

Tesis doctoral

---



---

**CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELADO  
DE BOMBEO EN COMPRESORES CENTRÍFUGOS DE  
SOBREALIMENTACIÓN**

---

Presentada por

TISEIRA, ANDRES OMAR

En el

DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS de la  
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

Para la obtención del grado de

DOCTOR

Valencia, 2008

TESIS DOCTORAL

CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y MODELADO DE BOMBEO EN  
COMPRESORES CENTRIFUGOS DE SOBREALIMENTACIÓN

Realizada por: D. Andrés Omar Tiseira

Dirigida por: Dr. D. José Galindo Lucas

TRIBUNAL CALIFICADOR

Presidente: Dr. D. Ricardo Martínez Botas

Secretario: Dr. D. Guillermo Paniagua

Vocales: Dr. D. Magín Lapuerta Amigo

Dr. D. Antonio Lecuona Neumann

Dr. D. Manuel Valdés del Fresno

Vocales Suplentes:

Dr. D. Juan José Hernández Adrover

Dr. D. Andrés Melgar Bachiller

## ***RESUMEN***

En la actualidad, los compresores centrífugos son parte fundamental de los motores de combustión interna alternativos sobrealimentados en consecuencia su diseño y optimización son fundamentales para maximizar la capacidad operativa de del sistema motor así como también comprender cada uno de los fenómenos que pueden afectar su correcto desempeño en dicho sistema. En los últimos años la gran competencia industrial ha despertado un interés inusitado representado por los estudios e investigaciones referentes al diseño, desempeño y limitaciones de la maquina justificado por el incremento de alguna de las prestaciones del motor como la merma del consumo de combustible, el aumento de potencia o el descenso de emisiones contaminantes. Por medio de la experimentación y la realización de modelos matemáticos además de la experiencia que se va recogiendo de trabajos ya realizados no solo en el campo de los compresores centrífugos sino también de la experiencia adquirida en la industria de la aviación con los axiales sobre todo en términos de limitación y fenómenos de inestabilidad son los caminos seguidos orientados al desarrollo de los nuevos compresores empleados en la automoción. A lo largo de los años, en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos se ha ido desarrollando un modelo de compresor que puede servir como diagnostico a la hora de evaluar la utilidad y desempeño de un compresor centrífugo en un motor sobrealimentado, el cual puede ser modelado en su integridad gracias al robusto modelo de acción de ondas denominado WAM, que ha sido concebido íntegramente en el propio departamento sin embargo un compresor posee limites de funcionamiento que también deben ser tenidos en cuenta como el caso del fenómeno de bombeo, el cual puede romper el compresor y cuyo origen puede depender de varios factores. En el marco de esta tesis doctoral se han realizado varios estudios experimentales que tienen que ver con la evaluación del bombeo, su caracterización, las variables que lo afectan y tal vez lo más importante, la evaluación de distintas metodologías empleadas en la búsqueda rápida de su detección afín de evitar daños en el compresor. Sin embargo como se verá existen varios tipos de bombeo alguno de los cuales pueden no ser dañinos para el compresor o para el sistema en que se halle. Se presenta un nuevo modelo de compresor, posible de colocar en el programa WAM y con el cual se pueden modelar condiciones estables e inestables de trabajo tanto en el motor como fuera de éste, de modo de apreciar cuando un compresor puede sufrir la aparición del fenómeno de bombeo. En esta tesis se presenta un análisis exhaustivo de diferentes modelos que se pueden encontrar en la bibliografía así como el estudio de la dinámica, diseño y problemas de estabilidad del compresor. Sobre el último tema se analiza la influencia que posee la geometría aguas arriba y aguas abajo del compresor respecto de su estabilidad de trabajo y en que circunstancias puede o no ser mejorado el límite impuesto por el fenómeno de bombeo. Por lo tanto en esta tesis se lleva a cabo un estudio modelado y experimental del fenómeno de bombeo evaluado en el

banco motor y en el banco de turbos en que se presentan finalmente resultados que permiten mejorar las capacidades de funcionamiento del compresor en cualquier sistema en que se halle funcionando.

## **RESUM**

En l'actualitat, els compressors centrífugs són part fonamental dels motors de combustió interna alternatius sobrealimentats en conseqüència el seu disseny i optimització són fonamentals per a maximitzar la capacitat operativa dels compressors en el sistema motor així com també comprendre cada un dels fenòmens que poden afectar el seu correcte exercici en el dit sistema. En els últims anys la gran competència industrial ha despertat un interès inusitat representat pels estudis i investigacions referents al disseny, exercici i limitacions de la màquina justificat per l'increment d'alguna de les prestacions del motor com la minva del consum de combustible, l'augment de potència o el descens d'emissions contaminants. Per mitjà de l'experimentació i la realització de models matemàtics a més de l'experiència que es va arreplegant de treballs ja realitzats no sols en el camp dels compressors centrífugs sinó també de l'experiència adquirida en la indústria de l'aviació amb els axials sobretot en termes de limitació i fenòmens d'inestabilitat són els camins seguits orientats al desenrotllament dels nous compressors empleats en l'automoció. Al llarg dels anys, en el Departament de Màquines i Motors Tèrmics s'ha anat desenrotllant un model de compressor que pot servir com diagnòstic a l'hora d'avaluar la utilitat i exercici d'un compressor centrífug en un motor sobrealimentat, el qual pot ser modelatge en la seua integritat gràcies al robust model d'acció d'ones denominat WAM, que ha sigut concebut íntegrament en el propi departament no obstant això un compressor posseïx límits de funcionament que també han de ser tinguts en compte com el cas del fenomen de bombament, el qual pot trencar el compressor i l'origen del qual pot dependre de diversos factors. En el marc d'esta tesi doctoral s'han realitzat diversos estudis experimentals que tenen a veure amb l'avaluació del bombament, la seua caracterització, les variables que l'afecten i tal vegada el més important, l'avaluació de distintes metodologies emprades en la busca ràpida de la seua detecció afí d'evitar danys en el compressor. No obstant això com es veurà hi ha diversos tipus de bombament algun dels quals poden no ser danyosos per al compressor o per al sistema en què es trobe el compressor. A altres es presenta un nou model de compressor, possible de col·locar en el programa WAM i amb el qual es poden modelar condicions estables i inestables de treball tant en el motor com fora d'este, de mode d'apreciar quan un compressor pot patir l'aparició del fenomen de bombament. En esta tesi es presenta una anàlisi exhaustiva de diferents models que es poden trobar en la bibliografia així com l'estudi de la dinàmica, disseny i problemes d'estabilitat del compressor. Sobre l'últim tema s'analitza la influència que posseïx la geometria aigües dalt i aigües baix del compressor respecte de la seua estabilitat de treball i que circumstàncies pot o no ser millorat el límit imposat pel fenomen de bombament. Per tant en esta tesi es fa un estudi modelatge i experimental del fenomen de bombament avaluat en el banc motor i en el banc de turbos en què es

presenten finalment resultats que permeten millorar les capacitats de funcionament del compressor en qualsevol sistema en què es trobe funcionant.

## *Abstract*

Nowadays, centrifugal compressors are a fundamental part of reciprocating internal combustion engines. This implies that their design and optimization is essential to maximise the operational capability of the compressors in engines, as well as understanding all the phenomena that may affect their performance.

In recent years there has been many studies and research in the design, performance and limitations of centrifugal compressors. This has raised the interest of the automotive industry due the numerous benefits they can provide to engines such as reduction in fuel consumption and pollutant emissions, as well as substantial increase in power.

Not only through experimentation and implementation of mathematical models are these new compressors been developed, but also through past experience of work already done in centrifugal compressors, as well as with the knowledge acquired by the aviation industry in axial compressors, especially in terms of limitations and instability performance.

Over the years, the “Departamento de Maquinas y Motores Termicos” has developed a compressor model that can be used as a diagnostic tool to asses the convenience and performance of a centrifugal compressor in any supercharged engine. The engine can be entirely modelled using a robust wave action model software, known was WAM, developed in the same department. Unfortunately, the compressor has certain operational limits which must be taken into account such as the phenomenon known as surge, as its origin may depend on several factors and it can end up breaking the compressor.

As part of this thesis, there have been several experimental studies carried out that deal with the evaluation and characterisation of surge, as well as the variables affecting it and, more importantly, the evaluation of different methodologies used to rapidly detect surge in order to avoid possible damage to the compressor. However, as it will be explained later on, there are several types of surge, some of which may not be harmful to the compressor or to the system.

In addition, throughout this dissertation a new compressor model has also been generated with enhanced surge prediction. It allows for testing with steady and unsteady work conditions, with or without a direct connection to an engine, as well as including the possibility of combining it with WAM software.

Furthermore, this thesis also presents a comprehensive analysis of the different models that can be found in literature, as well as the study of the compressor’s dynamics, design and stability problems. Discussion of the effect of the geometry upstream and downstream of the compressor with respect to its stability is also included in order to determine in which situations the surge limit can be improved.

Consequently, in this thesis a numerical and experimental study of the surge phenomenon is carried out, evaluated in an engine and turbocharger test bed, presenting results which will allow increasing the performance of a compressor when installed in any system.



A mis padres y hermana

A mis abuelos

A mis tios

A Maria Soledad

## **AGRADECIMIENTOS**

Quiero agradecer a mi director de tesis José Galindo Lucas todo el apoyo y la ayuda que me ha brindado durante todos estos años en el desarrollo de la tesis doctoral en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, esta tesis ha sido posible por su gran tolerancia y humanidad que no siempre se encuentra fácilmente en una persona, pues muchas veces sentía que no podía ser capaz y abandonar. El mismo sentimiento guardo para José Serrano Cruz que ha dedicado gran parte de su tiempo en apoyo y ayuda a algunos trabajos que se encuentran en esta tesis al igual que los profesores Carlos Guardiola y Héctor Climent. Deseo extender mis agradecimientos a los responsables del departamento quienes me han dado todos los medios necesarios para que estuviera cómodo en la realización de mi tesis a 12000 km de distancia de mi casa, así como al profesor Santiago Molina por acoger en su casa a un desconocido y echarme siempre una mano cuando la he necesitado durante todo este tiempo.

Quiero también agradecer a las chicas de la secretaria del departamento que más de una vez las he mareado con mis cosas, por temas de extranjería, becas, tesis, DEA, ingeniería aeronáutica, etc. Muchas gracias, Elvira, Carmina, Helena, Teresa, Amparo, Julia, Berta y a su jefe Ricardo.

Me gustaría también dar las gracias a las personas que con su colaboración científica - técnica y aportaciones han hecho posible los diferentes trabajos que en esta tesis se presentan. Quiero destacar a Xandra Margot y Cristian por el apoyo en los cálculos CFD, a Paco Arnau y Asesa en la tarea de programación en lenguaje de C++. También quiero agradecer en este apartado a los proyectandos tutelados durante su estancia en el departamento: Jacopo, Sebastián, Kevin, Mathieu, Fernando, Jorge y Henry, todos ellos han colaborado en forma directa sobre el contenido de esta tesis. Por otro lado debo destacar la ayuda dada por los técnicos que han intervenido en los trabajos de los cuales he aprendido muchas cosas, gracias Miguel por tus consejos, gracias Paco por aguantarme tanto tiempo durante los últimos años en el BT, gracias Toni y Raul por su paciencia. No debo olvidarme tampoco de aquellos a los que les he pedido trabajos como a Jose (el tornaca), a Jorge con su furgoneta, al tío Fit (Fito) y al tío Bern (Berni) sin olvidar a Valentín, y a Teo, gracias a todos!!.

Muy especialmente deseo dar las gracias a Carmen Cervello por los consejos y las enseñanzas dadas sobre turbos en mis primeros pasos en el departamento. Gracias especialmente a Vicente porque el pobre me tiene demasiada paciencia. También mencionar a todos con los que he compartido muy buenos momentos como con Antonio el amo de las fiestas, Benjamín, Pedro, Javidom, Javidom II, Quique, Leo, Fran, Elena, José Manuel (JMP), Tania, Xemary, Josevi, Silvia, Ricardo por su abstract,

Maria, Silvina (la puri), Lu, Espe, Dolors y todos aquellos con los que he compartido partidos de futbol, step, musculación, cervezas, reuniones, etc.

De forma muy pero muy especial agradecer a mi familia, a mis padres Virginia y Omar por el apoyo dado desde tan lejos, el esfuerzo que sé que ha supuesto para mi hermana Viviana así como para mis abuelos Alejandrina, Ismael y Ema. También agradecer a mis tías y tíos, a mis suegros que nos han ayudado mucho Selva y Luis a mi queridísimo amigo Miguel A. (por su ayuda y compañía en España y Arg. como Alfredo S.), y a mis mejores amigos Leticia, Paolo, Cintia y Andrea, a todos gracias por su apoyo y no dejar que me dejara vencer.

Finalmente término con quien más ha sufrido en carne propia el esfuerzo que supone la realización de una tesis doctoral, mi amiga, mi amor, mi compañera, mi esposa, Maria Soledad (Marietta), gracias a ella he podido llegar hasta el final y ella saber que es el bombeo, un compresor axial o centrifugo y como funciona.

# ***INDICE***

## **1. Introducción a la tesis**

1.1	ANTECEDENTES	2
1.1.1	Downsizing y bombeo	4
1.1.2	Modelado de motores	8
1.2	JUSTIFICACIÓN	12
1.3	OBJETIVOS	15
1.4	METODOLOGÍA	17
1.5	PLANTEAMIENTO	18
1.6	BIBLIOGRAFÍA	20

## **2. Bombeo en compresores rotativos**

2.1	INTRODUCCIÓN	24
2.2	CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPRESORES	25
2.2.1	Compresores axiales	25
2.2.2	Compresores centrífugos	26
2.2.3	Mapa de compresor	32
2.2.4	Limites de un compresor	35
2.2.5	Inestabilidad en los compresores	39
2.3	BOMBEO	50
2.4	MÉTODOS DE CONTROL DEL BOMBEO	58
2.4.1	Control preventivo	58

2.4.2	Control activo	60
2.5	MÉTODOS DE RETRASO DE BOMBEO	66
2.5.1	Elementos externos	66
2.5.2	Elementos integrados	70
2.6	RESUMEN	73
2.7	BIBLIOGRAFÍA	76

### 3. Instalaciones y ensayos experimentales

3.1	INTRODUCCIÓN	86
3.2	INSTALACIONES EXPERIMENTALES	87
3.2.1	Banco de flujo	87
3.2.2	Banco de turbogrupos	93
3.2.3	Banco motor	98
3.3	CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL FENÓMENO DE BOMBEO	101
3.4	METODOLOGÍA DE DETERMINACIÓN DE LA LÍNEA DE BOMBEO	106
3.5	RESUMEN	112
3.6	BIBLIOGRAFÍA	114

### 4. Modelo compresor

4.1	INTRODUCCIÓN	118
4.2	MODELO DE COMPRESOR EN WAM	120
4.2.1	Estructura del modelo WAM	120

4.2.2	Modelo de compresor antecesor en WAM	123
4.3	RESEÑA BIBLIOGRÁFICA	131
4.3.1	Modelo de Greitzer	131
4.3.2	Modelo de Moore-Greitzer	144
4.3.3	Modelo de Skopil	146
4.4	MODELO PROPUESTO	148
4.4.1	Ecuaciones implementadas	151
4.4.2	Método de cálculo	154
4.5	RESULTADO DEL MODELO	161
4.6	RESUMEN Y CONCLUSIONES	163
4.7	BIBLIOGRAFÍA	165

## 5. Estudio aguas arriba del compresor.

5.1	INTRODUCCIÓN	172
5.2	CODOS	174
5.2.1	Geometría	174
5.2.2	Ensayo en banco de turbos.	177
5.2.3	Estudio en CFD	183
5.2.4	Análisis de la pérdida de carga	189
5.3	CONO	193
5.3.1	Cono en admisión de motor.	197
5.3.2	Cono en CFD	198
5.4	SWIRL	200

5.4.1	Generador de Swirl.	200
5.4.2	Estudio en banco de flujo	203
5.4.3	Ensayo en banco de turbos	207
5.4.4	Análisis conjunto de resultados	211
5.4.5	Estudio en CFD	215
5.4.6	Análisis de velocidades en el inductor	220
5.5	CONCLUSIONES	224
5.6	BIBLIOGRAFÍA	227

## 6. Estudio aguas abajo del compresor.

6.1	INTRODUCCIÓN	232
6.2	CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL FENÓMENO DE BOMBEO	235
6.3	MAPA EXTENDIDO DEL COMPRESOR	241
6.3.1	Gasto positivo.	241
6.3.2	Gasto negativo.	244
6.3.3	Análisis de los resultados.	246
6.4	VALIDACIÓN DEL MODELO DE BOMBEO EN FLUJO CONTINUO.	256
6.4.1	Validación empleando la señal de presión.	256
6.4.2	Validación empleando medida de velocidad	258
6.5	VALIDACIÓN DEL MODELO DE BOMBEO EN FLUJO PULSANTE	268
6.5.1	Generación de pulsos en el sistema de compresión	268
6.5.2	Ensayo en motor	282
6.6	CONCLUSIÓN.	293

6.7	BIBLIOGRAFÍA	296
-----	--------------	-----

## 7. Conclusiones y trabajos futuros

7.1	INTRODUCCIÓN	300
7.2	MODELO COMPRESOR	301
7.3	EFEECTO DE LA GEOMETRÍA AGUAS ARRIBA	305
7.4	EFEECTO DE LA GEOMETRÍA AGUAS ABAJO	310
7.5	SÍNTESIS	312
7.6	TRABAJOS FUTUROS	314



## *Nomenclatura*

Mayúsculas:

$A$	Velocidad del sonido adimensional
$A_A$	Valor de entropía adimensional
$A/R$	Relación entre la sección de área de la voluta y su radio
$B$	Parámetro adimensional de Greitzer
$C$	Velocidad adimensional del gasto másico
$C_D$	Coefficiente de descarga
$C_p$	Constante (valor 1004,5 J/kg.K)
$D$	Diámetro del cilindro
$F$	Vector de los términos fluido dinámicos
$F$	Diferencial de presión en la válvula de contrapresión
$H$	Incremento de relación de compresión
$I$	Inercia
$J_1$	Vector de transmisión de calor
$J_2$	Vector de fricción
$K$	Variable adimensional de la pérdida de presión
$L$	Longitud del conducto

$M$	Par
$N$	rpm del compresor
$P$	presión
$P_{ref}$	Presión de referencia
$R$	Constante de los gases (287 J/kg.K)
$Rc$	Relación de compresión
$Rc_0$	Relación de compresión en gasto másico cero
$S$	Superficie
$T$	Temperatura
$T_{ref}$	Temperatura de referencia
$U$	Velocidad tangencial
$U_r$	Velocidad de punta de pala
$V$	Volumen
$W$	Vector que contiene los términos no estacionarios
$W$	Potencia
$W$	Incremento del gasto másico
Minúsculas:	
$a$	Velocidad del sonido
$amb$	Condiciones ambiente

$a_A$	entropía
$c$	Velocidad del gasto másico
$g$	Ángulo del borde de ataque del inductor
$h$	entalpía
$i$	Ángulo de incidencia
$m$	masa
$\dot{m}$	Gasto másico
$q$	Calor
$r$	Constante de los gases (287 J/kg.K)
$r$	Radio de las palas
$r_c$	Incremento de presión
$t$	tiempo
$w$	trabajo
$x$	Longitud axial

Griegos:

$\Gamma$	Par adimensional
$\alpha$	Aceleración rotacional
$\beta$	Ángulo de apertura de los vanos (SGD)
$\xi$	Función de obtención del mapa compresor
$\eta$	Rendimiento o eficiencia
$\rho$	Densidad del aire
$\gamma$	Constante del gas (1.4)
$\omega$	Velocidad de rotación
$\omega_H$	Frecuencia de Helmholtz
$\lambda$	Ángulo de giro del gasto másico
$\psi$	Variable de Riemann
$\varepsilon$	Variable de Riemann
$\mu$	viscosidad
$\kappa$	Coficiente politrópico
$\tau$	Retardo en el aumento de presión en el compresor
$\phi$	Ángulo de aproximación gasto másico
$\pi$	Número pi

Subíndices:

<i>a</i>	Test en el banco de flujo sin el elemento a caracterizar
<i>b</i>	Test en el banco de flujo con el elemento a caracterizar
<i>c</i>	Compresor
<i>co</i>	Codo
<i>cil</i>	Cilindro
<i>d</i>	Depósito
<i>de</i>	Conducto de entrada
<i>de – s</i>	Unión conducto de entrada y salida
<i>ds</i>	Conducto de salida
<i>i</i>	Instante de tiempo
max	máxima
min	mínima
<i>s</i>	Izo-entropía
<i>ss</i>	Cuasi-estacionario
<i>t</i>	turbina
<i>v</i>	válvula
0	Condiciones absolutas
1	Condiciones de entrada compresor
2	Condiciones de salida compresor

$1T$  Velocidad tangencial

$1a$  Velocidad axial

Acrónimos:

CCV "Closed Cloupled Valve"

CFD Modelado de 3D del campo fluido en un elemento

IGV "Inlet Guide Vane" entrada de vanos guidores

LDA Laser Doppler Anometro

MCIA Motores de Combustión Interna Alternativos

SGD "Swirl generador device" generador de torbellino

T/T Cociente entre total a total

VGC Compresor de geometría variable

WAM "Wave action model", modelo de acción de ondas

# 1 Introducción a la tesis

1.1 ANTECEDENTES .....	2
1.1.1 <i>Downsizing y bombeo</i> .....	4
1.1.2 <i>Modelado de motores</i> .....	8
1.2 JUSTIFICACIÓN .....	12
1.3 OBJETIVOS .....	15
1.4 METODOLOGÍA .....	17
1.5 PLANTEAMIENTO.....	18
1.6 BIBLIOGRAFÍA .....	20

### 1.1 Antecedentes

El turbocompresor fue inventado por el ingeniero suizo Alfred Büchi quien tras trabajar con turbinas de vapor lo aplicó a motores de combustión interna en 1905. Una de las primeras aplicaciones de un turbocompresor le corresponde al ingeniero de General Electric, Standford Moss, quien asoció el turbo a un motor de gasolina V12, Liberty, para uso aeronáutico en 1917. Este motor fue probado a 14.000 pies demostrando que se eliminaban las pérdidas de potencia que experimentan los motores de combustión interna debido a la altitud [1.1]. En el gráfico de la figura 1.1 extraída de [1.2] se relaciona para un mismo motor a plena potencia, el cociente entre la potencia a diferentes niveles de vuelo y la potencia asociada al nivel del mar para el motor con y sin sobrealimentador. Para distintos niveles de vuelo la línea que representa el motor sobrealimentado se encuentra siempre por encima de la curva del motor atmosférico.

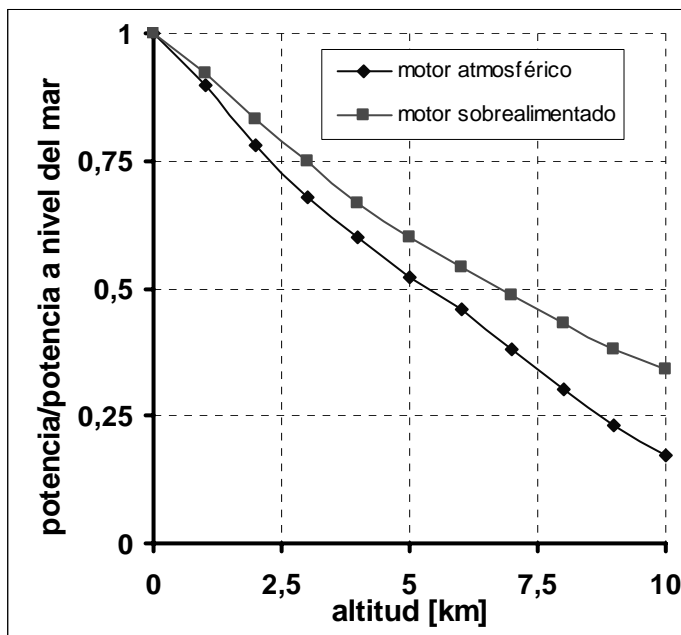


Figura 1.1 Potencia de un motor con y sin turbocompresor.

Las turbomáquinas asociadas a motores de combustión interna alternativos solventan las dificultades de éstos en las condiciones de vuelo a cierta altura donde la densidad en oxígeno del aire es baja y por tanto el motor no trabaja con buen rendimiento en condiciones de admisión atmosférica. Estudios llevados a cabo por Lapuerta et al. [1.3][1.4] revelan las variables dentro de un motor que se ven afectadas por el cambio de las condiciones atmosféricas debidas a la altura a la que se halle cualquier motor de combustión interna alternativo.



A partir de esta fecha el uso de turbocompresores fue generalizado en todos los motores de combustión interna alternativos de aviación ya que permitía incrementar el techo de vuelo del avión al compensar la caída de presión atmosférica debida a la altitud de vuelo. Los motores sobrealimentados de aplicación en el mundo de la aviación tenían la particularidad de que las condiciones de trabajo son mucho más estables, entiéndase por estable como estacionarias, ya que el régimen del motor se mantiene constante en cada una de las diferentes fases del vuelo. Por ello tan sólo se tienen que optimizar las actuaciones del motor para régimen máximo en la fase de despegue y en régimen óptimo en la fase de crucero. Con la aparición y desarrollo de los motores a reacción en la industria aeronáutica que conseguían mejorar sustancialmente la relación peso/potencia respecto a los motores alternativos anteriores. Por lo tanto el empleo de motores de combustión interna alternativos sobrealimentados pasó a pequeñas aeronaves donde el bajo coste y fácil mantenimiento priman sobre las actuaciones.

El ingeniero alemán Rudolf Diesel inventó el motor de combustión interna autoencendido, denominado comúnmente como motor diesel, en 1892 pero debido a las particularidades propias de este tipo de motor, altas relaciones de compresión y temperaturas, y a la deficiencia de los materiales y procesos productivos de la época, no es hasta los años '20, cuando comienzan a aparecer motores diesel en barcos y locomotoras asociados a turbomáquinas que permitan aumentar la presión de admisión. Se trataba de motores muy pesados y lentos con elevadas vibraciones que no aceptaban con agrado los cambios bruscos de regimenes de giro.

Fue en el año 1912 cuando este motor se incorporó a la construcción naval sustituyendo las turbinas de vapor, el buque cisterna Vulkanus fue el primero en probarlo. Posteriormente el motor diesel se populariza al grado de que todos los barcos (pesqueros, mercantes, de transporte y de guerra) lo utilizaban asociándose a turbocompresores de altas prestaciones para mejorar su rendimiento, sin embargo hoy en día este tipo de transporte solo lo emplea en pequeñas embarcaciones ya que los barcos militares o de salvamento emplean turbinas de gas y aquellos más grandes como portaaviones o cruceros emplean turbinas de vapor por medio de energía nuclear.

En el caso de la industria ferroviaria se desarrollan tanto motores diesel que aporten la tracción directamente a través de una caja de cambios mecánica como asociados a máquinas eléctricas en las que el motor diesel es acoplado al generador eléctrico y éste a su vez alimenta a un motor eléctrico con lo que se evita que el motor diesel tenga que modificar su régimen de giro en el proceso de conducción.

La paulatina reducción de peso, volumen y vibraciones de estos motores y añadiendo la experiencia depositada en el sector aeronáutico, permite entrada de la turbomáquina en el mundo de la automoción de la mano de los grandes camiones a principios de los años '50.

En 1952 se utiliza por primera vez un motor alternativo de combustión interna de gasolina sobrealimentado en un coche para competir en la Indianápolis 500. El primer coche en producción dotado de motor sobrealimentado fue el Oldsmobile Cutlass Jetfire de 1962 que montaba un turbo Garrett TO-3 acoplado a un motor V8 de gasolina.

Los problemas de fiabilidad de los motores sobrealimentados en los automóviles de gran producción hizo que su uso se restringiese durante años a la competición, donde llegaron a su máximo desarrollo en la Fórmula 1 durante la denominada "Era del turbo", que comenzó de la mano de Renault en 1977 con un pequeño motor V6 a 90° de apenas 1.500cc que rendía una potencia superior a los 1.000 CV. El resto de marcas se unieron a la fiebre de los motores turbo hasta que debido a lo extremo de su pilotaje y a una serie de desgraciados accidentes se prohibieron en el año 1989.

La evolución de estos motores durante esta época permitió que los motores sobrealimentados llegaran a los catálogos de ventas de todos los fabricantes, con vehículos fiables y de altas prestaciones. La mejora en los procesos productivos y de materiales, así como los avances en investigación, permitió que se comenzaran a unir motores de combustión interna autoencendidos con turbo-compresores en vehículos ligeros como los coches. En 1978 se lanza al mercado uno de los primeros coches con motor turbodiesel, el Peugeot 604.

Las ventajas en los bajos consumos de estos motores unido a la crisis energética de 1992 hizo que estos motores diesel sufrieran un impulso, en detrimento de los turbo de gasolina, que los ha llevado hasta un nivel de desarrollo altísimo con los motores turbodiesel de inyección directa en los que cada una de sus componentes tiene un nivel de calidad absoluto. Es por ello que se requiere de un conocimiento exhaustivo de cada componente que permita el perfecto funcionamiento y el preciso ajuste en la función de cada uno.

### **1.1.1 Downsizing y bombeo**

La tendencia en la sobrealimentación de motores diesel es seguir incrementando el grado de sobrealimentación hasta el límite mecánico y térmico. Para reducir las presiones máximas y las emisiones de óxidos de nitrógeno, la tendencia es

reducir la relación de compresión y retrasar el inicio de la inyección, llegando incluso a producirse éste, después del punto muerto superior. Además lo que se busca es disminuir el tiempo entre cada uno de los transitorios de motor, sobre todo a bajas revoluciones, donde los mayores problemas se suscitan en pos de las mejoras de versatilidad y bajo consumo, junto a la disminución de contaminantes, esta última de gran preocupación por las restrictivas normas europeas de contaminación aplicadas a la automoción como por ejemplo la Euro IV y su evolución denominada Euro V [1.5]. En los próximos años aparecerá Euro VI de restricciones mucho más duras sobre los índices de contaminación. La sobrealimentación puede ser una posible solución para alcanzar los límites exigidos por dicha norma, tal como lo plantean algunos fabricantes de automoción [1.6].

La tendencia en el diseño de los motores diesel de automoción en los últimos años que consiste en aumentar la potencia específica de los motores de manera que se consiguen reducciones de la cilindrada necesaria para alcanzar una determinada potencia. De esta manera, se consiguen ventajas en consumo de combustible y emisiones contaminantes. A esta tendencia se le llama con el término inglés *downsizing*, haciendo referencia a la disminución de tamaño de los motores. Sin embargo, el *downsizing* está limitado por varios fenómenos como las limitaciones mecánicas y térmicas que se alcanzan en condiciones operativas cercanas a la plena potencia, esto es a alto régimen de giro. Otro de los problemas de los motores *downsized* es el mal comportamiento del par motor a bajas vueltas del motor. En particular, estos motores tienen una peor respuesta en aceleración a bajas revoluciones porque el par máximo a alcanzar a altas vueltas es más elevado y porque la energía disponible en los gases de escape del motor es más reducida.

Con el objetivo de solucionar el problema del mal comportamiento de los motores de alta potencia específica se están empezando a utilizar nuevos sistemas de sobrealimentación. La primera medida para mejorar el par en bajas vueltas del motor es reducir el tamaño de la turbina. Una turbina pequeña se adapta mejor al funcionamiento con gasto másico en el escape reducido, permitiendo aumentar la presión de sobrealimentación a menor régimen de giro del motor. Sin embargo, esta pequeña turbina va a producir una contrapresión excesiva a altas vueltas de motor que se traduce en mayor consumo y mayores limitaciones térmicas en el punto de máxima potencia. Este efecto negativo puede contrarrestarse con una turbina de geometría variable capaz de variar su sección efectiva adaptándose a los cambios en gasto másico. Puede llegar a darse el caso de tener que añadir a la turbina de geometría variable una válvula de descarga del tipo *waste-gate* para aumentar el rango de operación del sistema. En el diseño del compresor sin embargo no se ha producido en los últimos años ningún cambio que permita ampliar su rango de operación. Todos los datos apuntan a que una vez generalizado el uso de las turbinas de geometría

variable y la tendencia en la disminución de su tamaño, es el compresor el elemento limitante en el proceso de *downsizing*. Efectivamente, en el sistema de admisión del motor no se puede instalar un sistema de by-pass como se hace en el escape, ya que es necesario comprimir el aire. Por el compresor ha de pasar todo el aire admitido por el motor y teniendo en cuenta la elevada potencia específica la tendencia no es, desde luego, a reducir el gasto másico máximo del compresor. Por otra parte, debido al menor tamaño de la turbina la potencia que ésta puede suministrar al compresor en bajas vueltas hace que la relación de compresión suministrada por el compresor a bajas vueltas de motor suba de manera notable. Esto requiere pues un aumento del rango operativo del compresor para gastos pequeños. Esto equivale a aumentar el margen de bombeo de los compresores. En este escenario de maximización de la potencia específica de los motores diesel es cuando el bombeo, que hasta ahora no era un problema mayor en el diseño del sistema de sobrealimentación está apareciendo de forma generalizada. En motores de generaciones anteriores (Euro III, IV y algunos en Euro V) la turbina era tan grande que solo cuando estaba cerrada completamente era capaz de conducir a bombeo en el compresor.

Otro de los aspectos que está haciendo llegar al límite de los sistemas de sobrealimentación actuales es la generación de tasas suficientes de gases recirculados (EGR) para la reducción de las emisiones contaminantes. En efecto, dado que los valores límite de las emisiones en las sucesivas normativas se reducen de forma dramática, el nivel de gases recirculados ha de aumentar en la misma medida. Esto, unido al *downsizing* que hace que se monten motores de pequeña cilindrada en vehículos pesados, conduce a que se obtengan más gases recirculados a mayor nivel de carga del motor. Así pues, el sistema de sobrealimentación ha de ser capaz de suministrar aire suficiente para mantener un exceso de aire suficiente a la vez que gases recirculados para el control de las emisiones de NOx. En algunos motores, o bien el sistema de sobrealimentación no es capaz de proporcionar la relación de compresión necesaria, o bien la reducción del gasto másico que implica la recirculación de gases conduce el compresor a bombeo.

Para poder salvar el límite que representa la limitación de relación de compresión para gastos trasegados pequeños se han presentado diferentes soluciones tecnológicas. En primer lugar, se intenta modificar el límite de bombeo de los compresores mediante la optimización de su diseño interno, logrando compresores que permiten aumentar el rango de operación a gastos bajos manteniéndolo a gastos elevados. En segundo lugar, se están empleando dispositivos que permiten modificar el flujo de entrada al compresor afectando a su aerodinámica interna y modificando de la forma buscada el límite de bombeo. En tercer lugar, se está planteando la utilización de compresores de geometría variable en los que mediante unos vanos de inclinación variable en el difusor se puede modificar el comportamiento del

compresor permitiendo su adaptación a las distintas condiciones operativas del motor. En cuarto lugar, están apareciendo distintas versiones de motores con dos turbocompresores o con un turbocompresor más un compresor movido por el propio motor. Existen distintas soluciones de este último tipo, pero todas tienen un elemento común y es la utilización de un turbocompresor más pequeño que funciona especialmente a bajas revoluciones de motor que cumple dos requisitos, tiene una menor inercia mecánica mejorando su respuesta en aceleraciones, y tiene un mayor margen frente al bombeo ya que su rango operativo es menor. Todas las soluciones en doble sobrealimentación permiten mejorar el par y la respuesta en aceleraciones a bajo régimen. Las distintas soluciones en doble sobrealimentación se distinguen en la disposición de los compresores y de las turbinas de sobrealimentación que pueden estar en serie (doble etapa) o en paralelo. También se pueden distinguir los sistemas de sobrealimentación de tipo secuencial en los que uno de los dos compresores se puede desconectar del flujo del motor cuando la adaptación así lo requiere de manera que algunas veces trabaja con un solo turbo y otras con dos. Por último, como se ha comentado, se han presentado soluciones que combinan la utilización de compresores centrífugos con compresores de desplazamiento positivo, o también compresores movidos con turbina de escape combinados con otro arrastrado por el propio motor.

En la generación de motores correspondientes a la norma europea Euro VI, los fabricantes están explorando todas estas soluciones tecnológicas que permiten salvar la limitación del bombeo del compresor del sistema de sobrealimentación hasta ahora habitual. Sea cual sea la solución tecnológica explorada y adoptada se ha incrementado en los diseñadores de motores el interés por el fenómeno del bombeo en distintos aspectos. En primer lugar, dado que las prestaciones del motor están limitadas por el bombeo del compresor, es necesario conocer de forma precisa el margen real disponible para un determinado compresor a fin de poder optimizar el motor sin poner en peligro el funcionamiento y la duración del compresor. Sin embargo, es una experiencia generalizada que el límite de bombeo de los compresores medido en las instalaciones específicas dedicadas a ello no coincide con el límite de bombeo cuando el mismo compresor se instala en el motor. De alguna manera, existen diferencias en el comportamiento debido a las condiciones diferentes de ensayo en un caso y en otro. La experiencia dice que el margen frente al bombeo es generalmente mayor en motor que en banco de compresores, de manera que existe un margen para aumentar la relación de compresión en baja en relación a las características que ofrecen los fabricantes del turbocompresor. Esto hace que, en la fase de diseño del motor no es posible definir de forma precisa el margen de bombeo que tendrá el motor. Solamente en la fase de puesta a punto del motor en vehículo se puede optimizar el margen del bombeo y por lo tanto la presión de soplado y el par motor en bajas vueltas.

En segundo lugar, también es una experiencia generalizada entre los diseñadores de motores que el margen de bombeo de un compresor no depende solamente del mapa de operación del compresor sino de los parámetros geométricos de la línea de admisión tanto aguas arriba como aguas abajo del compresor. Es habitual que al cambiar el volumen del filtro de aire o del conducto a la salida del compresor el límite de bombeo pueda sufrir cambios. También es conocido que la geometría del conducto justo a la entrada del compresor afecta el comportamiento del compresor. En este sentido es importante destacar que la adaptación de cada motor al habitáculo en el que se aloja es complicada. Esto hace especialmente difícil la adaptación de un mismo motor a distintos vehículos, una práctica cada vez más habitual. Estas limitaciones de espacio conducen de forma habitual a conductos de entrada al compresor de geometría inadecuada [1.7], que complican los procesos de puesta a punto de cada adaptación.

Todos estos efectos sobre el comportamiento del bombeo son conocidos en cuanto a que han sido experimentados o sufridos por los ingenieros de diseño o de puesta a punto. No obstante, no existen en general reglas de diseño que permitan tenerlos en cuenta en el proceso de diseño, especialmente porque no existen modelos matemáticos adecuados para su predicción.

### 1.1.2 Modelado de motores

En el estudio y desarrollo de los motores, ya desde sus inicios, tuvo una importancia mayúscula el proceso de modelado que permitiese predecir las actuaciones del motor a priori sin tener que construir y ensayar el motor completo en cada ocasión. De hecho se puede decir que el desarrollo de la Termodinámica, a lo largo del siglo XIX, fue de la mano de la evolución de los motores térmicos. El primer uso de ciclos de simulaciones de motores de combustión interna fue llevado a cabo por el británico Sir Dugald Clerk (1845-1932), quien propuso una serie de métodos para calcular las propiedades termodinámicas de los flujos en los diferentes procesos del motor, siendo el primero en usar un ciclo de aire estándar para comparar la eficiencia térmica de motores de combustión interna. También el propio Rudolph Diesel propuso una serie de modelos para motores alternativos con diferentes modos de combustión (presión constante, temperatura constante, etc). Un gran avance llegó del trabajo de Hottel, que desarrolló un mapa de las propiedades termodinámicas de la mezcla de gas quemada según el equilibrio termodinámico de los productos de combustión.

Pero es en las últimas décadas que gracias al aumento en la capacidad de cálculo aportado por la informática, se dedica un especial esfuerzo al desarrollo de programas de modelado del ciclo operativo de los motores, que permitan predecir las

cualidades de éstos de una forma más económica que mediante los ensayos directos sobre el motor. Inicialmente aparecieron modelos sobre el proceso de combustión del motor. El conocimiento de la cinética de la formación de NO<sub>x</sub> ha sido desarrollado ampliamente y el uso de transferencia de calor con flujo turbulento en el motor ha sido explorado y evaluado en profundidad continuando hoy en día con la mejora de dichos procesos [1.8].

La evolución en el desarrollo de modelos informáticos se ha extendido a todos y cada uno de los componentes del motor, algunos de ellos capaces de modelar los conductos de escape del motor en 1D. [1.9]. Otros métodos menos complejos adoptan el cálculo 0D mediante la adopción de volúmenes que representen ciertas partes del motor, estrategia conocida como de llenado y vaciado [1.10]. Pero existen algunos muchos más robustos como el propuesto por Payri et al. [1.11] donde es posible representar cada uno de los procesos que se llevan a cabo en el motor mediante la unificación de la filosofía llevada a cabo por los anteriores trabajos nombrados. Mediante estos sistemas en el campo de los motores térmicos de combustión interna alternativos en la actualidad las tareas de modelado supongan un importante proceso en el diseño y puesta a punto de un nuevo motor[1.12].

Debido a la gran competencia, los constructores de motores están obligados a reducir los costes en el desarrollo de nuevos motores y a mejorar los diseños ya existentes. En el pasado, cuando se intuía una posible mejora en el motor, ésta se probaba directamente en el mismo, mediante un prototipo, obteniéndose unos determinados resultados que eran comparados con los originales para ver si era rentable o no dicha mejora, resultando así un proceso lento y costoso. Por este motivo se investigó en modelos matemáticos que simularan el funcionamiento del motor, para obtener unos resultados estimados del nuevo motor a ensayar de forma rápida y económica. Los modelos teóricos no dan con exactitud lo que sucede en realidad en el motor, ya que los fenómenos que ocurren en éste son modelados mediante ecuaciones que pueden llegar a ser muy complejas para su resolución, por lo que se adoptan una serie de hipótesis simples y fórmulas empíricas de forma, que sin perder su sentido físico, den una aproximación lo más exacta posible de lo que ocurre en el motor, pero con tiempos de ejecución relativamente bajos.

Además, con estos modelos se obtiene el análisis de parámetros y variables del motor muy difíciles o imposibles de medir en el mismo. Por lo tanto, aunque hay que tener en cuenta que siempre será necesaria una validación de los resultados mediante el ensayo del motor, la estimación de los resultados de los motores ensayados será más rápida y económica.

De todo lo anterior se desprende la importancia que para el proceso de renovación de la carga en motores alternativos tienen dichos modelos y de ahí se justifica el incremento en el uso de los mismos, en mayor medida, cuanto mejores son los conocimientos de los procesos físicos que tienen lugar en el motor y mejores son las herramientas de cálculo de que se dispone. En la actualidad y debido al avance informático que existe, se han logrado tiempos de ejecución relativamente cortos.

De entre todos los modelos, el más utilizado para el diseño de los sistemas de renovación de la carga y sobrealimentación de los motores son los modelos unidimensionales de acción de ondas. Estos modelos hacen la hipótesis de que el flujo en los conductos de admisión y de escape de los motores es esencialmente unidimensional. Además estos modelos pueden calcular los movimientos de las ondas de presión dentro de los conductos con la hipótesis de que la amplitud de estas ondas es finita y que existen fenómenos no lineales como la transmisión de calor, fricción y cambios de sección. En esto se distinguen de los modelos acústicos lineales en los que la amplitud de las ondas de presión es supuesta infinitesimal. Este tipo de modelos permite calcular de forma precisa el flujo pulsante en admisión y especialmente en el escape de los motores.

En todos los centros de diseño de sistemas de sobrealimentación se ha generalizado el uso de programas informáticos basados en los modelos 1D de acción de ondas como GT-power de Gamma Technologies, Boost de AVL o WAVE de Ricardo. Sin embargo, pese a que el flujo en los conductos del motor se puede calcular con precisión y coste computacional aceptables, el cálculo de elementos singulares en los sistemas de admisión y de escape del motor se ha de hacer mediante hipótesis adicionales en función del elemento que se trate. Un punto capital en los modelos es la manera en que se implementan las ecuaciones de compresores y turbinas de sobrealimentación.

En los modelos de acción de ondas actuales el compresor es calculado a partir de la información del mapa característico de funcionamiento medido habitualmente por los fabricantes del sistema de sobrealimentación. El compresor se calcula de forma quasi-estacionaria, esto es se considera que la relación de compresión producida por el compresor es función solamente del gasto másico que se trasiega en cada momento tal como se representa en el mapa de funcionamiento estacionario. Se considera que el funcionamiento del compresor en un momento dado no depende de la historia pasada sino de las condiciones que existen en ese instante. Sin embargo, tal como se explica en el capítulo siguiente, el bombeo o los fenómenos que conducen al bombeo son claramente no estacionarios por lo que no se pueden predecir de forma adecuada con semejantes modelos. Además, dado que el funcionamiento del compresor en la línea de admisión de un motor suele ser pulsante por las aspiraciones secuenciales de los



cilindros, la predicción de las oscilaciones de gasto másico y relación de compresión alrededor del punto de operación de equilibrio no se pueden calcular de forma precisa, especialmente cuando el punto de operación se acerca a la línea de bombeo.

Debido a la imposibilidad de los modelos actuales para predecir y para calcular en la zona de bombeo del mapa del compresor, se hacen simplificaciones que permitan que aunque no se calcule de forma adecuada, al menos el cálculo no se vea interrumpido. Así, es habitual que los modelos permitan transitar por la zona de bombeo a sabiendas de que el cálculo durante el bombeo no será correcto.

Dado el escenario descrito en el apartado anterior en el que los motores actuales trabajan en el límite del bombeo a fin de maximizar las prestaciones a bajas vueltas, los modelos utilizados en el diseño han de permitir predecir la aparición del bombeo. Estas herramientas de diseño han de ser capaces de analizar el efecto de la geometría de la línea de admisión del motor sobre el funcionamiento del compresor, de manera que se pueda establecer en las primeras etapas de diseño cuál es el potencial real de un determinado compresor en cuanto a la máxima relación de compresión admisible a bajas revoluciones de motor y por lo tanto predecir el par motor. El mismo argumento se puede hacer sobre el máximo gas recirculado que se puede conseguir en determinadas condiciones de alta carga y bajo régimen de motor.

## 1.2 Justificación

Tal como se ha expuesto en el apartado anterior la evolución de los motores diesel ha puesto el fenómeno del bombeo en el centro de la atención de los ingenieros encargados del diseño de los sistemas de sobrealimentación de motores. Aunque el fenómeno del bombeo es conocido desde el comienzo en su utilización en motores de aviación, estaciones de compresión e incluso en la sobrealimentación de motores, no existen ni las herramientas ni la experiencia necesaria para integrar este nuevo factor de diseño en las fases de diseño de los motores.

Las investigaciones realizadas en el marco de elaboración de la tesis doctoral se han encuadrado dentro de los motores sobrealimentados mediante turbomáquina, donde la turbina extrae la potencia de los gases de escape y mediante la unión por medio de un eje se la comunica a un compresor.

Existen básicamente dos tipos de compresores según sea la dirección de la velocidad de salida respecto de la de entrada paralela o perpendicular: los axiales y los centrífugos. Los primeros han sido profundamente estudiados en la industria aeronáutica y son habitualmente utilizados en los aerorreactores por su menor área frontal y menor peso, aunque la elección de incorporar uno u otro depende del gasto másico necesario para el cual el tipo de aeronave que sea pueda ser suficiente. En la figura 1.2 se resalta el campo empleado por los compresores axiales y centrífugos dependiendo de su caudal y su relación de compresión.

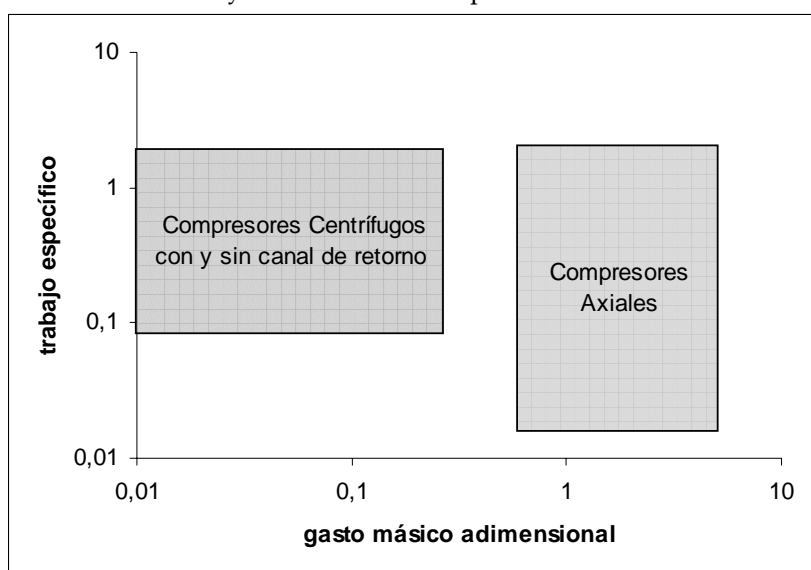


Figura 1.2 Rangos de empleo de los compresores axiales y centrífugos

Hay que añadir que la principal razón del profundo estudio del fenómeno de bombeo ("surge"), en los motores de reacción aeronáuticos, es debido a la configuración de éstos en la que las cámaras de combustión están inmediatamente a continuación del compresor, por lo que la inversión del flujo de aire produce la descarga de llamaradas hacia el exterior a través del compresor con el consecuente deterioro de los álabes y la pérdida total de empuje. Sin embargo en la industria de la automoción donde los gastos de aire son bajos y el peso no está tan penalizado, el funcionamiento de pequeños compresores centrífugos es mucho más efectivo y económico, tanto en su construcción como en su mantenimiento.

