexistencia actual de modelos sencillos que cumplan con los objetivos de celeridad, datos geométricos no complejos y sentido físico no hubiera permitido un desarrollo mucho más profundo de la caracterización tal y como se ha realizado.

El modelar con mayor precisión el fenómeno del choqueo necesita: una mucho mejor caracterización geométrica y un estudio experimental o mediante CFD específico de la zona a estudiar. La incorporación dentro del modelo, manteniendo el objetivo inicial de mejorar un programa unidimensional, hubiera sido mediante algún coeficiente especialmente derivado del estudio con CFD o experimentalmente. Un ejemplo de un proyecto similar a esto es el trabajo, citado en los capítulos previos, es el de C. Stuart y otros [8]. Es preciso destacar que el tiempo necesario y esfuerzo para esto excede el objetivo del presente trabajo.

Mediante CFD también podría comprobarse si las explicaciones conceptuales realizadas a lo largo del trabajo, con objeto de comprender físicamente el proceso, son correctas.

Por último, el nuevo modelo de factor de deslizamiento cambia el planteamiento anterior y entrega resultados coherentes a diferencia del anterior. La validación del mismo con resultados de otros trabajos ha sido un éxito y un punto de inflexión en el desarrollo del trabajo final de máster.

8. FUTUROS TRABAJOS

Como ya se ha detallado en el capítulo de conclusiones una futura mejora de la caracterización del choque pasaría obligatoriamente por una mejor caracterización geométrica, detallando el área de garganta y su localización. También por el estudio mediante dinámica de fluidos computacional de la zona de choque. Si fuera posible estimar el área ocupada por la corriente principal, la estela, la recirculación, la evolución de la difusión y el punto de separación, y relacionar esto con los parámetros geométricos y operativos del compresor una mejora posible sería la de incorporar un modelo de dos zonas, como el que se detalla por R. Van den Braembussche [4]. Este no perdería la unidimensionalidad del modelo por lo que la velocidad de cálculo seguiría siendo elevada al tiempo que podría mejorar sustancialmente la caracterización del choque.

Antes de realizar un estudio en profundidad de la geometría del compresor, sí sería conveniente intentar medir los ángulos del compresor en encastre y punta a entrada y salida mediante algún método mejor que con el procesado de fotografías.

Más allá de mejorar el cálculo del choque, el código base permite calcular la evolución en las prestaciones del compresor durante fenómenos transitorios. Sería interesante, aprovechando el modelo de tuberías previamente programado, comprobar cómo responde este a los cambios introducidos en el modelo de rotor y si sigue siendo válido.

La caracterización del bombeo, con extensas referencias disponibles, podría ser otra línea a seguir en la mejora del código. Por otra parte el modelado del bombeo requiere de un mejor ensayo experimental, enfocándose en esto. De la misma manera que para el choque, la falta de puntos experimentales cerca de ambos fenómenos imposibilita la validación de una mejor caracterización.

El difusor no se ha estudiado en el presente trabajo, habiendo modelos de funcionamiento unidimensionales disponibles. El trabajo de P. Harley, por ejemplo, con el que se han validado los modelos de pérdidas, incorpora el difusor en los cálculos.

También se podría introducir, como ya apuntó Jorge Saavedra en el trabajo base, una modelización de los fenómenos de transmisión del calor, importantes especialmente con flujos másicos reducidos.

Se podrían mejorar los coeficientes de pérdidas mediante el análisis con CFD del funcionamiento del compresor. Unido a la primera propuesta de continuación, el conocer con precisión el flujo intersticial, la recirculación o el desarrollo de las capas límite serviría para validar definitivamente los las ecuaciones de pérdidas o introducir correcciones y nuevos modelos.

Finalmente, sería muy interesante estudiar el funcionamiento del turbogrupo en su conjunto y no únicamente del compresor. Para ello, el cambio de ratio de presiones a

saltos de entalpía de las distintas pérdidas ya se incluye en el código presente. Aún así, esto requeriría de un desarrollo importante de código nuevo.

9. PLIEGO DE CONDICIONES Y PRESUPUESTO

Se presenta a continuación el pliego de condiciones y presupuesto necesario para la realización total del proyecto. Se incluyen los recursos materiales y humanos.

9.1. Pliego de condiciones

Hardware

Las especificaciones del equipo utilizado, con una potencia de cálculo y procesamiento adecuado, para la realización del trabajo ha sido:

- Modelo: MSI Modern 14 A10Rb
- Procesador: Intel(R) Core(TM) i7-10510U
- Memoria RAM : 16GB
- Memoria: SSD de 512GB
- Sistema Operativo: Windows 10

Software

Para llevar a cabo el trabajo final de máster se han utilizado los siguientes programas:

- MatLab: Programación del código y representación gráfica de resultados.
- Texmaker: Edición de texto.
- AutoCAD: Procesado de fotografías.

9.1.1. Condiciones del puesto de trabajo

Las condiciones en las que se desarrolla el trabajo afectan al autor del mismo, no únicamente durante la realización del trabajo sino a la salud en general. Es por tanto importante prestar atención a los posibles riesgos intentando minimizarlos lo máximo posible.