Es por ello que este proyecto procura hacer una extensión de los conocimientos adquiridos entorno a los compresores axiales aeronáuticos en su funcionamiento en régimen inestable y aplicarlo a los pequeños compresores centrífugos usados en automoción y estudiar la forma en la que este funcionamiento anómalo puede generar ventajas en referencia a los puntos de funcionamiento críticos que lleguen cerca del límite de uso del compresor.

Se trata de ahondar en la comprensión del fenómeno del bombeo para, tras ello, conseguir evadir las inestabilidades que conducen a éste o al menos retrasar el fenómeno lo máximo posible, lo que traducido en un mapa característico del compresor significa mover la línea de bombeo conformada por los puntos de bombeo de cada régimen de giro hacia la izquierda del mapa, consiguiendo a bajos valores de caudal másico consumido por el compresor, una estabilización y un valor de relación de compresión más alto o igual al que se tenía sin modificar el punto de bombeo original. Esto conlleva a su vez un mayor rango de operación del compresor al disminuir el margen necesario para evitar la entrada en bombeo del compresor a cualquier régimen de giro y proporcionar una mejora en la capacidad de funcionamiento del motor, sobre todo, a bajos número de revoluciones.

En la bibliografía es posible encontrar diversos sistemas, los primeros sólo de índole mecánica y luego mecánicos asociados a control, que producen el movimiento de la línea de bombeo sobre la margen izquierda del mapa. No siempre estos elementos pueden ser utilizados por los fabricantes de motores de automóviles debido a las características dimensionales del motor y al espacio reservado para la admisión del mismo. Por lo tanto el estudio y desarrollo de nuevos elementos adaptados a la exigencia geométrica de los motores, debe ser continuado con las nuevas disposiciones de los fabricantes de automoción, para cada uno de los modelos nuevos puestos en el mercado, con el afán de conseguir una mejora en la respuesta del compresor cercana a la zona de bombeo, por lo que se justifica el trabajo que se presenta sobre este punto en esta tesis.

La importancia de lograr un control del bombeo radica en que las fluctuaciones del aire provocadas por el bombeo tienen una incidencia destructiva sobre el compresor. Los ensayos experimentales en bombeo se pueden clasificar como ensayos destructivos sobre la turbomaquinaria. Una forma de evitar este proceso sin que se precise someter a un compresor a bombeo o ver la posibilidad de que una línea de admisión de un motor de coche propicie el bombeo, es desarrollar el modelado del compresor capaz de representar el fenómeno de forma unidimensional en un modelo de acción de ondas como es el WAM. Los objetivos del modelado y de los sistemas de control en lazo cerrado son evitar las pérdidas rotatorias y el bombeo para extender el rango de funcionamiento estable, aumentando la zona de funcionamiento en equilibrio estable del compresor. Su importancia radica en la posibilidad de evaluar diferentes situaciones de operación de un compresor, sin correr el riesgo de entrar en bombeo experimentalmente y por las ventajas tanto económicas como de tiempo que conllevan los modelos informáticos para acelerar la puesta en funcionamiento de los prototipos diseñados.

### 1.3 Objetivos

Por lo comentado en los dos apartados anteriores el principal objetivo que persigue esta tesis, es contribuir al mejor conocimiento del fenómeno del bombeo de los compresores centrífugos utilizados para la sobrealimentación de motores diesel de automoción. La intención es que este mejor conocimiento del fenómeno permita mejorar el diseño de los sistemas de sobrealimentación de los motores actuales mediante la obtención de criterios de diseño de los sistemas y mediante la generación de herramientas que permitan facilitar el proceso de desarrollo de la sobrealimentación.

Este objetivo global se puede particularizar en aspectos diferentes alrededor del fenómeno del bombeo. Un primer objetivo concreto de esta Tesis es el desarrollo de un modelo de compresor que permita el cálculo no estacionario del flujo en el compresor. Este modelo matemático ha de ser capaz de predecir en qué condiciones se va a producir la entrada en bombeo a partir de las condiciones de operación del motor, por lo que este modelo de compresor ha de ser implementado en un modelo global de motor del tipo unidimensional de acción de ondas.

Un segundo objetivo específico de la Tesis será el análisis del efecto que tiene la geometría de entrada al compresor sobre el límite de funcionamiento estable del compresor. Desde otro punto de vista, este objetivo también se puede enfocar como la búsqueda de geometrías del conducto de entrada al compresor que permitan aumentar el margen de bombeo del compresor.

El tercer objetivo de la Tesis es analizar el efecto que tienen las condiciones del flujo en el compresor sobre el límite de bombeo del compresor. En particular, se busca entender los mecanismos por los que modificaciones en las condiciones aguas abajo del compresor pueden afectar al funcionamiento del mismo en bombeo. Específicamente se pretende analizar el efecto del flujo pulsante habitual en los motores alternativos sobre el límite de bombeo.

Junto con estos objetivos específicos de la Tesis se plantean otros de tipo metodológico. El primero y más importante sería, a partir de los estudios realizados, proponer metodologías de medida y de caracterización del bombeo que permitan obtener información relevante que pueda utilizarse en las fases de diseño del sistema de sobrealimentación para optimizar las prestaciones evitando el funcionamiento en bombeo. El segundo es establecer la validez de las herramientas de cálculo de flujo computacional multidimensionales (CFD) para analizar el fenómeno del bombeo en

---

compresores y proponer elementos que por medio de la ayuda de métodos de control activo o sin éste ayuden a retrasar el fenómeno de bombeo.

## 1.4 Metodología

La metodología que se propone para alcanzar los objetivos fijados se basa en la combinación de estudios experimentales junto con los estudios teóricos mediante modelado. Además, como en cualquier trabajo de investigación, se propone realizar una revisión bibliográfica exhaustiva en la literatura especializada que permita centrar la investigación y establecer el punto de partida en el estado del arte en este momento.

En cuanto a la investigación bibliográfica se buscará en las fuentes los trabajos relacionados en general con el bombeo de compresores, con el control del bombeo en compresores y con los objetivos específicos establecidos en esta Tesis. Esto es, modelado del fenómeno del bombeo, efecto de la geometría del conducto de entrada al compresor sobre el bombeo y efecto de las condiciones aguas abajo del compresor de sobrealimentación sobre el bombeo.

En el lado experimental se propone la realización de ensayos en banco de turbocompresores en donde se puede medir de forma controlada todas las variables operativas del compresor. También se proponen ensayos del compresor instalado en el motor, esto es, ensayos en banco motor en los que las condiciones para medir son más restringidas, pero en cambio, las condiciones de ensayo son similares a las de funcionamiento real del sistema de sobrealimentación del motor. Por último, se desarrollarán metodologías de medidas específicas y novedosas para la caracterización del fenómeno del bombeo, tal como se ha mencionado en el apartado de objetivos.

El trabajo teórico se centrará en la utilización de modelos de cálculo de flujo computacional (CFD) para el análisis de las distintas geometrías del conducto de entrada al compresor como medio para entender el mecanismo de interacción entre el flujo producido por una geometría en particular con el funcionamiento del compresor. También se plantea la utilización del propio modelo de compresor y el modelo global de motor unidimensional de acción de ondas, una vez validado, para analizar el efecto de la geometría aguas abajo del compresor sobre el bombeo del compresor.

## 1.5 Planteamiento

El planteamiento que se ha seguido para alcanzar los objetivos de la Tesis ha tenido los siguientes pasos básicos en su desarrollo que se ha plasmado en los distintos capítulos en los que se divide esta Tesis:

En el capítulo 2 titulado bombeo en compresores relativos se resume la información obtenida de la revisión bibliográfica realizada sobre trabajos en la literatura describiendo el bombeo y los fenómenos de inestabilidad que conducen a él. El objetivo buscado es recoger e unificar los distintos trabajos realizados en este área de investigación a fin de establecer el estado del arte y el punto de partida de este trabajo. En este capítulo se hace una introducción muy básica acerca de los distintos tipos de compresores, la nomenclatura empleada, los mapas de funcionamiento utilizados, etc. A continuación se hace una descripción fenomenológica del proceso de bombeo y se introducen los procesos inestables que conducen al bombeo de los compresores. En los últimos apartados del capítulo se ha hecho una revisión bibliográfica de los sistemas de control que permiten evitar el bombeo en compresores empleados principalmente en aviación y en estaciones de compresión, pero que potencialmente podrían tener algún tipo de aplicación en la sobrealimentación de motores. Por último, se realiza una revisión de los dispositivos que permiten ampliar el margen del bombeo de un compresor.

En el capítulo 3 se describen las instalaciones y ensayos experimentales utilizadas o desarrolladas en la presente Tesis. En primer lugar se realiza una descripción de los entornos experimentales utilizados, esto es, de más simple a más complicado, el banco de flujo estacionario, el banco de ensayo de turbocompresores y el banco de ensayo de motor. A continuación se hace una reflexión sobre la medida del bombeo y en qué medida la forma en que se realizan los ensayos determina el tipo de resultados que se puede obtener. Se establecen aquí los distintos tipos de ensayo que se pueden realizar para obtener información relevante acerca del fenómeno del bombeo. Por último, se analiza la cuestión de cómo se han de medir de forma precisa las condiciones en las que se alcanzan condiciones de bombeo, esto es, la línea de bombeo, tanto en banco de compresores como en banco motor.

En el capítulo 4 se presenta el modelo no estacionario de compresor desarrollado en la presente Tesis. Se introduce el capítulo explicando el modelo de compresor de partida disponible en el grupo de investigación como punto de partida del trabajo. El modelo existente es, por supuesto, no estacionario e inadecuado para predecir y calcular el bombeo. A continuación se presenta una revisión bibliográfica de los distintos modelos propuestos por diferentes autores, prestando especial



atención al modelo de Greitzer en el que se ha basado el modelo desarrollado. En el apartado central del capítulo se presentan las hipótesis del cálculo y el sistema de ecuaciones utilizado. En un subapartado se describe el método de resolución del sistema de ecuaciones y su implementación en el modelo global de motor de acción de ondas. Al final del capítulo se presenta un primer ejemplo del funcionamiento adecuado del modelo, antes de su validación que se presenta en el capítulo 6.

El capítulo 5 titulado “Estudio de las condiciones aguas arriba” se centra en el estudio de la influencia de la geometría inmediatamente aguas arriba del compresor en el funcionamiento del mismo y en particular de la línea de bombeo. En el capítulo se hace un repaso a distintos tipos de geometría que habitualmente se encuentra en los compresores de sobrealimentación como son codos, conductos cónicos y elementos en los cuales se produce un movimiento de rotación del flujo. En el capítulo se muestra la cuantificación del efecto de la geometría sobre la línea de bombeo mediante la medida de los mapas correspondientes en banco de compresores. También se aportan para el análisis cálculos del flujo en cada uno de los elementos mediante CFD como elemento para justificar los resultados experimentales.

El capítulo 6 titulado “Estudio de las condiciones aguas abajo” se centra en el análisis de los efectos geométricos aguas abajo del compresor sobre el bombeo, y en particular el efecto de las condiciones pulsantes del flujo. En la primera parte del capítulo se presentan los resultados de los ensayos de caracterización, descritos en el capítulo 3, necesarios como datos de entrada para el modelo desarrollado y descrito en el capítulo 4. A continuación se comparan los resultados de distintos ensayos realizados en el banco de compresores con flujo continuo pero con distintas geometrías del sistema de compresión aguas abajo del compresor. Por último, se presentan los resultados de una campaña realizada con flujo pulsante en el compresor y su comparación con los resultados del modelo.

El capítulo 7 recoge las principales conclusiones extraídas del trabajo de investigación realizado y se proponen las líneas de continuación del trabajo en el futuro.

## 1.6 Bibliografía

- [1.1] Escobar, J. "Turbine Engine History", Aircraft Maintenance Technology Magazine, April, 2006.
- [1.2]
- [1.3] Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J.R., Sánchez, C.A., "Estudio del Efecto de la Altitud sobre el Comportamiento de M.C.I. Parte 1: Funcionamiento, Información Tecnológica, 2006 Vol. 17 N°5 pp.21-30.
- [1.4] Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J.R., Agudelo, A.F., "Estudio del Efecto de la Altitud sobre el Comportamiento de M.C.I. Parte 2: Motor Diesel, Información Tecnológica, 2006 Vol. 17 N°5 pp.31-42.
- [1.5] European Directives 98/69/EC and 2002/80/EC.
- [1.6] Ivaldi, E., "New Generation of Gasoline Engine: The Real Engines Diesel Challenge" Conference Thiesel 2006, Valencia September 2006.
- [1.7] Kindl, H., Schorn, N., Schulte, H., Serrano, J.R., Margot, X., Tiseira, A., "Influence of Various Compressor Inlet Designs on Compressor Performance", 9<sup>th</sup> Supercharging Conference, 2004 Dresden Germany.
- [1.8] Luján, J.M, Serrano, J.R., Arnau, F., Dolz, V., "Heat Transfer Model to Calculate Turbocharged HSDI Diesel Engine Performance", SAE-2003-01-1066, 2003.
- [1.9] Onorati, A., Ferrari, G., D'Errico, G., "Fluid Dynamic Modeling of the Gas Flow Chemical Spacie Transport through the Exhaust Manifold of a Four Cylinder SI Engine", SAE 1999-01-557.
- [1.10] Talon, V., Tabet, T., Castric, S., Emery, P., "Engine Control Model Based Design with Achille Library", E-COSM- Rencontres Scientifiques de l'IFP, Octobre 2006.
- [1.11] F. Payri, J. Galindo, J.R. Serrano, F.J. Arnau "Analysis of Numerical Methods to Solve One-Dimensional Fluid-Dynamic Governing Equations under Impulsive Flow in Tapered Ducts", International Journal of Mechanical Sciences Volume 46, Issue 7, July 2004, pp. 981-1004.

- [1.12] Delagrammatikas, G.J., Assanis, D.N., "The Reverse Engineering of a Turbocharger Diesel Engine through a Unified System Approach", SAE 2001-01-1244, 2001.



## 2 Bombeo en compresores rotativos

2.1	INTRODUCCIÓN .....	24
2.2	CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPRESORES .....	25
2.2.1	<i>Compresores axiales</i> .....	25
2.2.2	<i>Compresores centrífugos</i> .....	26
2.2.3	<i>Mapa de compresor</i> .....	32
2.2.4	<i>Limites de un compresor</i> .....	35
2.2.5	<i>Inestabilidad en los compresores</i> .....	39
2.3	BOMBEO .....	50
2.4	MÉTODOS DE CONTROL DEL BOMBEO .....	58
2.4.1	<i>Control preventivo</i> .....	58
2.4.2	<i>Control activo</i> .....	60
2.5	MÉTODOS DE RETRASO DE BOMBEO .....	66
2.5.1	<i>Elementos externos</i> .....	66
2.5.2	<i>Elementos integrados</i> .....	70
2.6	RESUMEN .....	73
2.7	BIBLIOGRAFÍA .....	76

## 2.1 Introducción

En este capítulo se hace una sencilla mención sobre los tipos de compresores rotativos, prestando principal atención a la constitución de los compresores centrífugos, tipo de compresor que ha sido utilizado para los objetivos trazados en esta tesis doctoral, cuyo tema principal es el estudio del bombeo. Por lo tanto es importante en este capítulo la definición y descripción del bombeo, mencionar las causas que lo producen y resaltar las magnitudes empleadas en su caracterización.

Como el bombeo es un fenómeno de limitación en las características de funcionamiento de cualquier tipo de compresor rotativo, son mencionados algunos de los métodos encontrados en la bibliografía que consiguen retrasar o bien evitar entrar en ésta situación mediante la instauración, por ejemplo, de sistemas de control o sistemas aerodinámicos empleados en la mejora de la estabilidad externos al compresor.

Por último, al finalizar este capítulo se realiza un resumen de lo más destacado en las explicaciones dadas sobre las inestabilidades de los compresores en especial el bombeo, los parámetros de caracterización, las formas de control, y métodos de atenuación vistos.

## 2.2 Características de los compresores

Existen dos grandes conjuntos entre los compresores rotativos que acusan por su diseño problemas de inestabilidad como el fenómeno de bombeo. Este tipo de compresores son clasificados en axiales o centrífugos, dos conjuntos perfectamente definidos por sus características geométricas. Dentro de estos dos grandes conjuntos podemos encontrar gran diversidad de tamaños y formas para ser implementados en diferentes tareas o ramas de la industria en general.

### 2.2.1 Compresores axiales

Los compresores axiales, son llamados de así por mantener la dirección del flujo que se corresponde con el eje del propio compresor.

Los compresores axiales tienen dos componentes básicos denominados rotor y estator, el primero se caracteriza por tener una rueda de álabes dispuestos en forma radial que giran en torno al eje. El segundo componente es contiguo al primero y está compuesto por otra corona de álabes al igual que el primero pero de forma fija, por lo que carecen de rotación. El conjunto formado por ambos componentes se denomina etapa de compresor. El trabajo de este conjunto es responsable de la generación de aumento de presión entre la entrada y la salida de la etapa. Cabe destacar nuevamente que entre la entrada y la salida de la etapa no ha habido por parte del fluido cambio de sentido, la componente de velocidad es siempre en forma axial.

Los compresores axiales son muy utilizados en la industria aeronáutica y en centrales energéticas, en donde el nivel de consumo de aire junto a la magnitud final de relación de compresión es muy significativo. Para poder alcanzar valores de relación de compresión importantes, de 5:1 o mayores, es necesaria la incorporación de varias etapas. Como ejemplo, un compresor axial como el instalado en el turborreactor ATAR 9C empleado en los diferentes tipos de aviones militares de combate Mirage, usados sobre los años 60, para obtener un ratio de 5,5:1 necesitaba de 9 etapas, por lo tanto es fácil suponer que la magnitud geométrica de los compresores axiales es notoria. Algunos pueden alcanzar el metro longitud, mientras que el consumo de aire puede rebasar fácilmente los 80 kg/s. Los parámetros de temperatura presión y densidad del gasto aumentan en su paso por cada etapa del compresor y por ello el área de paso desciende.

En la figura 2.1 se muestra un típico compresor axial y a su lado una etapa del mismo compresor compuesta por álabes móviles (rotor) y álabes fijos (estator), además es de destacar cómo a medida que aumenta el número de etapas, la esbeltez

de los álabes es cada vez menor. La explicación fácil y sencilla es que uno de los factores de diseño de los álabes responde al aumento de la presión total del fluido en el compresor a medida que el fluido va superando las diferentes etapas y que la presión sobre la superficie de los mismos aumenta, por tanto es necesario reducir la esbeltez de los álabes.

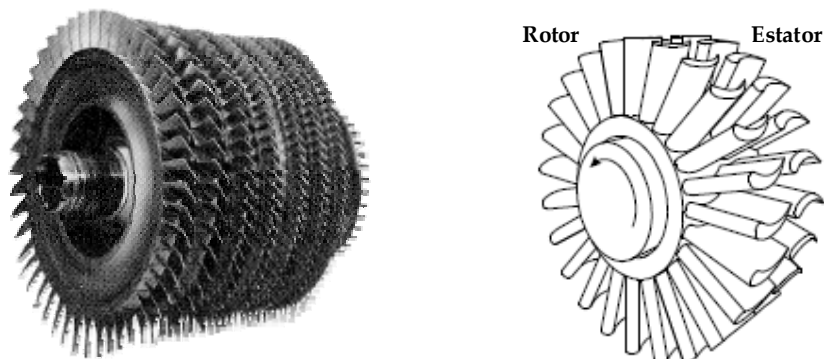


Figura 2.1 a) Compresor Axial

b) Etapa de compresor axial

Los compresores axiales se pueden adecuar a las diferentes exigencias de la industria modificando la cantidad de etapas, o bien el área transversal de entrada por donde pasa el fluido o también por el diseño y configuración de los diferentes tipos de álabes.

## 2.2.2 Compresores centrífugos

El segundo conjunto de compresores rotativos, lo componen, como se ha dicho en un principio, los compresores centrífugos o radiales. Este tipo de compresores son más antiguos que el axial. La primera industria en aplicarlos de forma continua fue la aviación, aunque paulatinamente fueron reemplazados por los axiales debidos a diversos factores, en especial, por la evolución en el diseño de las aeronaves, la búsqueda de simplificar los problemas de diseño en los motores de turbinas de gas y porque los compresores centrífugos limitan el área transversal de paso de flujo; además de variar la dirección del fluido desde el sentido axial al sentido radial para luego redirigirlo nuevamente en sentido axial, contrario, a la forma simple de trabajo de los compresores axiales que mantienen el mismo sentido. Por lo tanto se necesitaba de un componente más en la turbomáquina que pudiera redirigir el flujo con el sentido de vuelo de la aeronave.

En el conjunto de los compresores centrífugos, así como en los axiales, se encuentran gran variedad de diseños, creados con el fin de adaptar su función a



muchas tareas. Un ejemplo simple es la sobrealimentación en los motores de automoción. La ventaja que poseen los compresores centrífugos es que pueden variar el tamaño del rotor desde escasos centímetros hasta alcanzar un valor de diámetro contabilizado en metros y conseguir una relación de compresión significativa.

Como se ha comentado en el capítulo de introducción, los compresores centrífugos tienen una fuerte evolución en la sobrealimentación de motores. Haciendo una breve reseña histórica sobre la sobrealimentación, entre los años 30 y 50 del siglo veinte, los compresores de este tipo se emplearon en forma masiva en los motores de aviación alternativos, ya que durante la segunda guerra mundial debían sobrealimentar a motores que equipaban a aviones que volaban a gran altitud. Sin el sistema de sobrealimentación la potencia decae por la disminución de la densidad del aire con el aumento de la altura, pero con la incorporación de un turbo (compresor y turbina centrífugos), menoría pérdida de potencia es más débil.

Hoy en día los compresores centrífugos se encuentran en pequeños aerorreactores de aviación, helicópteros, tanques o bien en centrales energéticas, sin embargo en la actualidad, el compresor centrífugo ha encontrado gran utilidad en la industria automotriz donde su uso como medio de sobrealimentación en los motores de combustión interna alternativos de combustibles diesel o gasolina es muy efectiva, metodología derivada de los motores a pistón de la aviación donde su uso aplicado a la aviación militar era destacado.

En los últimos años existe un gran desarrollo e investigación aplicado a los compresores centrífugos llevado a cabo por la industria del automóvil e impulsada por la necesidad de mejorar las prestaciones de los mismos, en lo que sobrealimentación se refiere. En esta tesis se presentan trabajos desarrollados para tal fin y que perfectamente algunas conclusiones que pueden ser extensibles, no solo al resto de los compresores centrífugos, sino también a los axiales.

En el siguiente apartado se enumeran y explican los componentes de un compresor centrífugo destacando cada uno ellos antes de abordar los distintos temas, de modo de ubicar al lector cuando se hable de los distintos componentes a lo largo de la tesis doctoral.

### **2.2.2.1 Componentes**

Las partes que componen un compresor centrífugo se muestran en la figura 2.2, en la que se puede observar en primer lugar el rotor compuesto por varios álabes. Muchos investigadores llevan a cabo trabajos que dan como resultado el establecimiento de una mejora en el diseño de los álabes incrementando la eficiencia y

rango de gasto másico pasante por el compresor como el caso mostrado por Adler [2.1], el cual plantea un proceso de estudio empírico para comprender el complejo campo desarrollado por la corriente en el rotor de un compresor centrífugo y cuáles son los puntos más débiles a mejorar en un compresor teniendo en cuenta cada uno de sus componentes. Existen muchas formas de diseñar un compresor donde se debe tener en cuenta la importancia de la geometría de las palas, de la cuerda y del borde de ataque y fuga.

Una metodología a tener en cuenta para un correcto diseño es empleado por Bosman [2.2] que define las fórmulas aplicadas al diseño de álabes centrífugos en tres dimensiones agregando el efecto del vórtice descrito por el fluido provocado por el movimiento radial de las palas. El método de diseño por medio de las ecuaciones en tres dimensiones se ha seguido desarrollando incluyendo otros parámetros como la viscosidad, tal como se refleja en el trabajo publicado por Moore et al. [2.3], en que definen la importancia de elegir el camino más propicio hacia un buen diseño. Otros investigadores como Wang et al. [2.4], mejoran la teoría sobre la base del cálculo empleado por Moore evolucionando la forma de calcular los perfiles de los rotores. Este tipo de estudios han contribuido a que hoy en día se empleen herramientas fiables de computación unidas a métodos de cálculo CFD (Computational Fluid Dynamics) con modelos 3D o bien la búsqueda de nuevas alternativas menos costosas y más sencillas que igualmente aseguren un diseño óptimo de las palas de los rotores de los compresores centrífugos [2.5]. El empleo de este tipo de programas, no es nuevo. Uno de los primeros investigadores en ejemplificar resultados por este medio diseñando nuevos perfiles ha sido Krain [2.6] empleando un programa de CAD y basando su trabajo en la investigación y desarrollo por la teoría comprobada por Moore.

Últimamente son muy usadas las herramientas de estudio sobre el diseño de cada uno de los componentes que constituyen los compresores centrífugos bajo programas de cálculo denominados CFD o 3D, donde su utilidad deriva de las conclusiones que se pueden extraer referentes a la mejora de la eficiencia de las superficies aerodinámicas producto de las conclusiones que se pueden extraer al poder observar en el resultado el comportamiento del gasto másico entre las palas del rotor del compresor. Algunas investigaciones realizadas empleando programas de CFD se pueden contemplar en trabajos publicados por Larosiliere et al. [2.7] o Koumoutsos et al. [2.8], referentes al estudio de la mejor disposición entre las palas del rotor en función de un determinado rango de caudal másico pasante por entre los canales formados por las caras opuestas de dos palas, además de estudiar la interacción entre las palas del rotor junto a los vanos del difusor. Es decir, investigan las consecuencias que acarrea en la eficiencia de todo el trabajo del compresor un mal diseño de los vanos del difusor relacionado con la salida del fluido de las palas del

rotor. Muchas veces un mismo diseño de álabe es empleado en diferentes compresores, la diferencia radica en disminuir o aumentar las dimensiones geométricas de todo el compresor.

En ocasiones resulta adecuado mantener la esbeltez de los perfiles del rotor pero reduciendo su longitud (reducir la cuerda), haciéndolo posible desde el borde de ataque del propio álabe. La acción de adecuar la geometría de una misma forma de álabe variando la geometría de la forma comentada se denomina "ajuste" ("TRIM" en inglés). Las ventajas y desventajas asociadas a la magnitud en el cambio geométrico de un álabe, no solamente puede deberse a la única modificación de su cuerda sino de también su esbeltez, es decir, a la modificación de la altura del inductor. Reduciendo o agrandando la sección de paso de flujo a través del rotor se evidencia una variación del rango de caudal lo que modifica los puntos de operación, tal como se ejemplifica en un trabajo publicado por Oh et al. [2.9]. Sin embargo, ajustar un compresor según el trabajo que se quiere que efectúe con una misma elección del perfil de los álabes del rotor, no es el único modo de "trimar" un compresor centrífugo. La literatura ofrece otros métodos muy bien explicados y ejemplificados en el libro sobre sobrealimentación realizado por Watson y Janota [2.10], donde se ejemplifican dos formas más, a las ya mencionadas de cómo ajustar un compresor a la carcasa y compatibilizarlo con la demanda de gasto másico que necesite el sistema en que se encuentre.

Tras el rotor centrífugo se establece un difusor que puede contener vanos o no, para que luego el flujo que sale del mismo salga al encuentro del canal de convergencia contenido en lo que se conoce comúnmente como voluta del compresor cuyo canal se desenrolla alrededor del difusor terminando en un tubo recto de salida. En este caso el conjunto formado por rotor y difusor, no se considera como una etapa como en los compresores axiales (rotor-estator), pero el trabajo entre ambos forja el aumento de presión del fluido sobre el que también contribuye la forma que tiene la voluta, pues aumenta su sección transversal conforme se desenvuelve, actuando también en forma de difusor.

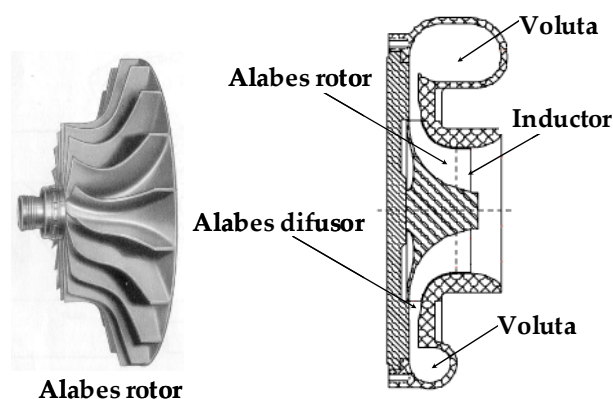


Figura 2.2 Compresor Centrífugo

### 2.2.2.2 Rotor

El rotor está formado por una serie de álabes dispuestos en forma radial y asentados sobre la base de un disco que gira alrededor de un eje. Los álabes por su diseño, tienen dos zonas perfectamente definidas denominadas inductor e impulsor.

En la zona del inductor el álabe se comporta en forma similar a un álabe de compresor axial. El borde de ataque está dispuesto axialmente a las líneas de corriente, y su función es introducir con la mayor eficacia posible el fluido dentro de la zona del impulsor. En otras palabras, guía el fluido por los conductos creados entre cada uno de los álabes del disco (rotor), de forma que el impulsor imponga la dirección radial necesaria para converger hacia el difusor incrementando, por la dinámica del gasto másico en el rotor, un determinado porcentaje el valor de presión en el fluido.

Los álabes de un compresor centrífugo están diseñados de tal forma que el inductor tenga un borde de ataque que sea capaz de repartir uniformemente el fluido en las dos caras del álabe, cada una de ellas denominadas superficies de presión y superficie de succión. El fluido entra en la zona de succión y es conducido por el movimiento del rotor hasta la superficie de presión. En realidad la dinámica del álabe es similar a la que se puede encontrar en un perfil de ala. Por la superficie de presión, el fluido es más lento que en la superficie succión, como en el caso del intradós y el extradós en las alas de los aviones. Es por lo tanto fácil de suponer que es posible hacer extensible, con algunas salvedades, la teoría fluidodinámica basada en los perfiles aerodinámicos hacia los álabes característicos de un rotor centrífugo, lo cual se justifica al tener que desarrollar una explicación sobre los problemas de estabilidad dinámica del fluido en el perfil [2.11].

Dentro del propio rotor, por lo general se colocan álabes secundarios denominados “*splitters*” en inglés, carentes de inductor, intercalados con los que sí los poseen. Su finalidad es evitar pérdidas que afecten al valor de la eficiencia del compresor por problemas de deslizamiento del fluido, evitando una incorrecta distribución del gasto másico desde la salida del rotor hacia la entrada del difusor [2.7]. La finalidad consiste en reducir la sección transversal de paso que habría entre cada álabe principal si no se pusiera el secundario, en cuyo caso se generarían vórtices que producirían disipación y pérdida de la energía cinética del gas a su paso por el rotor [2.12].

### 2.2.2.3 Difusor

El difusor del compresor recibe el fluido con una componente radial muy acentuada. Con la cantidad de movimiento otorgada por el rotor al fluido se alcanza el aumento de presión final tomado de la energía cinética del caudal que se suma al aumento de presión aportado por el rotor según sea el grado de reacción, el cual se define como la energía empleada por el rotor en variar la presión estática y dividida por la energía total empleada a lo largo de toda la etapa del compresor centrífugo.

El grado de reacción del propio compresor se encuentra ligado al valor del ángulo formado por la pala y la línea tangente al disco del rotor. Este valor está asociado a los valores de velocidad del fluido y la velocidad de giro tangencial de rotor, lo cual puede ser fácilmente demostrado partiendo desde la ecuación de Euler, relacionando las velocidades características de un sistema como el compresor [2.10].

Los tipos de estator de un compresor centrífugo pueden ser divididos por sus características de construcción, resaltando tres de ellas, las cuales son detalladas a continuación:

- El Difusor sin vanos es aquel que carece de vanos o álabes de difusor. El fluido recibido desde el rotor entra al difusor que por su geometría logra aumentar la presión como producto de la disminución de la velocidad propia del flujo.
- El Difusor con vanos es aquel que posee varios canales formados por los propios vanos cuyas áreas crecen formando toberas divergentes, formaron con el fin de conseguir un aumento de presión a costa de frenar el gasto másico pasante por cada canal.
- Difusor con vanos variables, es un tipo de difusor que posee vanos que modifican el ángulo de ataque dependiendo del ángulo de

entrada del fluido desde el rotor. Los vanos del difusor son capaces de modificar su ángulo de ataque respecto del fluido que los va a atravesar mejorando el ángulo de incidencia. En este punto puede observarse la fuerte dependencia aerodinámica de los perfiles del rotor como de los vanos del difusor. El ángulo de ataque del vano se modifica con el objetivo de disminuir las pérdidas por desviación del ángulo de salida del rotor que posee el fluido. El vano tiene un mecanismo por medio del cual puede pivotar respecto a un punto fijo perteneciente a su longitud o cuerda.

#### 2.2.2.4 Voluta

Por su forma geométrica la voluta actúa como un segundo difusor. El fluido que se reparte a lo largo de los 360° del desarrollo de la voluta desciende su velocidad y hace aumentar la presión. La voluta es un canal de sección transversal de área variable que aumenta con el ángulo girado, cuyo centro de giro coincide con el eje del compresor. Entre los 300° y los 360° dependiendo de que el difusor tenga vanos o no, la voluta se modifica en forma de canal recto por donde se libera el flujo pasante por el compresor. El fluido al entrar a la voluta lo debe hacer de forma ordenada y con una componente de velocidad óptima con la idea de mejorar las pérdidas por fricción y mejorar el trabajo de todo el conjunto compresor. La geometría que posee la voluta es muy sencilla, ya que consiste en un canal de convergencia que recibe el gasto másico que viene del difusor.

El canal de evacuación del gasto másico posee un área transversal que aumenta conforme la voluta se desenrolla alrededor del difusor. La relación entre del área junto al diámetro medido desde el centro del compresor hasta la línea media del canal en forma de caracol se denomina A/R. El punto máximo de A/R donde el gasto abandona la voluta y por lo tanto el ángulo máximo en que debe girar la misma, es analizado en Qi et al. [2.13] argumentando que es posible conseguir una mejora en la eficiencia de la máquina, debido solo al diseño de la propia voluta.

#### 2.2.3 Mapa de compresor

Cuando se diseña un nuevo compresor con cada uno de los componentes mencionados, se definen sus prestaciones y se establece el rango de operación que depende de las limitaciones de funcionamiento. En otras palabras, se definen los rangos de consumo de flujo másico, los límites de velocidad de giro, los valores de relación de compresión que se pueden obtener y la eficiencia que el compresor es capaz de alcanzar en su trabajo de compresión para un determinado valor de gasto másico. Toda la información basada sobre la funcionalidad del compresor se puede

resumir en un solo gráfico donde se representan cada una de las variables antes mencionadas (gasto másico, relación de compresión, velocidad de giro y eficiencia), aunque también pueden ser expresadas por medio de los puntos de equilibrio definidos mediante la potencia del compresor y la resistencia que genera el sistema en que se encuentre el compresor, al que se le denominará sistema de compresión y que comprende: aguas arriba del compresor desde la atmósfera y aguas abajo, desde éste hasta el elemento que genera la resistencia en el sistema, como por ejemplo, una válvula de control de caudal o bien, por ejemplo, las válvulas de admisión de un motor.

El gráfico que contiene dichas variables es llamado comúnmente mapa de compresor. Para poder obtener dicho mapa, el compresor es sometido a un estudio experimental en que se miden cada una de las variables involucradas (presión temperatura, gasto másico y régimen de giro del rotor). Al finalizar el estudio, se relacionan cada una de las medidas de los diferentes parámetros y se establece el mapa en que se hallan los rangos de caudal másico y relación de compresión de trabajo y los límites de funcionamiento para cada velocidad de giro del rotor del compresor. El procedimiento de caracterización de compresores es válido tanto para los axiales como para los centrífugos.

En la figura 2.3 se muestra un mapa de compresor, donde las curvas de trazo continuo constituyen los valores constantes de la velocidad de giro. Cada uno de los puntos de estas curvas es determinado por medio del valor del caudal másico que consume el compresor corregido con las condiciones a la entrada del compresor y la relación de compresión total a total. El mapa de compresor puede ser considerado como una función escalar porque permite relacionar cada una de las variables que intervienen sin necesidad de establecer una expresión matemática para tal fin.

De todas formas existe la posibilidad de dar una expresión sencilla a esta relación mediante la ecuación (2.1) y (2.2). La primera de ellas expresa el valor de la relación de compresión como función del gasto másico y de la velocidad de giro del rotor del compresor, mientras que la segunda expresa la eficiencia en función de las mismas variables anteriores.

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \xi \left( \dot{m} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{ref}}} \frac{P_{ref}}{P_{01}}, N \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{01}}} \right) \quad (2.1)$$

$$\eta = \xi \left( \dot{m} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{ref}}} \frac{P_{ref}}{P_{01}}, N \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{01}}} \right) \quad (2.2)$$

La eficiencia o rendimiento del compresor para cada uno de los puntos que componen el mapa, se presenta en trazos discontinuos mediante líneas de forma más o menos elípticas que representan valores constantes de rendimiento en todo el rango de operación.

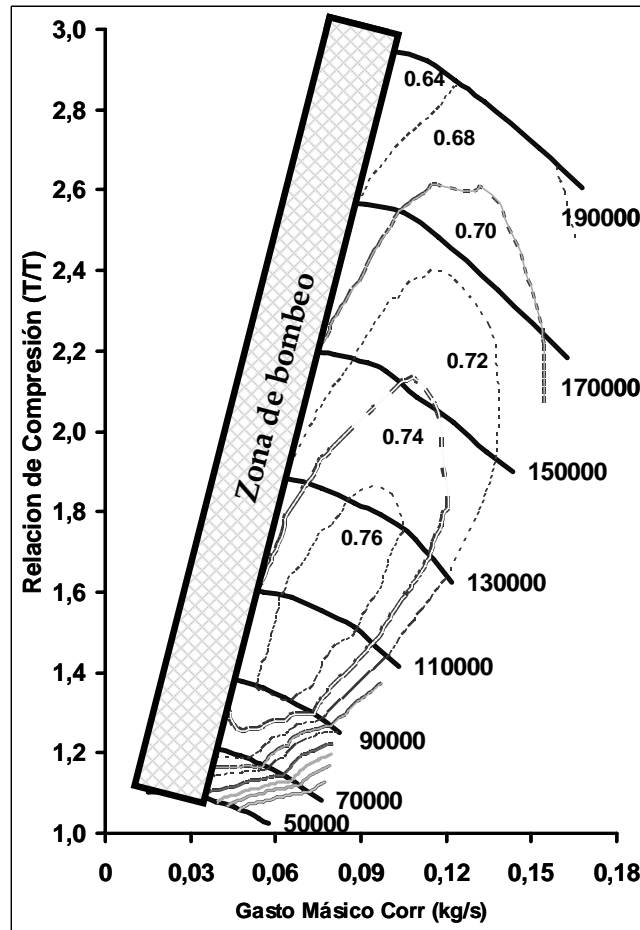


Figura 2.3 Mapa de compresor y zona de bombeo

También es posible representar un mapa de compresor por medio de las curvas resistentes impuestas por el sistema de compresión y las líneas de velocidad de giro constante, como se representa por medio de la figura 2.4. Esta forma de presentar el mapa del compresor es usada por muchos investigadores para mostrar la fuerte vinculación que existe entre el equilibrio del sistema de compresión, en donde se encuentra funcionando el compresor, con la transición a la inestabilidad del sistema debido a la aparición de inestabilidades aerodinámicas acontecidas en algún o algunos



de los componentes del compresor, sobre todo en los vanos del difusor o bien en las palas del rotor [2.14][2.15].

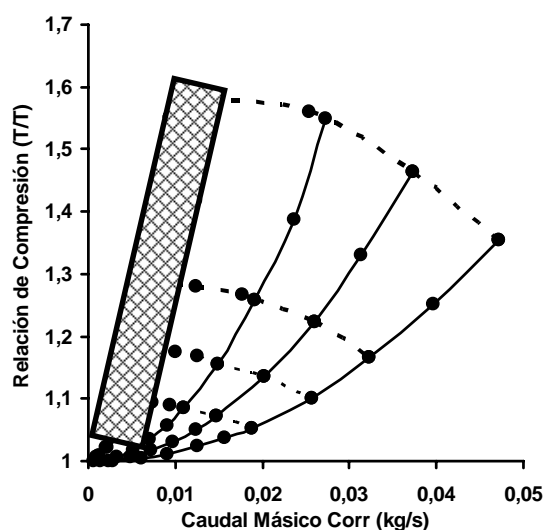


Figura 2.4 Mapa formado por líneas a resistencia constantes

Cabe acotar que dos compresores de iguales en geometría y en perfiles aerodinámicos de sus álabes, deben tener el mismo mapa. Esto debe tomarse como algo lógico siempre y cuando no se tengan en cuenta cuestiones tales como la dispersión en la mecanización y fabricación de los componentes que componen los compresores, tales como, álabes de rotor o difusor. Esto puede traer alguna leve variación del mapa, aunque muchas veces ésta llega a ser despreciable por los fabricantes de estos componentes. En general, por cuestiones de rentabilidad, se usan diferentes escalas de un mismo diseño de palas, para satisfacer la demanda de distintas ramas de la industria. Como ejemplo vale el caso de los rotores de los compresores centrífugos, en que para poder ser empleados en diferentes cometidos para distintos rangos de caudal consumido por el compresor junto a la relación de compresión usan los mismos álabes aunque variando la anchura y largo. Japikse en una de sus publicaciones [2.16] muestra cómo un mismo diseño de compresor puede valer para muchas utilidades dependiendo de su tamaño, es decir, un compresor con las mismas características aerodinámicas al que solo se le aumenta su tamaño para ser usado en distintos trabajos industriales.

## 2.2.4 Límites de un compresor

Los límites de funcionamiento de cualquier compresor rotativo con álabes determinan el campo de operación o de funcionalidad de la máquina. Según sea su constitución aerodinámica, un compresor puede ofrecer diferentes prestaciones. Así

pues, existen diferentes tamaños y formas. Si se efectuara una comparación entre dos mapas de compresores, uno axial, empleado comúnmente en la aviación, y uno centrífugo empleado en la automoción, se vería claramente que el consumo de aire producido por el axial es notablemente más elevado que el pequeño compresor centrífugo ubicado en la admisión de un motor de automóvil o vehículo industrial.

Aunque los tamaños sean distintos, los límites característicos encontrados en los compresores que limitan el mapa característico de funcionamiento son exactamente los mismos sin importar su tipo. Esta consideración es fundamental pues muchas de las conclusiones encontradas para compresores axiales han podido ser aplicadas en los compresores centrífugos o bien ser usadas como punto de partida para las investigaciones realizadas con ellos.

Los límites más importantes a tener en cuenta en el funcionamiento de un compresor son los que imponen el caudal másico consumido o bien por velocidad de giro del rotor, los cuales son definidos en los siguientes apartados.

### 2.2.4.1 Límite por velocidad de giro

Los valores de velocidad de giro máxima de un rotor de compresor son dependientes de las características dimensionales del mismo. Así por ejemplo, los pequeños compresores centrífugos usados para la sobrealimentación de los motores de automoción, de radio de rotor 28mm pueden alcanzar valores de 250000rpm siendo este máximo inalcanzable para compresores con un diámetro de rotor de algunos centímetros más; como el caso de los usados en los vehículos industriales donde el radio del rotor alcanza los 50mm pudiendo llegar tan solo hasta los 150000rpm. La velocidad máxima de rotación va disminuyendo conforme el radio del rotor del compresor va en aumento pues la masa del compresor crece afectando al valor de inercia. Por lo tanto, un rotor de 2 metros de diámetro, alcanza la modesta velocidad de tan solo 5000rpm.

El límite de un compresor, por sobrepasar el régimen de giro permitido, se define cuando se alcanza un valor máximo que no afecte la mecánica interna de la máquina, es decir, que no debe deteriorar los cojinetes en los que apoya el eje que une a turbina y compresor. La exposición de la turbomáquina a un exceso de energía proporciona un valor de velocidad de rotación al eje que afecta directamente a la película de aceite formada entre éste y la cámara en que se aloja, pues aumenta la temperatura de trabajo y deteriora la calidad del aceite [2.17]. También hay que tener en cuenta que pueden sobrevenir problemas de vibraciones críticas que afecten alguno de los elementos que componen el asentamiento del compresor o bien de la turbina. El sistema formado por los cojinetes debe ser capaz de resistir las fuerzas centrípetas

provocadas por el mismo movimiento de la turbina y compresor así como también aguantar la fuerza de empuje en sentido longitudinal al eje. Ambas fuerzas crecen en magnitud al ser la velocidad del turbo mayor. Esta situación conlleva a alcanzar velocidades de giro mayores a las permitidas en que se pueda perder la película de lubricación en los cojinetes, y se posibilita el contacto entre el material del eje rotante y la propia cavidad. Por lo tanto esta acción desencadena un desgaste desmesurado del material que da como resultado un desequilibrio. La pérdida del mismo produce un desgaste sobre dichos apoyos que hacen que las palas del rotor de turbina o compresor se toquen con la pared de la carcasa por culpa del cabeceo producido por el movimiento rotante desequilibrado, dando como resultado final la ruptura del eje. Los estudios sobre la sollicitación al eje y la importancia de la lubricación pueden ser contempladas en los trabajos [2.18][2.19]. Es evidente que el límite considerado en este apartado es dependiente de las prestaciones mecánicas y no respecto a límites de estabilidad dinámica como sucede con los dos límites restantes por describir que responden a consecuencias más bien de origen aerodinámico en el rotor o difusor en el caso de los centrífugos o en el rotor-estator de los axiales y que son los responsables de limitar el rango de caudal para cada una de las velocidades de giro del rotor, y que comúnmente se les conoce como choque y bombeo.

#### 2.2.4.2 Límite de choque y bombeo

Los puntos de choque están relacionados con el fenómeno de compresibilidad provocado por las velocidades cercanas al valor sónico dentro del compresor. El área transversal del canal, formado por dos álabes, es afectada por una onda de choque provocada por la alta velocidad del gasto másico. En consecuencia el valor del gasto másico tiene un límite por la estrechez de la garganta formada por la onda de choque, sin que se pueda ser superado dicho valor.

Cualquier velocidad de giro en un compresor es capaz de trasegar un máximo valor de caudal, limitado por la aparición de fenómenos de compresibilidad que limitan el área de paso por los canales formados entre cada pala del rotor. Es un fenómeno que se observa tanto en compresores axiales como centrífugos. El efecto de compresibilidad puede aparecer en cualquiera de los dos componentes del compresor siendo factible su aparición sobre la salida del rotor y entrada a difusor, ya que en general es en esa zona donde se alcanzan las mayores velocidades de avance del gasto másico.

El alcanzar la velocidad sónica dentro del compresor se explica por la razón que a la entrada del rotor la velocidad del fluido es de por sí muy significativa, tal como se explica por la ecuación de continuidad, donde el caudal es directamente proporcional a la velocidad de paso, ecuación (2.3). Aguas arriba del compresor la

densidad tiene leves variaciones y el área es invariable. Por lo tanto, cuando aumenta el valor de gasto másico también aumenta la velocidad.

$$c = \dot{m} / \rho S_1 \quad (2.3)$$

Los puntos de choque en cada régimen de giro se caracterizan por ser los de mayor caudal másico y menor relación de compresión. Para alcanzar estos puntos en un ensayo experimental es necesario generar la menor resistencia al trasiego del fluido aguas abajo del compresor, es decir no se obstaculiza el paso de gasto másico aguas abajo del compresor para evitar elevar la resistencia del sistema de compresión sobre la energía que posee el compresor.

En un punto de choque la diferencia entre las presiones aguas arriba y aguas abajo del compresor es mínima. Se define como gradiente adverso de presión, en un compresor, la progresión de la presión en dirección contraria al paso de caudal que es importante al aumentar la diferencia de presión. La mínima relación de compresión es debida a los álabes carentes de la suficiente eficacia para conducir la gran cantidad de volumen pasante a través de ellos, induciendo al caudal a pasar de la zona de succión a la zona de presión, provocando pérdidas de energía e impidiendo transformar parte de la energía cinética en presión. En los puntos de choque, el gradiente adverso de presión es muy poco significativo respecto a la corriente libre que pasa por los álabes por lo tanto la velocidad en el borde de fuga es elevada. Por lo tanto en un punto de choque el gradiente no es significativo y por ende no se genera grandes tensiones de corte sobre la cercanía de la superficie de los álabes que origine desprendimientos de flujo. El gradiente de presiones es motivado por el aumento de la diferencia de presión que se consigue manteniendo el régimen de giro constante y descendiendo el nivel de gasto por el compresor.

El bombeo es justamente el otro límite que se destaca en el mapa. Los puntos de bombeo se sitúan en el extremo opuesto a los puntos de choque de cada una de las curvas de iso-régimen. La unión entre cada uno de los puntos por medio de una curva conforman, la denominada línea de bombeo, la cual establece el límite de funcionamiento de un compresor para valores mínimos de flujo másico.

Lo más destacado de estos puntos es que para cada velocidad de rotación casi siempre tienen el valor más alto en relación de compresión es decir que el gradiente de presión es elevado. Para poder obtener estos puntos la resistencia sobre la energía transferida al compresor debe ser importante. Aunque lo más destacable sobre la zona denominada de bombeo es cuando se trata de superar la línea que establece el límite, pues el compresor pierde toda capacidad de trabajo. Es muy diferente al límite de

choque, porque el compresor, si bien no puede trasegar más caudal que el que pasa por su área de entrada, no ve afectado su funcionamiento. El punto de bombeo se considera el último punto de operación antes de la aparición del fenómeno que lleva el mismo nombre, el cual tiene la capacidad de inestabilizar el funcionamiento por completo con el aditamento lamentable de ser un fenómeno muy peligroso para la mecánica del mismo. El fenómeno de bombeo se origina a consecuencia de procesos aerodinámicos de inestabilidad provocados por factores que serán analizados más adelante motivados sobre todo por el avance del gradiente de presión desde aguas abajo hacia aguas arriba del perfil del álabe de rotor y difusor.

Debido a la fuerte dependencia que demuestran algunos investigadores entre el punto de bombeo y los fenómenos aerodinámicos, se encuentran en las bibliografía algunos métodos planteados con la finalidad de modificar el punto de bombeo retrasando la entrada del compresor en esta inestabilidad indeseable y proporcionando en algunos casos la extensión del rango de trabajo con caudales más pequeños.

En los siguientes puntos de este capítulo se analizan las inestabilidades aerodinámicas de las que ya se ha hecho mención y en la que también entra el fenómeno de bombeo haciendo una descripción exhaustiva con la finalidad de dejar claro qué es en sí mismo el bombeo y qué relación tiene con las inestabilidades, relacionando cada caso con el desequilibrio del sistema de compresión en que trabaja el compresor. Junto a ello son resaltados los métodos más diversos hallados en la bibliografía empleados en la evasión o modificación del fenómeno.

### 2.2.5 Inestabilidad en los compresores

Los compresores tienen como función comprimir el caudal de fluido que los atraviesa. Por lo tanto los álabes trabajan con presiones menores en sus bordes de ataque y mayores sobre sus bordes de fuga. Esto significa que la corriente que remonta sobre el perfil tiene que vencer un gradiente de presión adverso, que se opone a su movimiento. El gradiente adverso de presión es uno de los factores a tener en cuenta en la consecución de causas que arriban al desencadenamiento de inestabilidades que luego desembocan en el fenómeno de bombeo.

Los álabes de un compresor son tratados como pequeños perfiles aerodinámicos y responden a toda la teoría elaborada para tal fin en 2D, tal como lo define Japikse [2.11]. Según White [2.20] en su libro dedicado a la mecánica de fluidos, los perfiles delgados son muy estables cuando la presión aguas arriba del perfil es más alta que aguas abajo del mismo, es decir, cuando en la zona del borde de ataque hay más presión que sobre la zona del borde de fuga, descontando en este caso la

influencia del ángulo de incidencia que se encuentra relacionada con la magnitud del espesor de la capa límite laminar o turbulenta. Sin embargo, esta situación de estabilidad se invierte cuando la presión es mayor sobre el borde de fuga que sobre el borde de ataque, y a su vez, se le agrega la influencia de la diferencia de presiones entre un lado y otro de los perfiles centrífugos a lo largo de toda su cuerda. El primer caso es aplicable a los álabes de cualquier tipo de compresor, pues la presión crece aguas abajo de ellos, por lo tanto es un sistema que tiende a la inestabilidad conforme la presión aumenta.

No es de extrañar que en el caso de los perfiles usados en los álabes de compresor, sean diseñados con la finalidad de eliminar cualquier situación de desprendimiento temprano de la capa límite desde el borde de fuga hacia el borde de ataque, evitando encontrar rápidamente una situación de inestabilidad que ocupe la mayor parte de la superficie de los álabes del rotor o difusor perdiendo completamente la eficiencia, lo que significaría una entrada en pérdida repentina del flujo en cada uno de ellos, situación que se conoce como desprendimiento abrupto o "*abrupt stall*". Las formas empleadas para los álabes del compresor se diseñan en torno al valor de caudal pasante por entre ellas. Una vez realizado el diseño y comprobado por visualización su óptimo desempeño se procede luego a corroborar si soporta los esfuerzos provocados por el propio movimiento rotacional debido al material empleado en la construcción [2.21].

Lamentablemente no es sencilla la realización de álabes de compresor sin evitar tener en cuenta los procesos que originan las inestabilidades del fluido debido a las condiciones de trabajo. Existe gran dificultad en evitar una situación tardía de inestabilidad, pues el compresor es propenso a la generación de alguna inestabilidad en algún punto de trabajo en que se sitúe. Los desprendimientos pueden ir en aumento hasta provocar un desprendimiento abrupto o total del fluido sobre las superficies de los álabes provocando el bombeo. Algunos estudios sobre la geometría de los álabes se basan en el comportamiento del fluido sobre la generación del efecto denominado estela o "*wake*" en inglés, o la combinación entre éste y el fenómeno conocido como jet, aceleración del fluido provocada por la reducción de la sección del canal de salida formado entre las paredes de dos palas consecutivas en la que una de ellas origina la estela. El efecto de estela o "*wake*" es probablemente similar al considerar una separación del fluido en algún punto sobre la superficie de la pala a lo largo de la cuerda, aunque difiere de ello, pues más bien es influenciada por la fuerza centrífuga combinada con la fuerza de Coriolis provocada por el propio movimiento del rotor del compresor [2.23]. El trabajo presentado por Larosiliere et al. [2.7] intenta sintetizar la eficiencia de los álabes junto a la estructura que conforma el flujo a un valor medio de relación de compresión en un compresor centrífugo aplicando la herramienta del cálculo computacional fluido-dinámico (CFD). Trata de dar respuesta

a los procesos de difusión, “wake-jet” y flujo secundario además de su importancia en la eficiencia del álabe. Estudia la disposición que debe tener la pala primaria sabiendo que la misma tiene una zona denominada inductor (figura 2.2), por donde entra el aire al rotor, junto con la secundaria (“splitter”) y además la abertura que hay entre cada una de ellas sobre el borde de fuga, es decir, cuando el fluido abandona el rotor del compresor. Los resultados obtenidos muestran la posibilidad del rediseño del álabe atenuando los procesos de difusión con el uso del CFD que es validado mediante estudios experimentales. El CFD como herramienta de diseño fue implementado y validado por Krain [2.6] en 1984, que concluye que los procesos dinámicos en los álabes modelados junto a las medidas efectuadas en forma experimental mediante láser tenían un gran grado de acuerdo. Coincidiendo en tiempo de investigación, Moore et al. [2.22] publican cómo puede verse afectada la eficiencia de los álabes agregando al cálculo la viscosidad del fluido. La investigación se realiza también mediante un código en 3D demostrando cómo conforme se reduce el caudal másico por las palas del compresor la eficiencia de éstos empeora por el aumento del gradiente de presión. Por otra parte Jonson et al. [2.24][2.25] dedican gran parte de sus estudios a los procesos causados por el flujo secundario junto al fenómeno de estela y jet, relacionando cada uno de estos fenómenos con la presión, la velocidad, el efecto de la capa límite junto a la fuerza de Coriolis y cuál es su grado de aporte a los procesos que ocurren en los álabes junto a su desarrollo, haciendo principalmente hincapié, en el flujo secundario, la turbulencia de la capa límite, y el propio “wake”. Además, ponen de manifiesto la dependencia de los vanos del difusor a los procesos que sufren los álabes del rotor. Por lo tanto, el problema de los desprendimientos en las superficies de los perfiles es un fenómeno que no sólo afecta a los álabes de rotor si no también a los vanos del difusor. Así, los procesos de inestabilidad afectan en mayor o menor medida a cada uno de los componentes de un compresor ya sea el conjunto rotor – estator (axial) o rotor – difusor (centrífugo).

Los procesos de inestabilidad en un álabe evolucionan desde el punto de fuga sobre el perfil, es decir se produce una difusión, sobre la superficie del álabe provocada por la generación de vértices que contribuyen a dicha disipación de energía. La velocidad del gasto másico a la salida del mismo se ve retardado producto de dicha difusión, por lo tanto llega un momento en que el fluido es incapaz de seguir el camino marcado por el álabe sobre su superficie. Esta acción induce el inicio del crecimiento del espesor de la capa límite que crea un hueco entre la pared del álabe y la línea de corriente más próxima a él, donde empieza a evolucionar un cambio de sentido del fluido desde aguas abajo del perfil hacia aguas arriba originando el denominado flujo secundario al que se conoce como “wake-jet” sobre la salida del rotor pues el perfil de velocidades a la salida del mismo no es uniforme.

Al ser mayor la presión, en el borde de fuga del álabe que en el borde de ataque, la cantidad de movimiento del gasto másico es de escasa magnitud para poder doblegar al gradiente adverso de presión que eleva en la zona de desprendimiento del fluido las tensiones de corte o fuerzas viscosas. En un determinado punto de la superficie del álabe en donde coincida tal situación de equilibrio, la velocidad de avance del fluido es cero, por lo que aguas abajo comenzará la desviación de las líneas de corriente de la pared del álabe provocando el aumento del espesor de la capa límite. Al acrecentar su espesor provoca la aparición de los reflujos cerca de la pared del álabe. Por lo tanto junto al desprendimiento llega el cambio de dirección del flujo en la zona de la pared que abarca el espesor entre la pared y la primera línea de corriente cercana a ésta. Pero esto no es la única consecuencia del desprendimiento porque también se produce una deflexión de las líneas de corriente aguas arriba del perfil del álabe. La deflexión provoca el cambio en la aproximación de las líneas de corriente sobre el borde de ataque, obligando a un cambio del valor en el ángulo de incidencia. En la medida que la cantidad de movimiento del fluido desciende se magnifica el desprendimiento porque el punto de equilibrio donde la velocidad del flujo se anula avanza hacia el borde de ataque del álabe. Esto hace desviar aun más las líneas de corriente, variando el ángulo de incidencia a valores extremos que perturban seriamente la eficiencia del álabe sobre las líneas de corriente, acorde a la argumentación realizada por Whitfield sobre el cambio de actitud por parte del gasto másico al haber una variación de la presión en el sistema de compresión marcada por el compresor [2.26]. Japikse, también ejemplifica ésta acción al variar el gasto [2.11].

En compresores axiales se genera ruido producto de las inestabilidades del sistema tras el cual se produce el llamado "*bang*" que significa que el motor ha entrado en bombeo y el empuje cae vertiginosamente. En [2.27] se analiza el ruido causado por los fenómenos de desprendimiento que se definen como pequeñas celdas de inestabilidad las cuales rotan a una velocidad menor al del compresor y que se conoce como fenómeno de desprendimientos rotativos ("*rotating stall*") junto a ella se asocia la aparición del bombeo ("*surge*") en un motor de aviación compuesto por un fan.

En [2.28] se evalúa el aumento del sonido emitido por los fenómenos de inestabilidad analizados al pasar del desprendimiento rotativo al bombeo y cómo el fan va perdiendo eficiencia en su trabajo conforme el ruido aumenta su magnitud. A su vez se analiza la influencia los fenómenos de inestabilidad al tener un dispositivo de vanos guíadores de entrada ("*inlet guide vanes*" abreviado como IGV) junto a los vanos guía de salida ("*outlet guide vanes*" abreviado como OGV). Los primeros se abordarán mas tarde como métodos de atenuación de las inestabilidades halladas en los compresores, no así los segundos que solo laminan la salida hacia la cámara de combustión.



En los compresores centrífugos existe un sonido audible que se relaciona con la aparición del fenómeno de bombeo junto al desprendimiento rotativo, provocado por la fluctuación del fluido en su movimiento oscilante en el sentido axial coincidente con el eje de la máquina. Por lo tanto una de las formas de saber que existe bombeo en un compresor funcionando en un sistema de compresión se debe al sonido provocado por la aparición de éste [2.29] junto a la frecuencia de fluctuación.

De todos los desprendimientos que causan inestabilidades en el interior del compresor se destacan en la literatura diferentes tipos de los que algunos ya han sido mencionados en los párrafos anteriores.

### 2.2.5.1 Desprendimiento (“stall”)

Las inestabilidades más importantes evidenciadas en los compresores centrífugos o axiales se originan por los desprendimientos del flujo sobre las paredes de los álabes, como ya se ha mencionado.

La información sobre los distintos fenómenos causados por los desprendimientos que afectan al funcionamiento de los compresores ha sido divulgada en estudios realizados mayoritariamente sobre compresores axiales más que en los compresores centrífugos. El principal motivo es la utilización masiva de los primeros en la industria aeronáutica, la cual se aboca a evitar cualquier tipo de situación adversa en condiciones de vuelo normales. Los distintos casos de desprendimientos han sido clasificados por Pampreen [2.30].

A una de las clases de desprendimiento que solamente afecta a un determinado porcentaje de la cuerda del álabe se le denomina porción parcial de celda de desprendimiento sobre el área frontal del compresor o “*part – span stall*”. En segundo lugar puede haber una separación más generalizada cuyo porcentaje de desarrollo y afectación es mayor sobre las palas del rotor, denominada porción total de las celdas de inestabilidad sobre el área frontal del compresor conocida con la palabra en ingles “*full – span stall*”. Lakshminarayana [2.31] establece que la aparición de uno u otro fenómeno dependen de la energía del rotor apareciendo en forma pausada cada uno de los fenómenos de desprendimiento descritos hasta el momento. En un compresor que puede acelerar hasta los 150000rpm, se establece que por debajo de 90000rpm se puede apreciar primeramente la aparición del fenómeno de *part-span stall*, para luego continuar hacia el *full-span stall*, o bien caer en *abrupt stall* y terminar finalmente en el bombeo del compresor. En la figura 2.5 se muestra un ejemplo de cada una de ellas. En la bibliografía se menciona que el caso de abrupto desprendimiento del fluido, es acompañado de una significativa pérdida de presión que suelen evidenciar los compresores axiales antes de entrar en bombeo y que es

característico a altos regímenes de giro del compresor, combinada con la gran diferencia de presión entre la entrada y la salida del compresor en el sistema de compresión.

Cuando se produce el proceso de desprendimiento del fluido suele aparecer lo que se conoce como celda de inestabilidad. Consiste en un desprendimiento local del fluido que afecta a una parte del compresor pero que no tiene ninguna influencia sobre el resto de las partes de un mismo componente [2.32]. Las celdas por lo general giran en el sentido en que lo hace el compresor, por lo que a este proceso se lo conoce con el nombre descriptivo de desprendimiento rotativo o "*rotating stall*", siendo un fenómeno muy común de los compresores axiales, pero que en los compresores centrífugos, si bien el fenómeno está presente, se discute aún la forma en que éste fenómeno se desarrolla [2.33][2.34]. Una de las razones es la cuerda de sus álabes de rotor, mucho más extensa que en los compresores axiales, y el comportamiento del flujo al trabajar el compresor en una zona predominantemente de inestabilidad.

La aparición de desprendimientos causa un cambio en la dinámica del flujo que atraviesa el compresor centrífugo. La descripción de lo que sucede por ello, puede ser vista o explicada en forma bidimensional o tridimensional. Desde el punto de vista bidimensional los desprendimientos existentes en un perfil de álabe son comparables a los que aparecen en un perfil alar, por que las fuerzas de viscosidad crecen aguas abajo del perfil y a la vez se produce una desviación de las líneas de corriente aguas arriba que afectan al valor del ángulo de incidencia formado entre el propio flujo entrante y el ángulo del borde de ataque del propio perfil.

En un compresor centrífugo considerando una forma tri-dimensional de separación o de desprendimiento, el flujo secundario originado por la capa límite turbulenta y el proceso de "*jet-wake*" deben ser considerados, porque estos procesos inciden fuertemente en una marcada tendencia tangencial del fluido al abandonar el rotor produciendo una desviación hacia la entrada del difusor o de la voluta en el caso de un difusor sin vanos y que conlleva a acrecentar aun más los reflujos. El flujo secundario en turbomáquinas se produce por la separación del fluido sobre la pared de succión. Es evidente que para que haya desprendimientos hay que contar con un flujo secundario sobre los canales formados por los álabes con la aparición de vórtices que producen la desviación del flujo. Algunos de los trabajos de investigación tienen como objetivo investigar el origen del flujo secundario y la forma de ser atenuado [2.24] o bien que siguen su línea de investigación como los realizados por Brun et al [2.35].

Al producirse el desprendimiento en uno o algunos de los álabes del compresor se genera la correspondiente deflexión de las líneas de corriente. El nuevo

recorrido del fluido acarrea dos problemas, por un lado la deflexión de las líneas de corriente a la entrada y por otro lado su desviación en el ángulo de salida al abandonar el rotor. Estas acciones afectan seriamente el ángulo de entrada del fluido respecto del ángulo de ataque de los vanos del difusor al tratarse de un compresor centrífugo o de los álabes de estator si se estuviera hablando de compresores axiales y que está directamente influenciado por el valor de gasto másico entrante al compresor (velocidad de entrada). Algunos investigadores como el caso de A. Whisfield [2.26], aseguran que en los compresores centrífugos los desprendimientos aparecen no sólo en el inductor del rotor del compresor si no también en los vanos del difusor. La información de la separación se remonta aguas arriba hasta los álabes del rotor y se modifica el ángulo de salida del fluido. De esto se puede concluir que tanto el rotor como el difusor pueden tener problemas de inestabilidad, pero estudios como los llevados por Yoshinaka [2.36] afirman que cuando el desprendimiento ocurre en ambos componentes la entrada del compresor en el fenómeno de bombeo es inevitable.

### 2.2.5.2 Desprendimiento rotativo (“rotating stall”)

Dependiendo del tipo de inestabilidad acontecido en el compresor, se forma una zona de inestabilidad más conocida como celda de inestabilidad que por el propio movimiento de rotación del rotor experimenta un movimiento en sentido tangencial.

En sí, el desprendimiento rotativo es causado por la deflexión de las líneas de corriente, y se origina como consecuencia de una situación particular de inestabilidad acusada por uno o algunos de los álabes. Además, se encuentra asociado a la variación del punto de fuga que a su vez posibilita el aumento de espesor de la capa límite por el aumento de la presión aguas abajo del álabe del rotor. Esta situación se puede contemplar en cualquier tipo de compresor, axial o centrífugo aunque pueden existir diferencias en torno a su manifestación.

El desprendimiento rotativo es un fenómeno que se caracteriza por tener una o más celdas de inestabilidad asociadas al fenómeno llamado *part-span stall* o bien al *full-span stall*, cuyas celdas de inestabilidad van rotando alrededor de la circunferencia en una sección a la entrada del compresor. Estas celdas tienen un valor de velocidad de rotación constante que oscila dependiendo de la magnitud de cada una de las celdas entre un 20 a un 70 % de la velocidad propia de giro del rotor del compresor [2.37][2.38]. El desprendimiento rotativo es un fenómeno circunferencial no uniforme de carácter local bi-dimensional, y si bien el valor porcentual de caudal que pasa a través del compresor se mantiene constante a lo largo del tiempo, no sucede lo mismo en el sentido radial producto de las interferencias provocadas por las celdas. Esto explica la carencia de uniformidad radial desde el punto de vista del área transversal

de entrada al rotor [2.39]. En comparación con la uniformidad, el fenómeno del desprendimiento rotativo es contrario a lo que sucede con el fenómeno de bombeo, pues Greitzer define que el bombeo es una situación oscilante del fluido que sólo posee dirección axial y es uniforme en dicha dirección [2.40].

Como se ha dicho en algún momento, lamentablemente aún no está claro el proceso por el cual se puede definir cuándo hay o no desprendimiento rotativo en compresores centrífugos, y en qué situación aparece. En los primeros trabajos de investigación desarrollados por Stenning et al. [2.41] realizados en 1955 con un compresor centrífugo, se afirma la existencia de este fenómeno en este tipo de compresores. De Jager [2.42] en 1995 afirma que no todo está dicho sobre este fenómeno de inestabilidad para ese tipo de compresores, afirmando que hoy en día sigue siendo un punto de discusión importante el origen y motivo de este tipo de fenómenos en un compresor centrífugo más allá de la teoría elaborada que explica cómo se genera el fenómeno de "rotating stall". De acuerdo a algunas características del comportamiento del compresor en su funcionalidad, el "rotating stall" se caracteriza como un proceso que hace descender la relación de compresión de un compresor, tal como puede ser observado en la figura 2.5. En dicha figura se resalta la vinculación del tipo de fenómeno que aparece con la energía del compresor, siendo de un grado mayor la inestabilidad cuando más energía tiene el rotor del compresor. Sin embargo esto no significa que a bajo régimen donde aparecen en principio pequeñas inestabilidades no sufran las restantes inestabilidades pues conforme descende el valor del gasto másico éstas van en aumento ocupando paulatinamente toda el área frontal hasta llegar un punto que la ocupan completamente. En esta situación se pasará de un desprendimiento rotativo a un fenómeno de bombeo [2.30].

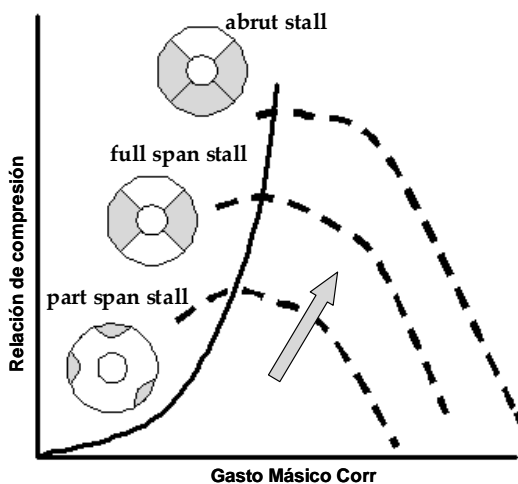


Figura 2.5 Tipos de formas de "rotating stall" en función del régimen de giro

En los casos de aparición de las celdas de inestabilidad, éstas se comportan como si se trataran de una burbuja cerrada cuyo tamaño depende de la magnitud de los desprendimientos y las características o cantidad de las celdas de inestabilidad que intervienen. Algunas contribuciones sobre la generación del desprendimiento rotativo (*“rotating stall”*) apuntan a que el fenómeno se origina en los vanos de los difusores, y no por el desprendimiento que sufren las palas de los rotores provocado por el descenso del caudal másico relacionado con el aumento de presión aguas abajo del perfil, pues la pala no alcanza a llegar a puntos de trabajo mínimos para el caudal que ha sido diseñada.

El descenso de caudal puede perturbar la operación estable del compresor por la aparición de una excitación oscilante del fluido que provoca la caída en la relación de compresión. Esto resulta crítico para valores muy altos de relación de presión no sólo por la estabilidad aerodinámica, sino también en la parte por la mecánica producto de las vibraciones causadas. La aparición del desprendimiento rotativo hace que aunque existan estas dificultades el caudal neto pasante por el compresor permanezca estable. Frigne et al. [2.43] afirman que existe una relación entre las oscilaciones provocadas por los desprendimientos rotativos y los vanos de los difusores que serían los principales promotores de tal fenómeno. Frigne emplea en sus estudios un mismo sistema de palas de compresor pero variando los sistema de vanos de difusor detectando distintas inestabilidades para el mismo tipo de perfil. Gracias a los datos aportados por la experimentación, en otra contribución de los mismos autores (Frigne et al. [2.44]) presentan un modelo matemático teórico del fenómeno de desprendimiento rotativo que tiene en cuenta las condiciones del gasto respecto de la capa límite a lo largo de la pared del vano, su ángulo de ataque, la geometría del difusor y la alteración de la presión estática en una zona localizada del difusor, que es en definitiva la que genera la celda de inestabilidad que más tarde engendra el fenómeno. Siguiendo por la misma línea de investigación relacionando los vanos del difusor con los álabes del rotor, Kinoshita et al. [2.36] anuncian que la generación del *“rotating stall”* es consecuencia del comportamiento dinámico de los vanos del difusor, aunque aclaran que resulta dificultoso afirmar en algunos casos si son los vanos o los álabes del rotor los culpables de generar tal inestabilidad cuando el caudal másico es muy bajo pudiendo coincidir con los valores que desencadenan rápidamente el bombeo, es decir que no existiría transición entre los desprendimientos y la instauración del fenómeno de bombeo al bajo valor de caudal másico.

Una aproximación en 3D sobre cómo es la propagación de las inestabilidades en las palas radiales de los compresores centrífugos se presenta en Chen et al. [2.45], quienes explican los desprendimientos rotativos y la relación que guardan con el pasaje de flujo desde la llamada superficie de presión del álabe hacia la superficie de succión donde la presión es menor creciendo en importancia cuando la presión dentro

del rotor va en aumento y el flujo que pasa por entre las paredes de los álabes es menor. El esquema de las líneas de corriente con la aparición de estas inestabilidades se muestra en la figura 2.6. En ella se dibuja el pasaje del flujo por una misma pala entre sus superficies (presión y succión), se muestra una pala dibujada longitudinalmente en la que se observa la presencia de flujo inverso esquematizado por medio de las líneas de corriente.

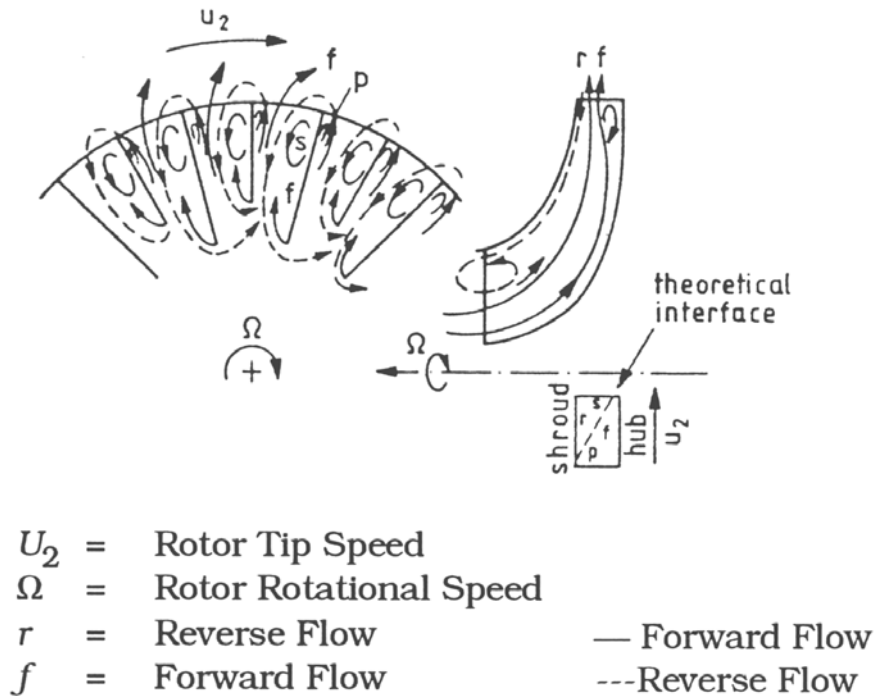


Figura 2.6 Esquema de las líneas de corriente con la presencia de inestabilidades del flujo mostradas por Chen et al.

Investigadores como (Engeda, [2.46]) se han dedicado a la comprensión de la estabilidad en las palas en el rotor del compresor centrífugo investigando en qué proporción se ve afectada la eficiencia del compresor por la aparición de fenómenos inestables. Establece un orden cualitativo de los sucesos de inestabilidad que se suceden en el rotor a velocidad constante dentro del rango de utilidad definido por el gasto másico entre el punto de bombeo y choque y que a su vez es función de los distintos valores de presión obtenidos dentro del mismo rango de utilidad.

Cuando el desprendimiento rotativo va en aumento hasta abarcar completamente toda la superficie radial del compresor, el flujo sobre el inductor se

inestabiliza totalmente haciendo que el inductor pierda completamente toda eficiencia respecto de la conducción de fluido hacia la zona del impulsor. En este caso se ha producido la entrada en pérdida de cada uno de los álabes por lo tanto el valor de ángulo de incidencia formado por el valor del ángulo de aproximación del aire sobre el borde de ataque del inductor y el propio ángulo de éste, ha sobrepasado el valor crítico en la totalidad de la longitud del inductor desde la raíz hasta la punta.

## 2.3 Bombeo

El bombeo es en sí mismo un fenómeno fluido-dinámico característico de maquinas de movimiento rotante, que contienen perfiles aerodinámicos en sus componentes como álabes o vanos, tales como los hallados en compresores centrífugos o axiales. El fenómeno de bombeo debe ser tratado como producto o resultado de las inestabilidades acontecidas en el funcionamiento de cualquier compresor que han sido comentados en el apartado anterior.

Los primeros en encontrar grandes dificultades con el bombeo fueron los diseñadores de los primeros compresores axiales para los aviones de combate a reacción de la primera época durante los años 40 y mitad de los 50, los cuales, a determinadas maniobras de vuelo, impedían la entrada masiva de caudal, lo que provocaba la aparición de una fuerte oscilación de la turbomáquina y de la que sólo se podía conseguir salir de ella al apagarse el motor [2.34].

En realidad el bombeo es una oscilación axisimétrica del fluido a través del compresor con características de orden cíclicas creadas por el propio dinamismo impuesto, no sólo por el compresor, sino también por la geometría del sistema de compresión. Es esencialmente un fenómeno de inestabilidad unidimensional, y circunferencialmente uniforme, tal como lo define Greitzer en 1976 [2.40] experimentando con compresores axiales.

El fenómeno que se entiende por bombeo se desencadena por la aparición de inestabilidades en el compresor al reducir el gasto másico o aumentar la relación de compresión. Sin embargo, las oscilaciones características del bombeo dependen en mayor medida del circuito resistente en el que se encuentre inmerso el propio compresor [2.47]. El sistema más utilizado en la experimentación en compresores para la obtención del mapa característico es el que se detalla en la figura 2.7. Se corresponde más o menos con el circuito resistente de compresores utilizados en turbinas de gas o en compresores de sobrealimentación de MCI.

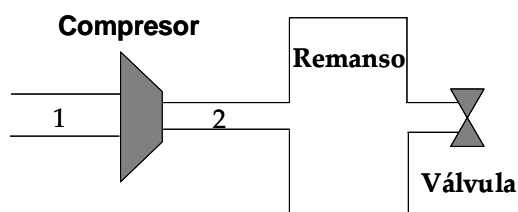


Figura 2.7 Esquema simple de medida de compresor



En la figura se puede observar claramente la posición del compresor. Aguas arriba se ubica un conducto de entrada al compresor que habitualmente aspira de la atmósfera a través de un filtro, mientras que aguas abajo se ubica un conducto de salida que se comunica con un depósito de remanso situado en el extremo del tubo. La resistencia que crea el circuito se establece por medio de una válvula situada aguas abajo del depósito, cuya función es modificar el punto de trabajo del compresor modificando el valor de caudal mediante el cambio de sección del área transversal.

En el caso de los compresores de sobrealimentación el circuito es similar aunque no idéntico. El compresor aspira de la atmósfera a través de un filtro. Sin embargo, es habitual que el conducto de entrada al compresor tenga un diseño complicado por los problemas de implantación del motor bajo el capó del vehículo. Aguas abajo del compresor se suele encontrar un conducto que llega hasta el enfriador de aire de sobrealimentación y después hasta el colector de admisión. Del colector de admisión se conduce el aire hasta los distintos cilindros del motor controlado por la apertura secuencial de las válvulas de admisión. El volumen total del circuito aguas abajo del compresor hasta las válvulas de admisión puede llegar a ser importante con respecto al del compresor, por lo que se justifica que en los ensayos de caracterización en banco de compresores se utilice un depósito de remanso. En el caso de del motor, las válvulas de admisión hacen el mismo efecto de la válvula de contrapresión del banco de compresores.

En una instalación como la que se ha mostrado en la figura 2.7 el ciclo de bombeo se producirá siguiendo el recorrido en el mapa del compresor que se muestra en la figura 2.8.

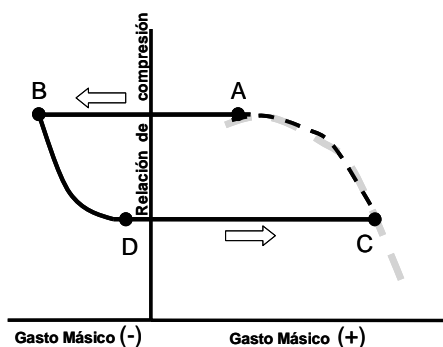


Figura 2.8 Ciclo de bombeo profundo

Se parte de un punto de funcionamiento del compresor dentro de la zona de operación estable (C). A medida que se cierra la válvula de contrapresión del circuito resistente se reduce el gasto másico y se eleva la relación de compresión en el

compresor. Simultáneamente van apareciendo los problemas provocados por los procesos de inestabilidad en los álabes del rotor del compresor. Cuando se alcanza el punto A, que suele ser un punto cercano al de máxima relación de compresión, las inestabilidades se generalizan y producen un bloqueo total del flujo en el compresor. Sin embargo la presión aguas abajo del compresor se mantiene gracias a la acumulación de gas comprimido en el depósito de remanso. De manera repentina, se produce una inversión del flujo en el compresor hasta el punto B del gráfico. En ese momento el compresor deja de suministrar gas comprimido al depósito, incluso pasa a consumir parte de ese gas por la situación de flujo inverso. Esta es la razón que hace que la relación de compresión descienda hasta el punto C en el que el compresor se recupera y vuelve a trabajar en la zona estable (punto D). A partir de ahí, el compresor vuelve a suministrar una cantidad de gas importante hacia el depósito por la baja relación de compresión lo que hace aumentar de nuevo la presión del depósito de nuevo hacia el punto A. En ese punto vuelven a aparecer las inestabilidades en el interior del compresor que hacen que se vuelva a producir un nuevo ciclo de bombeo.

El tiempo en que el bombeo realiza este bucle mostrado en la figura 2.7, varía dependiendo principalmente del volumen que queda entre el compresor y la válvula de contrapresión ya que están relacionados con los procesos de vaciado y posterior llenado del remanso. Los tramos entrada en pérdidas (AB) y salida de pérdidas (DC) son más rápidos que los tramos de vaciado (BD) y de llenado (CA), tal como lo define Huppert en 1965 [2.48], Fink 1992 [2.49] o Theotokatos en 2002 [2.50] para compresores centrífugos y en compresores axiales. Esta diferencia se explica por la rapidez que tiene el fluido para cambiar de dirección, frente a los procesos de llenado y vaciado que en el caso de remansos muy grandes puede llevar del orden de un segundo.

Algunos trabajos realizados por varios autores entre los que se destacan Greitzer [2.40], Fink [2.49] o bien Willems et al. [2.51] definen la existencia de varias formas o clases de bombeo, entre las que se destacan, el bombeo clásico, el bombeo medio, el bombeo profundo, y el bombeo de mezcla, que a continuación son detallados.

- El bombeo clásico, es aquel que por sus características genera una oscilación en la presión muy destacable aguas abajo del compresor, por otro lado el ciclo de bombeo llega hasta la inversión del flujo. La frecuencia del ciclo de bombeo es muy baja y ronda entre valores de 6 a 20Hz, generando una pulsación suficientemente fuerte como para dañar al compresor o alguno de sus componentes.

- El bombeo medio o suave se caracteriza por tener una frecuencia algo superior al anterior y resuena a la frecuencia propia del sistema en el que se halla el compresor, como ejemplo vale el que se ha descrito en la figura 2.8. La frecuencia del sistema como el mostrado es denominada de Helmholtz y responde a la acústica que brinda el sistema ante una determinada fluctuación en el comportamiento del fluido que lo atraviesa. Tal es el caso de los estudios llevados a cabo por [2.52][2.53][2.54], en donde se estudian los fenómenos de acústica provocados por las inestabilidades provenientes del comportamiento del flujo en sistemas de tuberías con orificios o de tuberías y depósitos unidos entre sí comunicados mediante un área pequeña de entrada, tal y como se puede encontrar en un sistema de compresión empleado para caracterizar compresores. El valor de la frecuencia es determinado mediante la expresión matemática dada por la ecuación (2.4), donde el valor depende de las variables geométricas del sistema y de los parámetros de presión y la temperatura en el sistema de resonancia.
- El bombeo profundo es de similares características al denominado bombeo clásico, solo que esta clase es más destructiva. Su frecuencia es la más baja, con valores que se encuentran entre los 2 y 6 Hz. Los componentes del compresor, junto a los elementos del sistema ubicados aguas arriba y aguas abajo, experimentan una vibración muy abrupta que puede colapsar el sistema hasta llegar a romper algún componente. Tanto el caudal másico como la presión aguas arriba y aguas abajo del compresor tienen una gran oscilación, el caudal másico experimenta una inversión total, y el ciclo de bombeo es el más largo de todos, pero su frecuencia es muy similar a la del bombeo clásico, aunque en este caso depende del tiempo en que se llene o vacíe el depósito ubicado aguas abajo del compresor, por lo que es de suponer la existencia de una dependencia geométrica.
- El bombeo de mezcla, no es precisamente un fenómeno de bombeo en toda regla. Esta clase de fenómeno es descrita como bombeo modificado (“modified surge”) en [2.51], y consiste en una mezcla entre el fenómeno de “rotating stall” y el propio fenómeno de bombeo. Esta clase de bombeo o mejor dicho de fenómeno de inestabilidad es estudiado por medio de diversos métodos. Uno de ellos se presenta analizando la relación de volumen a la salida del compresor. Con la variación del volumen se puede obtener una variación del bombeo clásico hacia el fenómeno de “rotating stall”.

Este análisis se hace sin importar si el compresor es axial o centrífugo [2.47][2.55], aunque todos y cada uno de ellos son basados en la teoría elaborada por Greitzer que la justifica mediante la realización de ensayos experimentales publicados en uno de sus trabajos [2.56].

$$\omega_H = a \sqrt{\frac{S_c}{L_c V_d}} \quad (2.4)$$

La ecuación (2.4) representa la expresión de frecuencia de Helmholtz del sistema, que relaciona la velocidad del sonido local  $a$  con el área de paso del fluido por el conducto  $A_c$  que tiene una longitud  $L_c$  y que se encuentra asociado con un depósito que posee un determinado volumen  $V_d$ . Esta ecuación permite relacionar la oscilación causada en el bombeo en valor de frecuencia y amplitud con el volumen del depósito.

### 2.3.1.1 Parámetros de caracterización

En cada uno de los casos de bombeo descritos en el apartado anterior, se puede afirmar que sus características son función del mapa de funcionamiento del compresor y de la geometría del sistema en donde es colocado el compresor.

Uno de los parámetros que se utilizan para caracterizar el bombeo es la propia frecuencia de la oscilación, que se compara con la frecuencia de Helmholtz del circuito resistente. El llamado parámetro de Greitzer  $B$  permite calcular esta relación a partir de los datos geométricos del circuito resistente aguas abajo del compresor y de datos de funcionamiento del compresor.

$$B = \frac{U}{2a} \sqrt{\frac{V_d}{S_c L_c}} \quad (2.5)$$

El parámetro  $B$  es función de la frecuencia de Helmholtz, siendo  $U$  la velocidad del rotor, representada por su componente tangencial tomada a la mitad del álabe cuando se trate de un compresor axial y en la salida del álabe centrífugo cuando se trate de un compresor centrífugo. El resto de las variables dentro de la raíz son las que se han descrito en la ecuación (2.4), donde se ha definido el valor de la frecuencia de Helmholtz.

En una primera aproximación Greitzer [2.40] esquematiza un sistema de compresión similar al presentado en la figura 2.7, y mediante un modelo matemático estudia la respuesta de un compresor axial diferenciando las inestabilidades creadas

por el desprendimiento rotativo (*“rotating stall”*) o por el bombeo simulando un valor de volumen variable. Otros autores han seguido desarrollando sus trabajos de investigación sobre compresores de distintos tipos tomando como base las argumentaciones realizadas por Greitzer.

Hansen [2.47] implementa la misma metodología utilizando el parámetro adimensional de la ecuación 2.5 con la diferencia que en este caso orienta su estudio hacia los compresores centrífugos. La conclusión a la que llega es el encuentro de una importante similitud entre los resultados obtenidos para el compresor axial y el compresor centrífugo, en los resultados experimentales como los modelados. Otros trabajos persiguen similares objetivos sobre el fenómeno de bombeo y su valor de oscilación dependiendo de las dimensiones geométricas y volumétricas del sistema de compresión, estos trabajos de investigación son presentados por distintos investigadores entre los que se destacan Fink et al.[2.49], Moore [2.55], Epstein et al. [2.57], Ffowcs et al.[2.58], donde los sistemas utilizados son esquemáticamente parecidos al realizado por Greitzer combinando modelado y experimental con similares características a un sistema resonador de Helmholtz.

Los distintos estudios mencionados anteriormente además de vincular la frecuencia del bombeo con la frecuencia acústica del propio sistema, evidencian una clara dependencia entre el equilibrio dinámico del compresor con el equilibrio del sistema. El punto de equilibrio viene dado por la energía aportada por el compresor al caudal (aumento de la presión y temperatura) y la resistencia que genera el propio sistema por medio de la apertura de la válvula que se sitúa por detrás del depósito.

En la figura 2.9 se pueden observar claramente tres situaciones distintas para un mismo valor de régimen de giro de compresor. El punto de funcionamiento del compresor se controla por medio de la válvula, que resiste al trabajo que realiza el compresor. Las curvas de trazos continuos representan posición de válvula constante, en otras palabras resistencia constante. Para un determinado régimen de giro, al cerrar la válvula crece la relación de compresión. Pero a efectos de la estabilidad del punto de funcionamiento crece la pendiente de la curva resistente y la curva del compresor pasa de tener una pendiente negativa a una positiva. Por debajo de una determinada posición de válvula, ligada a la correspondiente pendiente perteneciente a la curva de régimen constante, el sistema puede cambiar de estable a inestable o bien con algunos problemas de inestabilidad sin que sean graves, aunque al variar a un mayor valor de resistencia el compresor se vuelve completamente inestable generando el bombeo.

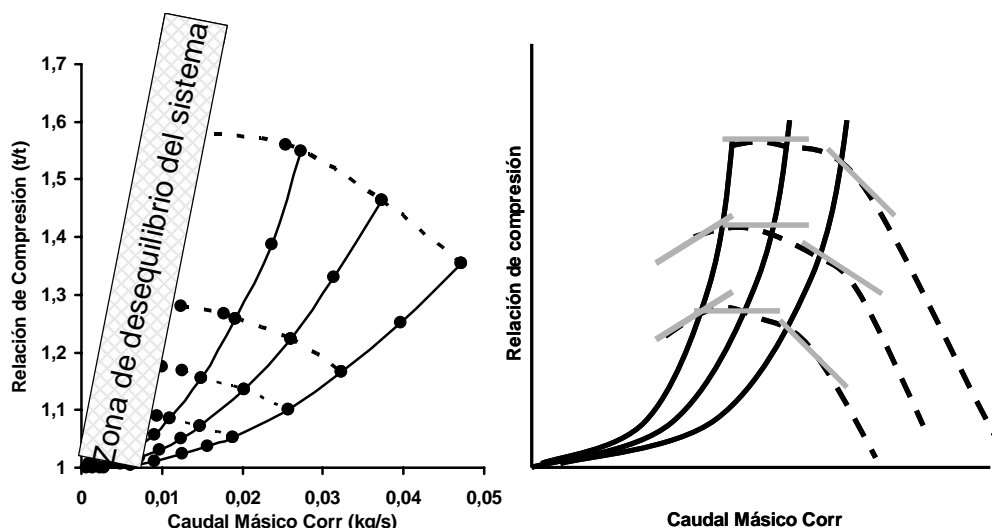


Figura 2.9 Zona de desequilibrio y diagrama de las pendientes de las curvas

Mediante la figura 2.9 se puede verificar que los puntos de inestabilidad en la curva trazada por un compresor se corresponden con la pendiente positiva de la curva, aunque existen afirmaciones donde estas inestabilidades comienzan cuando aún la pendiente no ha variado de signo [2.43]. El comportamiento estable o inestable del compresor se asocia a la pendiente de cada curva de régimen de giro trazado en el mapa. La pendiente positiva se relaciona con la aparición de fenómenos de inestabilidad aerodinámicas en el compresor, lo que no implica que la inestabilidad que se genera origine inmediatamente bombeo. Sin embargo, la inestabilidad irá en aumento si no se produce un cambio en el signo de la pendiente hasta el límite en que aparece el fenómeno de bombeo para un valor mínimo de gasto másico.

Emmons et al. [2.59], se han encargado por vez primera en relacionar las pendientes obtenidas de las curvas de régimen de giro con la estabilidad o inestabilidad en el funcionamiento de un compresor. En el trabajo se demarca dentro del mapa las zonas de estabilidad y aquéllas donde se podía apreciar fenómenos de inestabilidad. El parámetro de presión aguas abajo del compresor se eligió para demarcar cada una de las zonas. Es de destacar que las zonas correspondientes a situaciones de inestabilidad coinciden con las curvas constantes de velocidad de giro de compresor donde las pendientes son positivas. Esta teoría que relaciona el valor de la pendiente de la curva y la inestabilidad que puede experimentar un compresor son posteriormente verificadas por otros autores que reflejan iguales situaciones. Siedel et al. [2.60] plasman sobre el mapa de un compresor axial el punto en que se suscita el comienzo del trabajo en forma inestable por la generación de un desprendimiento rotativo representado por más de una celda de inestabilidad y que coincide con el cambio de pendiente de la curva de velocidad de giro. Esta condición se mantiene

hasta la aparición de un proceso de un abrupto desprendimiento ("*abrupt stall*") que establece el compresor en bombeo tal como lo define en una de las conclusiones alcanzadas por Pampreen [2.30].

Por otro lado; Greitzer [2.40] elabora una teoría sobre el comportamiento del bombeo en función del volumen del depósito al que descarga el flujo trasegado por el compresor axial empleado para sus estudios ubicado en el sistema convencional de compresión. La frecuencia propia del bombeo es tratada como si se provocara una resonancia al valor de la frecuencia de un sistema Helmholtz. En este mismo trabajo se establece que las inestabilidades sobrevienen con la inversión del signo de la pendiente de la curva en el mapa.

Por último Greitzer plantea una aproximación a la extensión de la curva que en cada instante describe el fluido una vez que se halla el sistema bajo la influencia del fenómeno de bombeo en el mapa del compresor, es decir el investigador sostiene que el fenómeno de bombeo que invierte el gasto másico por completo sobre el área de entrada al compresor guarda una información de estacionalidad que se supone sea la extinción de la curva de velocidad constante en el mapa del compresor más allá de la línea de bombeo. Siguiendo la fluctuación de la presión de salida y el gasto másico, elabora una aproximación de la curva del compresor en el mapa más allá del punto donde se genera el bombeo y por el cual es imposible dictaminar cómo la curva de velocidad de giro continua luego de ese punto denominado de bombeo. Como se verá en esta tesis, la extensión de la información estacionaria de un mapa se plantea en forma matemática y en esta tesis se mostrará mediante medidas experimentales estacionarias superando el punto de bombeo otorgado por el mapa del compresor.

## 2.4 Métodos de control del bombeo

Desde un primer momento se ha dicho que los compresores se utilizan en muchas ramas de la industria. Lamentablemente muchos de los diferentes tipos de usuarios encuentran problemas de inestabilidad por trabajar con el compresor en zonas muy cercanas al bombeo, y dichas zonas suelen coincidir con las determinadas por Emmons referentes a las inestabilidades. La oscilación del bombeo es indeseable para la mayoría de los usuarios de los distintos tipos de compresores. Al aparecer el fenómeno de bombeo, el compresor deja de soplar, y la prolongación del tiempo de operación bajo esta situación puede causar la ruptura de alguno de sus componentes, propiciada por vibración en todo el sistema que envuelve al compresor, además de la falta de lubricación al eje.

### 2.4.1 Control preventivo

El bombeo ocurre cuando el compresor no puede llegar a equilibrar la resistencia impuesta por el sistema en que se halla. La mayor parte de los sistemas poseen una válvula que es quien la proporciona. Lo más intuitivo para que no suceda bombeo es hacer decrecer la resistencia impuesta, abriendo la válvula. En un sistema industrial donde el compresor se encuentra en operación existe la posibilidad de colocar una válvula cuya función es la de mantener la estabilidad operacional del compresor sin que éste pueda llegar al punto de bombeo.

La estrategia se denomina control preventivo (*"avoidance control"*), y tiene por función establecer una zona de seguridad dentro del mapa del compresor, mediante el control automático aplicado a la válvula. Uno de los primeros trabajos describiendo la metodología sobre este tipo de control se realiza en 1979 [2.61]. En la figura 2.10 se puede observar la zona de seguridad que comprende una distancia entre la línea de bombeo original o de diseño y la línea de bombeo de control como la denomina Bloch en su libro [2.62].