El Real Decreto 488/1997 del 14 de Abril, explicita las disposiciones mínimas requeridas para la seguridad y la salud en el trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización, es el documento a partir del cual se fijan las condiciones laborales.

Los riesgos se dividen en

- Seguridad: caídas, traslado de equipo, contactos eléctricos.
- Higiene industrial: condiciones iluminación, ruido o temperatura.
- Ergonomía: correcto ajuste del espacio de trabajo.

Las condiciones más relevantes se resumen a continuación:

- Mesa de trabajo: dimensiones suficientes, estabilidad y ajuste de acuerdo a impedir movimientos excesivos de cuello y ojos.
- Teclado: independiente del equipo, debe existir espacio suficiente para la colocación de brazos de tal manera que se llegue a cualquier tecla sin problemas.
- Asiento: Estable, permitiendo libertad de movimientos al trabajador. Debe ser regulable permitiendo el ajuste en varios ejes. Si el usuario lo precisa, se incorpora un reposapiés.
- Espacio: El puesto de trabajo debe contar con unas dimensiones suficientes y estar acondicionado de modo que permita el movimiento del trabajador.
- Iluminación: Los niveles de iluminación así como su tono deberán ser adecuados. Además habrán de guardar una relación con el nivel de brillo de la pantalla óptimo.
- Reflejos y deslumbramientos: Las distintas fuentes de luz deberán evitar la focalización directa sobre el trabajador así como las ventanas y otros objetos tales como espejos se dispondrán evitando reflejos incómodos.
- Ruido: El ruido de los equipos deberá ser tal que no altere la atención ni cause fatiga.
- Temperatura y humedad: se debe garantizar unas condiciones correctas en invierno y verano. Se ha de considerar el aporte de extra de calor de los distintos equipos.

9.2. Presupuesto

Se dividen los distintos costes en lo referido a mano de obra y el equipo informático necesario para la realización del trabajo. La unidad monetaria con la que se ha cuantificado el coste es el euro. Finalmente se le aplica el IVA del 21 % al coste total.

Las tablas siguientes recogen los costes de personal asociados y el coste del software empleado:

Categoría	Tiempo [h]	Coste [€/h]	Total
Ingeniero técnico	380	15	5700
Profesor Doctor	22	30	660

TABLA 9.1. COSTES DE PERSONAL

Software	Licencia [€]
MatLab	800
Texmaker	0
AutoCAD	1900

TABLA 9.2. COSTES DE SOFTWARE

A estos costes se le suman los correspondientes al consumo eléctrico y al coste de amortización. El primero se estima multiplicando el número total de horas por el consumo de ordenador por le precio medio del kilovatio hora de 0.16 €/kWh. Por su parte, para el coste de amortización, se fija el periodo de amortización del ordenador en 4 años con un valor residual del 40 % posterior, y un tiempo de elaboración del trabajo de 2 meses y medio. A ambos valores no se les aplica el IVA, pues ya está recogido dentro del precio.

La tabla siguiente recoge el coste total final del proyecto.

Categoría	Coste [€]
Personal	6360
Software	2700
Subtotal	9060
IVA	1902,6
Electricidad	18,3
Amortización	30,2
TOTAL	11011,1

TABLA 9.3. COSTES TOTALES

El precio final del proyecto asciende a **once mil once euros con 10 céntimos**.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. O. Tiseira ., *Caracterización experimental y modelado de bombeo en compresores centrífugos de sobrealimentación*, Galindo Lucas, José, 2008.
- [2] S. Dixon y C. Hall, “Chapter 7 - Centrifugal Pumps, Fans, and Compressors,” en *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery (Sixth Edition)*, S. Dixon y C. Hall, eds., Sixth Edition, Boston: Butterworth-Heinemann, 2010, pp. 217-263. doi: <https://doi.org/10.1016/B978-1-85617-793-1.00007-9>. [En línea]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781856177931000079>.
- [3] J. S. García, “Estudio paramétrico para la realización de un modelo predictivo de compresor centrífugo,” UPV, Proyecto Final de Carrera, 2013.
- [4] R. Van den Braembussche, *Design and analysis of centrifugal compressors*. John Wiley & Sons, 2019.
- [5] D. H. Robison, P. J. Beaty et al., “Compressor Types, Classifications, And Applications.” en *Proceedings of the 21st Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 1992.
- [6] O. Leufvén y L. Eriksson, “Measurement, analysis and modeling of centrifugal compressor flow for low pressure ratios,” *International Journal of Engine Research*, vol. 17, n.º 2, pp. 153-168, 2016. doi: [10.1177/1468087414562456](https://doi.org/10.1177/1468087414562456). eprint: <https://doi.org/10.1177/1468087414562456>. [En línea]. Disponible en: <https://doi.org/10.1177/1468087414562456>.
- [7] E. A. Baskharone, *Principles of turbomachinery in air-breathing engines*. Cambridge University Press, 2006.
- [8] C. Stuart, S. Spence, D. Filsinger, A. Starke y S. I. Kim, “A Three-Zone Modeling Approach for Centrifugal Compressor Slip Factor Prediction,” *Journal of Turbomachinery*, vol. 141, n.º 3, ene. de 2019, 031008. doi: [10.1115/1.4042248](https://doi.org/10.1115/1.4042248). eprint: https://asmedigitalcollection.asme.org/turbomachinery/article-pdf/141/3/031008/6310803/turbo_141_03_031008.pdf. [En línea]. Disponible en: <https://doi.org/10.1115/1.4042248>.
- [9] J. F. Gülich, *Centrifugal pumps*, Fourth Edition. Springer, 2020. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-030-14788-4>.
- [10] P.-Y. Li, C.-W. Gu e Y. Song, “A new optimization method for centrifugal compressors based on 1D calculations and analyses,” *Energies*, vol. 8, n.º 5, pp. 4317-4334, 2015.
- [11] X. Gong y R. Chen, “Total pressure loss mechanism of centrifugal compressors,” 2014.