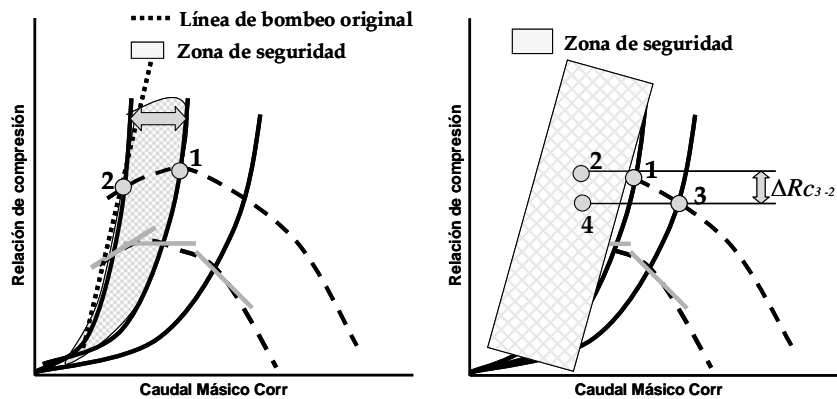


Figura 2.10 Zona de seguridad y función del control preventivo

Los métodos más convencionales para mantener al compresor trabajando sobre la línea de bombeo de control sin disminuir su eficiencia ni su energía se realiza por medio de la recirculación o la descarga de una determinada cantidad de caudal másico fuera del sistema. Sin embargo, el control preventivo tiene algunas desventajas en referencia a la eficacia del resultado en el trabajo desarrollado, pues la estrategia implementada no permite al compresor alcanzar muchas veces valores mayores de relación de compresión, que lamentablemente siempre se encuentran sobre la zona de bombeo en el mapa, cerca de la línea de bombeo de diseño. Por lo tanto es necesario implementar más etapas de compresor o la adecuación de otros compresores para obtener el aumento de presión requerido al sistema de trabajo. Otros problemas que se detectan al utilizar el control preventivo se encuentran asociados a la detección del funcionamiento inestable, y a la necesidad de rapidez para realizar las numerosas acciones del sistema de control [2.63]. En la figura 2.10 se ejemplifica la problemática de implementar un sistema preventivo en la industria. Primeramente se detalla mediante el grafico de la izquierda dos puntos de funcionamiento (1 y 2) que se diferencian sólo por estar en distintas zonas del mapa, el punto 1 se encuentra en la zona estable mientras que el punto 2 se halla en las proximidades del punto de bombeo donde proliferan las inestabilidades aerodinámicas del compresor (observar la pendiente de la curva). En el gráfico de la derecha se hallan cuatro puntos de funcionamiento del compresor dibujados en el mapa. En un principio el compresor se encuentra trabajando en el punto 1, para luego ser llevado al punto 2 donde mejora la relación del compresor en el sistema en que se encuentra trabajando. Sin embargo, se encuentra en una zona que puede tener inestabilidad y desembocar con cualquier perturbación del gasto másico en alguna inestabilidad mayor como el fenómeno de bombeo.

Alcanzar ese punto de trabajo no se puede hacer posible con un método preventivo, ya que esta estrategia de prevención de la inestabilidad, al detectar que el

compresor entra en ella, hace actuar una válvula denominada de sangrado que disminuye la resistencia que se genera por la válvula principal aumentando el caudal másico trasegado por el compresor. Con esta acción el compresor se sitúa en un punto de trabajo denominado 3 el cual se sitúa sobre a misma curva de velocidad de giro del compresor. El hecho de trabajar en el punto 3, equivale a decir que el compresor se halla trabajando en el punto 4, porque el compresor ofrece al sistema la misma relación de compresión con igual valor de caudal porque el excedente se pierde a través de la válvula de sangrado. Por lo tanto, mediante la aplicación de este método hay una clara evidencia de pérdida de eficiencia en el trabajo realizado y se debe controlar el caudal en exceso que se produce por esta maniobra.

### 2.4.2 Control activo

Esta estrategia de control es mucho más sofisticada que el control preventivo, porque no restringe la operación del compresor a una determinada región del mapa ni tampoco es necesario extraer caudal del sistema. Al contrario, este método debe su importancia al lograr estabilizar el compresor en zonas plenas de inestabilidad y lo más importante, atenuar oscilaciones tan importantes en magnitud como las causadas por los distintos tipos de bombeo existentes tan solo por medio de un elemento denominado actuador.

La mejora del método de control activo respecto del método preventivo, pasa solamente por mejorar las zonas de inestabilidad del compresor atenuando sus efectos en torno a los valores de eficiencia, relación de compresión y gasto. La funcionalidad del método en cuestión queda reflejada en la figura 2.11 en la cual la curva de trazo discontinuo representa un valor constante de giro del compresor y las de trazo continuo representan los distintos valores de resistencia del sistema. A su vez se emplazan cuatro puntos (1, 2, 3 y 4), que representan distintos puntos de funcionamiento por los que pasa el compresor. El punto 2 es el lugar en el que se desea trabajar con el compresor, pero es un punto lamentablemente con inestabilidad (observar la pendiente de la curva).

Como se ha explicado el método de control preventivo lleva el compresor a situarse en el punto 3 mediante la apertura de una válvula de descarga ubicada aguas abajo del compresor y paralela a la válvula que se encarga de hacer la resistencia al compresor. El resultado es un valor de relación de compresión similar al valor que se obtendría sí el compresor estuviera trabajando en el punto 4 (ver figura 2.10). El control activo, en cambio, permite aumentar la estabilidad del sistema de compresión al operar en el punto de trabajo 2, obteniendo la mayor relación de compresión combinada con el menor valor de caudal requerido. Es decir, el compresor puede trabajar en el punto 4 en la figura 2.11 para no exigir al límite la estabilidad del

compresor y hallar el punto donde se encuentre la mejor relación de compresión. No se elige trabajar en el punto 2 porque aunque se estabilice el compresor no se puede modificar mediante este método la variación de la pendiente en las curvas de régimen de giro del mapa. En la literatura es posible encontrar diferentes tipos de controles activos y en algún caso se logra establecer una línea de bombeo de control que mejora en un 20% respecto de la línea de bombeo original del compresor obtenido sin ningún tipo de control activo.

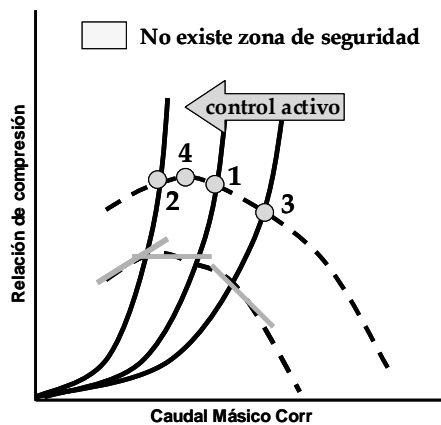


Figura 2.11 El control activo no restringe la operación del compresor

El diseño del control activo ha sido inspirado en las primeras aportaciones realizadas por medio del esquema de Hemholtz usado por Greitzer, sabiendo que el volumen modificaba las condiciones del bombeo. Los estudios y trabajos que se realizaron a partir de la base de ese sistema estaban dirigidos a establecer un parámetro de ayuda orientado a poder controlar de algún modo las inestabilidades producidas por la producción del desprendimiento rotativo (*“rotating stall”*) o bien causados por la aparición instantánea del fenómeno de bombeo.

El control activo se plantea como un sistema que contiene un actuador que entra en funcionamiento con el objetivo de estabilizar los puntos inestables de operación del compresor mediante una programación en control de lazo cerrado que se retroalimenta en cada instante de tiempo con la información de la perturbación en el campo fluido recogida, por ejemplo, a la salida del compresor mediante la medición de la presión. Uno de los primeros trabajos en la elaboración de tal estrategia se presenta en [2.57]. El desarrollo de esta metodología para controlar las primeras inestabilidades que acontecen en un compresor se puede encontrar en algunos trabajos contemporáneos donde se pueden apreciar distintos tipos de elementos usados como atenuadores, complementado cada una de las investigaciones con un modelo matemático basado sobre la teoría de Greitzer. [2.64][2.65][2.66].

Haciendo una breve síntesis en el desarrollo de esta estrategia “anti-inestabilidad”, se destaca el primer aporte efectuado por Epstein et al. en 1986, quien modifica un sistema de compresión tipo Helmholtz, añadiendo un actuador representado por medio de una pared móvil en el depósito con la finalidad de variar el volumen del mismo. Cuando se suceden las inestabilidades provocadas por la aparición del fenómeno rotativo “rotating stall” o por el bombeo, el sistema de control identifica la existencia de inestabilidades en el campo fluido dinámico mediante la variación de la presión y hace actuar al elemento actuador, en este caso la pared móvil, de modo que por su movimiento atenúe o elimine las oscilaciones provocadas. En otras palabras, la energía con las que se alimentan las oscilaciones se disipa por culpa del movimiento de la pared que aumenta o disminuye el volumen en el depósito amortiguando los pulsos. En la figura 2.12 se aprecia la variante del sistema de Helmholtz usada por Epstein [2.57]. Similares trabajos de investigación sobre pared móvil en un depósito situado aguas abajo del compresor son presentados por Ffowcs et al [2.58] y Simon et al [2.67]

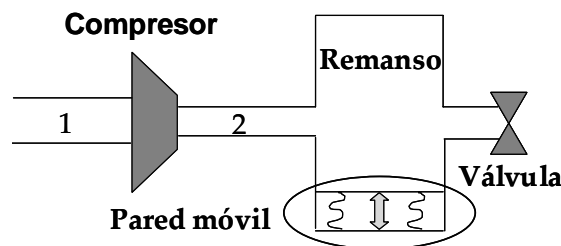


Figura 2.12 Control Activo: actuador pared móvil en depósito

Son destacables las contribuciones realizadas por Pinsley et al. [2.69] usando como actuador una válvula que modifica en cada instante de tiempo el área aguas abajo del depósito. Gysling et al. [2.70], emplean mediante la pared de depósito móvil un mejorado del control por medio de una estructura de Taylor. De los dos últimos trabajos mencionados se destaca el logro de atenuar el bombeo del compresor, llegando a alcanzar un 25% de diferencia entre la línea de bombeo original y la nueva línea conseguida a través del sistema de control junto al actuador usado.

Existen otras estrategias de control activo que evalúan diferentes elementos actuadores alcanzando significativos resultados como los mencionados anteriormente. En el caso de Yeung et al. [2.71], utilizan una combinación de actuación entre dos elementos para ser empleado en los compresores axiales comerciales. Uno de los elementos es la conocida válvula de sangrado ya empleada para el control preventivo combinando su apertura junto a la inyección de aire a la entrada del compresor. Otro caso destacable es el efectuado por Paduano et al. [2.72] quienes sitúan a la entrada del compresor el actuador representado mediante la incorporación de un sistema de guías de flujo variable (IGV) capaces de modificar la dirección del fluido a la entrada del

compresor y con ello obtener una estabilidad que se extiende más allá de la línea de bombeo original. En el caso de Paduano se llega a una reducción de las inestabilidades cercana al 18% aplicándola a un compresor axial. Siguiendo en esta línea de investigación y aplicado a compresores centrífugos de sobrealimentación en motores de más de 14 litros, Harada et al. [2.73] imponen un sistema de control activo con dos tipos de actuadores trabajando al unísono, el IGV y el difusor de vanos variables, obteniendo un resultado aceptable en la reducción de las inestabilidades.

Hoy en día el control activo es el más investigado, y aquél sobre el cual se han implementado distintos modos de coordinación entre el parámetro a elegir para detectar la inestabilidad y el elemento actuador para eliminarla. Por lo tanto el control activo permite modificar la dinámica del sistema de compresión de forma que la región de funcionamiento estable aumenta respecto a la original del compresor. Cabe resaltar que ante pequeñas fluctuaciones del fluido, por ejemplo el bombeo tenue o medio, se requiere de acciones de los controles pequeñas con variaciones cercanas a la frecuencia que tiene el propio bombeo.

En la tabla 2.1 se resumen cada uno de los actuadores y sensores elegidos para la realización del trabajo de evaluación pensado por Simon et al. [2.67]. En ella se enumeran los diferentes caminos de atenuación de una inestabilidad de un compresor empleando distintos elementos actuadores, así como también, los diferentes parámetros útiles como herramienta de diagnóstico para detectar las inestabilidades mediante un sensor de alta resolución temporal.

Simon y su equipo llegan a la conclusión que uno de los más favorables sistemas de actuación es el CCV, utilizando un caudalímetro como sensor. No es de extrañar que muchos trabajos se basen en un sistema de control planteado con una válvula ubicada detrás del compresor mediante la cual, por su movimiento y lo cercano que se encuentra del compresor, proporciona estabilidad a todo el sistema de compresión que abarca desde la admisión, pasando por el compresor, siguiendo por la válvula CCV, detrás de la cual se continúa por un conducto el cual está unido a un depósito con una magnitud de volumen no despreciable capaz de generar un fenómeno de bombeo de baja frecuencia, terminado con una válvula asociada por detrás de éste que genera la resistencia de todo el sistema de compresión. Uno de los primeros trabajos basados en esta metodología se reflejan con resultados aportados por Raily et al. [2.74] hacia 1985. Aunque sin imponer un sistema de control activo sobre la válvula (CCV), los resultados mostrados son satisfactorios, en este trabajo los autores elaboran toda una teoría aplicada a relacionar las pendientes de las curvas de los compresores con la estabilidad o inestabilidad del sistema, argumentando que los primeros procesos tienen lugar cuando la pendiente tiene valor nulo. Las primeras aportaciones según lo publicado por estos mismos autores son realizadas por

Dussourd et al. hacia 1977 coincidiendo con los comentarios realizados por Gravidahl et al. [2.64] al publicar su trabajo de cómo controlar el fenómeno de bombeo y la velocidad de rotación del rotor mediante la aplicación de un sistema de control activo que emplea como actuador sobre la inestabilidad del bombeo, una válvula de cierre ubicada en las cercanías del compresor aguas abajo, y situado en un sistema de compresión como el descrito al principio de este párrafo.

<b>Tipo de actuador</b>	<b>Tipo de variable medida (sensor)</b>
Inyección de aire en admisión	Masa de aire a la entrada compresor
Válvula compresor (CCV)	Presión en el deposito
Válvula de sangrado	Presión total entrada compresor
Adición de calor al deposito	Presión estática entrada compresor
Pared móvil en el deposito	Temperatura del depósito
IGV (convencional y rápido)	
Inyección de aire en el compresor	
Etapas auxiliares de compresor	
Inyección de aire al depósito	
Conducto de sangrado en la admisión	

*Tabla 2.1 Tipo de actuadores y sensores evaluados por Simon et al.*

El estudio de control con un sistema de CCV se continúa desarrollando, como es el caso de la publicación realizada por Blanchini et al. [2.75] empleando como base de sus trabajos lo realizado por Gravidahl et al. que exponen en más detalle en [2.34].

Aunque por lo visto hasta aquí, se representan los métodos de control, tanto activo como preventivo, éstos no podrían perpetrar ninguna mejora sobre la estabilidad de un compresor sin la presencia de un elemento actuador. Entre los que se destacan los IGV, OGV, vanos variables de difusor, álabes variables de estator, etc. Cada uno de estos elementos se puede decir que representan a los métodos de mejora de operación de un compresor sea en rango de caudal, en eficiencia o de problemas de adaptación a geometrías de admisión no convencionales de los cuales se hace una

---

mención de los elementos que pueden contribuir a la mejora de la estabilidad en la dinámica de un compresor. Además en esta tesis se presentará un diseño creado para esta misma que será presentada en el capítulo 5 junto a otras geometrías.

## 2.5 Métodos de retraso de bombeo

La mejora de la línea de bombeo original significa aumentar el rango operacional del compresor hacia caudales más pequeños sin entrar en el fenómeno de bombeo. Como ya se ha visto en el apartado anterior, la modificación de la línea de bombeo puede ser posible mediante el método de control activo, utilizando distintos elementos actuantes en el sistema de compresión.

El método de control activo eficaz no es simple de implementar para un uso corriente. Existen menos costosos, que pueden con los que se pueden conseguir mejoras en el funcionamiento aerodinámico del compresor a través de la aplicación de elementos, aunque algunos de ellos ya se han presentado como actuadores acompañando al sistema del control activo. En este apartado se presentan métodos capaces de ofrecer un resultado similar a los de control pero con la salvedad que han sido creados desde un punto de vista de estabilidad aerodinámica. Algunos de ellos también son usados como sistemas de actuación como el caso de los IGV de acción rápida o bien convencional.

Los elementos ideados para la mejora del bombeo mediante los tipos de estudios aerodinámicos en la dinámica de los compresores se clasifican aquí por su colocación externa o interna al compresor.

### 2.5.1 Elementos externos

Los elementos externos los componen aquellos diseños asociados al compresor sin que originalmente fueran partes del mismo ayudando a mejorar el comportamiento del fluido a la entrada del compresor. Los elementos más destacados son los denominados sistemas de sangrado ("*bleed system*"), los sistemas de guía de flujo por medio de vanos fijos ("*Inlet guide vanes*", IGV), que pueden ser de forma perpendicular o axisimétrica. A su vez existen otros cuya función es simplemente evitar el desordenamiento de las líneas de flujo causadas por la geometría de admisión al compresor. En la bibliografía existen reportes sobre estudios hechos para compresores axiales o centrífugos en que los condicionantes a la correcta operación del compresor se deben al diseño de la admisión impuesta. Los elementos de mejora en este caso pueden ser codos, placas, pequeños depósitos situados a la entrada del compresor, etc [2.30].



**2.5.1.1 Sistema de sangrado (“bleed system”)**

El sistema de sangrado es un elemento ubicado a la entrada del inductor en los compresores centrífugos o bien a la entrada de cada etapa en los compresores axiales. Los primeros diseños aparecieron con las mejoras introducidas a las turbomáquinas de gas de aviación con el fin de conseguir maniobras en los aviones de combate sin que éstos pudieran entrar al compresor en bombeo provocado por el bajo caudal.

El sistema comprende una entrada primaria (convencional) junto a una secundaria que se compone de pequeños conductos alrededor de la primera. En la figura 2.13 se muestran las dos posibles configuraciones del sistema de sangrado para un compresor centrífugo, una de ellas abierta a la atmósfera mientras que la otra no. El sistema se comporta de la siguiente manera, cuando el compresor se encuentra cerca del punto de bombeo, el gradiente adverso de presiones es muy importante y produce los desprendimientos en los álabes, donde existen reflujos que llegan hasta el borde de ataque de los álabes, dinámica que ya ha sido explicada. La presión estática aguas abajo de la pala es superior a la presión estática en los conductos de sangrado por lo que el fluido en vez de remontar aguas abajo de la pala es recirculado por medio de los conductos de sangrado. Esta recirculación en dichos conductos hace que el fluido por la pala sea más ordenado y mantiene el espesor de la capa límite sin peligro que se produzca la entrada total en pérdida en cada uno de los perfiles, en este caso, de la zona de inducción del compresor (inductor). Por otro lado cuando el compresor se encuentra trabajando en zonas de trabajo estables, y el gradiente de presión no tiene un valor condicionante, el fluido sobre el inductor entra por la entrada primaria y por la secundaria formada por los conductos del sangrado en forma directa. Algunos resultados mostrados por el sistema de sangrado establecen la mejora respecto de la línea de bombeo original [2.76][2.77].

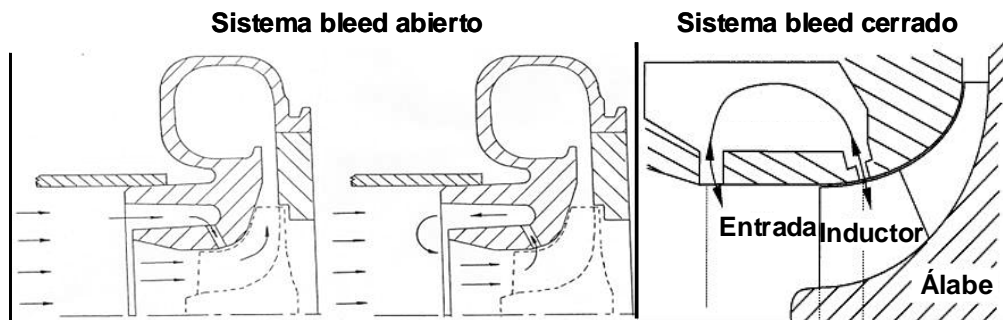


Figura 2.13 Sistemas de sangrado en el inductor

### 2.5.1.2 Sistema de IGV

Otro método para mejorar la posición del comportamiento en bombeo es el IGV (*"Inlet Guide Vanes"*). Es un aparato que contiene álabes o vanos que se colocan de forma fija en una determinada posición a la entrada del inductor de un compresor centrífugo o en la primera etapa de un compresor axial. La tarea del IGV es modificar el ángulo de aproximación de la partícula sobre el ángulo de ataque del álabe. De esta forma se trata de evitar que el ángulo de incidencia llegue a valores cercanos al valor del ángulo de incidencia crítico que se obtiene para valores de caudal pequeños, a partir del cual se produciría el desprendimiento total del fluido sobre los álabes.

Los vanos del sistema IGV pueden estar comandados por un sistema de control como ya se ha mencionado. De esta manera se puede modificar el ángulo del sistema en función del flujo pasante hacia el inductor del centrífugo o la primera etapa del axial. Con esto se evita entrar con antelación en los problemas de estabilidad por desprendimientos rotativos (*"rotating stall"*). Sin embargo, una desventaja que pueden evidenciar este tipo de elementos, es que en otras zonas del mapa el compresor no actúe de forma adecuada o bien que el IGV genere una pérdida de carga importante que haga que se necesite de mayor aporte de energía en la turbina para obtener la misma relación de compresión. En algunos trabajos se estudia el comportamiento del fluido sobre cada borde de ataque del inductor al abandonar las palas del IGV [2.78], o bien como en un trabajo reciente que estudia mediante la herramienta láser la estela o *"wake"* dejada en el flujo al abandonar los vanos del IGV [2.79]. En la figura 2.14 se muestra un tipo de guías variables a la entrada del compresor acompañado por un sistema de sangrado (*"bleed"*) abierto.

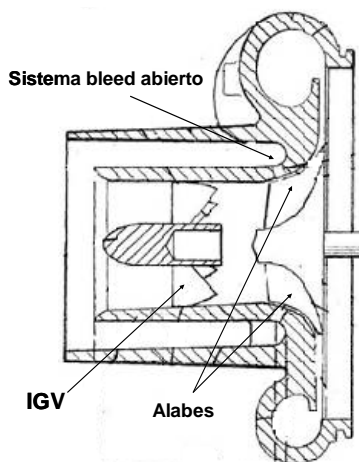


Figura 2.14 Sistema de IGV en combinación con un sistema "bleed"

### 2.5.1.3 Elementos de admisión alternativos

Lamentablemente, en muchas aplicaciones, los compresores deben trabajar en sistemas donde el diseño de la admisión no les es favorable para su correcto desempeño. Estudios realizados como los de Ariga et al. [2.80] o bien Whitfield et al. [2.81] demuestran claramente la dependencia entre la óptima operación del compresor y el desempeño del fluido en la salida de la admisión sobre la entrada compresor. Cuando el fluido es poco uniforme se producen serios problemas de estabilidad que favorecen la repentina aparición del bombeo. Por lo tanto se buscan desarrollos que aseguren la estabilidad del compresor.

Existen algunas configuraciones de admisión donde la única solución es la entrada al inductor del compresor centrífugo a 90°. Algunas investigaciones realizadas sobre este tipo de configuración de admisión hacen referencias a problemas de pérdida de estabilidad en el funcionamiento del compresor (Ariga, Whithfield, Engada). Para solventar dicho problema algunos autores proponen IGV a 90° [2.82] o bien la realización de estudios para mejorar la geometría de admisión a 90° como en el caso de codos, obteniendo una mayor estabilidad sobre el inductor [2.83].

### 2.5.1.4 Inyección de aire u otro agente externo

Este modo de mejorar la estabilidad de un compresor consiste en inyectar un gas o un líquido. Esto último, sin embargo, es utilizado para alcanzar un rendimiento cercano al isentrópico en el trabajo del compresor, más que para mejorar el rango de operación moviendo la línea de bombeo original. En uno de sus trabajos Pinkus [2.84] estudia la forma de optimizar la disposición de unos inyectores de líquido instalados sobre la base del disco rotor de un compresor centrífugo en donde descansan los álabes. El resultado determina una gran eficacia del método empleado aunque su implementación es muy difícil para cualquier tipo de compresor.

Con respecto al uso de inyección de aire, uno de los primeros aportes es efectuado por Kyrtatos et al. [2.85]. En este trabajo se presenta un novedoso mecanismo de inyección de aire dispuesto en forma tangencial al plano transversal del inductor del compresor centrífugo usado, pero con un determinado ángulo formado entre el eje del compresor y el propio inyector de aire que genera una rotación del fluido a la entrada del inductor, tal como lo efectúa un sistema de IGV. Los resultados a los que llega Kyrtatos son muy buenos desde el punto de vista del movimiento de la línea de bombeo, aunque no así desde el punto de vista de la relación de compresión, pues la inclusión de la rotación genera una importante pérdida de carga. El efecto de la pérdida de carga es un tema que será visto en forma más detallada en el capítulo 5. Un trabajo similar fue realizado por Pedrin et al. [2.86] donde se muestran diferentes

resultados obtenidos mediante la influencia adicional de aire sobre las palas radiales de un compresor centrífugo. En este caso se introduce a la entrada del compresor un sistema parecido al IGV pero con aportación de aire, la rotación del fluido provocado por la disposición del sistema utilizado, llamado AFAS, mejora el rango de funcionamiento del compresor en bombeo y la relación entre caudal consumido junto al aumento de compresión obtenida en puntos que sin adición de aire son más inestables.

## 2.5.2 Elementos integrados

Agrupamos aquí todos aquellos elementos integrados en los compresores diseñados como sistemas de ayuda para mejorar el comportamiento frente al bombeo.

### 2.5.2.1 Geometrías variables de difusor y estator

Muchos son los trabajos sobre métodos que modificando la geometría del difusor o estator hacen mejorar las condiciones de funcionamiento del compresor centrífugo. En uno de ellos Ludtke [2.87], se estudia la modificación de la geometría del canal de descarga sobre un compresor de uso industrial. La estrategia empleada es el cambio de sección del difusor. En este estudio se implementaron cuatro geometrías de diferentes espesores como los que aparecen en la figura 2.15. La conclusión del estudio es que salvo la primera de las opciones construidas (caso A) las restantes modifican satisfactoriamente la línea de bombeo, llegando hasta una mejora del 10%, aunque para el caso D, el punto de choque se modifica de forma negativa. Esto significa que se reduce el rango del compresor para grandes caudales. Según Ludtke la mejor opción encontrada por distintas variables estudiadas es la versión C.

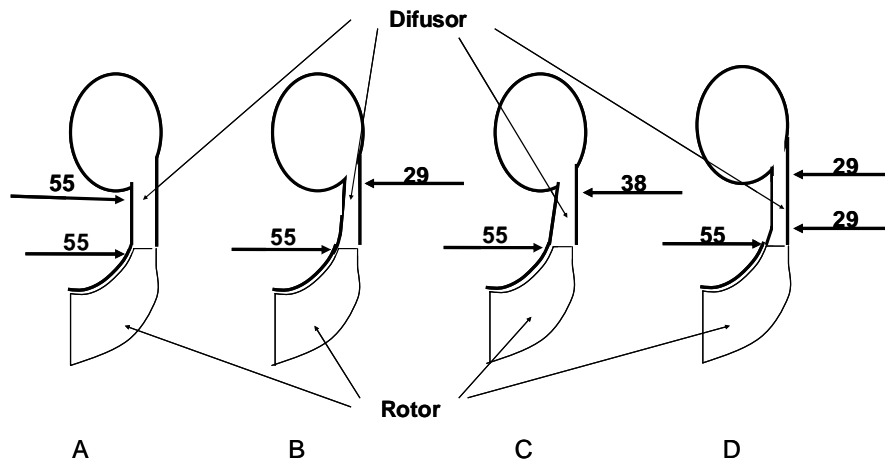


Figura 2.15 Diferentes dimensiones a la salida de difusor según Ludtke

Existen mecanismos creados para cambiar la geometría en el difusor sin tener que realizar 4 estilos diferentes de difusores. Withfield et al. [2.88] implementan en el compresor un sistema que permite modificar el espesor del difusor desde su entrada hasta la salida por medio de un mecanismo de placa que se aprieta en su extremo por medio de un vástago descendiendo el aérea de salida hacia la voluta, como se muestra en la figura 2.16. El mecanismo puede ir desde el punto de espesor constante hasta entrada abierta y salida cerrada.

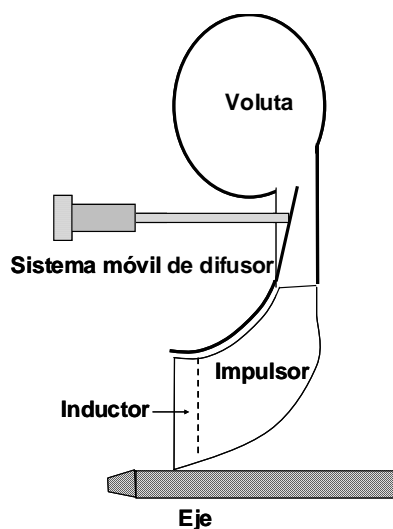


Figura 2.16 Sistema de placa móvil en el difusor

Los resultados obtenidos demuestran que un sistema de difusor con entrada más grande que va descendiendo de forma lineal hasta su salida mejora la estabilidad del compresor.

Existe otra serie de estudios dirigidos a mejorar el comportamiento dinámico del flujo en los difusores de los compresores centrífugos mediante el adecuado diseño de los vanos. Un ejemplo de estas investigaciones es el trabajo efectuado por Eynon y Withfield [2.89] en el que comprueban que es posible la mejora de la eficiencia y de la estabilidad del compresor modificando el área frontal de paso del fluido entre cada vano, su longitud, orientación, número, así como también la distancia en diámetros en que deben ser ubicados dentro del disco que describe el difusor. Un estudio similar se presenta en [2.91] donde se ha empleado un sistema de doble vano, esto es, un difusor compuesto por dos tipos de vanos de diferente longitud de cuerda y espesor. Sin embargo, una de las conclusiones extraídas era que dicho sistema no era mejor que un sistema con un solo tipo de vano. Otro trabajo sobre difusores, usando en este caso como herramienta de investigación el modelado CFD, es el efectuado por Engeda [2.90], en el cual determina la mejor geometría de difusor sobre los álabes de

un rotor imponiendo distintas longitudes de cuerda en los vanos sin variar su ubicación sobre el disco en que éstos descansan.

Como se puede comprender existe gran preocupación entre la interacción de los perfiles del rotor y del difusor. Una de las soluciones más acertadas sobre este tema ha sido sin duda alguna la imposición de un sistema de vanos móviles, que pivotan sobre un eje que se encuentra en un punto determinado a lo largo de su cuerda. El mecanismo empleado ya ha sido comentado y es el mismo que se utilizan en las turbinas radiales de geometrías variables o VGT. Al adaptar los vanos del difusor a las líneas de corriente del fluido se produce un retardo en el proceso de desprendimiento en los vanos pues aleja el valor del ángulo de incidencia del ángulo crítico que proporcionaría una inestabilidad temprana. Algunos de los trabajos destinados a comprobar su utilidad se pueden apreciar en [2.92].

### 2.5.2.2 Geometría de la voluta

La geometría de la voluta en los compresores centrífugos, es un aspecto importante a tener en cuenta en temas de estudios acústicos y aerodinámicos. Un mal diseño de este componente puede alterar el campo fluido a la salida del difusor sin importar si son con o sin vanos. Esta inestabilidad podría remontar a través del difusor afectando en primer lugar al difusor y más aguas arriba a los propios álabes del rotor. Un trabajo dirigido a relacionar la funcionalidad del compresor respecto de la geometría de la voluta fue presentado por Pan et al. [2.93] quienes diseñan cuatro volutas de distintas características geométricas que son analizadas mediante CFD. Una de las conclusiones a las que llegan es lo importante que puede ser la uniformidad del flujo al pasar por la voluta para no interferir en el trabajo de los vanos del compresor. Por otro lado establecen la funcionalidad de elegir el valor adecuado del azimut por donde la voluta converge al canal de salida. Esta apreciación coincide con los métodos de diseño que existen sobre los diseños de volutas. Qi et al. [2.9] exponen en uno de sus trabajos sobre la aerodinámica de la voluta, cómo mejorando el método empleado en el diseño, se puede mejorar la geometría de la voluta y a su vez la acústica del sistema, provocando que éste sea más estable. Por lo tanto, el comportamiento del fluido entre las palas del rotor, el difusor con o sin vanos y la entrada en la voluta se mejoran por que se evitan las inestabilidades en las palas o los vanos y que son, por otra parte, las causantes del ruido de flujo.

## 2.6 Resumen

En este capítulo se han presentado las características de funcionamiento de los compresores rotativos divididos en axiales y centrífugos. Se ha abordado de manera directa los problemas de estabilidad debido a los distintos procesos que tienen lugar en cada uno de sus componentes. Se han destacado los procesos aerodinámicos que ocurren en los álabes de rotor o de estator y en los vanos de difusor.

En principio se destacan los procesos de *"wake-jet"* y flujo secundario, ambos promovidos por el desprendimiento de la capa límite sobre las paredes de los álabes. Los diferentes tipos de desprendimientos, encontrados en la bibliografía refieren a celdas locales que según sus características son denominados *"part-span stall"* o *"full-span stall"*, o *"abrupt stall"*. Las primeras dos sólo afectan a algunos de los álabes de todo el rotor por lo que son inestabilidades locales denominadas celdas de desprendimientos. Dependiendo de la energía del rotor en el compresor que se puede traducir al valor de presión que genera las celdas, pueden ser más o menos importantes, ocupando tan sólo una parte del área frontal de paso del flujo, la mitad o bien un porcentaje muy elevado que conduzca rápidamente a la inestabilidad total del rotor del compresor. Las celdas son capaces de rotar inducidas por el propio movimiento rotacional del rotor generando un fenómeno de desprendimiento conocido como *"rotating stall"*.

El resultado final que provoca cada uno de los desprendimientos nombrados es irremediablemente arribar al llamado fenómeno de bombeo. Según la velocidad de giro del compresor se manifiestan diferentes formas de inestabilidad. Para bajos valores de rotación el proceso de *"rotating stall"* es más lento que para altos valores de giro. El fenómeno pasa por los diferentes procesos de celdas de inestabilidad hasta llegar al bombeo. Sin embargo, a alto régimen de giro el proceso es mucho más veloz pudiendo haber solo una fase de inestabilidad que hace desembocar abruptamente al compresor en el fenómeno de bombeo.

En la inestabilidad se alcanza a generar una contracorriente que lleva a situar una parte del inductor (borde de ataque) en desprendimiento completo propiciado por el crecimiento de un vórtice hecho por la unión entre el reflujo con el que entra al compresor por el inductor. Provocando una pérdida en el valor de la eficiencia por la deflexión de las líneas de corriente que causa la capa límite a medida que se modifica por el descenso en el valor del flujo másico y el aumento de la presión aguas abajo del rotor del compresor. Esta acción también sucede en los compresores axiales pero la

cuerda de los álabes es menor provocando que éstos pierdan más rápido su eficiencia que los álabes centrífugos, y esto mismo suceda con la aparición del bombeo.

El fenómeno de bombeo se define como un proceso cíclico debido al cambio de sentido del flujo a intervalos de tiempo iguales. Existen varios tipos de bombeo definidos como profundo, medios, tenues y de mezcla. Este último debe su nombre por coexistir con el fenómeno de *“rotating stall”*. La aparición de algunos de ellos es función del sistema en que se encuentre inmerso el compresor. Sobre todo por la geometría que se halle aguas abajo del mismo. Es destacable la línea de investigación en torno al fenómeno elaborado por Emmons, Greitzer, Hansen, Fink, o Moore. Algunos de ellos para un estudio exhaustivo y mejor comprensión del fenómeno realizan modelos matemáticos 1D o 3D que son validados de forma experimental, utilizando sistemas similares a los sistemas resonadores de Helmholtz.

El comienzo de los problemas de estabilidad en cualquier compresor se relaciona con las pendientes de las curvas en sus mapas característicos. Muchos autores argumentan que éstos comienzan cuando el valor de la pendiente de la curva en el mapa cambia de signo. Es decir, cuando la pendiente es negativa el sistema es estable y si la pendiente es positiva el compresor comienza a sufrir problemas de estabilidad. Una vez que los problemas de estabilidad comienzan la pendiente mantiene su signo positivo, y si bien existen métodos de atenuación de los fenómenos éstos no hacen que el signo varíe, de hecho, sólo consiguen estabilizar el sistema compresor pudiendo aumentar en rango hacia caudales más pequeños. La forma en que se establece esta mejora tiene que ver con elementos diseñados para tal fin como IGV, OGV, sistemas de sangrado (*“bleed”*), etc... Algunos de los elementos ubicados en el compresor o cerca de él, implementados en el sistema de compresión, como por ejemplo, válvulas de cierre de caudal o bien depósitos de volumen variable pueden servir de actuadores mediante la estrategia del control activo.

El control activo es una forma de atenuación de las inestabilidades del compresor, que funciona chequeando algún parámetro del compresor como el caudal, la presión o bien la temperatura. Al detectar alguna oscilación o cambio brusco hace activar alguno de los elementos nombrados, de modo que se consigue que el compresor funcione en una zona estable que antes de activar el sistema no lo era. Este método, al atenuar las inestabilidades, posibilita el retardo en la aparición del fenómeno de bombeo.

Como el bombeo es un fenómeno indeseable para todos aquellos usuarios de compresores, por provocar la inoperatividad del compresor y poner en peligro los componentes mecánicos del mismo, se han presentado distintos modos de atenuar el fenómeno o bien evitarlo. En el primero de los casos, es de destacar la línea de



investigación sobre el control activo desarrollada por distintos autores que han sido nombrados dentro de éste capítulo

## 2.7 Bibliografía

- [2.1] Adler, D., "Status of Centrifugal Compressor Impeller Internal Aerodynamics Part I: Inviscid Flow Prediction Methods", ASME, Journal of Engineering for Power, July 1980, Vol. 102. pp. 728-737.
- [2.2] Bosman, C., "An Analysis of Three Dimensional Flow in a Centrifugal Compressor Impeller", ASME, Journal of Engineering for Power, July 1980, Vol. 102, pp. 619-625.
- [2.3] Moore, J., Moore, J.G., "Calculations of Three-Dimensional Viscous Flow and Wake Development in Centrifugal Impeller", Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, 1980, pp. 61-67.
- [2.4] Wang, Y., Xu, Z., "Design and Performance Prediction of Centrifugal Impellers", IMechE, Part A: Journal of Power and Energy 1996, Vol. 210 pp. 463-476.
- [2.5] Wang, X.F., Xi, G., Wang, Z.H., "Aerodynamic optimization design of centrifugal compressor's impeller with Kriging model" Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy Vol.220 N°6, pp. 589-597.
- [2.6] Krain, H., "A CAD Method for Centrifugal Compressor Impellers", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1984, Vol. 106 pp. 482-488.
- [2.7] Larosiliere, L. M., Skoch, G.J., Prahst, P.S., "Aerodynamic Synthesis of a Centrifugal Impeller Using CFD and Measurements", NASA Technical Memorandum 107515, AIAA-97-2878, 1997.
- [2.8] Koumoutsos A., Tournlidakis, A., Elder, R.L., "Computational Studies of Unsteady Flows in a Centrifugal Compressor Stage", IMechE, part A: Journal of Power and Energy 2000, Vol. 214 pp. 611-633.
- [2.9] Oh, H.W., Yoon, E.S., Chung, M.K., "An Optimun Set of Loss Models for Performance Prediction of Centrifugal Compressors", IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1997, Vol. 211 pp. 331-338.
- [2.10] Watson, N., Janota, M.S., "Turbocharging the Internal Combustion Engine", MacMillen Publishers Ltd, 1982 ISBN 0-333-24290-4.

- [2.11] Japikse, D., Baines, N.C., "Introduction to Turbomachinery", Concepts ETI, 1997 ISBN 0-933283-10-5.
- [2.12] Boyce, M.P., "Centrifugal Compressor (A basic guide)", PennWell Corporation 2002, ISBN 0-87814-801-9.
- [2.13] Qi, D.T., Pomfret, M.J., Lam, K., "A New Approach to the Design of Fan Volute Profiles", IMechE, part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1996, Vol. 210 pp. 463-476.
- [2.14] Chesse, P., Hétét, J.F., Frayret, J.P., "Détermination par Simulation d` une Zone Critique des Champs Compresseur Située entre le Pompage et la Stabilité. Application aux Moteurs Diesel de Forte Puissance", ENTROPIE, N° 201, 1996, pp. 9-18.
- [2.15] Sparks, C.R., "On the Transient Interaction of Centrifugal Compressors and Their Piping Systems", ASME, Journal of Engineering for Power, October 1983, Vol. 105, pp. 891-901. pp. 891-901.
- [2.16] Japikse D., "Centrifugal Compressor (Design and Performance)", Concepts ETI, Inc. 1996, ISBN 0-933283-03-2.
- [2.17] Holt, C., San Andrés, L., Sahay, S., Tang, P., La Rue, G., Gjika, K., "Test Response and Nonlinear Analysis of Turbocharger Supported on Floating Ring Bearings", ASME, Journal of Vibration and Acoustics, April 2005, Vol. 127. pp. 107-115.
- [2.18] Watanabe, T., Koike, T., Furukawa, H., Ikeya, I., Sakakida, M., "Development of Turbocharger for Improving Passenger Car Acceleration", SAE, 1996, 960018.
- [2.19] Gunter, E.J., Chen, W.J., "Dynamic Analysis of a Turbocharger in Floating Bushing Bearings", ISCORMA-3 Conference, Cleveland Ohio, EEUU, September 2005.
- [2.20] Street V.L., Wylie E.B., Bedford K.W., "Fluid Mechanics" McGraw-Hill, Inc., 1999, ISBN-0-07-062537-9
- [2.21] Casey, M.V., "A Computational Geometry for the Blade and Internal Flow Channels of Centrifugal Compressors", ASME, Journal of Engineering for Power, April 1983, Vol. 105 pp. 288-295.

- [2.22] Moore, J., Moore, J.G., Timmis "Performance Evaluation of Centrifugal Compressor Impellers Using Three-Dimensional Viscous Flow Calculations", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1984, Vol. 106 pp. 475-481.
- [2.23] Adler, D., "Status of Centrifugal Compressor Impeller Internal Aerodynamics Part II: Experiments and Influence of Viscosity", ASME, Journal of Engineering for Power, July 1980, Vol. 102. pp. 738-746.
- [2.24] Johnson, M.W., Moore, J., "Secondary Flow Mixing Losses in a Centrifugal Impeller", ASME, Journal of Engineering for Power, January 1983, Vol. 105 pp. 24-33.
- [2.25] Johnson, M.W., Moore, J., "The Influence of Flow Rate on the Wake in a Centrifugal Impeller", ASME, Journal of Engineering for Power, January 1983, Vol. 105 pp. 33-39.
- [2.26] Whitfield, A., "Nom-Dimensional Aerodynamic Design of a Centrifugal Compressor Impeller", IMechE, Part A: Journal of Power and Energy 1991, Vol. 205 pp. 257-268.
- [2.27] Cudina, M., "Noise Generation in Vane Axial Fans Due to Rotating Stall and Surge" IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 2001, Vol. 215 pp. 57-64.
- [2.28] Rolls-Royce "The Jet Engines", Fifth Edition 1996, ISBN 0902121-235.
- [2.29] Galindo, J., Serrano, J.R., Guardiola, C., Cervello, C., "Surge Limit Definition in Specific Test Bench for Characterization of Automotive Turbochargers with Pulsating and Continuous Flow", Experimental Thermal and Fluid Science, 2006, Vol 30/5 pp. 449-462.
- [2.30] Pampreen, R.C., "Compressor Surge and Stall", 1993, Concepts ETI, Inc ISBN 0-933283-05-9.
- [2.31] Lakshminarayana, B. "Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery". Wiley-Interscience. ISBN 0-471-85546-4.
- [2.32] Mäiz, J., Hah, C., Neise, W., "An Experimental and Numerical Investigation into the Mechanisms of Rotating Instability", ASME, Journal of Turbomachinery July 2002, Vol.124, pp. 367-375.

- [2.33] Kinoshita, Y., Senno, Y., "Rotating Stall Induced in Vaneless Diffuser of Very Low Specific Speed Centrifugal Blowers", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1985, Vol. 107, pp. 514-521.
- [2.34] Gravdahl J.T., Egeland O., "Compressor Surge and Rotating Stall, modeling and control", Springer-Verlag London Berlin Heidelberg, 1999, ISBN-1-85322-067-8.
- [2.35] Brun, K., Kurz, R., "Analysis of Secondary Flows in Centrifugal Impellers" International Journal of Rotating Machinery Volume 2005 (2005), Vol. 1, pp. 45-52.
- [2.36] Yoshinaka, T., "Surge Responsibility and Range Characteristics of Centrifugal Compressors". Second International Congress on Gas Turbines, Tokio, Japan 1977.
- [2.37] Gourdain, N., Burguburu, S., Leboeuf, F., Miton H. "Numerical simulation of rotating stall in a subsonic compressor", Aerospace Science and Technology Volume 10, Issue 1, January 2006, pp. 9-18
- [2.38] Mailach, R., Lehmann, I., Vogeler, K., "Rotating Instabilities in Axial Compressor Originating from the Fluctuating Blade Tip Vortex", ASME Journal of Turbomachinery, July 2001, pp. 453-463.
- [2.39] Treml, B.J., Lawless, P.B., Fleeter, S., "Passive and Active Control of Rotating Stall onset in a Centrifugal Compressor" AIAA-1996-3175
- [2.40] Greitzer, E.M., "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model", ASME, Journal of Engineering for Power, April 1976, vol.98 pp.190-198.
- [2.41] Stenning, A., Kriebel, A., Montgomery, S., "Stall Propagation in Axial Compressors", NACA, TN 3580, May 1955. In Compressor Surge and Stall ISBN 0-933283-05-9.
- [2.42] de Jager, B., "Rotating Stall and Surge Control: A Survey". Proceedings of the 35<sup>th</sup> Conference on Decision and Control. New Orleans, L.A. 1995 pp. 1857-1862.
- [2.43] Frigne, P., Van Den Braembussche, R., "Distinction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor With

- Vaneless Diffuser”, ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1984, Vol. 106 pp. 468-474.
- [2.44] Frigne, P., Van de Braembussche, R., “A Theoretical Model for Rotating Stall in the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor”, ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1985, Vol. 107, pp.507-513.
- [2.45] Chen, Y., Haupt, U., Rautenberg, M., “On the Nature of Rotating Stall in Centrifugal Compressor with Vaned Diffuser. Part II: Karman Vortices as the Controlling Mechanism”, ASME paper 87-GT-23, 1987.
- [2.46] Engeda, A., “Analyses of the Blade-Blade Pressure Field in a Centrifugal Compressor”, AIAA-95-2658.
- [2.47] Hansen, K.E., Jorgensen, P., Larsen, P.S., “Experimental and Theoretical Study of Surge in a Small Centrifugal Compressor”, ASME, Journal of Fluids Engineering, September 1981, Vol. 103 pp. 391-395.
- [2.48] Huppert, M.C., “Compressor Surge”, NASA SP-36, August 1965, pp. 331-340. In Compressor Surge and Stall ISBN 0-933283-05-9.
- [2.49] Fink, D.A., Cumpsty, N.A., Greitzer, E.M., “Surge Dynamics in Free Spool Centrifugal Compressor System”, ASME, Journal of Turbomachinery, April 1992, Vol.114, pp. 321-332.
- [2.50] Theotokatos, G., Kyrtatos, N.P., “Diesel Engine Transient Operation with Turbocharger Compressor Surging”, SAE 2001-01-1241, 2001.
- [2.51] Willems, F., de Jager, B., “Modeling and Control of Compressor Flow Instabilities”, IEEE Control System, 1999, Vol.19, N°.5 pp. 8-18.
- [2.52] Selamet, A., Radavich, P.M., “Helmholtz Resonator: A Multidimensional Analytical, Computational, and Experimental Study”, SAE 951263, pp. 227-239.
- [2.53] Douglas Mast, T., Pierce, A.D., “Describing Function Theory for Flow Excitation of Resonators”, Journal Acoustic Soc. Am. 1995, Vol. 97 pp. 163-172.
- [2.54] Rowley, C.W., Colonius, T., Basu, A.M., “On Self-Sustained Oscillation in Two-Dimensional Compressible Flow Over Rectangular Cavities”, Journal of Fluid Mechanic 2002, Vol. 455, pp. 315-346.

- [2.55] Moore, F., K., "A Theory of Post-Stall Transient in Multistage Axial Compressor Systems", NASA, cr 3878, March 1985.
- [2.56] Greitzer, E.M., "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part II: Experimental Results and Comparison with Theory", ASME, Journal of Engineering for Power, April 1976, vol.98 pp. 199-217.
- [2.57] Epstein, A.H., Ffowcs Willians J.E., Greitzer E.M., "Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachinery", Journal Propulsion, Vol. 5 N°2, March-April 1989, pp. 204-211.
- [2.58] Ffowcs Willians, J.E., Huang, X.Y., "Active Stabilization of Compressor Surge", Journal of Fluid Mechanic 1989, Vol. 204. pp. 245-262.
- [2.59] Emmons, H.W., Pearson, C.E., and Grant, H.P., "Compressor Surge and Stall Propagation", ASME Vol.77 N° 4, May 1955, pp. 455-469.
- [2.60] Siedel, U., Chen, J., Haupt, U., Hasemann, H., Jin, D., Rautenberg, "Rotating Stall Flow and Dangerous Blade Excitation of Centrifugal Compressor Impeller, Part 1 Phenomenon of Large -Number Stall Cells", ASME 1991, Paper No. 91-GT-102.
- [2.61] Staroselsky, N., Ladin, L., "Improved Surge Control for Centrifugal Compressors", Chemical Engineering 1979, Vol. 86 pp. 175-184.
- [2.62] Bloch, H.P., "A Practical Guide to Compressor Technology", McGraw-Hill, ISBN 0-07-005937-3, 1995.
- [2.63] Willems, F., Heemes, W.P.M.H., de Jager, B., Stoorvogel, A.A., "Positive Feedback Stabilization of Centrifugal Compressor Surge", Pergamon, Automatica, 2002, Vol. 38 pp. 311-318.
- [2.64] Gravdahl, J.T., Egeland, O., "Centrifugal Compressor Surge and Speed Control", IEEE, Transation on Control Systems Technology, Vol. 7, N°. 5, September, 1999.
- [2.65] Van Helvoirt, J., de Jager, B., Steinbuch, M., Smeulers, J., "Modeling and Identification of Centrifugal Compressor Dynamics with Approximate Realizations", Proceeding of IEEE 2005 Conference on Control Application, Toronto Canada August 2005, pp. 1441-1447.

- [2.66] Gravdahl, J.T., Willems, F., de Jager, B., Egeland, O., "Modeling for Surge Control of Centrifugal Compressors: Comparison with Experiment", Proceeding of the 39<sup>th</sup> IEEE Conference, December 2000, pp. 1341-1346.
- [2.67] Simon, J.S., Valavani, L., Epstein, A.H., Greitzer, E.M., "Evaluation of Approaches to Active Compressor Surge Stabilization", ASME, Journal of Turbomachinery, January 1993, Vol. 115, pp. 57-67.
- [2.68] Gravdahl, J.T., Egeland, O., Vatland, S.O., "Drive Torque Actuation in Active Surge Control of Centrifugal Compressors", PERGAMON Automatica, 2002, Vol. 38 pp. 1881-1893.
- [2.69] Pinsley, J.E., Guenette, G.R., Epstein A.H., Greitzer E.M., "Active Stabilization of Centrifugal Surge", Journal of Turbomachinery, October 1991, Vol.113, pp. 723-732.
- [2.70] Gysling, D.L., Dugundji J., Greitzer, E.M., Epstein A.H., "Dynamic Control of Centrifugal Compressor Surge Using Tailored Structures", ASME Journal of Turbomachinery, October 1991, Vol. 113. pp. 710-722.
- [2.71] Yeung, S., Murray, R.M., "Redction of Bleed Valve Rate Requeriments for Control of Rotating Stall Using Continuous Flow Injection", Proc. 1997 IEEE Conference Control Applications, pp. 683-690.
- [2.72] Paduano, L., Valavani, L., Epstein, A., Greitzer E., Guenette, G., "Modeling for Control of Rotating Stall", Automatica, Vol. 30, pp. 1357-1373.
- [2.73] Harada, H., Nishiwaki, S., Takei, K., "Turbomachinery Having Variable Angle Flow Guiding Device", U. S. Patent, N° 5873696, February 1999.
- [2.74] Raily, J.W., Ekerol, H., "Influence of a Closely Coupled Throttle on the Stalling Behavior of a Radial Compressor Stage", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1985, Vol. 107 pp. 522-527.
- [2.75] Blanchini, F., Giannattasio, P., "Adaptive Control of Compressor Instability" Automatica, Vol. 38, 2002, pp. 1373-1380.
- [2.76] Fisher, F.B., "Application of Map Width Enhancement Devices to Turbocharger Compressor Stages", SAE paper 880794, April 1988.
- [2.77] Hunzinker, R., Dickmann, H.P., Emmrich, R., "Numerical and Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor with an Inducer Casing Bleed



System”, IMechE, part A: Journal of Power and Energy 2001, Vol. 215 pp. 783-791.

- [2.78] Lakshminarayana, B., Sitaram, N., “Wall Boundary Layer Development Near the Tip Region of an IGV of an Axial Flow Compressor”, ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1984, Vol. 106 pp. 377-345.
- [2.79] Soranna, F., Chow, Y.C., Uzol, O., Katz, J., “The Effect on Inlet Guide Vanes Wake Impingement on the Flow Structure and Turbulence around a Rotor Blade”, ASME Journal of Turbomachinery 2006, Vol.128, pp.82-95.
- [2.80] Ariga I, Kasai, N., Masuda, S., Watanabe, Y., Watanabe, I., “The Effect of Inlet Distortion on the Performance Characteristics of a Centrifugal Compressor”, ASME, Journal of Engineering for Power, April 1983, Vol. 105, pp. 223-230.
- [2.81] Whitfield, A., Sutton, A.J., Leonard, H.J., “The Development of Turbocharger Compressors with Improved Surge Margin”, IMechE 1991, C433/063. pp. 9-18.
- [2.82] Holset Turbocharger, “HTi.”, Issue Nº 2 Holset Engineering Company Ltd., 2003 pp8-9.
- [2.83] Engada, A., Kim, Y., Aungier, R., Direnzi, G., “The Inlet Flow Structure of Centrifugal Compressor Stage and Its Influence on the Compressor Performance”, ASME, Journal of Fluid Engineering, September 2003, Vol. 125, pp. 779-785.
- [2.84] Pinkus, O., “Liquid Particle Dynamics and Rate of Evaporation in the Rotating Field of Centrifugal Compressors”, Journal of Engineering for Power, January 1983, Vol.105, pp. 80-87.
- [2.85] Kyrtatos, N, Watson, N., “Application of Aerodynamically Induced Prewhirl to a Small Turbocharger Compressor”, ASME Journal of Engineering for Power, October 1980, Vol. 102 pp. 943-950.
- [2.86] Predin, A., Bilus, I., “Influence of Additional Inlet Flow on the Prerotation and Performance of Centrifugal Impellers”, Journal of Hydarulic Research 2003, Vol. 41 Nº2 pp. 207-216.

- [2.87] Ludtke, K., "Aerodynamic Tests on Centrifugal Process Compressors, the Influence of the Vaneless Diffuser Shape", ASME Journal of Engineering for Power, October 1983, Vol. 105, pp. 902-909.
- [2.88] Whitfield, A., Sutton, A.J., Leonard, H.J., "The Development of Turbocharger Compressors with Improved Surge Margin", IMechE 1991, C433/063. pp. 9-18.
- [2.89] Eynon, P.A., Whitfield, A., "The Effect of Low-solidity Vaned Diffusers on the Performance of a Turbocharger Compressor", IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1997, Vol. 211 pp. 325-339.
- [2.90] Engada, A., "Experimental and Numerical Investigation of the Performance of a 240 kW Centrifugal Compressor with Different Diffusers" ELSERVIER Experimental Thermal and Fluid Science, 2003 Vol. 28, pp. 55-72.
- [2.91] Jiang, P.M., Whitfield, A., "Investigation of Vaned Diffusers as a Variable Geometry Device for Application to Turbocharger Compressor", IMechE, part D: Journal of Automobile Engineering 1992, Vol. 206 pp. 209-220.
- [2.92] Tange, H., Ikeya, N., Takanashi, M., Takanashi, H., "Variable Geometry Diffuser of Turbocharger Compressor for Passenger Vehicles", SAE 2003-01-0051, 2003.
- [2.93] Pan, D., Whitfield, A., Wilson, M., "Design Considerations for the Volute of Centrifugal Fans and Compressors", IMechE, part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1999, Vol. 213 pp. 401-410.

## 3 Instalaciones y ensayos experimentales

3.1	INTRODUCCIÓN .....	86
3.2	INSTALACIONES EXPERIMENTALES.....	87
3.2.1	<i>Banco de flujo</i> .....	87
3.2.2	<i>Banco de turbogrupos</i> .....	93
3.2.3	<i>Banco Motor</i> .....	98
3.3	CARACTERIZACIÓN DEL FENÓMENO DE BOMBEO.....	101
3.4	METODOLOGÍA DE DETERMINACIÓN DE LA LÍNEA DE BOMBEO .....	106
3.5	RESUMEN .....	112
3.6	BIBLIOGRAFÍA .....	114

### 3.1 Introducción

Uno de los objetivos de la presente tesis es la caracterización experimental del fenómeno del bombeo en compresores centrífugos de sobrealimentación. Para alcanzar este objetivo se requiere de unas instalaciones adecuadas. En este capítulo se describirán en primer lugar las instalaciones experimentales utilizadas, el banco de flujo y el banco de turbogrupos. Las dos pertenecen al instituto *CMT-Motores Térmicos* de la Universidad Politécnica de Valencia en donde se ha realizado la presente tesis doctoral.

El banco de flujo se ha utilizado para caracterizar distintos elementos de los sistemas de compresión utilizados. Se han realizado ensayos de caracterización de pérdida de carga y también en la medida de la vorticidad creada sobre el gasto másico a la entrada del compresor que se presentará en el capítulo 5.

El banco de turbogrupos ha sido la principal herramienta experimental utilizada en la tesis. En él se han realizado todos los ensayos de caracterización de compresores realizados para la tesis. Se trata de una instalación muy flexible desarrollada por el grupo de investigación que se describirá en el presente capítulo.

Más adelante en el capítulo se describen los ensayos realizados. En primer lugar, se destaca la realización de una caracterización del mapa del compresor incluyendo las zonas de bombeo y de flujo inverso. Para ello se ha adaptado el sistema de compresión tal como viene recomendado por Fink et al. [3.1]. También se ha realizado ensayos en bombeo en distintas situaciones con distintos sistemas de compresión. En este capítulo también se hace hincapié en la metodología para medir la línea de bombeo.

## 3.2 Instalaciones experimentales

### 3.2.1 Banco de flujo

El banco de flujo se emplea comúnmente para la caracterización de elementos, en que se desea conocer cómo los mismo afectan al comportamiento del fluido pasante, en presión, temperatura, velocidad, etc. Para ello se incorpora el elemento a caracterizar en la línea del propio banco, como se muestra en la figura 3.1. En el caso de este banco se puede elegir la dirección de paso del fluido: en aspiración, donde el elemento impulsa el fluido hacia la atmósfera, o en impulsión, donde el elemento recoge el fluido desde la atmósfera.

El movimiento del aire del banco está producido por un compresor que puede aspirar aire de la atmósfera o bien de la línea de medida hacia la atmósfera. La selección del modo de operación se hace mediante un sistema de válvulas. La zona de medida del banco consiste en un tubo largo y recto en el que se dispone el medidor de flujo másico. Conectado al tubo se encuentra un depósito de remanso de 500 litros que garantiza la supresión de las inestabilidades que pudiera tener el flujo. El elemento a medir se conecta al depósito de remanso, o bien directamente o a través de un tubo de sección recta. El banco permite variar el gasto másico que circula por la línea de aire y por el elemento a medir variando el régimen de giro del compresor y por el uso de una válvula de compuerta proporcional.



Figura 3.1 Fotografía del banco de flujo en proceso de un test tipo B

Las características principales del banco son las siguientes:

Caudal máximo	12 m <sup>3</sup> /min
Presión máxima	presión atmosférica + 0.7 bar
Presión mínima	presión atmosférica - 0,2 bar
Potencia compresor	18kW

Cada ensayo realizado en el banco de flujo, incluye una instrumentación compuesta por diferentes sensores, utilizados para la medida de presión, temperatura y gasto másico. Los empleados para la presión son ubicados a la entrada y a la salida del elemento a caracterizar insertado dentro de una línea de montaje propia del banco de flujo. Los de temperatura (termopares) son ubicados sobre los mismos puntos de medida que los sensores de presión. Dentro de la línea en que se ubica el elemento que es objeto de estudio se implementa un caudalímetro capaz de medir un rango de valores de gasto másico de 0 a 720kg/h. Por lo tanto con cada uno de ellos es suficiente para correlacionar los valores de los parámetros medidos y arrojar un resultado sobre los efectos que produce el elemento al hacer circular distintos valores de gasto másico.

Los ensayos realizados para la presente tesis han tenido como objetivo la medida de la pérdida de carga de elementos de los sistemas de compresión utilizados, en particular en conductos de diferente geometría a la entrada del compresor.

Otra serie de ensayos se han realizado con el objetivo de caracterizar la vorticidad producida por un elemento que se presentará en el capítulo 5.

### 3.2.1.1 Medidas de pérdidas de carga

El procedimiento para la obtención de la pérdida de carga en un elemento en el banco de flujo con los parámetros conseguidos de la medida por medio de los sensores descritos, se realiza mediante una estrategia que se describe a continuación:

La metodología empleada consiste en la realización de dos tests denominados A y B. El test A se utiliza para determinar la pérdida de presión que causa el sistema del banco de flujo en donde se evalúa luego la pérdida de presión al imponer el elemento a considerar. Una vez obtenidas las pérdidas de carga generadas por el conjunto de elementos que conforman el primer test haciendo pasar distintos valores de gasto másico, se incorpora a la línea el elemento para evaluar la pérdida de carga que genera, denominándose a éste test B.

Por lo tanto el test B tiene exactamente la misma configuración que en el test A, pero con la salvedad que se ha incorporado el elemento que se quiere caracterizar. La disposición que adquiere el banco de flujo para ambos tests se muestra en la figura 3.2. En ella se puede comprobar la diferencia en la disposición de ambos test al incorporar un codo a 90° de una geometría muy particular, Este ensayo forma parte de una serie que se presenta en el Capítulo 5.

En la figura se muestran las dimensiones de los conductos en la instalación. Asimismo se representan las magnitudes de medidas.  $P_s$  es el valor de la presión el depósito, que junto a la presión atmosférica proporciona la caída de presión  $\Delta P$  para ambos test (A y B). Haciendo la resta entre ambos valores se obtiene la pérdida de carga en el elemento instalado.

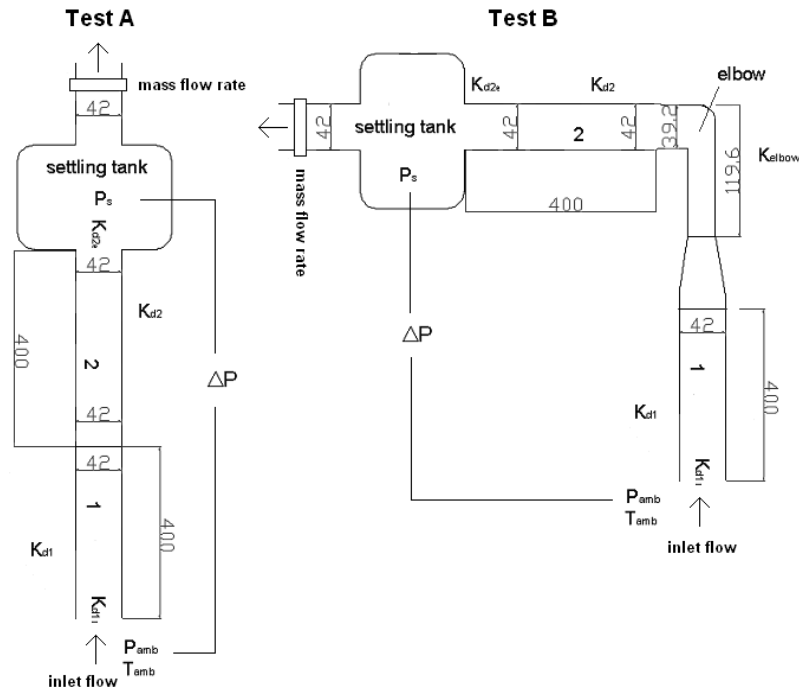


Figura 3.2 Esquema de las configuraciones implementados en el banco de flujo en los test A y B

La pérdida de carga provocada por un elemento, en este caso un codo, se puede reflejar mediante el valor adimensional K. Para la obtención del valor K del codo se procede al tratamiento de los parámetros medidos de uno y otro test. En primer lugar se obtienen cada uno de los valores de K de los elementos pertenecientes al sistema evaluado en el test A, expresándose en forma de sumatoria la contribución de cada elemento del que se obtiene el coeficiente de pérdida de presión general de todo el sistema utilizado en el banco de flujo.

$$K_A = \sum_{i=1}^n K_{de} + \sum_{i=1}^n K_{de-s} + \sum_{i=1}^n K_{ds} \tag{3.1}$$

Por definición el coeficiente de pérdida de presión se puede calcular mediante la ecuación 3.2.

$$K_A = \frac{\Delta P_A}{0.5 \rho_{amb} c_{amb}^2} \tag{3.2}$$

En el cálculo del test B, se utiliza la misma ecuación 3.1 pero agregando un termino más, que representa la contribución de las pérdidas ocasionadas por el codo.

$$K_B = \sum_{i=1}^n K_{de} + \sum_{i=1}^n K_{de-s} + \sum_{i=1}^n K_{ds} + K_{co} \quad (3.3)$$

Procediendo de la misma forma que el test A, el valor de  $K_B$  se expresa de la siguiente manera

$$K_B = \frac{\Delta P_B}{0.5 \rho_{amb} c_{amb}^2} \quad (3.4)$$

Por lo tanto, la obtención del valor del coeficiente  $K_{co}$  del codo se obtiene por medio de la sustracción entre la ecuación 3.2 y 3.3

$$K_{co} = K_B - K_A \quad (3.5)$$

Por otra parte, si se desea obtener el valor de la pérdida de presión, ocasionada por el codo, simplemente se despeja la variable  $\Delta P$  de la ecuación 3.4, referida solo a la caída de presión originada entre la entrada y la salida del propio codo. Como los test se realizan para distintos valores de gasto másico, se obtienen varios resultados de la pérdida de carga que registra el elemento. En un diagrama de gasto másico frente a la presión se puede trazar la curva que indica la caracterización final de elemento. Este tipo de gráficos se mostrarán en los distintos resultados experimentales que se presentan en el capítulo 5.

Sin embargo, el proceso que se ha descrito en la forma del cálculo para la obtención de los resultados tiene un límite. Dicho límite se refiere a que las fórmulas empleadas solo sirven para flujo incompresible, es decir, que los tratamientos de los parámetros medidos serán válidos mientras la densidad a lo largo de la línea se mantenga constante. Para un valor de Mach mayor a 0.2 no es seguro que el valor de pérdida de presión conseguido sea correcto, pues es un valor en el que pueden aparecer los primeros fenómenos de compresibilidad [3.2].

Con los mismos parámetros de medida de los ensayos se puede hallar cuál es el valor del coeficiente de descarga. El valor del coeficiente es más intuitivo para analizar la capacidad de cada codo en perturbar o no el paso del flujo. El coeficiente se refiere a la pérdida de área efectiva por la intromisión del elemento a caracterizar en la línea del banco de flujo. El cálculo de  $C_D$  se obtiene a partir de la expresión (3.6)

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teorica}} \quad (3.6)$$



Donde la masa teórica es obtenida mediante la ecuación de la tobera adiabática para flujos compresibles.

$$\dot{m}_{teorica} = SP_{amb} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)T_{amb}}} \sqrt{\left(\frac{P}{P_{amb}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_{amb}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad (3.7)$$

Los resultados obtenidos sobre el coeficiente de descarga para los distintos valores de gasto másico medidos por el caudalímetro, se pueden relacionar mediante un grafico en que el valor de  $C_D$  debiera permanecer constante, por ejemplo en el caso de una pérdida de carga en régimen turbulento.

### 3.2.1.2 Medidas de caracterización de torbellinos

Para la evaluación del comportamiento de un torbellino en el banco de flujo se adapta un esquema de ensayo similar a los empleados para el estudio de la perdida de carga, agregando en ella un dispositivo de medida de par. En la foto de la figura 3.3 se presenta el medidor de par con el cual se mide la capacidad de par del torbellino. Dicho aparato consta de una matriz tipo panel de abeja suspendida sobre una superficie de silicona, dentro de un pequeño depósito normal al paso del fluido. El momento angular con el que viaja el fluido en el aparato es totalmente destruido por la matriz, resultando en un par que es igual al momento angular del fluido. La medida del par se puede hacer independientemente del sentido de rotación del fluido. La estrategia de caracterización de un torbellino fue utilizada por Desantes et al. [3.3] en el estudio sobre la determinación del comportamiento de un torbellino y la permeabilidad en el cilindro en los motores de combustión interna con flujo estacionario y no estacionario.

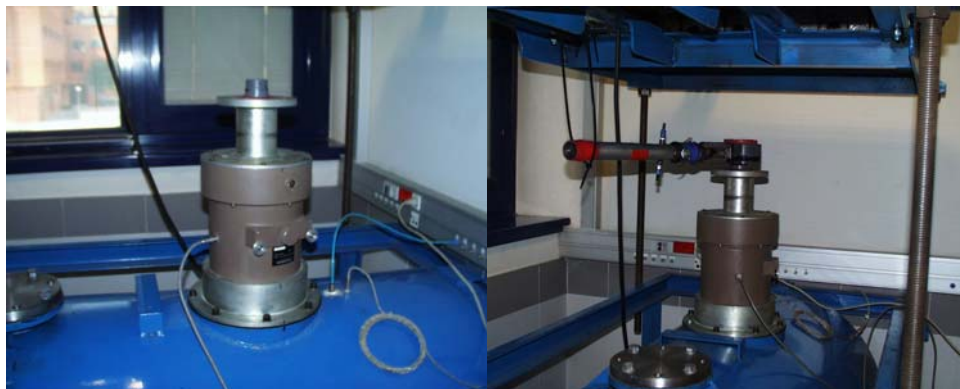


Figura 3.3 Emplazamiento del torquimetro en el banco de flujo

Para determinar el valor del ángulo de rotación del torbellino al que denominaré  $\lambda$ . Se utilizan las ecuaciones que a continuación se presentan y que tienen que ver con los parámetros medidos en el banco de flujo adjuntando los datos aportados por el torquímetro. En las ecuaciones planteadas se asume por hipótesis que el fluido se comporta como un sólido rígido girando entorno al eje axial dentro del tubo por donde circula y que es solidario al llamado "medidor". La expresión para la obtención del par es la siguiente:

$$M = I_{cil} \omega_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire} D^2}{8} \omega_{aire} \quad (3.8)$$

La ecuación (3.8) expresa al valor del par en función de la inercia del sólido y su velocidad angular. Haciendo la equivalencia de sólido rígido por el aire circulante, la expresión es función del gasto másico por el diámetro del tubo por el que circula el torbellino. Por lo tanto despejando de esta expresión la velocidad angular, que es la incógnita a calcular, queda

$$\omega_{aire} = \frac{8M}{\dot{m}_{aire} D^2} \quad (3.9)$$

Una vez se halla la velocidad angular se procede a obtener la velocidad tangencial en la periferia del torbellino, coincidente con el diámetro interior de la sección del tubo. Por lo tanto, la velocidad tangencial del torbellino en la periferia del tubo cilíndrico es

$$C_{1T} = \omega_{aire} \frac{D}{2} = \frac{4M}{\dot{m}_{aire} D} \quad (3.10)$$

Ahora sólo falta conocer la componente axial de velocidad, para saber el valor angular de rotación ( $\lambda$ ) formado por la composición vectorial entre los vectores de velocidad tangencial y axial. La velocidad axial se calcula por medio de la aplicación de la ecuación de continuidad, donde el área se encuentra afectada por el coeficiente de descarga ( $C_D$ ) obtenido en el estudio sobre las pérdidas de carga que genera el elemento que genera el torbellino. De la ecuación (3.11) se consigue el módulo de la velocidad axial.

$$c_{1a} = \frac{4\dot{m}_{aire}}{\pi\rho D^2 C_D} \quad (3.11)$$

Finalmente entre las magnitudes de velocidad tangencial (3.10) y axial (3.11), se obtiene el valor del ángulo  $\lambda$  de rotación del fluido mediante la expresión de trigonometría (3.12)

$$\lambda = \arctan \frac{c_{1T}}{c_{1a}} = \arctan \frac{\pi\rho M D C_D}{\dot{m}_{aire}^2} \quad (3.12)$$

El sistema de ecuaciones desde (3.8) hasta (3.12), se aplica para cualquier generador de torbellino si se sabe el valor de par y se aplica la hipótesis de sólido rígido. Sin embargo, hay que considerar un límite en la aplicación de esta metodología que tiene que ver con la uniformidad y la energía con que el fluido entra al medidor de par, pues para bajas velocidades y poco caudal o gasto másico supone un aumento en el error de la medida del torquímetro.

### 3.2.2 Banco de turbogrupos

El banco de turbogrupos ha sido la instalación experimental más utilizada en la presente tesis para la medida de los distintos compresores estudiados. Se trata de una instalación realmente singular desarrollada específicamente para llevar a cabo ensayos de caracterización de turbinas y compresores radiales cuyo trabajo de realización y puesta a punto se detalla en los trabajos realizados por Cervelló [3.4] y Lujan et al [3.5].

La instalación que se muestra en la figura 3.4 consta de un motor diésel de seis cilindros en línea de 11 litros de cilindrada como generador de flujo caliente y pulsante que se utiliza para alimentar la turbina del turbogrupo a ensayar. En los ensayos en flujo continuo en la turbina, como de hecho han sido todos los que se presentan en esta tesis, se amortiguan las pulsaciones de escape del motor en un depósito de remanso aislado térmicamente.

Dado que el flujo de escape del motor se utiliza para soplar la turbina del turbo a ensayar, el motor es desprovisto de su propio turbo y es sobrealimentado de manera externa. Para ello se utiliza un compresor de tornillo de 25 kW que es movido por el mismo motor diésel. Para poder conectar las dos máquinas es necesario un freno eléctrico de corrientes de Foucault que extrae la potencia del motor no absorbida por el compresor y que controla de esta manera el régimen de giro del conjunto. Entre el freno y el compresor se intercala una caja multiplicadora que adapta el régimen de giro de motor y freno con el del compresor mecánico.

El circuito de gases que alimenta la turbina de sobrealimentación se compone pues de un filtro de admisión (el del compresor), el compresor de tornillo, un refrigerador de aire, un depósito de remanso, el motor y el depósito de remanso (sólo en ensayos en condiciones continuas). En el depósito de remanso entre el compresor y el motor se dispone de un sistema de extracción de aire a través de una válvula comandada que permite independizar los gastos másicos de aire de compresor de tornillo y de motor. Otra de las propiedades del banco es que se puede soplar a la turbina a ensayar con todos los cilindros del motor, o bien solamente uno o tres. Esto permite cambiar el rango de gasto másico en la turbina a ensayar, esto es, de tamaño de turbocompresor. Para ello, tanto en el colector de escape como en el de admisión

existen unas válvulas que permiten separar el flujo de los cilindros hacia la turbina, o bien, hacia la salida de gases.

En la bibliografía es posible encontrar otras salas de ensayos especialmente diseñadas para distintos estudios vinculados a la investigación y desarrollo de los elementos que componen una turbina centrípeta o un compresor centrífugo. Entre las alternativas al uso y utilidad explicadas en el banco de turbos empleado en el desarrollo de esta tesis, se pueden citar trabajos como los presentados en [3.6][3.7][3.8].

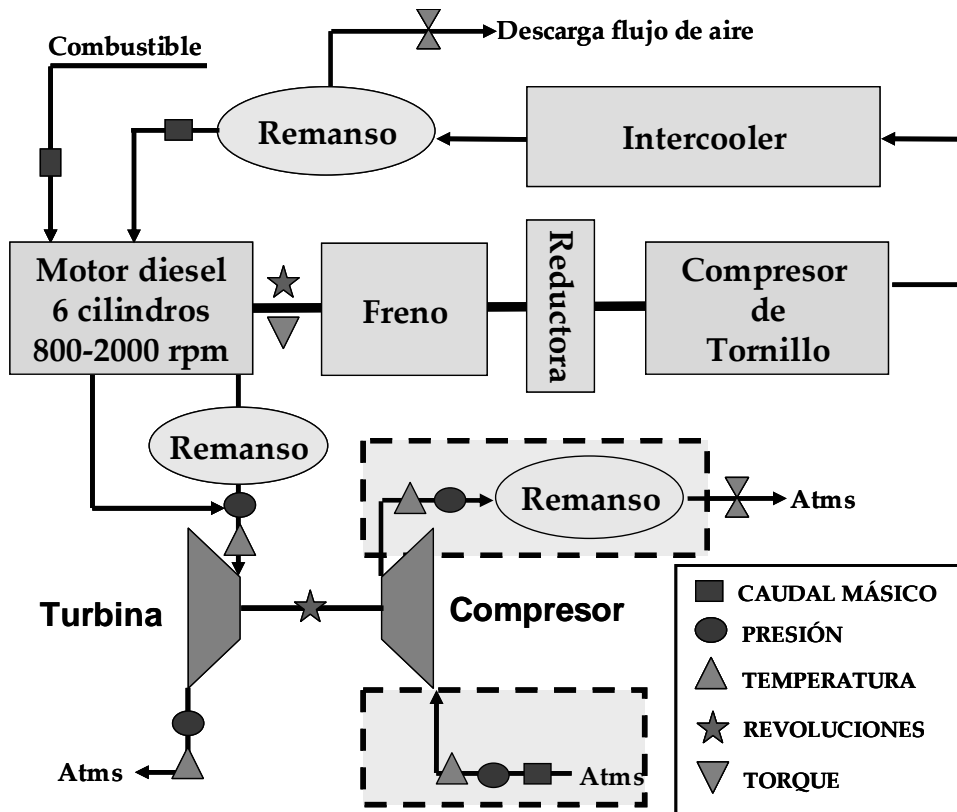


Figura 3.4 Esquema sala banco de turbos

La instalación es muy versátil porque permite controlar de manera precisa todas las propiedades del flujo a la entrada de la turbina. Así, el gasto másico se puede controlar por el número de cilindros conectados a la turbina, por el régimen de giro del motor controlado por el freno y por la presión de admisión controlada mediante la válvula de venteo del remanso de admisión. La temperatura del gas a la entrada de la turbina depende fundamentalmente del dosado con el que trabaja el motor diésel y se controla, una vez definido el gasto másico, por la cantidad de combustible introducida en el motor. La presión del gas a la entrada a la turbina vendrá dada por los valores de

gasto másico y temperatura junto con el de la sección efectiva de la turbina y el sistema de escape a ensayar. Por último, en el caso de ensayos sin remanso de escape, las pulsaciones a la entrada de la turbina se pueden controlar en amplitud, principalmente mediante el grado de carga del motor, y en frecuencia, mediante el régimen de giro del motor y del número de cilindros conectados.

Este banco de turbos es una instalación compleja pero a la vez muy flexible que permite soplar a la turbina con condiciones muy similares a las de un motor, porque de hecho se hace así. Pero con la ventaja de que el compresor se puede conectar al sistema de compresión elegido independientemente del motor. En la figura 3.4 se muestra el sistema de compresión utilizado normalmente para el ensayo de compresores: una línea de entrada de aire recta para conseguir flujo uniforme a la entrada del compresor, el compresor, un conducto de salida recto para conseguir flujo uniforme en el que medir las propiedades termodinámicas, un depósito de remanso para amortiguar las oscilaciones y garantizar un flujo constante y por último, una válvula de contrapresión controlada electrónicamente. El sistema colocado a la salida de la válvula no tiene incidencia sobre la caracterización del compresor. En gran parte de los ensayos realizados en la tesis el sistema de compresión es distinto, precisamente para ver su efecto sobre el comportamiento del compresor en bombeo.

En la tabla siguiente se muestra información sobre los distintos elementos del banco de turbogrupos utilizado:

<b>BANCO DE TURBOGRUPOS</b>	
Motor	Diésel de 6 cilindros en línea, 11 litros, 300 kW
Régimen de giro	800 ÷ 2000 (en motor y freno)
flujo másico de aire (kg/s)	0.27 ÷ 0.61
relación de compresión compresor	1.5 ÷ 4
Presión máxima a la entrada de la turbina	4.5 bar
Temperatura máxima de entrada a turbina	750 °C

*Tabla.3.1 Especificaciones del banco de turbogrupos*

### 3.2.2.1 Instrumentación

A continuación, se presenta la instrumentación básica de la que dispone la instalación para llevar a cabo los ensayos de caracterización de compresor y turbina.

También hay una parte de la instrumentación que se dedica a conocer el estado del motor y el resto de la instalación, incluyendo el consumo de combustible y de aire, blow-by, régimen de giro, presiones y temperaturas tanto a la entrada como a la salida, posición del cigüeñal, etc...

En lo que se refiere a la caracterización de turbogrupos se sigue la normativa de la *Society of Automotive Engineers SAE* [3.9][3.10]. Se toman medidas de flujo másico que circula por la turbomáquina, así como presión y temperatura a la entrada y salida de los elementos de compresor y turbina. El número y la posición de los sensores de presión y temperatura dados por la norma se reflejan en las figuras 3.5 y 3.6, donde los datos técnicos acerca de los sensores se reflejan en la *tabla 3.2*

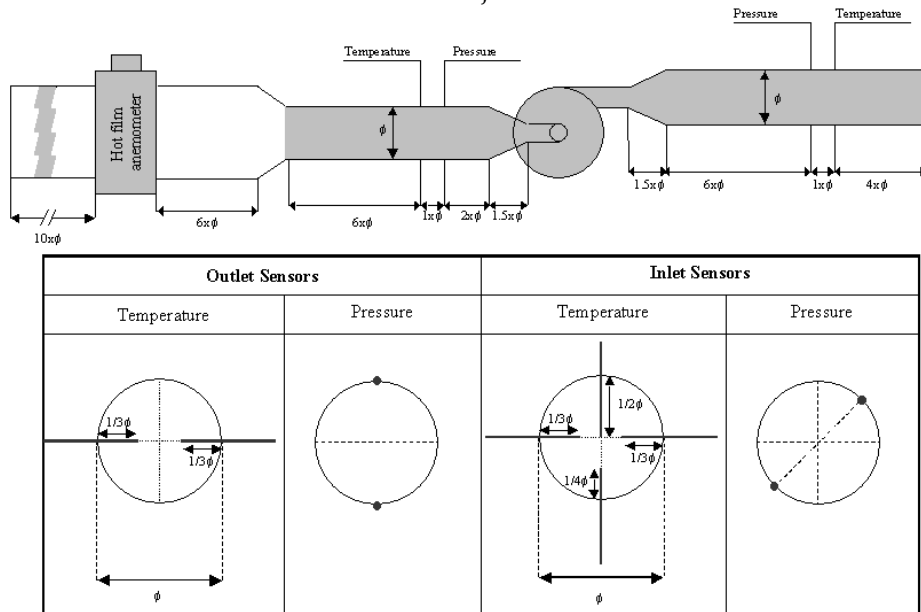


Figura 3.5 Esquema del montaje de los sensores del compresor

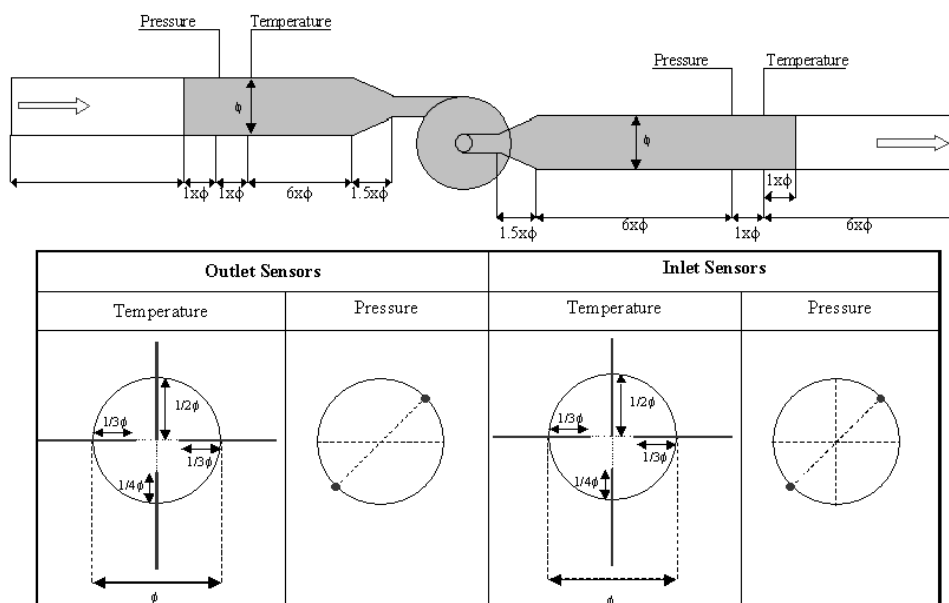


Figura 3.6 Esquema del montaje de los sensores de la turbina

	Presión	temperatura		flujo másico de aire	
Modelo	Kistler 4045 A5	Termopares K	Termo resistencias Pt-100	Sensyflow P DN150	Elster TRZ-IFS G1600
Rango	0 - 5 (bar)	0 - 1260 (°C)	200 - 390 (°C)	80-2400 (kg/h)	80-2500 (m³/h)
precisión (%)	0.1	0.3* por manual	0.033 a 0	1.5	0.3

Tabla 3.2 Especificaciones técnicas de los sensores usados

Los valores finales de cada medida son una media de los valores registrados por un número determinado de sensores, con lo que se consigue una medida más homogénea y precisa si cabe. Para determinar el gasto que circula por la turbina se considera el gasto de aire que consume el motor, al que se le suma el gasto de combustible y se le resta el gasto de aire correspondiente al blow-by.

Además, en las figuras 3.5 y 3.6, se muestran las zonas (coloreadas de gris) que están recubiertas permanentemente (o al menos durante los ensayos) con lana de vidrio para minimizar las pérdidas de calor. De igual modo, tanto el compresor como la turbina también se encuentran recubiertos con lana de vidrio a fin de tener un

proceso lo más cercano al adiabático y, por tanto, facilitar el cálculo del rendimiento adiabático.

En lo referente al sistema de adquisición de datos (el cual se describe más detalladamente en la tesis de Cervelló [3.4]), cabe mencionar que los parámetros de operación del turbogrupo se registran en formato digital a una frecuencia de adquisición variable en función del parámetro a medir. Para ello, se dispone de ocho canales de entrada analógicos de alta resolución (*16 bit*), un *'trigger'* externo y un reloj. Se dispone de una memoria máxima de *2 Mb* por canal. Todo ello se encuentra conectado a un *PC* a través de un *interface GPIB*.

Además, se cuenta con un sistema de adquisición de baja frecuencia que es el encargado de recoger todos los datos operativos del motor, del freno electromagnético, del compresor volumétrico, así como de otros dispositivos auxiliares.

### 3.2.3 Banco Motor

Durante la realización de la tesis también se han realizado algunos ensayos en banco motor. El objetivo ha sido poner en evidencia y cuantificar la diferencia de comportamiento respecto al bombeo entre los ensayos en continuo en banco de turbos y los ensayos en flujo pulsante en banco motor.

En el banco motor se halla un motor de 4 cilindros de 2,2 litros, denominado DW10 por el grupo PSA. Se trata de un modelo HDI sobrealimentado con turbina de geometría variable en el turbogrupo y válvula de recirculación de los gases de escape. Las principales características técnicas del motor son:

- Cilindrada: 2179 cm<sup>3</sup>
- Diámetro del pistón: 85 mm
- Carrera: 96 mm
- Longitud de la biela: 152 mm
- Área del pistón: 0'011631 m<sup>2</sup>
- Área de la culata: 0'0056745 m<sup>2</sup>
- Volumen de la cámara de combustión: 30'26 cm<sup>3</sup>
- Cilindros: 4 en línea con el colector de admisión
- Válvulas: 4 válvulas por cilindro
- Relación de compresión: 18



Los ensayos en motor se han realizado con el objetivo de poner en evidencia el comportamiento diferente del bombeo en condiciones estacionarias como las del banco de compresores y en condiciones reales de motor.

La principal dificultad de medir el bombeo en un motor sobrealimentado radica en que el sistema de sobrealimentación suele estar dimensionado para que el compresor no bombee. Esto hace difícil en algunos casos llevar al compresor a bombeo, y sobre todo en condiciones estables, de manera que se pueda medir de forma precisa el momento del bombeo.

Se ha intentado distintas maneras de hacerlo subiendo la presión de admisión, reduciendo el régimen y subiendo la temperatura de admisión. En el mejor de los casos, se llega al bombeo, pero al detectar el motor una reducción de las prestaciones del compresor, aquél reduce el combustible inyectado y el motor entra en un ciclo en el que el bombeo del compresor lleva a reducir el combustible del motor, lo que a su vez saca al compresor de bombeo. El resultado final es que no es posible decir que condiciones en el compresor fueron las que llevaron al compresor a bombeo.

Se propone en esta tesis una metodología para llevar el compresor a bombeo sin que la estabilidad del motor se vea afectada. Esta consiste en inyectar aire comprimido en el colector de admisión del motor proveniente de la línea de aire de la propia sala. La cantidad de aire inyectada en el motor se puede controlar de manera muy fina mediante una válvula o incluso con el propio regulador de presión de la línea de aire. El efecto de la inyección de aire es claro, puesto que el motor es volumétrico, y por tanto, el gasto trasegado depende del régimen de giro y de la densidad de admisión. Con los controles del freno, de la turbina de geometría variable y del refrigerador de aire de sobrealimentación respectivamente es posible fijar esos parámetros y por lo tanto mantener el gasto del motor constante. Así, al abrir la válvula de aire comprimido se reduce el gasto trasegado por el compresor manteniéndose el del motor constante. De esta manera, el compresor llega a bombeo de una manera estable y controlada. Es más, cuando el compresor entra en bombeo el motor no lo detecta y el combustible inyectado permanece constante. El resultado es que el motor se mantiene en condiciones estables aunque el compresor se encuentre bombeando.

Por último, también se han realizado ensayos en motor en los que se entra en bombeo en un proceso transitorio. En este caso se parte del motor en serie sin ningún tipo de sistema de inyección de aire. Se pone el motor en un punto de carga y régimen medio en el que el compresor está lo más cerca posible de la línea de bombeo. A partir de estas condiciones se levanta el pedal de acelerador de forma brusca. Al reducir la energía en la turbina de escape se reduce el régimen de giro del compresor. Debido a la inercia que existe a la reducción de la presión en el colector de admisión, se reduce más rápidamente el gasto másico que la relación de compresión y el compresor entra

por unos segundos en bombeo. Este tipo de ensayo se ha utilizado para validar los resultados del modelo propuesto en esta tesis, como se muestra en el apartado 6.5.2.1 de este documento.

### 3.3 Caracterización del fenómeno de bombeo

En el apartado 3.2.2 se ha presentado la instalación necesaria para la medida del mapa de compresor, que incluye, si nos referimos al sistema de compresión, una línea de entrada, el compresor, un conducto de salida, un depósito de remanso y finalmente la válvula de control de la contrapresión del compresor. Este circuito resistente utilizado comúnmente conduce a un comportamiento en bombeo que se puede clasificar como bombeo clásico o bombeo severo. La explicación viene dada por lo expuesto en el capítulo anterior. La existencia de un gran volumen entre la salida del compresor y la válvula de contrapresión va a producir ciclos de bombeo de baja frecuencia y gran amplitud.

En la tesis se han realizado ensayos en los que se ha querido poner de manifiesto el efecto de las condiciones geométricas y de flujo en el circuito de compresión sobre el comportamiento en bombeo y sobre que motiva su aparición. Para ello se han planteado modificaciones al sistema de compresión clásico para su caracterización. Una primera serie de ensayos se han realizado con el objetivo de cuantificar e intentar explicar el efecto de modificaciones geométricas en la línea de entrada al compresor sobre el mapa del compresor en general y sobre la situación del límite de bombeo en particular. Estos ensayos, cuyos resultados se presentan en el capítulo 5, han incluido distintos tipos de elementos modificadores del flujo, como son diferentes diseños de entradas acodadas o curvadas justo a la entrada del compresor. También se ha realizado un estudio exhaustivo de un dispositivo generador de torbellino a la entrada del compresor motivando su diseño los objetivos de estudio trazados en la tesis.

Para esta primera serie de ensayos, dirigidos a analizar la influencia del flujo aguas arriba del compresor, se ha utilizado el sistema de compresión clásico. El sistema aguas abajo ha constado de los elementos mencionados, esto es, conducto de salida, depósito de remanso y válvula de control. La línea de bombeo, definida como el punto medido con menor gasto másico en el que el compresor ha sido estable para cada uno de los regímenes de giro corregido de compresor, no difiere pues de los ensayos clásicos que se obtienen normalmente en instalaciones similares.

Una segunda serie de ensayos se ha dirigido a la medida del mapa de un compresor como dato necesario para el modelado del compresor de la manera que se detalla en el capítulo siguiente. En este caso, además de medir el mapa característico del compresor en la zona estable de funcionamiento, se ha medido también en la zona de bajos gastos másicos. Tal como se ha introducido en el capítulo anterior, siguiendo las teorías de Greitzer [3.11] que también ha seguido Fink [3.1] o Hansen [3.12], es posible cambiar las propiedades del bombeo modificando la geometría del circuito resistente aguas abajo del compresor. Según Fink, para circuitos resistentes que tengan un parámetro  $B$  más pequeños que 0.7, el fenómeno de bombeo deja de poseer una

frecuencia de pulsación baja para pasar a tener una frecuencia alta cuyos pulsos son mucho más pequeños en amplitud que los obtenidos con valores de  $B$  mayores a 0.7. Esta modificación radical del fenómeno lleva a la consideración a algunos autores sobre que el fenómeno debe ser reconsiderado y ser llamado “*rotating stall*” [3.13][3.14][3.15]. Es decir, que el fenómeno de bombeo varía y se transforma con características muy similares al comportamiento definido para el anterior fenómeno. Que un compresor pase de una situación de bombeo a “*rotating stall*”, es un proceso opuesto al normal, donde la generación de las primeras inestabilidades conciben las denominadas celdas de inestabilidad que rotan alrededor del rotor (“*rotating satll*”) del compresor, y que al extenderse pueden provocar el origen del bombeo. La transformación del bombeo sólo es posible si se considera un volumen despreciable aguas abajo del compresor hasta la válvula de contrapresión o resistente, en el sistema de compresión.

Para comprobar si es posible la transformación de un fenómeno en otro extensible a los pequeños compresores de sobrealimentación de automoción se ha realizado un circuito resistente con un volumen mínimo entre el compresor y la válvula de control, en estos ensayos remplazada por tapones con un orificio de diferente diámetro. El esquema de la instalación se presenta en la figura 3.7

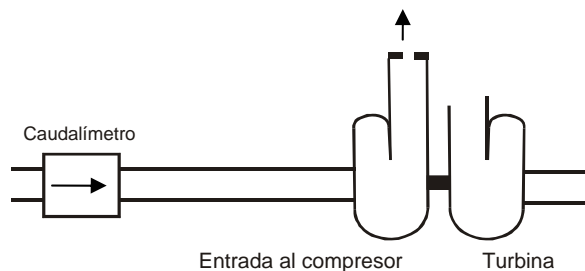
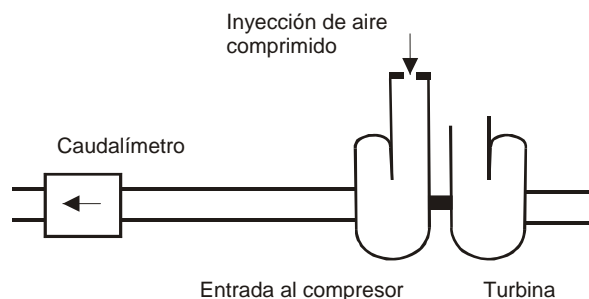


Figura 3.7 Configuración aguas abajo del compresor

También con el objetivo de suministrar información relevante para el modelado se han realizado medidas con flujo inverso. Para ello se ha utilizado la misma instalación que la mostrada en la figura anterior pero introduciendo aire de la línea de aire comprimido a través del orificio. La situación se ilustra en la figura 3.8.



*Figura 3.8 Configuración aguas abajo del compresor*

De esta manera se ha conseguido medir el mapa completo del compresor incluyendo las zonas de funcionamiento inestable y los gastos negativos y cuyos resultados serán mostrados y analizados en el capítulo 6 dedicado a la variación en el funcionamiento de un compresor al variar las condiciones aguas abajo. Esta información es muy valiosa para la caracterización del compresor y para su utilización en el modelado del funcionamiento en bombeo, así como la caracterización de los distintos comportamientos que puede ofrecer el fenómeno de bombeo al variar el volumen a la salida del compresor mediante los parámetros de medida realizados en el banco de turbos con los sensores disponibles de presión instantánea.

Otra de las medidas que pueden aportar información para la caracterización experimental del bombeo es la velocidad del flujo en el compresor durante un ciclo de bombeo. Aunque la medida del campo de velocidades en compresores no es una metodología que se emplee comúnmente en los ensayos experimentales, se puede utilizar cuando se desea comprender los fenómenos dinámicos que suceden en el compresor. Aunque esta técnica ha sido reemplazada por la fiabilidad cada vez mayor de las simulaciones mediante CFD [3.16], el cálculo CFD precisa ser validado frente a ensayos experimentales. La medida de velocidades mediante técnicas láser se ha utilizado tanto en compresores centrífugos como en axiales. Hayami et al. [3.17] han utilizado un sistema de anemometría láser doppler (LDA) para enfatizar la diferencia entre dos tipos de inestabilidades provocadas en las palas de un compresor centrífugo. Otra técnica láser que se ha empleado para la medición de la velocidad en máquinas rotantes aerodinámicas como rotores, estatores o bien difusores con o sin vanos, es el método DPIV (Digital Particle Imaging Velocimetry). Pedersen et al. [3.18] ha utilizado ambas técnicas para investigar sobre el diseño de palas empleadas en pequeñas bombas para la mejora de su diseño aerodinámico. En estudios más recientes, se han utilizado estas estrategias para la mejora aerodinámica de los compresores axiales concentrando la atención sobre las puntas de las palas donde se originan los vórtices más importantes sobre las palas de los rotores de un compresor. Con los datos extraídos de las inestabilidades medidas por el método PIV, se complementa, la investigación, con modelos en 3D. En las dos metodologías

implementadas se obtienen similares conclusiones sobre el comportamiento de las celdas de inestabilidad en los compresores que sirven para futuros rediseños de las palas de los rotores [3.19]. Por otra parte, también se han empleado técnicas ópticas para aplicaciones de nuevos elementos de medida como la que presenta Pfister et al. [3.20] consistente en un medidor de vibraciones de las palas de un rotor de compresor a 50Krpm con una velocidad tangencial de fluido de 586 m/s, por medio de sensor óptico que aprovecha el efecto doppler.