- [12] H. W. Oh, E. S. Yoon y M. Chung, “An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 211, n.º 4, pp. 331-338, 1997.
- [13] F. Wiesner, “A review of slip factors for centrifugal impellers,” 1967.
- [14] R. H. Aungier, *Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*. ASME Press, ene. de 2000. doi: [10.1115/1.800938](https://doi.org/10.1115/1.800938). [En línea]. Disponible en: <https://doi.org/10.1115/1.800938>.
- [15] X. Qiu, D. Japikse, J. Zhao y M. R. Anderson, “Analysis and validation of a unified slip factor model for impellers at design and off-design conditions,” 2011.
- [16] N. Watson y M. Janota, *Turbocharging the internal combustion engine*. Macmillan International Higher Education, 1982.
- [17] C. Rodgers, “Typical performance characteristics of gas turbine radial compressors,” 1964.
- [18] J. T. Gravdahl, “Modeling and control of surge and rotating stall in compressors,” 1998.
- [19] W. Jansen, “A method for calculating the flow in a centrifugal impeller when entropy gradient are present,” *Inst. Mech. Eng. Internal Aerodynamics*, 1970.
- [20] H. Moustapha, M. F. Zelesky, N. C. Baines y D. Japikse, *Axial and radial turbines. concepts* NREC White River Junction, VT, 2003, vol. 2.
- [21] R. Pampreen, “Small turbomachinery compressor and fan aerodynamics,” 1973.
- [22] J. Coppage y F. Dallenbach, “Study of supersonic radial compressors for refrigeration and pressurization systems,” Garrett Corp Los Angeles Ca AiResearch MFG DIV, inf. téc., 1956.
- [23] J. W. Daily y R. E. Nece, “Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks,” *Journal of Basic Engineering*, vol. 82, n.º 1, pp. 217-230, mar. de 1960. doi: [10.1115/1.3662532](https://doi.org/10.1115/1.3662532). eprint: https://asmedigitalcollection.asme.org/fluidsengineering/article-pdf/82/1/217/5519240/217_1.pdf. [En línea]. Disponible en: <https://doi.org/10.1115/1.3662532>.
- [24] M. R. Galvas, *Fortran program for predicting off-design performance of centrifugal compressors*. National Aeronautics y Space Administration Washington, DC, USA, 1973, vol. 7487.
- [25] P. Harley, S. Spence, D. Filsinger, M. Dietrich y J. Early, “An evaluation of 1D design methods for the off-design performance prediction of automotive turbocharger compressors,” en *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, American Society of Mechanical Engineers, vol. 44748, 2012, pp. 915-925.

- [26] M. V. Casey y M. Schlegel, “Estimation of the performance of turbocharger compressors at extremely low pressure ratios,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 224, n.º 2, pp. 239-250, 2010. doi: [10.1243/09576509JPE810](https://doi.org/10.1243/09576509JPE810). eprint: <https://doi.org/10.1243/09576509JPE810>. [En línea]. Disponible en: <https://doi.org/10.1243/09576509JPE810>.
- [27] W. Brown, “EXPERIMENTAL AND NUMERICAL EVALUATION OF THE PERFORMANCE OF A HIGH-SPEED CENTRIFUGAL COMPRESSOR AT OFF-DESIGN CONDITIONS,” Tesis doct., Purdue University Graduate School, 2020.
- [28] P. Came y C. Robinson, “Centrifugal compressor design,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 213, n.º 2, pp. 139-155, 1998.
- [29] N. Watson y M. Janota, *Turbocharging the internal combustion engine*. Macmillan International Higher Education, 1982.
- [30] M. Casey y C. Robinson, “A New Streamline Curvature Throughflow Method for Radial Turbomachinery,” *Journal of Turbomachinery*, vol. 132, n.º 3, abr. de 2010, 031021. doi: [10.1115/1.3151601](https://doi.org/10.1115/1.3151601). eprint: https://asmedigitalcollection.asme.org/turbomachinery/article-pdf/132/3/031021/5536283/031021_1.pdf. [En línea]. Disponible en: <https://doi.org/10.1115/1.3151601>.