En el marco de esta tesis se ha utilizado un sistema de anemometría láser dópler (LDA) para la medida de la velocidad axial instantánea a la entrada del compresor. Esta medida da una información importante sobre el ciclo de funcionamiento en bombeo ya que se tienen medidas simultáneas de las variaciones de la relación de compresión, a través de los captadores de presión instantánea en entrada y salida del compresor, y del gasto másico a partir de las variaciones de velocidad a la entrada del turbo. Las medidas de velocidad instantánea permiten validar el modelado del bombeo que se presenta en el próximo capítulo. Tal como se muestra en el capítulo 6, la validación del modelo se realiza principalmente a partir de las medidas de presión instantánea y del gasto medio. Sin embargo, estos parámetros medidos no permiten validar si las oscilaciones de gasto predichas por el modelo son de la amplitud adecuada, principalmente porque el caudalímetro de placa caliente empleado, a pesar de que tiene resolución temporal suficiente para medir las oscilaciones, se encuentra demasiado alejado del compresor y su medición deja de ser fiable al cambiar el sentido del flujo.

No se ha planteado en esta tesis la utilización del sistema LDA para la medida de velocidades instantáneas en el interior del compresor que podrían dar información relevante de las inestabilidades que conducen al bombeo en las distintas condiciones de operación. A pesar del interés evidente que tendría un estudio así, se ha considerado fuera de los objetivos que en un principio se definieron para la presente tesis. Se plantea en el capítulo de conclusiones y desarrollos futuros como una de las posibles líneas de continuación de este trabajo.

La instalación utilizada para la medida de la velocidad axial instantánea a la entrada del compresor se muestra en la figura 3.9. El sistema se compone de un generador de dos haces láser que interceptan en el volumen de medida. El punto de cruce entre los haces de luz del láser donde se ubica el punto de medida de la velocidad de las partículas que los atraviesan se muestra en la figura 3.10. El sistema dispone de una óptica de recepción de la emisión reflejada por las partículas que pasan por el volumen de control. Para permitir un acceso de los haces láser se montó un conducto circular de metacrilato del mismo diámetro interno del compresor y de unos 10 cm de longitud. El flujo ha de ser dopado o sembrado con partículas que produzcan la emisión buscada. Para poder realizar el dopado, se han quitado de la línea de entrada al compresor tanto el filtro como el caudalímetro de aire ya que

interferirían las partículas a la vez que podrían estropearse por el dopado. La elección de las partículas se hace buscando que carezcan de una inercia significativa y que tengan una tasa de adquisición de datos suficiente. Durante la realización de los ensayos se han probado distintas sustancias como dopantes: hielo seco, incienso y silicona. Tras varios intentos se vio que las gotas de silicona generadas por un pulverizador eran las que producían mayor tasa de adquisición, además de ser más fácil de generar en relación al incienso. Con el hielo seco se comprobó que debido a la temperatura del aire durante los ciclos de bombeo, solamente se obtenía una tasa de adquisición de datos suficiente con flujo entrante al compresor, pero no durante los reflujos en bombeo profundo. La silicona pulverizada se insertaba por medio de una boquilla a una distancia de 300 mm del inductor del compresor, distancia suficiente para captar los ciclos de bombeo en una y otra dirección del gasto másico.

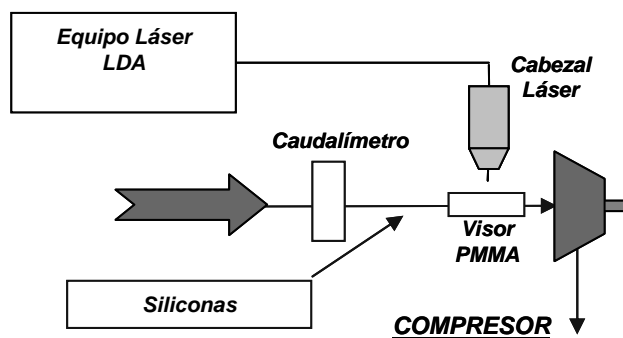


Figura 3.9 Esquema de la posición de medida con láser (LDA), en la entrada compresor

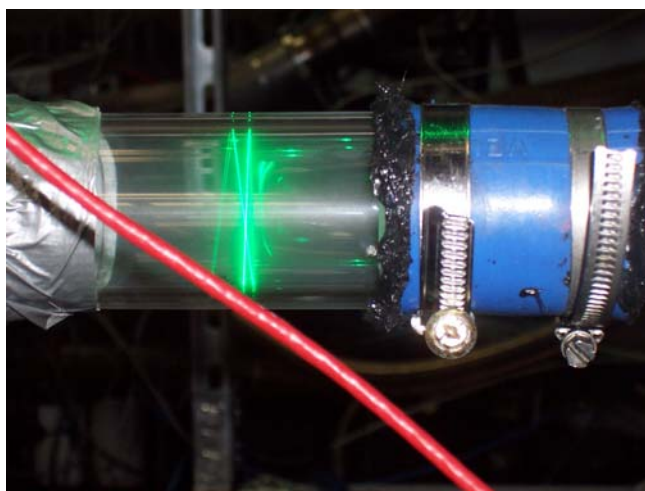


Figura 3.10 Fotografía del láser en plena medición en bombeo

### 3.4 Metodología de determinación de la línea de bombeo

Cuando a un compresor axial o centrífugo se le reduce el gasto másico su trasegado manteniendo una velocidad de giro constante es probable que alcance una situación de bombeo si se llega a dicho límite. Según se ha visto en el capítulo 2, el origen del bombeo es el resultado de una serie de eventos anteriores desencadenados al irse reduciendo el gasto másico que pasa por el compresor. Los eventos radican en fenómenos de inestabilidad pequeños originados por la reducción del gasto y que tienen que ver con el diseño aerodinámico de las palas ubicadas en los principales componentes de un compresor (rotor y estator).

Cuando se caracteriza un compresor en un banco de ensayos de compresores, se suele medir a régimen de giro constante reduciendo el gasto másico. Esto significa que el compresor se lleva hasta la aparición del bombeo. Lamentablemente, no es fácil detectar cuándo aparece el fenómeno y por lo tanto, es difícil tener una precisión de la caracterización de los puntos llamados de bombeo que son los que conforman la llamada línea de bombeo en el mapa de compresor. Sin embargo, existen diferentes metodologías implementadas con el objetivo de detectar con antelación a la aparición del fenómeno o bien definir los puntos de bombeo una vez que el fenómeno de bombeo se haya originado.

Una de las estrategias más empleadas en la detección o aviso que el fenómeno está pronto a ocurrir es por medio del parámetro de temperatura medido por medio de un sensor ubicado delante de la rueda del compresor y cercano a la pared del cono de entrada al inductor. La disposición del termopar en el compresor se puede apreciar por medio de la figura 3.11. Esta ubicación obedece a la detección con este sensor del aumento de la temperatura a la entrada del inductor provocada por los reflujos que experimentan las palas del rotor del compresor cuando se encuentra cerca del inicio del bombeo y que se relaciona con el aumento de la presión aguas abajo de la rueda junto con el descenso del gasto másico y la velocidad de entrada al inductor. Como se ha explicado en el capítulo anterior, sobre las inestabilidades en las palas de los compresores centrífugos, estas recirculaciones tienden a circular por la parte superior de las palas en su longitud total hasta la entrada en donde generan un vórtice con el caudal de aire que entra en la dirección correcta y opuesta al reflujo. Esquemáticamente, el vórtice se puede apreciar en la misma figura y su diámetro se hace cada vez mayor conforme baja el gasto y aumenta la presión aguas abajo del compresor.



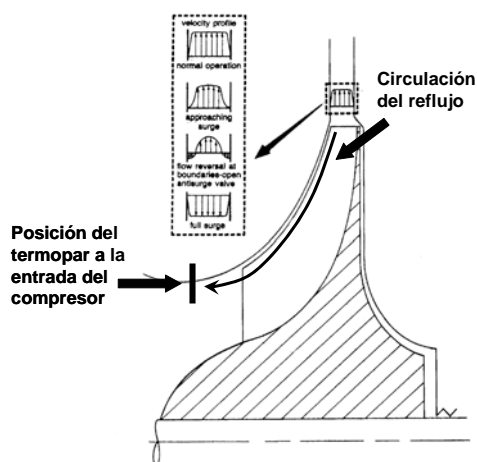


Figura 3.11 Sensor de temperatura cerca de la rueda del compresor y esquema de velocidades con la evolución del flujo reverso

Otras de las metodologías de previsión de la llegada del bombeo se consigue por medio de la medición del parámetro de la presión medida en forma instantánea aguas arriba o aguas abajo del compresor y filtrando su señal a diferentes frecuencias de dicha medida. Cuando la señal exhibe perturbaciones no periódicas ni repetitivas y entre la señal real y a la señal filtrada no cabe la posibilidad de coincidencia repetida en el tiempo entre ambas señales significa que el compresor se halla solo en un proceso de inestabilidad cercano al bombeo. En cambio, si la señal se vuelve uniforme, periódica y entre la señal filtrada y a la señal real hay coincidencia repetitiva dentro de un mismo periodo de tiempo, entonces se asegura que el compresor se halla en situación de bombeo, y que su origen se encuentra con el primer punto coincidente entre las señales de presión medida y filtrada.

Para los ensayos realizados en el desarrollo de la tesis se ha implementado la metodología del uso del sensor de presión instantánea y del gasto másico, aplicando además de la estrategia de filtrado otras variantes que son descritas a continuación.

Cuando se ensaya un compresor en el banco de turbos, con un sistema de compresión con un volumen de 7 litros o mayor se produce una gran fluctuación de la presión aguas abajo del compresor al aparecer el bombeo. El mapa del compresor se caracteriza empleando la técnica de mantener el valor constante de velocidad de giro variando el gasto másico desde el punto de choque hasta bombeo por medio de la variación de la válvula de contrapresión o resistente. Tanto la señal de consigna de la válvula como la medida instantánea del gasto másico como de la presión aguas abajo del compresor se miden continuamente en el tiempo. A medida que la válvula cierra el área de paso desciende el gasto másico, aumenta la resistencia sobre el trabajo del compresor y la presión de salida aumenta. Cerca del origen de bombeo la señal de

presión oscila, mientras que la capturada con el gasto másico describe oscilaciones más pequeñas. El parámetro de la presión a la salida de compresor puede ser un buen indicio que el origen del bombeo se encuentra cerca y que han aparecido las primeras inestabilidades antes de su arribo. Al cerrar más la válvula, las oscilaciones de presión se magnifican teniendo una importante amplitud en caída de presión. La señal acusa una oscilación periódica y completamente diferente a las medidas comenzadas desde el punto de choque hasta el origen de estas oscilaciones.

La señal de oscilación con una elevada amplitud es suficiente para aseverar que el compresor se ha introducido en bombeo. Además, esto se confirma con la ayuda de la inestabilidad del gasto másico. Sin embargo, para tener una mayor seguridad se puede realizar un tratamiento de transformada de Fourier de la señal de presión en el periodo donde se produce la oscilación. Con el fin de averiguar la frecuencia de oscilación que se debe corresponder con una frecuencia de bombeo profundo por la magnitud del volumen impuesto en el sistema de compresión [3.21][3.22]. Una vez realizado el tratamiento y confirmado que el compresor se haya en bombeo se promedian las señales anteriores a la oscilación de modo que con los parámetros instantáneos de la presión y temperatura de entrada y salida, junto con la medida instantánea del gasto másico, se obtiene el punto bombeo.

En la figura 3.12 se muestra la medida instantánea de presión aguas abajo del compresor para distintos regímenes caracterizado para uno de los estudios vinculados a esta tesis, en que se observa que para los distintos regímenes de giro existe un punto con una abrupta caída de presión.

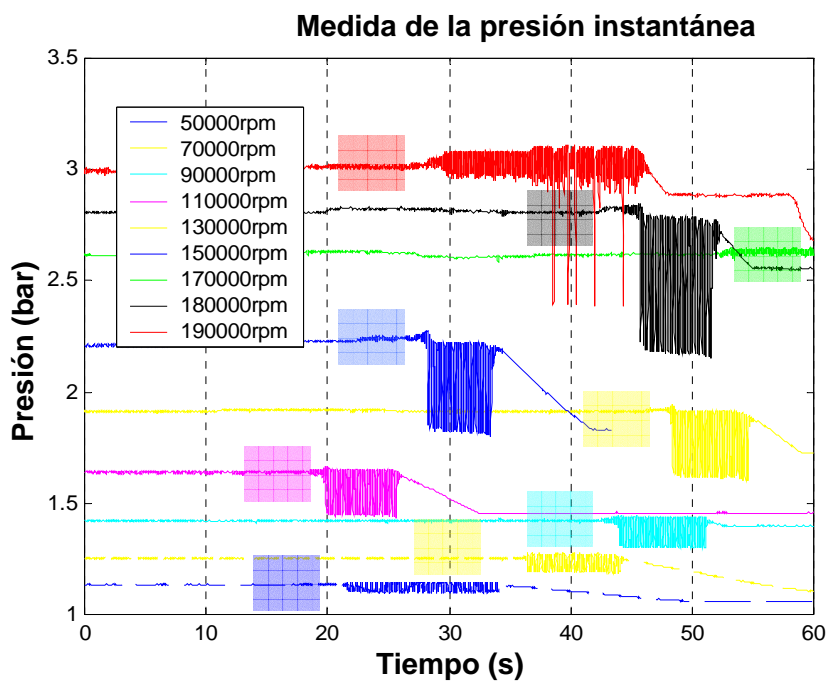


Figura 3.12 Medida instantánea de la presión aguas abajo del compresor

En la figura 3.13 se muestran las oscilaciones y periodicidad de la señal luego del punto donde se produce la caída de la presión para cada régimen de giro. El tiempo de medida mostrado es un segundo, suficiente para la realización del análisis de FFT o de Fourier. El resultado de dicho análisis arroja que la frecuencia de la oscilación es de 6 Hz, para cada uno de los regimenes de giro, correspondiendo dicho valor con una frecuencia de oscilación de bombeo profundo, y ligada al volumen encerrado entre la salida del compresor hasta la válvula de contrapresión.

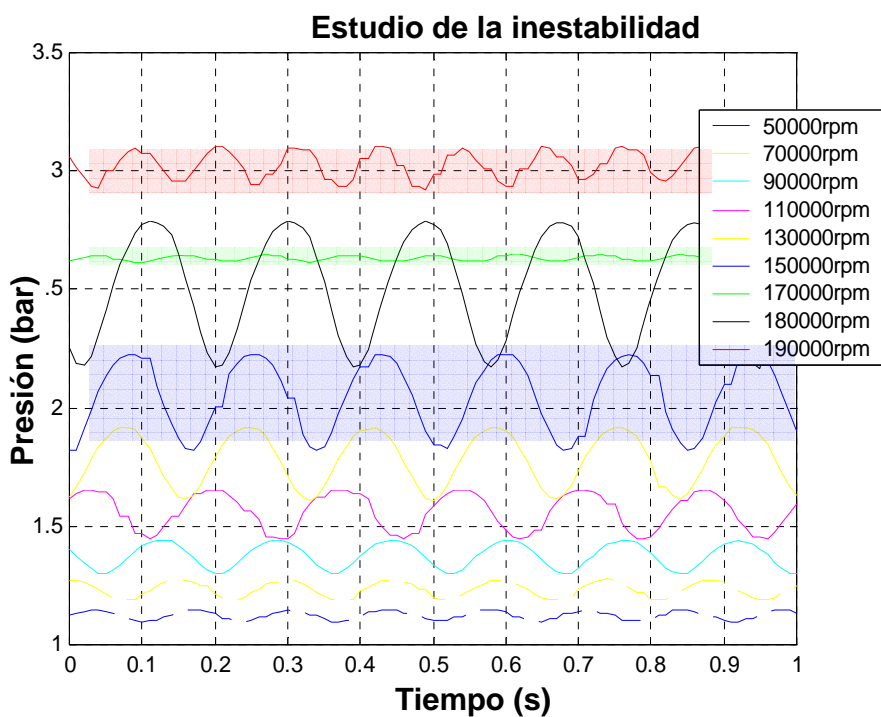


Figura 3.13 Ampliación de la zona de inestabilidad, análisis temporal

Al no variar el volumen encerrado la frecuencia es similar para cada una de las velocidades de giro. Sin embargo esto puede tener alguna variación cuando se produzcan pequeñas fugas en el sistema de compresión pues cambia la acústica del sistema. En la figura 3.14 se presenta la gráfica de frecuencia frente a la amplitud. En esta figura se puede observar cómo a medida que la velocidad de giro aumenta también lo hace la amplitud. Sin embargo, el valor de la frecuencia permanece constante.

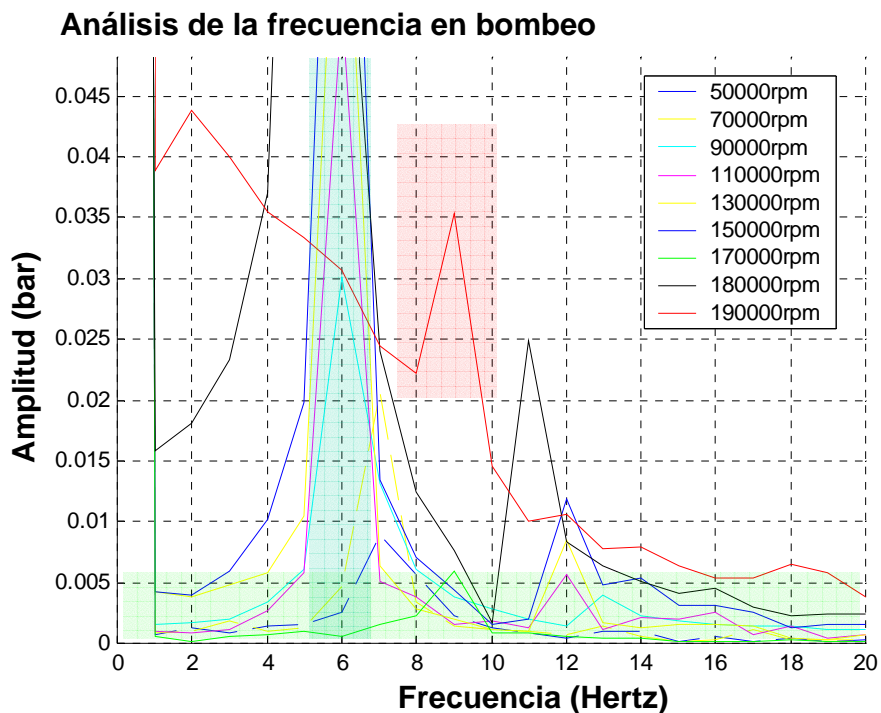


Figura 3.14 Gráfico de frecuencias de bombeo para distintas velocidades de giro, análisis FFT

En el análisis de la última figura se observa que para el último valor de régimen de giro la frecuencia de oscilación es 9 Hz. Sin embargo, en este caso no se observa la amplitud de los demás regímenes de giro. Observando el muestreo de la presión de salida en la figura 3.12, se comprueba que las oscilaciones pasan de ser poco importantes hasta una abrupta oscilación ocasionada por la aparición del fenómeno de bombeo en el compresor. Como ejemplo, la señal que corresponde a 190 krpm primeramente posee una pequeña oscilación, luego experimenta un crecimiento finalizando con un mayor aumento de oscilación con algunos picos. En éste último tramo el compresor experimenta una pre-entrada en bombeo con una oscilación que ronda los 9 Hz y que se relaciona con las inestabilidades de un compresor antes del comienzo del fenómeno en sí. En los demás regímenes de giro esto no se advierte, solamente hay un proceso de bombeo que en el análisis de Fourier da como resultado una oscilación con una frecuencia de 6 Hz. En esta clase de puntos el compresor experimenta entradas y salidas del bombeo continuas, no pudiendo nunca lograr una estabilización continua en el tiempo. Se valoran como puntos estables del compresor los cuadros sombreados sobre la figura 3.12 anteriores a la señal de inestabilidad detectada.

### 3.5 Resumen

A lo largo de este capítulo se han presentado las distintas instalaciones experimentales que han facilitado la ejecución de los diferentes ensayos realizados en el desarrollo de esta tesis doctoral, las cuales se han empleado dependiendo de cada uno de los objetivos planteados en la tesis y que cada uno de ellos, a su vez, ha sido subdividido en distintas fases de experimentación.

En primer lugar se ha presentado en banco de flujo, que ha servido como base en la búsqueda de los principales objetivos que envuelven a la tesis doctoral. Como ejemplo de ellos se puede resaltar la caracterización del mapa de compresor empleando o intercambiando elementos de diversas geometrías usados en el estudio del comportamiento del compresor. Dicho estudio cuantifica la relación que puede existir entre las inestabilidades del compresor en relación al cambio de la geometría aguas arriba, obteniendo la pérdida de carga y el coeficiente de descarga. Los elementos de diversas formas estudiadas como codos o bien entradas cónicas y generadoras de torbellinos han sido colocadas cercanas al inductor del compresor a fin de obtener un resultado diferente en torno al mapa del compresor centrífugo, habiendo hecho la caracterización con una entrada totalmente axial en el banco de turbos.

Dicho banco experimental es descrito en segundo lugar. Ha sido el más empleado a lo largo de la tesis, por su facilidad de caracterización de compresores y flexibilidad para adaptar distintos sistemas de compresión con los que se ha podido investigar de acuerdo a los objetivos planteados como ejemplo de los cambios que ocurren en el fenómeno de bombeo al adaptar diferentes geometrías aguas abajo del compresor, o por el cambio realizado en torno a la acústica producto de la variación de las características en volumen y geometría aguas abajo del compresor hasta la válvula que regula el paso de gasto másico. También en el banco de turbos fueron realizados los distintos ensayos probando las diferentes configuraciones de admisión colocando cada uno de los elementos caracterizados en el banco de flujo cercanos al inductor del compresor centrífugo.

La tercera instalación experimental utilizada ha sido un banco motor. Se han realizado modificaciones en el motor para poder llevar el compresor estudiado hacia bombeo. Para ello se ha utilizado un sistema de inyección de aire en el colector de admisión. También se han realizado ensayos de bombeo en transitorio mediante una reducción brusca de la carga del motor.

Se ha prestado mucha atención al método para detectar de forma precisa el momento y las condiciones en las que aparece el bombeo. Para ello se utiliza la presión aguas abajo del compresor, medida con un captador con una resolución

temporal suficiente para que se registren las oscilaciones de presión características del bombeo. Mediante el post-proceso de esta señal es fácil y preciso detectar el instante en el que el compresor comienza a entrar en bombeo.

### 3.6 Bibliografía

- [3.1] Fink, D.A., Cumpsty, N.A., Greitzer, E.M., "Surge Dynamics in Free Spool Centrifugal Compressor System", ASME, Journal of Turbomachinery, April 1992, Vol.114, pp. 321-332.
- [3.2] White, F.M., "Fluid Mechanics", McGraw-Hill, Inc., 2003, ISBN-0-07-240217-2
- [3.3] Desantes, J.M., Benajes, J., Urchueguía, J., "Evaluation of the Non-Steady Flow Produced by Intake Ports of Direct Injection Diésel Engines", Exp. Fluids 19 Vol. 1 pp.51-60.
- [3.4] Cervello C. "Experimentación y Modelado de Turbinas Centrípetas" Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia
- [3.5] Lujan J. M., Bermúdez V., Serrano J. R., Cervello C. "Test Bench for Turbocharger Groups Characterization" SAE 2002-01-0163, 2001.
- [3.6] Stembler E., Lawless P. "The design and operation of a turbocharger test facility designed for transient simulation". SAE 970344, 1997.
- [3.7] Naundorf D., Bolz H., Mandel M. "Design and Implementation of a New Generation of Turbo Charger Test Benches Using Hot Gas Technology" SAE 2001-01-279 2001.
- [3.8] Chen H., Hakken I., Martinez-Botas R. F. "Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions" Proc. IMech Engrs. Part A. A04695. Vol 210 pp 397-408. 1996.
- [3.9] Supercharger Testing Standard. 1995. SAE J1723 ISSUED Ago. 95. Society of Automotive Engineers, Inc.
- [3.10] Turbocharger Gas Stand Test Code. 1995. SAE J1826 REAF. Mar. 95. Society of Automotive Engineers, Inc.
- [3.11] Greitzer, E.M., "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part II: Experimental Results and Comparison with Theory", ASME, Journal of Engineering for Power, April 1976, vol.98 pp. 199-217.
- [3.12] Hansen, K.E., Jorgensen, P., Larsen, P.S., "Experimental and Theoretical Study of Surge in a Small Centrifugal Compressor", ASME, Journal of Fluids Engineering, September 1981, Vol. 103 pp. 391-395.
- [3.13] Willems, F., de Jager, B., "Modeling and Control of Compressor Flow Instabilities", IEEE Control System, 1999, Vol.19, N°.5 pp. 8-18.



- [3.14] Willems, F.P.T., "Modeling and Bounded Feedback Stabilization of Centrifugal Compressor Surge", Technische Universiteit Eindhoven, 2000, ISBN-90-386-2931-1.
- [3.15] Gravdahl J.T., Egeland O., "Compressor Surge and Rotating Stall, modeling and control", Springer-Verlag London Berlin Heidelberg, 1999, ISBN-1-85322-067-8.
- [3.16] Kämmerer, S., Mayer, J.F., Stetter, H., Paffrath, M., Wever, U., Jung, A.R., "Development of a Three – Dimensional Geometry Optimization Method for Turbomachinery Applications, Proc. 9<sup>th</sup> Int. Symposium on Transport Phenomena and –Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC – 9), Honolulu USA February 10-14, 2002.
- [3.17] Hayama, H., Senno, Y., Ueki, H., "Flow in the Inducer of a Centrifugal Compressor Measured With a Laser Velocimeter", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1985, Vol. 107 pp. 534-540.
- [3.18] Pedersen, N., Larsen, P.S., Jacobsen, C.B., "Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions-Part I: Particle Image Velocimetry (PIV) and Laser Doppler Velocimetry (LDV) Measurements", ASME, Journal of Fluids Engineering, January 2003, Vol. 125 pp. 61-72.
- [3.19] Wernet, M.P., Van Zante, D., Strazisar, T.J., John, W.T., Prahst, P.S., "Characterization of the tip clearance flow in an axial compressor using 3-D digital PIV", Experiments in Fluids, 2005, Volume 39, N° 4, pp.743-753.
- [3.20] Pfister T., Bütter L., Czarske J., Krain H., Schodl R., "Turbo Machine Tip Clearance and Vibration Measurements Using a Fibre Optic Laser Doppler Position Sensor", Measurement Science & Technology. 2006 Vol.17 pp. 1693-1705.
- [3.21] Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Cervello C. "Surge Limit Definition in a Specific Test Bench for the Characterization of Automotive Turbochargers with Pulsating and Continuous Flow". Experimental Thermal and Fluid Science, Vol 30/5 pp. 449-462. 2006.
- [3.22] Brown C.A, Sawyer S., Oakes W., Fleeter S., "Wavelet Based Analysis of Rotating Stall and Surge in High Speed Centrifugal Compressor", AIAA 2002-4080.



## 4 Modelo compresor

4.1	INTRODUCCIÓN .....	118
4.2	MODELO DE COMPRESOR EN WAM.....	120
	4.2.1 Estructura del modelo WAM.....	120
	4.2.2 Modelo de compresor antecesor en WAM.....	123
4.3	RESEÑA BIBLIOGRÁFICA .....	131
	4.3.1 Modelo de Greitzer.....	131
	4.3.2 Modelo de Moore-Greitzer.....	144
	4.3.3 Modelo de Skopil.....	146
4.4	MODELO PROPUESTO.....	148
	4.4.1 Ecuaciones implementadas.....	151
	4.4.2 Método de cálculo.....	154
4.5	RESULTADO DEL MODELO .....	161
4.6	RESUMEN Y CONCLUSIONES .....	163
4.7	BIBLIOGRAFÍA .....	165

## 4.1 Introducción

En este capítulo se aborda el modelado de compresor, que ha sido uno de los objetivos marcados al comienzo de la tesis doctoral. El propósito que se plantea es obtener un modelo que permita calcular el funcionamiento de un turbogrupo cuando el motor está operando cerca de bombeo o incluso en bombeo. Como se ha comentado en el primer capítulo, por causa del llamado *downsizing*, en los motores actuales los compresores de sobrealimentación trabajan cada vez más cerca de la línea de bombeo, por lo que la entrada del compresor en bombeo es más plausible ahora. Los modelos de cálculo habituales para el diseño del sistema de sobrealimentación y renovación de la carga no permiten trabajar en la zona de bombeo e incluso pueden cometer errores importantes cuando se aproximan a dicha zona [4.1].

Un objetivo a conseguir mediante el modelado del fenómeno de bombeo es averiguar su origen desde un punto de vista de equilibrio generado entre las curvas de resistencia por parte del sistema de compresión y el propio trabajo del compresor centrífugo representado por las curvas de régimen de giro constantes en su mapa. Por lo tanto, se analiza el problema de estabilidad del compresor no sólo como un problema aerodinámico, sino también en función de las condiciones de instalación tal como sugieren algunos investigadores [4.2][4.3][4.4]. Es decir, el compresor no puede equilibrar la resistencia impuesta en el sistema de compresión, en el que se halla inmerso. Sin embargo, puede ocurrir que fenómenos de inestabilidad, como los que hasta ahora se han venido comentando (*part-stall, rotating stall, etc*), puedan afectar su funcionamiento. Por lo tanto, un compresor puede llegar a bombeo no sólo por un desequilibrio del sistema sino también por problemas dinámicos de interacción con elementos externos o entre elementos internos del propio compresor [4.5]. Las posibles situaciones que desestabilizan a un compresor se enumeran Elder et al. [4.2] quienes aseguran que un compresor puede llegar a bombeo dentro de un sistema de compresión debido a diversos motivos entre los que enumera:

1. Ángulo de incidencia en el inductor
2. Diseño de los vanos del difusor y sus canales.
3. Diseño de la voluta y el canal de convergencia
4. Incidencia de las geometrías externas a la entrada del compresor

La utilización de modelos matemáticos se ha convertido en los últimos años en una herramienta muy utilizada en el diseño de turbomáquinas. Esto es cada vez más cierto a medida que aumenta la potencia de cálculo de los ordenadores. A pesar de todo, todavía es necesario realizar ensayos experimentales para caracterizar el comportamiento de las máquinas o bien para validar los cálculos realizados con el modelado.

Algunos de los primeros modelos fueron creados con la intención de ayudar al entendimiento sobre los fenómenos de inestabilidad como el bombeo o el desprendimiento rotativo en compresores axiales, los problemas de estabilidad en algunas condiciones de trabajo en los motores de aviación. Sin embargo, con el tiempo los trabajos se hicieron extensivos en los compresores centrífugos empleados en otros sectores de la industria al operar cerca de la zona de bombeo que establece uno de los límites de funcionamiento demarcado por una línea. En la bibliografía se presenta una serie de trabajos consecutivos de investigación llevados a cabo por distintos investigadores, quienes basan sus estudios en la comprensión de las inestabilidades acontecidas en los compresores axiales y que luego se traslada a los compresores centrífugos. En este capítulo se resaltan aquellos modelos que por sus cualidades han servido de base al desarrollo del modelo que se presenta en esta tesis. Los trabajos más importantes son resaltados y comentados en una breve reseña bibliográfica.

En este capítulo se presenta en primer lugar el modelo WAM que es un modelo unidimensional 1D de acción de ondas desarrollado íntegramente en el instituto CMT-Motores Térmicos. Éste modelo es adecuado para el cálculo de los flujos de admisión y de escape en motores de combustión interna alternativos. Es en este modelo global en el que el modelo de compresor se ha de implementar. El elemento principal de este modelo es el cálculo del flujo en los tubos o elementos unidimensionales en el motor [4.6]. El modelo de compresor se integra como una condición de contorno al cálculo de los tubos.

Se presenta también en este capítulo los modelos de compresor implementados en WAM con anterioridad a esta tesis. Son el punto de partida al presente trabajo.

Se hace a continuación una reseña bibliográfica de los modelos presentados en la literatura, en particular, los que perciben un adecuado tratamiento al fenómeno de bombeo. De todos ellos es importante destacar el presentado por Greitzer en 1976 por la enorme influencia que ha tenido.

## 4.2 Modelo de compresor en WAM

En éste apartado se presentan los distintos modelos de compresor insertados en el programa de cálculo denominado WAM compuesto por varios modelos de distintos elementos hallados en un motor, y relacionados con el sistema fluidodinámico del mismo.

### 4.2.1 Estructura del modelo WAM

El WAM es un modelo de acción de ondas, que representa en 1D la evolución y desplazamiento de las ondas de presión por los conductos y depósitos que se modelen del motor. Esta herramienta de cálculo comienza su desarrollo con las aportaciones realizadas por distintos investigadores intentando anexar una herramienta de cálculo de representación 1D a sus estudios fluidodinámicos en conductos y capaz de modelar las acciones de las ondas generadas en un sistema volumétrico como el caso de un motor de automoción.

Las primeras aportaciones para la creación de un modelo de acción de ondas fueron hechas por Payri et al. [4.7] generando una teoría matemática sobre las condiciones de las ondas generadas mediante los procesos de aspiración y escape de los cilindros. A ello se incorpora el sentido del flujo en los conductos dependiendo de la onda que viaja por ellos [4.8]. Varios trabajos y tesis doctorales han contribuido al desarrollo del modelo en distintos aspectos como [4.9], en la contribución con las leyes de liberación de calor en la combustión efectuada en los cilindros junto a la ley del movimiento de válvulas, o bien [4.10] en que se generan los sistemas de admisión y de escape. El modelado de cada sistema, se desarrolla por medios de tubos a los que se les supone flujo unidimensional. En el sistema de admisión – escape se incorporan además, las leyes de transmisión de calor [4.11], aplicadas también entre las uniones de conductos, por medio de [4.12], se incorpora al modelo de acción de ondas el modelo de depósitos, justificado por la común inclusión de elementos que contienen un volumen no despreciable en el sistema de admisión o de escape de cualquier motor.

La rápida evolución de los motores en el último tiempo, obliga a tener mayor conocimiento sobre la sobrealimentación por su gran desarrollo, de modo que al modelo que por entonces ya era capaz de representar todos los componentes de un motor, se le añade un sistema de sobrealimentación representado por un turbogruppo. Por lo tanto la implementación rápida de un modelo de turbina [4.13] junto a un modelo de compresor [4.14] ha sido necesaria.

El modelo de WAM se basa en la resolución de las ecuaciones de conservación para flujos compresibles no homentrópicos y no estacionarios. La expresión vectorial que rige el sistema es la siguiente

$$\frac{\partial \mathbf{W}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial x} + \mathbf{J}_1 + \mathbf{J}_2 = 0 \quad (4.1)$$

Donde  $\mathbf{W}$ ,  $\mathbf{F}$ ,  $\mathbf{J}_1$  y  $\mathbf{J}_2$  son vectores que contienen las variables que se refieren a la conservación: de la masa, la cantidad de movimiento y energía. El vector  $\mathbf{W}$  contiene los términos no estacionarios. Por su parte el vector  $\mathbf{F}$  posee los términos fluidodinámicos (convectivos) y por último los vectores  $\mathbf{J}$  incluyen todos aquellos términos denominados fuente que se refieren a la transferencia de calor y la fricción junto a los cambios de área. Las expresiones que contienen cada uno de los vectores comentados son escritas de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \mathbf{W}(x,t) &= \begin{bmatrix} \rho S \\ \rho c S \\ S \left( \rho \frac{c^2}{2} + \frac{P}{\gamma - 1} \right) \end{bmatrix} & \mathbf{F}(W) &= \begin{bmatrix} \rho c S \\ (\rho c^2 + P) S \\ c S \left( \rho \frac{c^2}{2} + \frac{\gamma P}{\gamma - 1} \right) \end{bmatrix} \\ \mathbf{J}_1(x,t) &= \begin{bmatrix} 0 \\ -P \frac{dS}{dx} \\ 0 \end{bmatrix} & \mathbf{J}_2(x,t) &= \begin{bmatrix} 0 \\ g \rho S \\ -q \rho \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.2)$$

El sistema vectorial (4.2) es presentado por Gascon [4.15] quien introduce en cada vector para los términos distintos de cero, la variable de la superficie, acercando al sistema a una forma conservativa. Por este planteo, en el sistema la variación de la sección sólo afecta a la ecuación de conservación de cantidad de movimiento. El término que aparece en  $\mathbf{J}_1$  distinto de cero, representa la fuerza que ejercen las paredes sobre el flujo en las zonas en que el conducto cambia de sección.

Por lo tanto, el modelo WAM se rige por dichos términos, donde además de la superficie, se hallan  $g$  que representa la fricción,  $\rho$  la densidad del fluido,  $c$  la velocidad axial,  $P$  la presión estática y  $q$  el calor intercambiado.

Al modelar la admisión de un motor, el fluido que atraviesa cada uno de los elementos que lo componen, es decir, tubos, depósitos, compresor, *intercooler*, etc, en el sistema WAM, se define como aire tratado como un gas perfecto, donde  $R$  y  $\gamma$  son constantes.

El sistema de ecuaciones obtenido es no-homogéneo e hiperbólico discretizado, y se resuelve mediante la aplicación del método de Lax –Wendroff de dos pasos, correspondiente a la familia de métodos por resolución de diferencias finitas. La implementación y desarrollo del método es explicado en el estudio del cálculo de mallas realizado por Arnau [4.16].

El método matemático de Lax-Wendroff permite modelar el comportamiento del fluido en conductos con un cálculo muy rápido y preciso. Mediante estos conductos se unen a cada uno de los submodelos acoplados al cálculo del WAM, estableciendo cada una de estas uniones una condición de contorno. El comportamiento del gasto másico en cada una de estas uniones se define por medio del conocimiento de tres de sus variables, la presión, la velocidad y la velocidad del sonido. Sin embargo, estas tres variables pueden ser expresadas como función de otras. El sistema de ecuaciones formado por las expresiones (4.3) a (4.5) establece que un fluido en un conducto o en una condición de contorno puede ser definido por medio de las variables  $\varepsilon$ ,  $\psi$  y  $A_A$ . Las dos primeras variables son conocidas como variables de Riemann y la tercera representa el valor de la entropía. El comportamiento del fluido definido mediante la aplicación de estas variables ha sido desarrollado primeramente por Riemann [4.17], explicado y empleado en [4.18][4.19].

$$\psi = A + \frac{\gamma - 1}{2} C \quad (4.3)$$

$$\varepsilon = A - \frac{\gamma - 1}{2} C \quad (4.4)$$

$$\frac{A}{A_A} = \left( \frac{P}{P_{ref}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{2\gamma}} \quad (4.5)$$

Por lo tanto el fluido en cada uno de los límites de contorno queda definido por el valor que tengan las variables de Riemann,  $\varepsilon$  y  $\psi$  (denominados invariantes de Riemann sólo para flujo homoentrópico) y por el valor de la entropía  $A_A$ . Cada una de las variables que intervienen en las ecuaciones se encuentran en forma adimensional, siendo  $A$  la velocidad del sonido,  $C$  la velocidad del fluido, y  $P$  el valor de la presión



en cada uno de los tubos. Aunque el termino en que interviene carece de unidades al estar afectada por la variable de la presión de referencia ( $P_{ref}$ ) definida para el sistema del WAM, al que también se le define una temperatura de referencia ( $T_{ref}$ ) a partir de la cual se define la velocidad del sonido de referencia para adimensionalizar las variables restantes. Las variables de Riemann están adimensionalizadas con una presión y temperatura de referencia.

Mediante el sistema de ecuaciones (4.3) a (4.5) aplicados a los nodos extremos de los conductos, aplicados a los nodos internos, junto al calculo de los tubos, queda definido el comportamiento de un fluido a lo largo del conducto.

Para conocer las propiedades del fluido en los nodos extremos del conducto, además de plantear el sistema de ecuaciones (4.3) a (4.5), derivadas del método de las características, es necesario considerar una serie de ecuaciones adicionales que cierran el sistema a resolver y que definen el comportamiento de la condición de contorno que se está resolviendo. De esta manera, las condiciones de contorno son resueltas por medio de distintas estrategias de cálculo en función del elemento a calcular.

### 4.2.2 Modelo de compresor antecesor en WAM

Como se ha comentado en la introducción de éste capítulo, existe más de un método de cálculo de compresor en el modelo de acción de ondas. Los esquemas de las diferentes metodologías de modelo de compresor se pueden apreciar en la siguiente figura

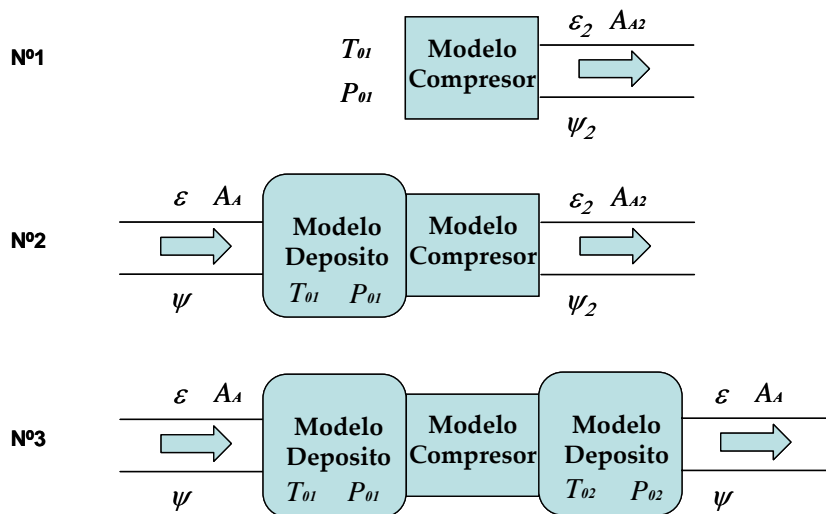


Figura 4.1 Variantes de cálculo de un compresor en el WAM.

### 4.2.2.1 Modelo mediante un solo tubo

El modelo número 1 de compresor fue implementado para modelar un sistema de sobrealimentación en un motor por medio de un compresor centrífugo. Dicho modelo está basado en la suposición de que el incremento de presión en el compresor se realiza en forma cuasi-estacionaria, definiendo el estado del fluido entre el compresor y el conducto unido aguas abajo mediante el método de las características. Las hipótesis, desarrollo e introducción del modelo compresor han sido llevados a cabo por Payri y Requejo [4.14], y validado por medio de datos experimentales. Este modelo ha sido utilizado en la mayoría de los trabajos de investigación en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos sobre modelado de motores sobrealimentados [4.20][4.21].

Las hipótesis planteadas son las siguientes:

- Las condiciones de trabajo del compresor son consideradas cuasi-estacionarias.
- La presión y temperatura de parada en la entrada del compresor es constante para cada régimen de giro y grado de carga del motor.

La primera hipótesis se refiere a que en cada instante de tiempo, el aporte de compresión dado por el compresor, es un valor estacionario e igual al que se obtiene del mapa entrando con la información del gasto másico junto al régimen de giro. Es decir que no se considera el tiempo empleado por el compresor en generar el salto de entalpía en el fluido que lo atraviesa. En otras palabras, no se supone un retardo temporal debido a la compresión realizada en cada instante.

La segunda hipótesis niega la existencia de cualquier fluctuación en la presión y temperatura aguas arriba del compresor teniendo un valor constante e igual al atmosférico. Independientemente de las variaciones de la velocidad de giro del compresor o las variaciones producidas en el cambio del punto de trabajo del motor.

Para resolver la condición de contorno entre el compresor y el conducto que se une aguas abajo, se emplean las variables que definen las condiciones representadas en el propio tubo y las obtenidas por el cálculo del compresor. Para resolver el compresor, es necesaria la información de las variables aguas arriba que se imponen como constantes y las variables que arrastra el tubo aguas abajo, obtenidas de la resolución de las variables que definen el estado del fluido en cada punto del conducto calculado por el método de Lax-Wendroff.

Al finalizar el cálculo en el compresor se obtiene un valor de relación de compresión dependiente del gasto másico y la velocidad de giro del compresor que depende de la energía aportada por la turbina. Una vez halladas las variables que definen el trabajo del compresor, se emplean los valores de velocidad, presión y temperatura, con los cuales se aplica el método de las características en la condición de contorno para resolver el nodo formado entre el modelo compresor y el tubo.

Las ecuaciones que se disponen en el sistema compresor para ser resueltas, se plantean siguiendo el esquema N°1 mostrado en la figura 4.1. Las variables de gasto másico, rendimiento o bien el aumento de la temperatura proporcionado al fluido, son función de las condiciones de entrada y de salida del compresor, así como de la velocidad de giro y las características del flujo que pasa por el compresor. Tal como queda expresado por medio de la ecuación (4.6) en la cual los subíndices hacen referencia a las variables de entrada (1) y salida (2) del compresor, que en este caso, dichas variables son constantes.

$$\dot{m}_c; \eta_c; \Delta T_0 = f(P_{01}, P_{02}, T_{01}, N, S_2, \gamma, \mu) \quad (4.6)$$

De la ecuación (4.6) se simplifican algunas de las variables de la función, dado que el valor de  $\gamma$  se considera constante y que el número de Reynolds carece de importancia debido a su escasa influencia sobre el funcionamiento del compresor [4.22].

Para la resolución de cada una de las variables de la ecuación (4.6) se emplean en el compresor algunas relaciones entre variables que se escriben a continuación:

$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (4.7)$$

Donde (4.7) es la expresión del rendimiento isentrópico del compresor en la que se supone que el valor de  $c_p$  es constante. Haciendo algunos reemplazos y asumiendo que la energía potencial es despreciable, al igual que la transmisión de calor en el compresor y considerando únicamente la energía cinética, se obtiene la temperatura absoluta de salida en función del rendimiento y la relación de compresión.

$$T_{02} = T_{01} + \frac{T_{01}}{\eta_c} \left( (Rc)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (4.8)$$

En el propio modelo se introduce la ley de conservación de la masa, sólo aplicada a la salida compresor, pues es la única unión definida entre el modelo y el tubo unido a él. En el modelo de compresor es aplicada la ecuación de la conservación de la masa o de continuidad:

$$\dot{m}_c = \rho_2 c_2 S_{c2} \quad (4.9)$$

La nomenclatura solo hace referencia a las variables de salida del compresor pues como se ha comentado existe una simplificación en todo el cálculo del compresor al no reconocer la variación de los parámetros de gasto, presión y temperatura aguas arriba. En (4.9)  $S_{c2}$  es la superficie de salida del compresor y  $c_2$  es la velocidad de salida del fluido.

El nivel de entropía de un fluido en la salida de un compresor queda definido por medio de la expresión (4.10) que no es más que una aplicación de la ecuación (4.5) según la definición de Benson [4.23].

$$\frac{A_{02}}{A_{A2}} = \left( \frac{P_{02}}{P_{ref}} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad (4.10)$$

Donde  $A_{02}$  es la velocidad adimensional del sonido a la salida del compresor y  $A_{A2}$  es el nivel de entropía expresada en forma adimensional.

Para poder resolver las ecuaciones establecidas en el modelo es necesario conocer los valores de  $Rc$  y  $\eta$  en función del caudal másico junto a la velocidad de giro del compresor. Como no es posible obtener una relación directa se emplean las curvas características del mapa de compresor a  $N$  constante para una y otra variable.

$$Rc = \frac{P_{02}}{P_{01}} = \xi \left( \dot{m} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{ref}}} \frac{P_{ref}}{P_{01}}, N \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{01}}} \right) \quad (4.11)$$

$$\eta = \xi \left( \dot{m} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{ref}}} \frac{P_{ref}}{P_{01}}, N \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{01}}} \right) \quad (4.12)$$

Más allá del límite impuesto por la línea de bombeo, las curvas de régimen constante de giro del compresor son extendidas hasta el valor de caudal nulo, a valor constante de relación de compresión del punto de bombeo ( $Rc_{bom}$ ), al igual que el

rendimiento, cuyo valor también se mantiene constante. En la figura 4.7 se observa el mapa extendido de compresor en relación de compresión junto al gasto másico

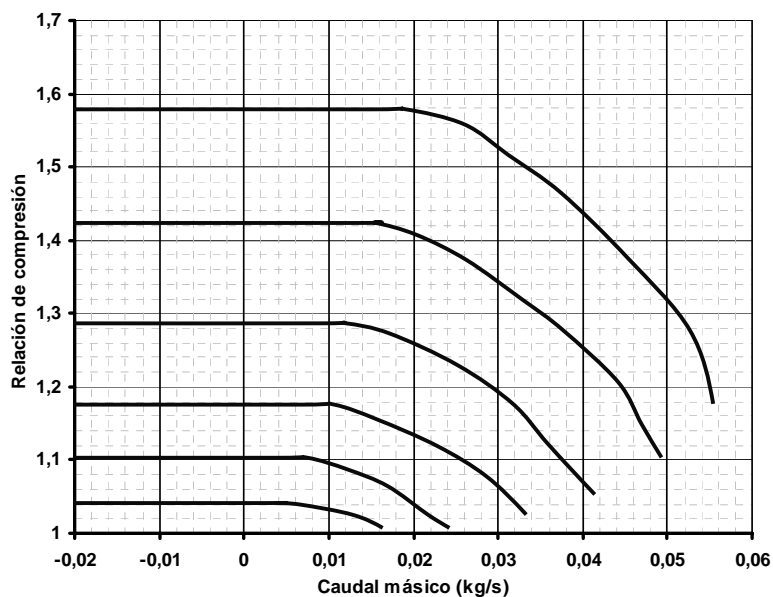


Figura 4.2 Mapa de compresor realizado por el modelo

La resolución del sistema vendrá dado por la obtención final de un valor de gasto  $\dot{m}$  que cumpla con las condiciones de entrada y de salida de compresor. Junto a los valores de relación de compresión y de rendimiento hallados por medio del ajuste de dicho valor de gasto másico. La finalización del cálculo lleva al resultado de las condiciones de salida del compresor definida por medio de  $U_2$ ,  $A_2$  y  $A_{A2}$  así como  $T_{02}$  y  $P_{02}$ . La obtención del valor de  $U_2$  y  $A_2$  supone el cálculo inmediato de  $\varepsilon$  y  $\psi$  por lo que la condición de contorno queda resuelta.

### 4.2.2.2 Modelo con un depósito y tubo

El modelo de compresor del esquema número 2 en la figura 4.1, posee el mismo sistema de ecuaciones que el primer modelo explicado. La diferencia entre ambos se encuentra en las condiciones aguas arriba del compresor. En el primer modelo estas permanecían invariantes en el tiempo, pero con éste modelo se proporciona una variación de los parámetros, antes constantes.

Para realizar la variación de las variables aguas arriba de presión y temperatura, se incorporó al modelo anterior una condición de contorno simple, que puede unir el compresor con un depósito.

El cálculo en la condición de contorno no se efectúa por medio del Método de las Características porque el depósito no se considera la energía cinética del flujo, no son tenidas en cuenta las variaciones de  $\varepsilon$  y  $\psi$ , y por lo tanto la única variación se produce por presión y temperatura. Mediante estas dos variables el modelo de compresor en cada instante de cálculo emplea dichos valores de presión y temperatura, al igual que cuando ambas variables eran consideradas como constantes.

El modelo de depósito en el sistema del WAM trabaja con la teoría de llenado y vaciado cero dimensional, calculando en cada instante de tiempo un balance de masa. El modelo de llenado y vaciado consiste en hacer un balance de masa entre la cantidad que sale del depósito y la que entra. Un depósito suele tener una o dos condiciones de contorno definidas por la unión de uno o dos tubos. En la ecuación (4.15) y (4.16) se plantea la contabilidad de la masa en el depósito en función del número de uniones a conductos que contenga, en este caso solamente uno, junto al balance de energía del mismo.

### 4.2.2.3 Modelo con dos depósitos.

El modelo de compresor representado por el esquema número 3, se encuentra constituido por la unión a dos depósitos ubicados uno a la entrada y otro a la salida del compresor.

Esta metodología consiste en modelar el compresor centrífugo como dos depósitos unidos, simulando, cada uno de ellos, el rotor y el difusor del mismo. En un instante de cálculo determinado, para resolver las propiedades termodinámicas en el interior de un depósito se exige la resolución del balance másico, donde se incluye un término que permite la acumulación de masa, según sea el valor de gasto másico entrante y el gasto másico saliente del depósito:

$$dm_d = \sum dm_e - \sum dm_s \quad (4.15)$$

Para resolver la ecuación de la conservación de la masa es necesario determinar el gasto másico que se transvasa entre ambos depósitos (rotor y difusor). Éste se obtiene del mapa de funcionamiento del compresor, atendiendo al régimen de giro del compresor y la relación de compresión existente en el instante de tiempo anterior.

El cálculo de las propiedades en los depósitos se completa planteando el primer principio de la Termodinámica para sistemas abiertos según la expresión:

$$d(m_d c_d) = \delta q + \delta w + \sum \left( h_e + \frac{c_e^2}{2} \right) dm_e - \sum \left( h_s + \frac{c_s^2}{2} \right) dm_s \quad (4.16)$$

Donde  $h$  es el valor de la entalpía,  $c$  es la velocidad del fluido,  $\dot{m}$  es el gasto másico,  $q$  es el calor transmitido y  $w$  el trabajo producido.

Por tanto, para proceder con dicho balance energético [4.12], se debe calcular la entalpía (temperatura) a la que entra dicho gasto másico al segundo depósito. El cálculo de esta temperatura se resuelve teniendo en cuenta la relación isentrópica y la definición del rendimiento del compresor, también obtenido a partir del mapa de funcionamiento del compresor, según la expresión:

$$T_{02} = T_{01} \left[ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left( \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) - 1 \right] \quad (4.17)$$

Si bien la forma de cálculo es diferente a los dos modelos anteriores y contempla el volumen que contiene el compresor, no es capaz de asumir la inversión del gasto másico.

#### 4.2.2.4 Discusión

El modelo descrito tiene ventajas y desventajas. En referencia a las primeras, el modelo es capaz de modelar de manera excelente los transitorios de un motor traducidos al comportamiento del compresor. El régimen de giro del compresor puede aumentar o disminuir debido a una perfecta unión de equilibrio energético con el modelo de la turbina. Los pulsos evidenciados por los cilindros son transportados hasta la turbina lo que obliga al compresor a trabajar en un sistema de flujo pulsante y el modelo sigue a la perfección la dinámica impuesta por los pulsos.

La unión entre a turbina y el compresor es expresada por medio de la siguiente ecuación:

$$\eta_{eje} M_t - M_c = I\alpha \quad (4.13)$$

Donde  $\eta_{eje}$  es el rendimiento mecánico en el eje y  $\alpha$  se define a partir de los incrementos de régimen y de tiempo de cálculo:

$$\alpha = \frac{2\pi\Delta N}{60\Delta t} \quad (4.14)$$

Las ecuaciones anteriores representan el equilibrio entre turbina y compresor y se efectúa, una vez que, en cada instante de tiempo se obtienen las variables de la rutina de los modelos de compresor y turbina.

En cuanto a las desventajas, uno de los problemas se encuentra en la poca flexibilidad del modelo porque no admite solución para valores de flujo negativo. Aunque considera transitorios, pero el valor de caudal es siempre positivo. Por otra parte no admite variaciones de los parámetros de entrada (primer modelo) en presión y temperatura. En un proceso estable o inestable existen variaciones de los parámetros aguas arriba del compresor [4.7]. Ésta variación es contemplada en los dos siguientes versiones del modelo, sin embargo, calcula muy mal cercano a los puntos de bombeo y no puede calcular una situación de bombeo.

Las inestabilidades más importantes como el bombeo no se pueden considerar como una situación estacionaria en el tiempo porque se producen variaciones de los parámetros de gasto másico, presión y temperatura en cada instante de tiempo. Lamentablemente, las hipótesis vistas son contrarias a ésta teoría. Para representar los fenómenos de inestabilidad no es factible proponer al sistema como cuasi-estacionario pues impide a cualquier modelo de cálculo de compresor conseguir representar un fenómeno no estacionario como el fenómeno de bombeo.

Las formulas junto a la forma de extensión de la información estacionaria de las curvas sin modificar la pendiente se obvia la posibilidad de desequilibrio del compresor, porque tal como se ha comentado en el capítulo 2 la pendiente de la curva de régimen del mapa del compresor establece la estabilidad o inestabilidad de su funcionamiento. Existe un vínculo entre la resistencia impuesta por el sistema de compresión en que se halla el compresor y la pendiente de la curva de régimen de giro [4.2].



### 4.3 Reseña bibliográfica

En este apartado se hace un repaso a los trabajos presentados en la literatura sobre el modelado del funcionamiento del compresor en bombeo. Se descubren aquí los más representativos en orden cronológico.

Tal como se ha mencionado en el capítulo 2, la mayoría de los trabajos pioneros en la comprensión de los fenómenos de inestabilidad en compresores se efectuaron estudiando el comportamiento dinámico de los compresores axiales de aviación. Con el pasar del tiempo las investigaciones se aplicaron a otros tipos de compresores de uso industrial, tanto los compresores axiales como a los compresores centrífugos. Últimamente se ha extendido esta línea de investigación a los pequeños compresores centrífugos utilizados en la sobrealimentación de motores.

Las primeras investigaciones relacionadas entre la inestabilidad de un compresor y la posibilidad de creación de un modelo que validara la teoría que se ajustara a la generación y dinámica de las inestabilidades en compresores, comienzan alrededor de los años 50 [4.24]. Sin embargo, no es hasta el trabajo llevado a cabo por Greitzer hacia 1976 [4.25] en el que planteó el desarrollo de un modelo de compresor axial dentro de un sistema de compresión similar a un resonador de Helmholtz para entender el fenómeno de bombeo. Con este acercamiento entre el modelo matemático ideado por Greitzer acompañado de medidas experimentales realizadas en procesos de bombeo, se establece una línea de investigación que ha sido seguida por muchos otros investigadores.

#### 4.3.1 Modelo de Greitzer

La necesidad del modelo surge de la investigación llevada a cabo por Pratt and Whitney en la búsqueda de la comprensión de los fenómenos inestables en sus productos de turbinas de gas aplicadas a la aviación. El esquema del modelo es similar a la experimentación normalmente emplaza para la caracterización de compresores, tal como se ha explicado en el capítulo 2, resaltado mediante la figura 2.7. Dicho sistema de compresión no ha variado desde los primeros ensayos de caracterización sobre los inicios de los años 50. Un compresor axial dentro de una turbina de gas posee un volumen aguas abajo que se extiende desde la cámara de combustión hasta la tobera. Si el compresor entra en bombeo todo ese volumen intentará volver hacia el compresor. Esta descripción más la forma de caracterizar un compresor es la inspiración de Greitzer para crear el esquema de modelo mostrado en la figura 4.1.

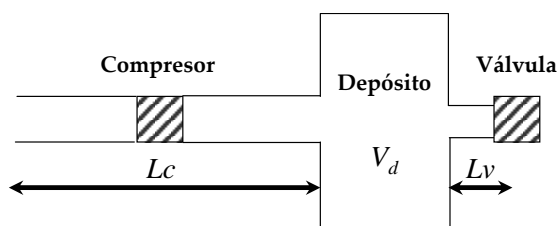


Figura 4.3 Esquema de modelo de Greitzer [4.25]

En la figura se observa cómo el compresor descarga el gasto de aire sobre un depósito que posee tras de sí una válvula en la que varía el área de paso. La característica del sistema es similar al descrito como un resonador de Helmholtz [4.6]. Emmons asume en uno de sus estudios, que las oscilaciones de bombeo en el compresor son provocadas por el sistema sólo cuando la velocidad del compresor axial es muy elevada [4.8]. Sin embargo como se verá esto no es del todo cierto. Hasta antes de los resultados hallados por Greitzer se asumía que el fenómeno de bombeo ocurría sólo a altas velocidades de giro y grandes valores de volumen mientras que el fenómeno de *rotating stall* sólo tenía que ser considerado a bajas revoluciones de giro. Además no se consideraba ninguna teoría sobre qué relación podía haber entre el valor del volumen y el fenómeno de la inestabilidad que podía aparecer en el compresor.

Las oscilaciones asociadas al propio movimiento del fluido incitado por la inestabilidad del compresor están directamente relacionadas con la geometría de los tubos y el propio depósito, acorde con las primeras impresiones divulgadas por Humpper en sus estudios realizados sobre los fenómenos inestables en los compresores axiales [4.26].

Greitzer dentro de su modelo propone una relación matemática considerando un parámetro denominado B (parámetro de Greitzer), capaz de establecer mediante su magnitud la aparición de un fenómeno u otro dependiendo del volumen que tenga el sistema de compresión.

$$B = \frac{U}{2\omega_H L_c} = \frac{U}{2a} \sqrt{\frac{V_d}{S_c L_c}} \quad (4.18)$$

Donde  $U$  es la velocidad de rotor,  $a$  la velocidad de sonido,  $\omega_H$  la frecuencia del resonador de Helmholtz,  $L_c$  la longitud del conducto sumada a la que posee el compresor,  $V_d$  el volumen del depósito y  $S_c$  la superficie transversal del conducto.

El modelo del sistema de compresión de la figura 4.1 simula el modelo de compresor y la válvula como un disco actuador considerando una variación de

presión y temperatura. En el lado del compresor sólo habrá aumento de la presión junto a la temperatura, mientras que en la válvula hay una pérdida de presión. En términos de energía, el autor realiza una simplificación robusta y suficiente considerando la energía cinética del fluido en los tubos, y no en el depósito, donde adquiere mayor relevancia la energía potencial. El modelo es cero dimensional porque el cálculo no se realiza dentro de los tubos, estos solamente se representan por medio de la superficie  $S$  y la longitud  $L_c$  y  $L_v$ .

El sistema de ecuaciones planteadas para el movimiento del fluido en el sistema de compresión se basa en un instante de tiempo, en una diferencia de presiones entre la presión atmosférica y la presión en el depósito sumado al aumento de presión proporcionado por el compresor de acuerdo a su mapa. Esta expresión es igualada a la variación de velocidad en el mismo instante de tiempo en una determinada longitud que posee el conducto asociado al compresor.

$$P - P_{de} + r_c = \frac{L_c}{S_c} \frac{dc_x}{dt} \quad (4.19)$$

Donde  $P$  es la presión ambiente,  $P_{de}$  la presión en el conducto de entrada al compresor,  $r_c$  es el incremento de presión proporcionado por el compresor y  $c_x$  es la velocidad axial del gasto másico.

Además se impone la conservación de la masa en todo el modelo, que relaciona la velocidad junto a las dos secciones consideradas en el compresor y la válvula.

$$\dot{m}_c = \rho S_{c-v} c_x \quad (4.20)$$

Análogamente lo que se plantea para el compresor se emplea también para la válvula situada detrás del depósito. Sólo que en este caso se reemplaza la variable  $r_c$  por otra denominada  $F$  que representa el valor de la pérdida de presión entre el depósito y la propia válvula. La ecuación (4.4) expresa la unión de la continuidad junto a la cantidad de movimiento aplicada sobre al área de la válvula.

$$P - P_d + F = \frac{L_v}{S_v} \frac{d\dot{m}_v}{dt} \quad (4.21)$$

Donde  $F$  se expresa como:

$$F = \frac{\dot{m}_v^2}{2\rho\mathcal{S}_v^2} \quad (4.22)$$

Por último se impone la ecuación de conservación de la masa sobre el depósito, donde la energía cinética es despreciable, frente a los tubos. La hipótesis apunta a que la presión estática en cada instante de tiempo no ve afectado su valor dentro del depósito. La ecuación (4.5) refiere a la continuidad aplicada al depósito.

$$\dot{m}_c - \dot{m}_v = \frac{V_v \rho_v}{\kappa P_v} \frac{dP_v}{dt} \quad (4.23)$$

En la ecuación (4.24) la variación de la masa en el depósito se expresa en función del coeficiente  $\gamma$  que reemplaza de la ecuación (4.23) al coeficiente politrópico  $\kappa$ . y la relación entre la densidad y la presión en el depósito se puede expresar como la variación de la densidad y presión en el sistema que es similar al que existe en el depósito [4.25] Dicho reemplazo se efectúa porque dicho reemplazo no afecta a las comparaciones realizadas entre los resultados experimentales y los del modelo [4.27].

$$\dot{m}_c - \dot{m}_v = \frac{\rho V_v}{\gamma P} \frac{dP_v}{dt} \quad (4.24)$$

Ahora bien, estas ecuaciones describen el comportamiento del caudal en el esquema modelado sobre el que resta definir el aporte de relación de compresión entregado al sistema por parte del compresor. La ecuación que define el valor del aporte de compresión por medio del caudal trasegado en el compresor es aquella definida en la ecuación (2.1), al ser comentado el mapa del compresor.

Lamentablemente no existe una expresión matemática que pueda ofrecer en forma directa la obtención de un coeficiente de relación de presión generado a partir del trabajo del compresor sin que dicha expresión sea explícita sobre la variable a obtener. Por lo tanto la forma matemática es una simple expresión que denota la existencia de la relación entre las variables de relación de compresión ( $Rc$ ), gasto másico ( $m$ ) y régimen de giro ( $N$ ) por lo que no resulta de fácil solución. Sin embargo, el valor de  $Rc$  puede ser obtenido en base a la información extraída de cualquier mapa característico de compresor, aunque los valores responden a una situación cuasi-estacionaria ( $Rc_{ss}$ ). Es decir, que el valor extraído del mapa en cada instante del cálculo no responde a la dinámica de los procesos inestables como el bombeo, caracterizados por ser fenómenos no estacionarios.

También hay que considerar otro problema que radica en el truncamiento de información debido al límite impuesto por la línea de bombeo tras la cual el compresor es incapaz de operar de forma estable. Por lo tanto para solventar este problema es necesario extender las curvas a  $N$  constante, más allá del bombeo.

Para solventar la escasez de información del mapa, Greitzer extiende la curva del régimen a modelar cogiendo como guía los valores de presión medidos en el ciclo de bombeo. Sabiendo que aunque no fuera una situación cuasi-estacionara los valores se encontrarían sobre una zona marcada por el bucle visto la fase experimental. En la figura 4.3 se una curva extendida de régimen de giro constante empleada para el cálculo del modelo en que sólo se introduce una sola curva que representa el mapa y sobre la cual son tratados cada uno de los resultados obtenidos.

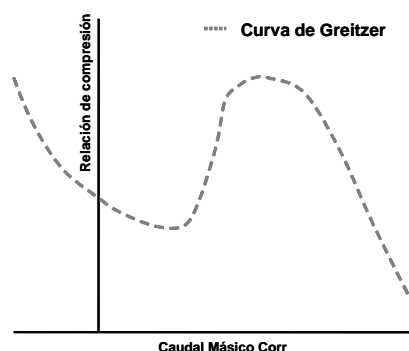


Figura 4.3 Mapa de Greitzer

Greitzer implementa una ecuación destinada a sustituir el valor de  $Rc_{ss}$  por una variable de  $Rc$  que representa la obtención de valores en coeficientes de presión no estacionarios que se escribe como se detalla en la expresión (4.25).

$$\tau \frac{dRc}{dt} = Rc_{ss} - Rc \tag{4.25}$$

Un valor no estacionario de compresión en cada instante de tiempo se obtiene al introducir una variable que relacione una distancia que representa al compresor que bien puede ser  $L_c$  junto con un valor representativo de velocidad. La variable que representa dicha relación dentro de la ecuación mostrada se denota como  $\tau$  y su valor significa el resultado entre el cociente de la distancia recorrida por el gasto de aire entre la entrada y salida del compresor llamada  $L_c$  junto a la velocidad con que el gasto másico cubre dicha distancia.

Para cada fórmula utilizada en la resolución del método matemático se emplean las variables adimensionales, del caudal másico  $m$ , y la presión  $P$ , junto al tiempo que es caracterizado mediante la expresión  $1/\omega_H$  donde  $\omega_H$  es la frecuencia de Helmholtz que es función del parámetro B definido en (4.18).

Cada una de las variables vistas hasta aquí se adimensionan para poder relacionar sus valores a la magnitud del parámetro de Greitzer, B. Por lo tanto el modelo de sistema de compresión se rige por las ecuaciones (4.26) a (4.29).

$$\frac{d\tilde{m}_c}{dt} = B(\tilde{R}_c - \Delta\tilde{P}) \tag{4.26}$$

$$\frac{d\tilde{m}_v}{dt} = \frac{B}{G}(\Delta\tilde{P} - \tilde{F}) \tag{4.27}$$

$$\frac{d\Delta\tilde{P}}{dt} = \frac{1}{B}(\tilde{m}_c - \tilde{m}_v) \tag{4.28}$$

$$\frac{dRc}{dt} = \frac{1}{\tilde{\tau}}(Rc_{ss} - Rc) \tag{4.29}$$

Donde  $G$  es un parámetro adimensional obtenido al hacer el cociente entre  $S_c L_v / S_v L_c$ .

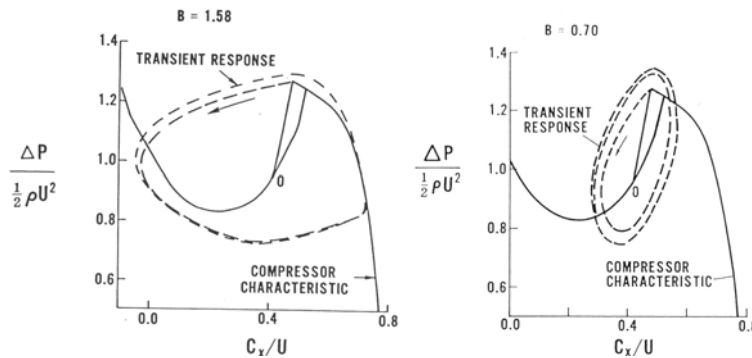


Figura 4.4 Resultados del modelo de Greitzer.

En la figura 4.4 se observan dos resultados distintos, obtenidos mediante diferentes valores de B, con ellos queda suficientemente claro que al modificar dicha variable se modifica la magnitud de la oscilación del bombeo.

Aunque el modelo de Greitzer fue creado para ser empleado en la comprensión de los fenómenos de inestabilidad del bombeo relacionado con la curva característica del compresor axial. Otros investigadores han empleado el mismo modelo desde 1976 hasta hoy para la realización de otras investigaciones relacionadas con el fenómeno de bombeo y la acústica del sistema, como se mostrará a continuación.

#### 4.3.1.1 Aplicación del modelo por Hansen

El modelo que presentan Hansen et al. no es más que una implementación del modelo de Greitzer empleando el mismo sistema de ecuaciones (4.26) a (4.29) pero aplicado a compresores centrífugos. Hansen junto a sus colaboradores modelan el compresor centrífugo utilizando el mismo esquema de la figura 4.2. Para obtener el valor de  $R_{cs}$  se impone una función que se define entorno a tres zonas bien diferenciadas creadas a partir de distintas funciones matemáticas. La primera zona definida entre los valores de gasto negativo y gasto nulo se crea mediante una ecuación parabólica, la segunda zona limitada entre el valor nulo de gasto y el punto de máxima relación de compresión se confecciona por una curva cúbica, al igual que la última zona comprendida entre el punto de máxima relación de compresión y el punto de choque.

Hansen et al. [4.28] realizan un estudio que se basa en las consecuencias del comportamiento del compresor centrífugo en situación de inestabilidad con la aplicación de dos tubos de distinta longitud situados aguas abajo del compresor estudiados alternadamente en un sistema de compresión convencional, sin que exista un volumen solidario al extremo opuesto de la salida de compresor en cada uno de conductos. El único elemento común, es una válvula que controla la resistencia que el sistema realiza sobre el trabajo del compresor.

Dicho estudio arroja un resultado que evidencia un cambio en el comportamiento del fenómeno de bombeo que difiere por la inclusión de uno u otro conducto, es decir, que cambia la acústica del sistema representada por la geometría que posee. No obstante, el resultado de esta metodología no llega a ser significativa pues al variar el parámetro  $B$  sólo se consigue una diferencia entre ambas frecuencias de 4,5 Hz pero muy cerca de la frecuencia asociada al valor de Helmholtz. Además Hansen revela algunas discrepancias entre el resultado del modelo y el experimental en la aparición del flujo negativo. Según el autor pueden deberse a la aparición de fenómenos de compresibilidad que en los términos del balance de la cantidad de movimiento en el modelo no son tenidos en cuenta.

### 4.3.1.2 Aplicación del modelo por Fink

El trabajo realizado por Fink presenta resultados experimentales y de modelado hallando dos tipos de bombeo muy diferentes, estudiando el comportamiento de un compresor centrífugo usado comúnmente en la sobrealimentación de pequeños motores destinados al uso de pequeñas embarcaciones. En este estudio se admite la variación del régimen de giro en el modelo de compresor centrífugo basado en el modelo de Greitzer.

En referencia al trabajo experimental se emplazan dos sistemas de compresión distintos diferenciados por su volumen, igual que en el trabajo de Hansen, pero con la salvedad de que aquí se diferencian mejor los valores del parámetro B. Adopte uno de muy pequeña magnitud (0,002 cm<sup>3</sup>) y otro de una magnitud mucho mayor (10000 cm<sup>3</sup>), que evidencian un cambio en la frecuencia de bombeo entre un sistema y otro. El resultado del valor de la frecuencia para el pequeño volumen fue de 99 Hz, mientras que para el sistema restante sólo evidenció una pulsación de bombeo de 7 Hz. Este hecho demuestra la estrecha relación del fenómeno de bombeo con la geometría e introduce además una nueva teoría sobre la evolución de los procesos de inestabilidad.

Respecto al modelo de los sistemas de compresión implementados por Fink et al. [4.29], implementan un modelo basado en la hipótesis sobre la incompresibilidad del fluido en 0D de Greitzer. Nuevamente se considera la expansión o compresión isentrópica del volumen en el depósito, la válvula y el compresor modelados en forma de disco actuador, aunque introduce cambios como la consideración de la variabilidad de la densidad en el depósito y la implementación de la variación de la velocidad de giro del compresor.

En el desarrollo de las ecuaciones, más allá del sistema extraído del modelo de Greitzer, la conservación de la cantidad de movimiento se escribe de la misma forma que en (4.2), sólo que se introduce el término de densidad dentro de la derivada en el tiempo, donde la densidad es referida a la salida del compresor.

$$P - P_d + r_c = L_c \frac{dC_x}{dt} + L_c C_x \frac{d\rho}{dt} \quad (4.30)$$

En este modelo, se aplica más novedosa es la ecuación de la conservación del momento angular en el eje del compresor, expresión que es escrita como

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_{imp} - M_c \quad (4.31)$$



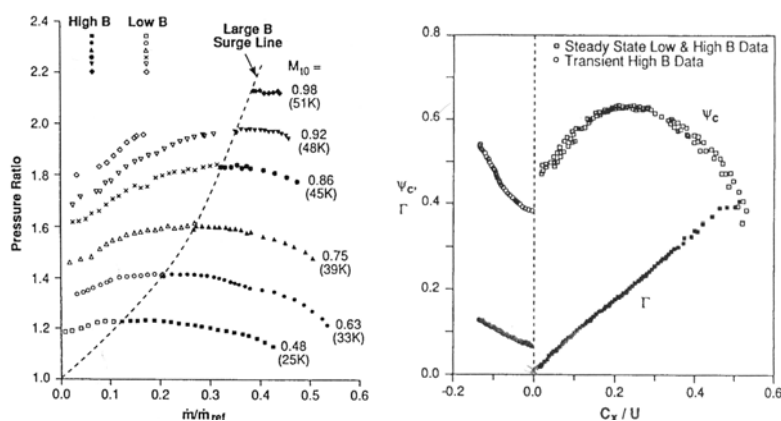
Donde  $I$  es la inercia del compresor,  $M_{imp}$  es el par del impulsor que representa la turbina y  $M_c$  el par del compresor. Las variables de masa, presión, tiempo y par son llevadas a la forma adimensional a fin de utilizar el parámetro  $B$ , que hace referencia al valor del volumen del depósito en las ecuaciones adimensionales que gobiernan el sistema de compresión modelado al igual que el de Greitzer. Por lo tanto si bien el par del compresor se define según la expresión (4.32), se le lleva a su valor adimensional ( $\Gamma$ ) aplicando la ecuación (4.33).

$$M_c = \frac{\dot{m}_c (h_{02} - h_{01})}{\omega} \quad (4.32)$$

$$\Gamma_c = \frac{M_c}{\rho_0 S_c r U_r^2} \quad (4.33)$$

La expresión del denominador es la utilizada para adimensionalizar la variable de par, donde  $\rho$  es la densidad, el subíndice 0 denota las condiciones ambientales,  $S_c$  el área del inductor,  $r$  la constante de los gases y  $U_r$  la velocidad tangencial del rotor tomada en el radio mayor del rotor.

El modelo debe ser resuelto mediante los valores de  $Rc$  y  $M_c$  en función del caudal másico. Para el valor de  $Rc$ , Fink se guía por cada una de las curvas halladas experimentalmente mediante el sistema de volumen pequeño caracterizando el compresor en estudio hasta gastos muy cercanos a cero. Con respecto a los valores de caudal negativo, la curva de  $Rc$  se extiende por medio de una función cúbica, que es definida por la teoría de la axisimetría estudiada y definida por Koff [4.30], en el bombeo de un compresor axial. Respecto del par, al ser transformado en una variable adimensional en función del caudal adimensional llegando a un resultado de curva lineal que se prolonga hasta el valor de caudal nulo, sin que llegue al valor igual a cero para luego crecer nuevamente del lado del gasto negativo. La pendiente de los valores de caudal positivo se considera igual pero de signo contrario en los valores de caudal negativos.



En la figura 4.5 a) Se expone la extensión del mapa hecho por Fink, b) Se ubica la curva de par adimensional del compresor

En este modelo el autor refleja la posibilidad de variar el comportamiento del bombeo desde el clásico o profundo al bombeo de alta frecuencia, y establecer la variación de la velocidad de giro. La modificación de la amplitud de bombeo depende de la magnitud del régimen de giro según Fink.

### 4.3.1.3 Aplicación del modelo en Control

La información publicada por Fink debido a su trabajo es utilizada por otros autores para mejorar los modelos de compresor empleados para distintas investigaciones, tal como las asociadas al diagnóstico. Destacando en este campo los trabajos publicados por Gravdahl et al. [4.31] en la inserción de un sistema de control mediante la inclusión de un actuador de válvula denominada CCV. Sin embargo, los primeros pasos de un modelo con implementación de un método de control es efectuado por Epstein et al. [4.32], implementando un sistema de modelo de Greitzer ampliado a 2D, al que se une un volumen variable de depósito usado como atenuador de los pulsos originados por la entrada en bombeo del compresor. Al variar el volumen en el tiempo hace que varíe la acústica del sistema, por ello, el fenómeno de bombeo cambia. En los últimos años ha habido un gran desarrollo de métodos de control activo que atenúen los pulsos producidos por el bombeo clásico o profundo. Un trabajo similar es presentado por Williems y Huang [4.33], referido al mismo actuador pero variando el comportamiento del flujo en los tubos representados por medio de una longitud y un área de paso, imponiendo un valor de retardo entre la entrada y la salida del fluido del propio conducto. Williems y Huang describen el acuerdo obtenido entre el modelo y los experimentos son excelentes consiguiendo que el bombeo sea atenuado mediante la aplicación de la pared móvil en el depósito. Estos autores proporcionan externamente una excitación a la pared móvil cuando el compresor experimenta bombeo. Sin embargo Gysling et al. [4.34] mediante un mismo

estudio conservan la misma metodología de atenuación pero sin considerar tal excitación. Gysling et al. Consiguen de igual forma una atenuación del fenómeno de bombeo en un 25%.

Otro sistema de atenuación es presentado por Pinsley et al. [4.35], estudiando la respuesta del fenómeno de bombeo de un compresor centrífugo variando el área de salida del gasto másico luego de haber pasado por el depósito situado detrás del compresor. La válvula de supresión del bombeo estaba coordinada con la fluctuación de la presión en el depósito. Al haber grandes oscilaciones provocadas por la aparición del bombeo, la válvula comienza a actuar modificando en cada instante de tiempo el área de paso del flujo y que dicho movimiento se encuentra coordinado con la amplitud de la señal de bombeo capturada por medio de la presión medida en el depósito. En este otro método de atenuación Pinsley asegura una mejora del punto de bombeo original del compresor hallado sin control del 25%, cifra que coincide con la hallada por Gysling mediante una pared móvil en el depósito.

Simon et al. [4.36] evalúan cada uno de los métodos de control existentes empleando para ellos el modelo de Greitzer adaptando las ecuaciones del sistema de ecuaciones (4.9) a (4.12) cada uno de los métodos, los cuales ya han sido enumerados en el Capítulo 2 sobre sistemas de control activo. De todos ellos el más eficaz sobre la atenuación de un compresor en bombeo es la válvula de apertura y cierre instantáneo del área de paso o denominada como CCV (Closed Coupled Valve).

De igual forma en la implementación del modelo de Greitzer aplicado a evaluar los métodos de control, se implementa el mismo modelo aunque bajo la base de las mejoras realizadas por Fink et al. En otros sistemas como la sobrealimentación de motores industriales.

#### **4.3.1.4 Aplicación del modelo en sobrealimentación de motores**

Otra de las aplicaciones útiles encontradas en la bibliografía empleando el modelo de Greitzer es la adaptación a la investigación en la sobrealimentación de motores de combustión interna alternativos. Theotokatos y Kyrtatos [4.37] desarrollan un modelo de motor de llenado y vaciado en que representan los componentes más importantes del propio motor por medio de depósitos en que implementan un sistema de sobrealimentación. El modelo de compresor aplicado al sistema se corresponde con el desarrollo hecho por Greitzer y adecuado a la variación de las revoluciones del compresor implementado por Fink et al. mediante el conocimiento del comportamiento del par del compresor. El esquema (figura 4.6) de modelo motor acoplado al modelo de Greitzer con las mejoras introducidas por Fink se refiere al trabajo presentado por Theotokatos y Kyrtatos.

El sistema de ecuaciones es similar al implementado por Greitzer agregando las consideraciones de los valores de par realizadas por Fink et al. En este caso el régimen del compresor se obtiene de la conservación del momento angular. Se aplica al cálculo sobre el valor de velocidad en el eje, mediante la ecuación (4.34), que simplemente es la aplicación de la ecuación (4.31) y que también se aplica en el calculo del balance de energía entre la turbina y el compresor en el modelo WAM (ecuación (4.13)).

$$\frac{dN}{dt} = \frac{30}{\pi I} (M_t - M_c) \tag{4.34}$$

Donde  $N$  es el valor de régimen de giro del turbo y  $M_t$  es el valor del par de la turbina. En este modelo, como en todos los basados en Greitzer se necesita la información complementaria que relaciona las variables de  $N$ ,  $m$  y  $R_c$  de las curvas mostradas en el mapa del compresor más allá de la línea de bombeo. Cada valor de  $R_c$  se muestra en función del gasto y del régimen de giro, por lo tanto las curvas son extendidas mediante una expresión cúbica debido a que el modelo es creado para hacer cálculos en situaciones dinámicas del flujo que pasa por el compresor más allá de la línea de bombeo marcada en el mapa. El par del compresor se expresa en forma adimensional para que la curva en función del caudal sea una recta de fácil extensión hacia valores de caudal negativo. El par se expresa por la ecuación (4.32), y su paso a la forma adimensional se realiza por medio de la ecuación (4.33).

El esquema del motor se muestra en la figura 4.5 junto al sistema de sobrealimentación donde se destacan las distintas posiciones de válvulas creadas para el control del fluido, y los depósitos en que se representan los distintos elementos que componen el motor. Dentro de la misma figura se destaca la curva del par adimensional obtenida de los puntos estacionarios que conforman el mapa del compresor inspirada en la relación encontrada por Fink, entre los valores adimensionales de par y gasto másico.

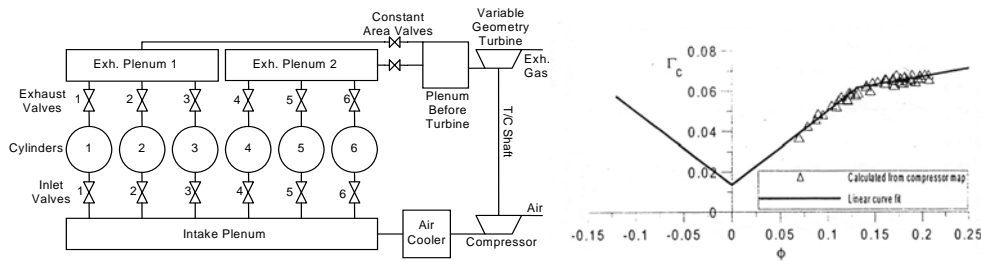


Figura 4.6 Esquema de Theotokatos [4.37].

El modelo de compresor implementado por Theotokatos y Kyrtatos se ha validado mediante los resultados obtenidos por Fink et al. representando diferentes situaciones de trabajo en condiciones estables e inestables. El modelo evidencia una clara inestabilidad de bombeo mediante la fluctuación de los parámetros de masa, presión y régimen de giro pero no son comparados con ningún resultado experimental. Sin embargo sí se efectúa una comparación con datos extraídos del ensayo motor en condiciones de transitorios, aunque los transitorios mostrados no muestran indicios de bombeo.

Otros autores en los últimos tiempos han realizado similares estudios en el campo sobre modelos de sobrealimentación empleando las ecuaciones de Greitzer junto a modelos de motor mediante la implementación de depósitos, OD. Rakopoulos et al. [4.38], o bien Talon et al. [4.39]. El primero siguiendo la continuación del modelo de Theotokatos y Kyrtatos, mientras que el segundo enuncia la puesta en marcha de un modelo OD sobre un modelo de motor de sobrealimentación en la automoción implementando el modelo de compresor con las curvas de estacionarias extendidas.

Chesse et al. [4.40] presentan un programa de simulación denominado SELENDIA, capaz de modelar distintos puntos de funcionamiento de un motor sobrealimentado con dos turbocompresores capaces de representar el bombeo de un compresor. El cálculo del compresor insertado en el programa de simulación es similar a los empleados por los investigadores citados hasta aquí.

El modelo de Theotokatos es junto a los anteriores el más adecuado en la búsqueda de ideas sobre cómo mejorar el modelo de compresor implementado como submodelo dentro del programa denominado WAM, capaz de modelar el comportamiento de todo el motor con hipótesis más sofisticadas que las empleadas en los modelos de motor descritos en esta sección.

En resumen lo mostrado, hasta este punto de la reseña bibliográfica es la implementación de un modelo matemático de compresor axial efectuado por Greitzer. Con dicho modelo se reconoce la existencia de distintas excitaciones de bombeo provocadas al variar la magnitud volumétrica de la geometría aguas abajo del compresor representada por un parámetro B adimensional y relacionado con la frecuencia de un sistema de Helmholtz. Esta misma metodología es utilizada por Hansen comprobando la validez del modelo en compresores centrífugos. Por último, Fink introduce mejoras, como la posibilidad de variar de régimen de giro de compresor y efectuar un balance de par entre el compresor y la turbina mientras el compresor se haya en bombeo. Además emplea una variación importante del parámetro B consiguiendo un bombeo de alta frecuencia y otro de baja frecuencia muy común en ensayos de caracterización de compresores.

### 4.3.2 Modelo de Moore-Greitzer

El modelo creado por Moore es una aproximación teórica al proceso de desprendimiento rotativo "*rotating stall*" en compresores axiales junto al proceso de fenómeno de bombeo. De acuerdo a lo visto en sus estudios, se puede decir que este modelo es una continuación muy elaborada y desarrollada de los trabajos publicado por Greitzer manteniendo el mismo sistema de compresión pero con la salvedad de introducir nuevas variables y extender el orden de dimensión a 2.

Si bien el sistema de compresión es 0D, se considera el movimiento en el tiempo del gasto másico, en la superficie de entrada del compresor axial, en la dirección axial ( $x$ ) como en la dirección radial ( $\theta$ ). Las celdas de inestabilidad provocadas por el fenómeno de "*rotating stall*" se mueven en la dirección tangencial a las palas del rotor afectando el paso del gasto másico en la dirección axial. En el proceso de cálculo el método empleado admite el modelado de un sistema de IGV (vanos variables de entrada) con el cual se puede variar el ángulo de entrada de aire sobre la superficie en que se calcula el fenómeno de "*rotating stall*". El cálculo de las inestabilidades se efectúan mediante diferencias finitas en dicha superficie en que se incluye la teoría sobre la actitud que adquiere el fluido al atravesar un sistema de IGV situado delante del área del compresor, representado nuevamente mediante un disco actuador. Según los autores, este modelo es un complemento a la ayuda en la generación de una teoría sólida acerca del "*post-stall*" en compresores axiales [4.41].

El modelo mantiene la incompresibilidad en cada uno de los conductos que conforman el sistema de compresión. Para obtener el aporte de presión entregado al sistema debido al compresor, se emplean las curvas a  $N$  constante del mapa que son nuevamente extendidas más allá de la zona de la línea de bombeo contemplando los valores de caudal negativos. Dicha extensión se realiza en base a las aportaciones de trabajos experimentales realizados por Day et al [4.42] sobre el "*rotating stall*" en compresores axiales, que se complementa con el desarrollo teórico acerca del fenómeno y los tipos de distorsiones elaborada por Moore en base a las clases de inestabilidades relacionadas con la creación del fenómeno del "*rotating stall*" en compresores axiales.

La relación entre el incremento de presión junto al valor de gasto másico circulando por el compresor se define por la información del mapa. Es por medio de la teoría expresada en [4.43] como se dividen las zonas de un mapa atravesadas por una curva que representa un valor de régimen de giro constante y que por ellas se relacionan las variables de relación de compresión y gasto. Cada una de estas curvas puede ser expresada por medio de una ecuación de orden cúbico. La expresión matemática de tercer orden (4.13) obedece a la curva mostrada en la figura 4.3 en

donde las variables  $H$  y  $W$  son los coeficientes que determinan su forma y  $Rc_0$  es el valor de relación de compresión para caudal másico nulo. Esta ecuación se obtiene mediante el desarrollo del sistema matemático del modelo de Moore [4.41]. En general es una aplicación que ha continuado su utilización por medio de otras investigaciones que en general implementan el modelo de Greitzer pero que en ningún sentido es de utilización estricta, ya que existen otros modelos propuestos más contemporáneos que establecen sus propias ecuaciones con respecto a la información cuasi-estacionaria promovida por el mapa del compresor, tal como se puede observar en [4.28][4.31][4.43]. Por otra parte las consideraciones descritas por Japikse y Baines [4.44] ayudan a resolver mediante una expresión matemática el valor de  $Rc_0$  para compresores centrífugos sin necesidad de su obtención en forma experimental. Es evidente resaltar la importancia que tiene el obtener el cociente entre las presiones de entrada y de salida del compresor para un valor nulo de gasto másico, porque experimentar con un compresor en gasto nulo puede resultar dañino para su mecánica interna debido a que no se asegura la presurización del aceite que circula por entre sus cojinetes y eje.

$$Rc_{ss} = Rc_0 + H \left[ 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\dot{m}}{W} - 1 \right) - \left( \frac{\dot{m}}{W} - 1 \right)^3 \right] \quad (4.35)$$

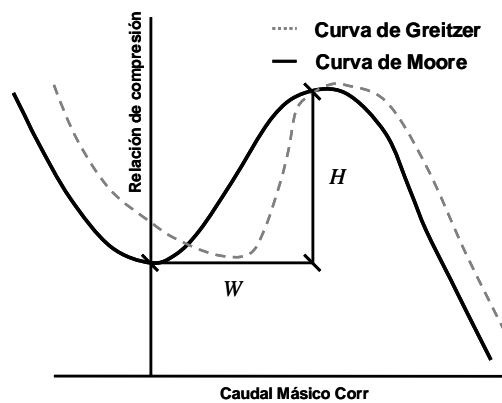


Figura 4.13 Curva de régimen constante de giro dada por Moore y Greitzer.

El modelo de Moore, que se esquematiza en la figura 4.4, difiere sólo del modelo anterior por que se incluye en la entrada del compresor un modelado de IGV expresado por medio de ecuaciones diferenciales explicadas en el trabajo realizado por Moore y Greitzer en [4.41], pero sobre el que no es necesario profundizar los conceptos sobre este desarrollo ya que no es prioritario para los trabajos que envuelven esta tesis aunque sí se puede pensar sobre una implementación futura en estudio 3D.

### 4.3.3 Modelo de Skopil

El modelo presentado por Skopil y Bulaty [4.45], es un modelo de compresor centrífugo realizado enteramente en 1D, que contempla todos los elementos más importantes del compresor, como el rotor y el difusor, similar al planteo de un modelo de compresor de dos depósitos representando el rotor y el difusor del tercer modelo de compresor insertado en el modelo de acción de ondas (WAM).

El gas que pasa por el compresor se considera uniforme a lo largo de todo el compresor. El rotor es considerado como un tubo por donde pasa el gasto másico representando a los canales de paso entre los alabes del rotor. La misma consideración se hace en el canal del difusor con vanos considerando un tubo en forma cónica. El sistema de cálculo de ambos tubos es similar al empleado en los conductos del sistema del WAM, es decir, el método de Lax-Wendroff. El sistema de cálculo es el mismo que el considerado en la ecuación (4.2). La diferencia encontrada con este sistema es la inclusión de una variable denominada  $\varphi$  que considera la rotación del fluido a la entrada del rotor considerando que el ángulo de deflexión se encuentra entre  $0^\circ$  y  $90^\circ$ . Además en los otros vectores los términos del calor junto a la variación del área, energía y cantidad de movimiento se amplían por la inclusión de las variables de  $U$  la velocidad tangencial del rotor en la punta de la pala del rotor,  $c_{r1}$  la velocidad tangencial del fluido a la entrada,  $\eta$  la eficiencia del compresor obtenida por medio del mapa del compresor,  $r$  el radio del rotor,  $\omega$  la velocidad rotacional del rotor y  $U_1$  la velocidad tangencial del rotor a la entrada del compresor, tomando el radio de entrada de la pala. Por lo tanto adaptando estas variables aportadas por el modelo de compresor a la ecuación (4.2) queda la nueva relación (4.36).

$$\begin{aligned}
 W(x,t) &= \begin{bmatrix} \rho S \\ \rho c S \\ S \left( \rho U_{r1} - \rho \frac{r\omega\dot{\omega}}{2} + \rho \frac{c^2}{2} + \frac{P}{\gamma-1} \right) \end{bmatrix} & F(W) &= \begin{bmatrix} \rho c S \\ (\rho c^2 + P) S \\ c S \left( \rho U_{r1} - \rho \frac{r\omega\dot{\omega}}{2} + \rho \frac{c^2}{2} + \frac{\gamma P}{\gamma-1} \right) \end{bmatrix} \\
 J_1(x,t) &= \begin{bmatrix} 0 \\ -P \frac{dS}{dx} \\ 0 \end{bmatrix} & J_2(x,t) &= \begin{bmatrix} 0 \\ g\rho S - k_R - \rho\omega c_{r1} S \sin\varphi \\ -q\rho - (1-\eta_c)\rho p c S^2 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \quad (4.36)$$

El método empleado según los autores se ha probado en un motor marino que emplea dos turbocompresores de sobrealimentación. Cada uno de ellos es unido aguas abajo detrás de un gran volumen que representa un *intercooler* luego del cual se halla una válvula estranguladora que hace pasar más o menos gasto másico hacia los



cilindros. Dependiendo de su apertura uno de los dos compresores puede experimentar bombeo. El fenómeno de bombeo se modela de acuerdo a este modelo con gran exactitud pero según el autor se producen discrepancias de tiempo entre el fenómeno de bombeo medido y modelado en determinadas circunstancias del funcionamiento del motor al entrar en bombeo uno de los dos compresores pero no cuando son ambos, pues ello produce un cambio en la respuesta acústica que el modelo es incapaz de seguir.

## 4.4 Modelo propuesto

Uno de los objetivos principales de la tesis es el desarrollo de un modelo de compresor que permita predecir el funcionamiento en bombeo. El desarrollo del modelo, como se ha comentado, se realiza sobre la base de los modelos descritos en el primer apartado, empleando las mismas expresiones matemáticas pero compatibilizando el modelo con la dinámica de un compresor al sufrir el proceso del fenómeno de bombeo. Como se ha explicado por las hipótesis vistas en el apartado referente a la reseña bibliográfica, admitiendo la posibilidad de reflujos como los modelos de la tónica de Greitzer pero con las mejoras implementadas por Fink y la utilización en un sistema motor hecha por Theotokatos, Talon o Chesse.

El modelo que aquí se presenta, está basado en la dinámica empleada por Greitzer relacionando los puntos de funcionamiento estacionarios del compresor representados por medio del mapa, con el estado dinámico del propio compresor en un determinado instante de tiempo, y que se representa por medio de la ecuación (4.25). La ecuación es utilizada por Theotokatos en su modelo de compresor centrífugo ubicado en un motor donde define la variable  $\tau$ , extraída de la definición hecha por Fink, y que se refiere a la relación entre el promedio de la velocidad de entrada y la velocidad de salida del compresor y la longitud existente entre esos dos puntos del compresor.

$$\tau = \frac{L_c}{c_c} \quad (4.37)$$

Por lo tanto la ecuación (4.25), en combinación con la (4.37), donde se integra en función del tiempo el cálculo para cada de instante de tiempo denominado  $i$  queda como:

$$Rc_{i+1} = Rc_i + (Rc_{ss} - Rc_i)dt / \tau \quad (4.38)$$

El modelo compresor se implementa dentro de WAM como una alternativa más a los modelos mencionados. Pero la forma de cálculo es muy diferente al sub-modelo desarrollado por Requejo [4.22]. Tanto uno como otro, establecen condiciones de contorno similares al ser unidos con un conducto. La diferencia radica en que el primero contempla tanto la entrada, como la salida del compresor, mientras que en el modelo anterior sólo se define el nodo con el conducto de salida. De igual manera existen las mismas diferencias con el modelo que implementa un depósito aguas arriba. Sin embargo la forma de calcular el balance de energía es muy similar al anterior variando solo por la incorporación del método hallado por Fink et al. [4.29].

El nuevo modelo es, en sí mismo, una condición de contorno entre tubos, en la que se establece una continuidad del valor de gasto másico pasante por el propio compresor, que a su vez hace de condición de contorno para la obtención de las condiciones fluido dinámicas entre ambos conductos unidos al modelo (figura 4.8). En el cálculo se emplean las variables denominadas características de Riemann con las que se puede definir el estado de un fluido en el espacio tiempo tal como se ha comentado en el apartado 4.1.

Esta elección reduce a una ecuación de primer orden la búsqueda de la solución y además traduce la información del compresor a los tubos conectados al modelo. Siguiendo con su descripción, el comportamiento del fluido en los límites de cada uno de los conductos se define mediante los invariantes  $\varepsilon$  y  $\psi$  así como por el nivel de entropía  $A_A$ , cada una de ellas calculadas a partir de la información de las variables dimensionales del fluido, la velocidad del sonido y la presión. Las ecuaciones (4.3) a (4.5) son nuevamente las empleadas en el cálculo de dichas variables y se aplican en cada uno de los extremos del compresor (entrada y salida).

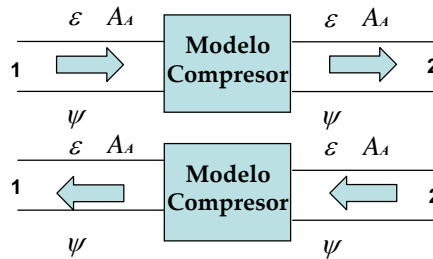


Figura 4.8 Cálculo por método de las características aguas arriba y aguas abajo del compresor

Para resolver el problema del compresor unido a dos tubos, se establecen las ecuaciones que se detallaran a continuación. Primeramente se hacen algunas consideraciones sobre los cálculos previos a las ecuaciones involucradas en la resolución del modelo compresor en cada instante de cálculo modelado. En las ecuaciones (4.39) a (4.43) se establecen las definiciones sobre los parámetros más importantes que intervienen en los cálculos.

$$T = \frac{a^2}{\gamma R} \tag{4.39}$$

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2C_p} = \frac{1}{\gamma R} \left( a + \frac{\gamma - 1}{2} c^2 \right) \tag{4.40}$$

$$P = P_{ref} \left( \frac{A_A}{A} \right)^{\frac{2\gamma}{1-\gamma}} = P_{ref} \left( \frac{a_A}{a} \right)^{\frac{2\gamma}{1-\gamma}} = P_{ref} \left( \frac{a^2}{a_A^2} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \quad (4.41)$$

$$P_0 = P \left( \frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = P \left( \frac{a + \frac{\gamma-1}{2} c^2}{a^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = P_{ref} \left( \frac{a + \frac{\gamma-1}{2} c^2}{a_A^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.42)$$

$$\rho = \frac{\gamma P}{a^2} = P_{ref} \left( \frac{a^2}{a_A^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \frac{\gamma}{a^2} = \gamma P_{ref} \frac{a^{\frac{2}{\gamma-1}}}{a_A^{\frac{2\gamma}{\gamma-1}}} = \gamma P_{ref} \left( \frac{a}{a_A} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} \quad (4.43)$$

El modelo WAM trabaja con una de las ecuaciones anteriores sólo que se han relacionado entre sí para dejar las variables incógnitas en función de las que por sí son conocidas. En algunas de las ecuaciones pertenecientes al sistema evidenciado es necesario adimensionalizar algunas de las variables ya que cada una de las formulas empleadas para la resolución acorde a lo que sucede en cada instante con el compresor son formulas adimensionales. Al contrario el cálculo empleado por Greitzer para su modelo de sistema de compresión donde para introducir la información de la geometría aguas abajo del compresor, más allá de la caída de presión y las consideraciones realizadas sobre la energía potencial y cinética, emplea parámetros adimensionales.

La adimensionalización de las variables en el WAM se realiza por medio de la definición de unos parámetros de referencia que son constantes en cualquier cálculo que se ejecute en el programa de acción de ondas.

$$A = \frac{a}{a_{ref}} \quad C = \frac{c}{a_{ref}} \quad P_{ref} = 10^5 \quad a_{ref} = \sqrt{\gamma R T_{ref}} \quad (4.44)$$

Cada una de las ecuaciones mostradas (4.44) son las que por medio de ellas se adimesionalizan cada uno de los parámetros que definen el comportamiento del gasto másico como la velocidad y la velocidad del sonido local. En ellas intervienen los

parámetros de referencia que en este caso son el valor de la temperatura de referencia  $T_{ref}$  y el valor de presión  $P_{ref}$

#### 4.4.1 Ecuaciones implementadas

La metodología del cálculo del compresor pasa por la resolución de cada una de las variables en función del sentido del flujo y a su vez relacionando las condiciones de entrada con las de salida. Así pues, las condiciones impuestas en el funcionamiento de un compresor se insertan de la siguiente manera

##### Característica de entrada conocida

$$\varepsilon_1 = A_1 + \frac{\gamma-1}{2} C_1 \quad \text{Extremo derecho} \quad (4.45)$$

##### Característica de salida conocida

$$\psi_2 = A_2 + \frac{\gamma-1}{2} C_2 \quad \text{Extremo izquierdo} \quad (4.46)$$

En estas primeras dos ecuaciones ya no se describe cada una de las variables por  $\varepsilon$  o  $\psi$  si no que quedan definidas mediante el valor otorgado por los cálculos en tubos y dependiente de la dirección que lleve el fluido en ellos.

##### Conservación de la masa

$$\rho_1 c_1 S_1 = \rho_2 c_2 S_2 \quad (4.47)$$

La cual se puede expresar en función de la velocidad del sonido y de la entropía

$$\left( \frac{a_1}{a_{A1}^\gamma} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} c_1 S_1 = \left( \frac{a_2}{a_{A2}^\gamma} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} c_2 S_2 \quad (4.48)$$

##### Aumento de presión en el compresor

$$P_{02} = P_{01} R_c \quad (4.49)$$

$$\left( \frac{a_2^2 + \frac{\gamma-1}{2} c_2^2}{a_{A2}^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left( \frac{a_1^2 + \frac{\gamma-1}{2} c_1^2}{a_{A1}^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} R_c \quad (4.50)$$

En este caso se resalta la contribución de salto de presión total que genera el compresor mediante la ecuación (4.45), escrita en forma que resulte compatible a los cálculos del modelo.

#### Aumento de temperatura en el compresor

Esta ecuación representa la conservación de la energía en el compresor. En el caso de flujo directo, el aumento de temperatura producido por la compresión en el compresor. Al igual que en otros modelos, se hace uso del concepto de rendimiento isoentrópico del compresor. De esta forma, se puede obtener el valor de la temperatura a la salida del compresor a partir de la temperatura que se habría obtenido al comprimir en proceso isentrópico y del valor del rendimiento. Para el caso de flujo inverso, figura que puede aparecer cuando el compresor esté realizando ciclos de bombeo clásico o severo, se hace la hipótesis de que la temperatura del reflujo hacia la entrada del compresor tendrá la temperatura existente a la salida del compresor en el instante anterior. Esto significa que el valor de la variable  $k$  es igual a cero en la expresión siguiente.

$$T_{02} = T_{01} (1 + k) \quad (4.51)$$

Pero si la dirección del fluido es directa, es decir el fluido que atraviesa el compresor va desde la entrada hacia su salida la variable  $k$ , asume el valor dado por la expresión (4.47).

$$k = \frac{R_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta} \quad (4.52)$$

Cada una de las temperaturas de parada pueden ser sustituidas de acuerdo a la definición debe en (4.35), quedando la ecuación del calor aportado al sistema como

$$\left(a_2^2 + \frac{\gamma-1}{2}c_2^2\right) = \left(a_1^2 + \frac{\gamma-1}{2}c_1^2\right)(1+k) \quad (4.53)$$

Con cada una de las anteriores ecuaciones queda establecido el sistema a resolver, y cuya resolución se presenta en el siguiente apartado. Para ser resuelto es necesario contar con la información complementaria de los valores de relación de compresión cuasi-estacionarios  $R_{c_{ss}}$  en función del caudal másico, dados por las curvas de régimen de giro constante aportadas por el mapa característico del compresor. Cada curva se crea a partir de datos experimentales obtenidos de la caracterización de cualquier compresor en el banco de turbos para ser luego digitalizada. La característica más llamativa del mapa confeccionado es el punto de inflexión de cada curva en el valor de  $R_c$  para caudal nulo. Este valor de  $R_c$  cuasi-estacionario es muy difícil de obtener en forma experimental ya que resulta tedioso generar una medida de compresor sellando tanto la entrada como la salida de modo que el aire encerrado en la carcasa resulte una relación de compresión estable en el tiempo. No obstante, el cálculo del mismo se puede aproximar mediante la ecuación (4.49) presentada por Japikse [4.44], y que envuelve características dimensionales y funcionales del rotor y compresor. Esta misma ecuación es utilizada aunque no corroborada por Theotokatos [4.37]. En cada una de las curvas se definen los puntos de inflexión de contienen las mismas, de gran semejanza a las cúbicas planteadas en la bibliografía tal como es demostrado en la figura 4.9. Se han definido dos zonas; una de ellas demarca el mapa estable del compresor hasta el límite de la línea de bombeo, por lo que cualquier compresor queda debidamente representado en el modelo. Por otra parte se considera la zona extendida por los splines de orden cúbico y son definidas según la teoría encontrada en la bibliografía [4.31][4.33]. En el capítulo 3 se ha expuesto la metodología utilizada para la obtención de las curvas extendidas en el mapa de forma experimental. Se ha encontrando una gran similitud entre las curvas medidas y los polinomios utilizados en la literatura. También se ha comprobado que la ecuación (4.49) es válida haciendo también con ella una comparación con los datos experimentales medidos con caudal másico igual a cero.

$$R_{c_0} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2\gamma RT_1} \omega^2 (r_2^2 - r_1^2)\right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.54)$$

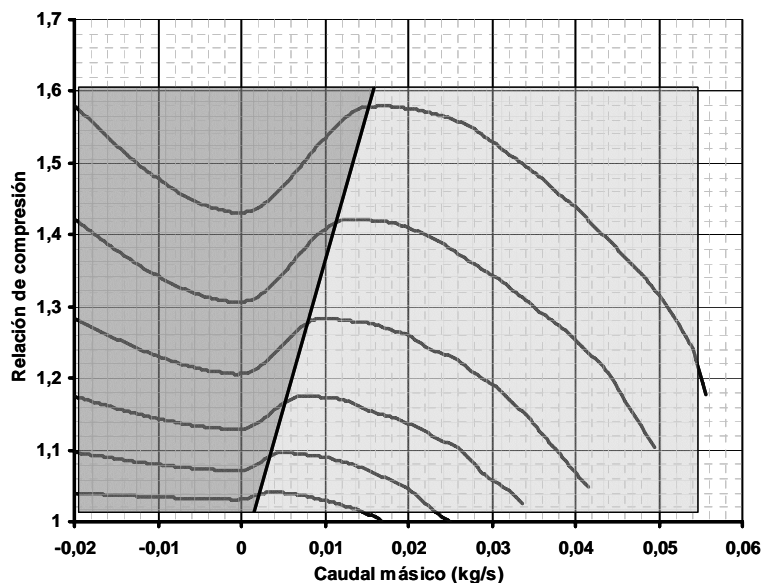


Figura 4.9 Mapa de compresor extendido a las zonas de bajo gasto y flujo inverso.

#### 4.4.2 Método de cálculo

El procedimiento para la resolución del sistema de ecuaciones tiene las siguientes fases:

- 1- Cálculo del sentido de flujo: se elige cual es el nivel de entropía conocido y se sabe cuál es el lado de entrada y cuál el de salida.
- 2- Se busca un gasto que pueda respetar el invariante de Riemann y el nivel de entropía del lado de entrada.
- 3- Se verifica que ese gasto, con su relación de compresión, respete también el invariante de Riemann del lado de salida
- 4- Se itera el cálculo hasta un error despreciable

De esta manera se obtiene un punto de funcionamiento mandado por los tubos y dependiente del mapa estacionario del compresor pero con el retraso que introduce la ecuación de Greitzer.

En el caso de flujo regular en el compresor se comienza con la introducción de dos valores de características conocidos (tubos de entrada y salida del compresor) y un nivel de entropía que coincide con el sentido del flujo. Otras de las variables conocidas son el valor de régimen de giro actualizado en cada instante y la solución del valor de relación de compresión  $R_c$  del instante anterior.



Se eligen los intervalos en la velocidad  $c_1$  para realizar la bisección entre una velocidad nula, es decir  $c_1=0$  y una velocidad igual a la del sonido,  $A_1= 1$ , que puede ser calculada con la característica incidente mediante el uso de las ecuaciones (4.45) o (4.46). También se puede igualar a la velocidad con respecto a la magnitud de velocidad local del sonido. Aplicando el método de la bisección se obtiene un valor de  $u_1$  como el promedio de los extremos:

$$c_1 = \frac{(c_{1\max} + c_{1\min})}{2} \quad (4.55)$$

Con este valor de velocidad se calculan la velocidad del sonido y la temperatura total a la entrada del compresor de la ecuación de la característica conocida a la entrada del compresor (4.45):

$$a_1 = \psi_1 a_{ref} + (\gamma - 1)c_1 / 2 \quad (4.56)$$

$$T_1 = \frac{a_1^2}{R\gamma} \quad (4.57)$$

$$T_{01} = T_1 + \frac{c_1^2}{2Cp} \quad (4.58)$$

A partir de aquí se puede calcular la presión estática (4.41) y total a la entrada del compresor (4.42):

$$P_1 = P_{ref} \left( \frac{A_{A1}}{a_1} \right)^{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.59)$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad (4.60)$$

$$P_{01} = P_1 \left( \frac{T_{01}}{T_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.61)$$

Conocidas todas las propiedades termodinámicas a la entrada del compresor es posible calcular el gasto másico.

$$\dot{m} = \rho_1 S_1 c_1 \quad (4.62)$$

Entrando en el mapa del compresor se obtiene la relación de compresión que habría en ese momento en estado estacionario. Mediante la ecuación (4.38) se calcula la relación de compresión no estacionaria.

$$Rc = f(N, \dot{m}) \quad (4.63)$$

$$P_{02} = P_{01} Rc \quad (4.64)$$

De la misma manera se interpola sobre el mapa del compresor el valor de rendimiento isentrópico para el gasto másico calculado. El valor de rendimiento solo entra en el cálculo del compresor si el gasto másico es positivo a través del compresor.

$$\eta = f(N, \dot{m}) \quad (4.65)$$

A partir de este rendimiento se puede calcular la temperatura a la salida del compresor.

$$T_{02} = \frac{T_{01} \left( Rc^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) + T_{01}}{\eta} \quad (4.66)$$

A la salida del compresor conocemos  $P_{02}$ ,  $T_{02}$  y  $\dot{m}$ , y podemos calcular todas las demás incógnitas. Se procede de nuevo por el método de la bisección, tomando valores extremos de la velocidad  $c_2$  cero y valor sónico como se ha procedido para calcular  $c_1$ .

$$V_2 = \frac{(c_{2\max} + c_{2\min})}{2} \quad (4.67)$$

$$\rho_2 = \frac{\dot{m}}{S_2 c_2} \quad (4.68)$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{c_2^2}{2C_p} \quad (4.69)$$

$$P_2 = \frac{\rho_2}{RT_2} \quad (4.70)$$

$$P_{02\text{encontrada}} = P_2 \left( \frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.71)$$

$$\text{error}_2 = P_{02\text{conocida}} - P_{02\text{encontrada}} \quad (4.72)$$

El cálculo se repite hasta que el error sea despreciable (se suele hacer) con una precisión de 0.01 Pascal). Con ello se consigue averiguar si la velocidad supuesta es la correcta, cuyo valor respetaría la presión y la temperatura de parada junto al gasto del compresor.

Al conocer los parámetros de entrada y de salida del compresor se calcula, por lo tanto, la característica incidente del lado por donde saldrá el fluido del compresor que es comparado al valor conocido.

$$\varepsilon_2 \text{ estimado} = \frac{\left( a_2 + \left( \frac{\gamma - 1}{2} c_2 \right) \right)}{a_{ref}} \quad (4.73)$$

$$\text{error}_1 = \varepsilon_2 \text{ estimado} - \varepsilon_2 \text{ conocido} \quad (4.74)$$

Con la minimización del error cometido entre el valor estimado y el real se da por finalizada la rutina del cálculo del compresor.

Este último error, definido por la ecuación (4.74), será la variable de control para la bisección y que se refiere a la velocidad del lado de entrada del gasto másico al compresor. Hasta que se obtenga un error bajo de un valor elegido (la precisión pedida suele ser entorno al valor  $10^{-6}$  respecto al valor de la característica incidente  $\varepsilon_2$ ) se repite el proceso de (4.55) a (4.74).

Una vez que se han minimizado cada uno de los errores, se posee un valor de velocidad de entrada que respeta la característica incidente, el nivel de entropía y un valor de velocidad de salida que es compatible con la restante variable característica, nivel de entropía de salida y cuyos valores cumplen con la ley de conservación de la masa a ambos lados del compresor.

Para la resolución el sistema se emplea la información del mapa estacionario del compresor, sin embargo el valor de la relación de compresión en cada instante de tiempo es el resultado de la relación implementada por medio de la ecuación (4.34).

La metodología de cálculo al cambiar el sentido el gasto másico en un determinado instante de tiempo y el proceso seguido mientras se mantiene dicho cambio se exponen a continuación sin que haya mayores diferencias del proceso de resolución.

En el primer instante de inversión, la velocidad del flujo pasante por el compresor es cero, por lo tanto mediante la aplicación de la fórmula de continuidad el gasto másico también es nulo, no hay un movimiento del flujo dentro de la condición compresor. En dicho instante las variables de Riemann que definen la condición de contorno entre el tubo y el compresor, se igualan en cada extremo del compresor para que el cálculo no se provoque ninguna inestabilidad dentro del sistema del WAM. Esto significa que:

$$\varepsilon_1 = \psi_1 \quad \varepsilon_2 = \psi_2 \quad (4.75)$$

Mientras que el valor de la entropía ( $A_A$ ) se iguala al valor del instante anterior, ver ecuación (4.76) para ambos extremos del compresor.

$$A_{A1(i)} = A_{A1(i-1)} \quad A_{A2(i)} = A_{A2(i-1)} \quad (4.76)$$

Manteniendo el gasto másico en el sentido posterior a la inversión, el proceso de cálculo es igual al aplicado para el sentido contrario, es decir, que no hay variación en la metodología de resolución por uno u otro sentido. La diferencia se encuentra simplemente en las variables de Riemann conocidas y las que deben ser obtenidas, ya que dependiendo del sentido del gasto másico en los tubos hay un cambio entre las variables conocidas y las que no. También hay una permutación entre el área de entrada y el área de salida debido a si el gasto másico entra o sale por la salida de compresor. Según la dirección del flujo una vez que se poseen las variables conocidas se emplea nuevamente el proceso de resolución explicado entre las ecuaciones (4.55) a (4.74) por medio del método de bisección.

Al establecer el método de cálculo del modelo de compresor se hizo un estudio de los posibles errores que pudieran aparecer dentro del cálculo con las variables de entrada, entonces al estudiar el error del cálculo se vio que poseían una característica monótona para los distintos valores introducidos, por lo que el método resolutorio de bisección se mostró como válido (muy rápida y muy precisa) entre un intervalo generado a partir de la velocidad igual a cero y la que se corresponde con un Mach igual a uno que satisface el encuentro de un valor de gasto másico y relación de compresión que cumpla con las condiciones aguas abajo y aguas arriba del compresor

Uno de los problemas encontrados residió en que el método de la bisección no admite como uno de los extremos del intervalo elegido como soluciones posibles, lo que promovía resultados anómalos por flujos a Mach casi uno o velocidad casi cero. Para resolver este problema añadiendo un pequeño post análisis de los resultados de dicha bisección: si esa se ha acercado a estos extremos al máximo de sus posibilidades, significa que la verdadera solución es el propio extremo.

Cuando el cálculo converge con los mínimos errores definidos, se consiguen los valores que proporcionan la definición del comportamiento del gasto másico en el nodo de entrada (tubo-compresor) y de salida (compresor-tubo).

Por lo tanto el instante de inversión junto al cálculo en el sentido del flujo inverso queda cerrado para la definición del comportamiento del flujo en cada condición de contorno del compresor. El programa sabe optar por la forma de cálculo

porque ejecuta un control de los resultados y si detecta una inversión de sentido de flujo manda a la rutina que haga el ejecute el cálculo de una forma o de otra, la detección se realiza por medio de la velocidad del gasto a la salida del compresor.

En la figura 4.10 se propone un esquema de bloques simplificado para mostrar la lógica del proceso de cálculo. En ella se ven las operaciones más importantes y no se han puesto las bifurcaciones secundarias de la gestión numérica del cálculo ya que tienen que ver con la elección de las fórmulas para la actualización de los invariantes junto a los valores de entropía dependiendo del sentido del flujo.

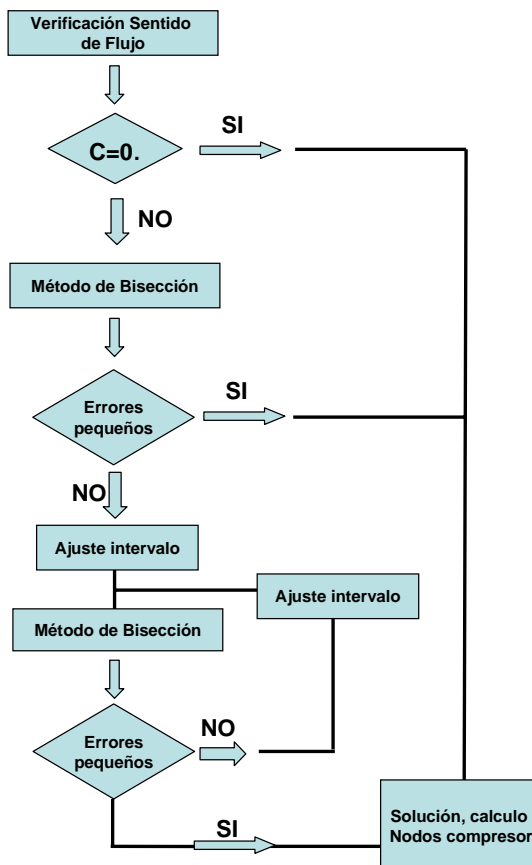


Figura 4.10 Esquema del cálculo del modelo compresor

Una vez que se obtienen todos los parámetros que definen el fluido antes y después del compresor, se calcula la potencia del compresor.

$$W_c = \dot{m}C_p(T_{02} - T_{01}) \tag{4.75}$$

Lamentablemente esta definición tiene un problema grave cuando el valor de caudal tiende a cero pues la potencia del compresor también lo hace. Por lo tanto la turbina aceleraría al compresor sin que este oponga ninguna resistencia. Sin embargo, en la realidad no existe una amplitud importante en la variación de velocidad de rotación del compresor cuando el compresor se halla el bombeo, porque las magnitudes de pérdidas mecánicas y las fricciones entre el gasto másico inverso y el rodete del compresor aumentan notoriamente. Además, las condiciones de trabajo en cada instante de tiempo varían muy rápidamente haciendo que el compresor permanezca en un valor de rotación cercano al valor de velocidad de giro al originarse el bombeo.

Sin embargo, el balance de energía entre la turbina y el compresor es definida por Fink et al, [4.29] y aplicada en un sistema similar al que se desea usar en el WAM, confirmada con el uso de información extraído de un mapa de compresor visto en el trabajo realizado por Theotokatos y Kyrtatos [4.37]. El par del compresor es expresado por una línea que es válida para todo el campo de operación del compresor en forma adimensional. Una vez hallada la curva cada valor extraído de ella se dimensiona por el método inverso y se le multiplica por la velocidad angular ya que según la definición de dicha multiplicación es la potencia por unidad de tiempo expresada por medio de la ecuación (4.75) de modo que su magnitud se emplea luego para equilibrar la potencia entregada por la turbina [4.18]. Con ellos se resuelve el problema de estabilizar el modelo en un cálculo estable cuando sobrevienen los reflujos sin que la potencia del compresor se vaya a cero.

No obstante, no se han efectuado ensayos a lo largo de esta tesis que permitan aseverar que dicho camino es correcto en la suposición hecha y que se resalta en la figura 4.6 sobre la curva lineal de par adimensional cuya pendiente es igual en la zona positiva del mapa como en la zona negativa salvo por el cambio de signo. Éste es un punto que se considera como trabajo futuro en la concepción de una fórmula capaz de equilibrar mediante sus términos la potencia del compresor junto a la de la turbina cuando el primero se encuentre inmerso en el fenómeno del bombeo, por medio de varios ensayos experimentales, moviendo un compresor mediante un sistema alternativo a la turbina y compararse con el método de adimensionalización de variables.

## 4.5 Resultado del modelo

A modo ilustrativo se presenta en este apartado un primer resultado del modelo en que se muestra la capacidad de representar el funcionamiento inestable de un compresor. Los primeros resultados muestran que al imponer un esquema de sistema de compresión tal y como los que aparecen en la bibliografía, con un tubo de entrada, el compresor, un tubo de salida al que se le acopla un depósito y por detrás de éste una válvula, se logra simular el comportamiento del compresor en dos situaciones diferentes de trabajo. Haciendo por ejemplo una simulación donde se produce una evolución desde una situación de estabilidad cerca del punto de choque manteniendo constante el régimen de giro del compresor hasta generar la entrada en bombeo producto del cambio sistemático de la válvula de contrapresión ubicada por detrás del depósito, es decir modificando la resistencia que impone al sistema creado en el modelo de WAM. En la figura 4.13 se muestra el esquema junto a la ley de válvula impuesta al sistema y como el compresor responde a dicha ley hasta su entrada en bombeo promovido por el desequilibrio entre la resistencia del sistema y el trabajo del compresor.

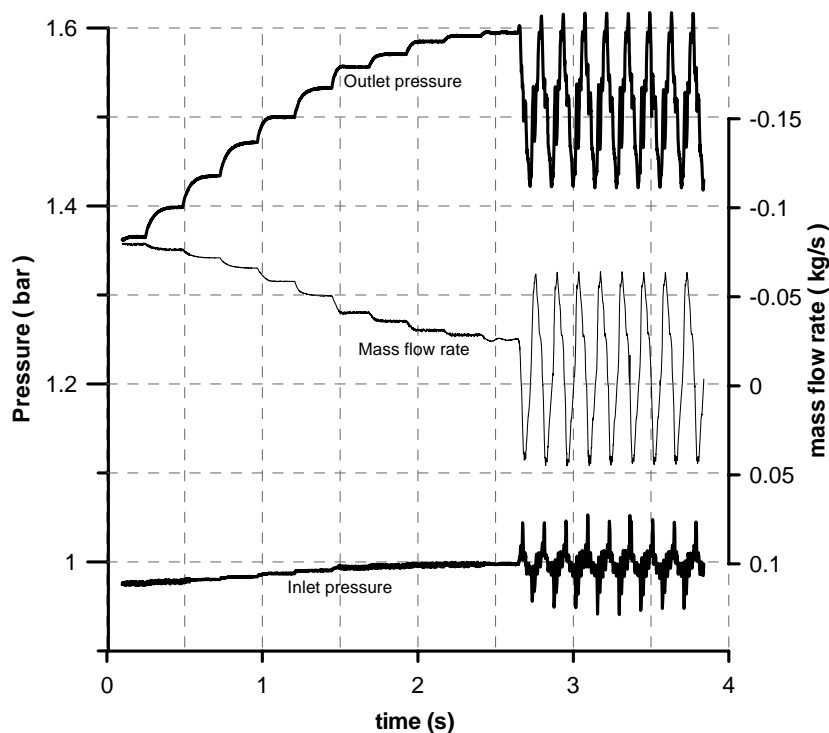


Figura 4.13 Evolución al bombeo mediante el cierre escalonado de la válvula

La evolución de las condiciones de operación del compresor se representa en este caso por medio del caudal másico de entrada cuyo valor se conserva en todo el sistema y la presión de entrada junto la presión de salida, ambas estáticas. Cabe mencionar que el resultado mostrado es para un régimen de giro constante, de manera que se mantenga la energía de la turbina adecuada a un valor constante de régimen de giro y que el propio programa lo hace en forma automática sin necesidad de ajustar el valor de régimen por el descenso del caudal a la entrada del compresor al variar la válvula de contrapresión del sistema del compresión.



## 4.6 Resumen y conclusiones

En este capítulo se ha presentado el nuevo modelo de compresor propuesto para el modelo de acción de ondas WAM, cuyo objetivo principal es predecir situaciones de bombeo de un compresor centrífugo empleado en la sobrealimentación de motores de automoción.

Primeramente se ha hecho un compendio de los modelos de compresor empleados, hasta ahora, en el WAM. Se han descrito las características más relevantes en el cálculo junto a las hipótesis de desarrollo de cada uno. En ninguno de los tres casos mostrados, es posible modelar la onda generada a partir de la inestabilidad dinámica del bombeo. Sin embargo, estos modelos antecesores al nuevo que impulsa parte de esta tesis doctoral, han servido como base del nuevo sistema de cálculo.

Como complemento a la información proporcionada por los modelos antecesores se presenta una reseña bibliográfica con aquellos modelos de compresor que se presentan como una herramienta importante mediante la cual es posible modelar distintos comportamientos del bombeo. El primer modelo que se presenta es el de Greitzer que modela un compresor axial en 0D, mediante un esquema igual a un resonador de Helmholtz capaz de relacionar la geometría aguas abajo del compresor con las propias variables del compresor mediante un parámetro adimensional  $B$  que es función de la geometría aguas abajo. Con este mismo modelo algunos autores lo emplean para ser empleado en compresores centrífugos (Hansen), otros le introducen mejoras, haciendo que el modelo sea más versátil y robusto imponiendo un balance de energía entre el compresor y la turbina (Fink). Con este mismo modelo otros autores entre los que se destacan Epstein o Simon lo emplean en sus estudios sobre el control activo por medio de un esquema como el de Greitzer, pero con alteraciones al sistema esquematizado como un resonador como el caso visto de la pared móvil sobre un depósito situado por detrás del compresor. También se enumeran autores que han impuesto el modelo a un sistema de modelo de motor sobrealimentado, similares a los casos modelados e investigados en el WAM, aunque mucho más robustos que los modelos de llenado y vaciados que se encuentran en la bibliografía.

Otros tipos de modelos creados para comprobar la inestabilidad del bombeo en un sistema cualquiera, es presentado por Moore, quien emplea la base del modelo de Greitzer pero más completo, porque de 0D, se pasa a 2D, aunque en este caso sólo se representa dicha dimensión en la llamada área de entrada del compresor. El modelo es capaz de calcular el comportamiento radial del fluido sobre dicha área además de hacerlo longitudinalmente con ello Moore trata de modelar el comportamiento radial de la inestabilidad "rotating stall" y axial (bombeo).

Junto al modelo de Moore se destaca el modelo de Skopil, que por su planteamiento es muy similar a las ecuaciones que gobiernan los cálculos del WAM. De este último modelo no se aporta una descripción exhaustiva, pero se muestra claramente que el modelo es capaz de representar la señal de presión causada por el fenómeno en sí mismo. Sin embargo, también se menciona un problema de seguimiento en algunas ocasiones producidas por un problema de retardo en el tiempo.

Se ha presentado el modelo de compresor que se propone en esta tesis. Se trata de un modelo que actúa como condicione de contorno en el cálculo de dos conductos. El cálculo utiliza el método de las características para realizar la conexión entre el modelo de compresor y los conductos. Se plantea un sistema de ecuaciones formado por las características incidentes a la entrada y a la salida, la de continuidad, la de incremento de presión en el compresor y la del rendimiento del compresor. La forma de introducir la hipótesis de Greitzer de que la relación de compresión del compresor varía con un retardo en relación a la cuasi-estacionaria representada en el mapa del compresor.

También es necesario en el modelo trabajar con un mapa de compresor extendido a la zona de bombeo y a la de flujo inverso. El sistema de ecuaciones propuesto se resuelve por un procedimiento iterativo en el que a partir de las velocidades supuestas a la entrada y salida de compresor utilizando el método de la bisección se llega a las condiciones termodinámicas que satisfacen el sistema.

Los primeros cálculos realizados muestran que el modelo propuesto es capaz de representar de forma adecuada la entrada en bombeo de un compresor.

## 4.7 Bibliografía

- [4.1] Torregrosa, A.J., Serrano, J.R., Dopazo, J.A., Soltani, S., "Experiments on Wave Transmission and Reflection by Turbochargers in Diesel Operating Conditions", SAE, 2006-01-0022.
- [4.2] Elder, R.L., Gill, M.E., "A Discussion of the Factors Affecting Surge in Centrifugal Compressors", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1985, Vol. 107, pp. 499-506.
- [4.3] Sparks, C.R., "On the Transient Interaction of Centrifugal Compressors and Their Piping Systems", ASME, Journal of Engineering for Power, October 1983, Vol. 105, pp. 891-901. pp. 891-901.
- [4.4] Raily, J.W., Ekerol, H., "Influence of a Closely Coupled Throttle on the Stalling Behavior of a Radial Compressor Stage", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1985, Vol. 107 pp. 522-527.
- [4.5] Kim, Y., Engeda, A., Aungier, R., Direnzi, G., "The Influence of Inlet Flow Distortion on the Performance of the Centrifugal Compressor and the Development of an Improved Inlet Using Numerical Simulations", IMechE, Part A: Journal of Power and Energy 2001, Vol. 215 pp. 323-338.
- [4.6] Payri, F., Benajes, J., Galindo, J., Serrano, J.R., "Modelling of Turbocharged Diesel Engines in Transient Operation. Part 2: Wave Action Models for Calculating the Transient Operation in a High Speed Direct Injection Engine", Proc. IMechE Part D: J. Automobile Engineering 2002, Vol.216 pp.479-493.
- [4.7] Payri, F., Corberán, J.M., Boada, F., "Modification to the Method of Characteristics for the Gas Exchange Process in the Internal Combustion Engines", Proc. IMechE part D-J. Automotive Eng., 1986, Vol.200 pp. 259-266.
- [4.8] Payri, F., Benajes, J., Chust, M.D., "Programme pour l' étude assistée par Ordinateur Système d'admission et d'échappement de Moteurs", Entropie, 1991, Vol. 162, pp. 17-23.

- [4.9] Desantes, J.M., Chust, M.D., Llorens, J., "Análisis Comparativo de Métodos Numéricos para la Resolución del Flujo no Estacionario en Colectores de Motores de Combustión Interna Alternativos", 1993, Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería.
- [4.10] Corberán, J.M., "Contribución al Modelado del Proceso de Renovación de la Carga en Motores de Combustión Interna alternativos", Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia.
- [4.11] Reyes M., "Contribución al Modelado del Proceso de Transferencia de calor en Colectores de Escape de Motores Alternativos", Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia
- [4.12] Galindo, J. L., "Diseño de Uniones de Colectores de Escape de Motores Alternativos", Tesis Doctoral, Universidad politécnica de Valencia.
- [4.13] Cervello, C., "Contribución a la Caracterización Experimental y al Modelado de Turbinas de Geometría Variable en Grupos de Sobrealimentación", Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia.
- [4.14] Payri, F., Boada, F., Requejo, I., "Modelado del Cálculo para la Determinación de las Condiciones de Trabajo de Motores Turboalimentados". Publicación Departamento de Maquinas y Motores Térmicos CMT-8711 pp. 99-105, Universidad Politécnica de Valencia.
- [4.15] Gascon, Ll., "Estudio de Esquemas en Diferencias Finitas para el Cálculo del Flujo Compresible Unidimensional no estacionario y no Isentrópico". Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. 1995.
- [4.16] Arnau, F.J., "Aportaciones al Calculo Numérico para el Modelado del Flujo Unidimensional en Conductos de M.C.I.A.", Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia.
- [4.17] Riemann, B., "Über die Fortpflanzung ebener Luftwellen von endlicher Schwingungsweite", Gott. Abh., 1958. Vol.8 (Math.) pp.43-65.
- [4.18] Watson, N., Janota, M.S., "Turbocharging the Internal Combustion Engine", MacMillen Publishers Ltd, 1982 ISBN 0-333-24290-4.
- [4.19] Serrano, J.R., "Análisis y Modelado del Transitorio de Carga en MEC Turboalimentados", Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia

- [4.20] Serrano, J.R., Climent, H., Arnau, F.J., Traumat, G., "Global Analysis of the EGR Circuit in a HSDI Diesel Engine in Transient Operation", SAE 2005-01-0699.
- [4.21] Lázaro, J.L., Garcia-Bernard, Pérez C., Galindo, L., Climent, H., Arnau, F.J., "Cooled EGR Modulation: A Strategy to meet EURO IV Emission Standards in Automotive DI Diesel Engines", SAE 2002, 2002-01-1154.
- [4.22] Requejo, I., "Contribución al Modelado de los Grupos de Turbosobrealimentación de los Motores de Combustión Interna Alternativos", Tesis Doctoral, 1987, Barcelona, 1987.
- [4.23] Benson, R.S., "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines Vol.I", Oxford Clarendon Press, 1982.
- [4.24] Emmons, H.W., Pearson, C.E., and Grant, H.P., "Compressor Surge and Stall Propagation", ASME Vol.77 N° 4, May 1955, pp. 455-469.
- [4.25] Greitzer, E.M., "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model", ASME, Journal of Engineering for Power, April 1976, vol.98 pp.190-198.
- [4.26] Huppert, M.C., "Compressor Surge", NASA SP-36, August 1965, pp. 331-340.
- [4.27] Greitzer, E.M., "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part II: Experimental Results and Comparison with Theory", ASME, Journal of Engineering for Power, April 1976, vol.98 pp.199-217.
- [4.28] Hansen, K.E., Jorgensen, P., Larsen, P.S., "Experimental and Theoretical Study of Surge in a Small Centrifugal Compressor", ASME, Journal of Fluids Engineering, September 1981, Vol. 103 pp. 391-395.
- [4.29] Fink, D.A., Cumpsty, N.A., Greitzer, E.M., "Surge Dynamics in Free Spool Centrifugal Compressor System", ASME, Journal of Turbomachinery, April 1992, Vol.114, pp. 321-332.
- [4.30] Koff, S.G., Greitzer, E.M., "Axisymmetrically Stalled Flow Performance for Multistage Axial Compressors", ASME, Journal of Turbomachinery October 1986, Vol. 108, pp. 216-223.

- [4.31] Gravdahl, J.T., Willems, F., de Jager, B., Egeland, O., "Modeling for Surge Control of Centrifugal Compressors: Comparison with Experiment", Proceeding of the 39<sup>th</sup> IEEE Conference, December 2000, pp. 1341-1346.
- [4.32] Epstein, A.H., Ffowcs Williams J.E., Greitzer E.M., "Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachinery", Journal Propulsion, Vol. 5 N<sup>o</sup>2, March-April 1989, pp. 204-211.
- [4.33] Ffowcs Williams, J.E., Huang, X.Y., "Active Stabilization of Compressor Surge", Journal of Fluid Mechanic 1989, Vol. 204. pp. 245-262.
- [4.34] Gysling, D.L., Dugundji J., Greitzer, E.M., Epstein A.H., "Dynamic Control of Centrifugal Compressor Surge Using Tailored Structures", ASME Journal of Turbomachinery, October 1991, Vol. 113. pp. 710-722.
- [4.35] Pinsley, J.E., Guenette, G.R., Epstein A.H., Greitzer E.M., "Active Stabilization of Centrifugal Surge", Journal of Turbomachinery, October 1991, Vol.113, pp. 723-732.
- [4.36] Simon, J.S., Valavani, L., Epstein, A.H., Greitzer, E.M., "Evaluation of Approaches to Active Compressor Surge Stabilization", ASME, Journal of Tubomachinery, January 1993, Vol. 115.pp. 57-67.
- [4.37] Theotokatos, G., Kyrtatos, N.P., "Diesel Engine Transient Operation with Turbocharger Compressor Surging", SAE 2001-01-1241, 2001.
- [4.38] Rakopoulos C.D., Michos C.N., Giakoumis E.G., "A Computational Study of Compressor Surge During Transient Operation of Turbocharged Diesel Engines", International Journal of Alternative Propulsion (IJAP), Vol. 1, No. 2/3, 2007.
- [4.39] Talon, V., Tabet, T., Castric, S., Emery, P., "Engine Control Model Based Design with Achille Library", E-COSM- Rencontres Scientifiques de l'IFP, Octobre 2006.
- [4.40] Chesse, P., Hétét, J.F., Tauzia, X., Roy, P., Inozu, B., "Performance Simulation of Sequentially Turbocharger Marine Diesel Engines with Applications to Compressor Surge", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1985, Vol. 107 pp. 562-569.

- [4.41] Moore, F.K., Greitzer, E.M., "A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression System: Part I: Development of Equations", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 1986, vol.108 pp. 68-76.
- [4.42] Day I.J., Greitzer, E.M., Cumpsty, N.A., "Prediction of Compressor Performance in Rotating Stall", ASME, Journal of Engineering for Power, January 1978 Vol.100 N°1. pp 1-14.
- [4.43] Chesse, P., Hétét, J.F., Frayret, J.P., "Détermination par Simulation d` une Zone Critique des Champs Compresseur Située entre le Pompage et la Stabilité. Application aux Moteurs Diesel de Forte Puissance", ENTROPIE, N° 201, 1996, pp. 9-18.
- [4.44] Japikse, D., "Centrifugal Compressor Design and Performance", Concepts ETI, Inc. 1996, ISBN 0-933283-03-2.
- [4.45] Skopil, M., Bulaty, T., "Calculation of Compressor Surge with Unsteady Flow Model", IMechE 1998, C554/018. pp. 218-225.





## 5 Estudio de las condiciones aguas arriba del compresor.

5.1	INTRODUCCIÓN .....	172
5.2	CODOS.....	174
5.2.1	<i>Geometría.....</i>	<i>174</i>
5.2.2	<i>Ensayo en banco de turbos.....</i>	<i>177</i>
5.2.3	<i>Estudio en CFD.....</i>	<i>183</i>
5.2.4	<i>Análisis de la pérdida de carga.....</i>	<i>189</i>
5.3	CONO .....	193
5.3.1	<i>Cono en admisión de motor.....</i>	<i>197</i>
5.3.2	<i>Cono en CFD .....</i>	<i>198</i>
5.4	SWIRL .....	200
5.4.1	<i>Generador de Swirl. ....</i>	<i>200</i>
5.4.2	<i>Estudio en banco de flujo .....</i>	<i>203</i>
5.4.3	<i>Ensayo en banco de turbos.....</i>	<i>207</i>
5.4.4	<i>Análisis conjunto de resultados .....</i>	<i>211</i>
5.4.5	<i>Estudio en CFD .....</i>	<i>215</i>
5.4.6	<i>Análisis de velocidades en el inductor.....</i>	<i>220</i>
5.5	CONCLUSIONES .....	224
5.6	BIBLIOGRAFÍA .....	227

## 5.1 Introducción

Como se ha mencionado en el capítulo 2, el funcionamiento de un compresor centrífugo de sobrealimentación depende en gran medida de lugar geométrico en que se emplace. Es así que muchas investigaciones apuntan sobre mejorar o atenuar inestabilidades en las prestaciones operacionales del compresor por medio de elementos que afecten el comportamiento dinámico del fluido sobre las palas del rotor. Las mejoras apuntan a lograr un retraso en la aparición del bombeo o bien alcanzar relaciones de compresión más altas. Lamentablemente, así como existen elementos que por su confección pueden ayudar a mejorar las prestaciones bajo unas condiciones de funcionamiento dadas (Capítulo 2), existen circunstancias donde sucede lo contrario, se empeora o amplifica las inestabilidades en el compresor. En éste capítulo se trata de explicar la diversidad de formas que pueden responder a los objetivos mencionados sobre el comportamiento de un compresor centrífugo en función de las condiciones geométricas a su entrada (aguas arriba).

En la bibliografía algunos trabajos proponen elementos geométricos originales que contribuyen a la mejora del rango de operación tanto en flujo másico como en incremento de presión del compresor para una misma velocidad de giro del rotor. La mayoría de las investigaciones apuntan a la realización de artilugios capaces de trasladar la línea de bombeo del mapa hacia valores de gasto másicos más pequeños.

Entre alguno de los varios ejemplos de artilugios empleados en modificar la operación del compresor, se destacan el sistema de "IGV" (vanos de geometría variable), el sistema "bleed" de venas secundarias que alivian el desprendimiento de la capa límite sobre la superficie del inductor evitando el bloqueo del mismo o bien el denominado sistema "VGC" que se refiere al compresor de vanos variables en el difusor, donde para una misma velocidad de giro y mismo gasto másico puede aumentar o bien disminuir la relación de compresión dependiendo de la zona de funcionamiento dentro del mapa. Cada uno de los aparatos mencionados se recogen de diferentes publicaciones [5.1][5.2][5.3][5.4]. Sin embargo existen otros métodos alternativos como por ejemplo el sistema de inyección de aire que puede adecuarse a la entrada del compresor generando Swirl [5.5], o bien que dicho aire puede estar inyectado en la zona del difusor [5.6]. Sin embargo existe también la posibilidad que la inyección no se haga por aire sino por otro elemento como algún líquido, (Pinkus [5.7]), que mejora el rendimiento del compresor en un compresor de uso industrial.

Considerando las exigencias de las distintas industrias sobre el uso de los compresores centrífugos, una de las más preocupadas en estos últimos años por el correcto desempeño del gasto másico en la entrada del compresor, es la automotriz.

En ella los desarrollos en diseños de admisión se basan en la creciente preocupación en afectar lo menos posible la estabilidad del compresor.

La implementación de una estrategia para instaurar un sistema que garantice la mejora de operación o la estabilidad de la sobrealimentación es un factor importante a tener en cuenta en la automoción porque esta más que probado sus ventajas ya que como resultado global se logra una mejora del funcionamiento del motor en general. Es importante tener en cuenta que según se menciona en [5.8] las distorsiones descienden el incremento de presión requerido por el motor, según Kim et al. [5.9] las distorsiones en el campo fluido causadas por una determinada geometría aguas arriba del compresor puede afectar a su trabajo por lo que es necesario un buen acondicionamiento de dicha geometría. Por lo tanto, para evitar una situación indeseable las geometrías insertadas delante del compresor se diseñan tratando de evitar que ocurran luego problemas de funcionamiento en el motor.

En este capítulo que comienza se establece dos prioridades sobre la relación entre las condiciones aguas arriba y el compresor, referidas a asegurar la estabilidad dinámica del flujo y la mejora de la estabilidad del compresor. La primera de ellas refiere al diseño de geometrías que no promuevan modificaciones en el campo fluido que afecten a la estabilidad del compresor. La segunda, en cambio, radica en la posibilidad de mejorar el funcionamiento del compresor en cuanto a estabilidad, es decir, modificar la línea de bombeo a valores más pequeños de gasto másico.

La línea de admisión completamente axial es la considerada óptima para un compresor de sobrealimentación pues no posee ninguna restricción y su área transversal atravesada por el flujo, es como mínimo, igual a la entrada del compresor. Sin embargo hoy en día esta configuración rara vez es implementada los motores, los cuales dejan cada vez menos espacios para el acoplamiento de elementos de admisión axiales que son reemplazadas por ejemplo insertando configuraciones coditas. Estas entradas introducen una estructura dinámica en el fluido que puede ser corroborada en el trabajo presentado por Engada et al. [5.10] y cuya interferencias dinámicas en el fluido puede aumentar o disminuir cuando se las sitúa a una determinada longitud del inductor [5.8].

En éste capítulo se expone el estudio realizado sobre la diferencia de comportamiento de un compresor centrífugo de automoción con una geometría a 90 grados y la inclusión de una geometría cónica investigando las consecuencias del comportamiento del campo fluido y sus consecuencias sobre el compresor. Por otra parte se procede a un estudio con generación del Swirl a la entrada del compresor con la intención de evidenciar un cambio en la estabilidad del compresor de forma controlada.

## 5.2 Codos

Como se ha visto en el capítulo 2, es posible emplear otras geometrías alternativas, algunas más sencillas que otras que se colocan a la entrada de compresor con el fin de mejorar la estabilidad sobre zona de bombeo uniformizando la distribución del flujo en toda el área transversal de paso a su entrada, si no es posible acomodar una admisión donde el fluido conserve un comportamiento similar a la admisión axial. En una entrada a 90 grados situada muy cerca del inductor del compresor puede afectar al comportamiento del fluido que a su vez afecte el trabajo de las palas del compresor.

Se ha comprobado por medio del estudio bibliográfico que cualquier elemento que se imponga delante del compresor altera su funcionamiento cerca de la zonas de inestabilidad como la zona en que se sitúan los puntos de bombeo, como por ejemplo acomodando sistemas de “sangrado” [5.11], IGV axiales [5.12] o bien a 90° [5.13]. En éste estudio sobre un codo cuyas características geométricas son sencillas se procede a evaluar la variación del radio de curvatura de forma de catalogar cual es la incidencia de este parámetro sobre el trabajo del compresor cuando el área transversal en forma circular a lo largo de toda la línea de admisión permanece constante, por otra parte se procede a la variación de la distancia entre la ubicación del codo con respecto a la entrada del compresor. El objetivo del estudio es comprobar que hay que tener en cuenta como importante en la geometría de un codo a la cual se le asocia la modificación del comportamiento del compresor.

El procedimiento llevado a cabo en el estudio consta de un parte experimental y de modelado en CFD. Las medidas experimentales son realizadas en el banco de turbos y en el banco de flujo, este último empleado en la caracterización de cada uno de los codos empleados en éste estudio.

### 5.2.1 Geometría

El compresor empleado para los ensayos posee una entrada circular con un diámetro de 55mm en cuyo interior se aloja una entrada cónica incorporada a la carcasa de 12° que se extiende en su interior hasta el inductor (borde de ataque de las palas del rotor), donde el diámetro del área transversal se reduce hasta los 39mm permaneciendo siempre con una sección circular. En cada codo empleado el área es circular y constante en toda su sección, la misma sección que a su vez posee el conducto alojado aguas arriba del codo donde se ubican los puntos de medida de presión, temperatura y gasto másico consumido por el compresor centrífugo. Por medio de esta configuración de admisión aguas arriba del compresor se asegura que

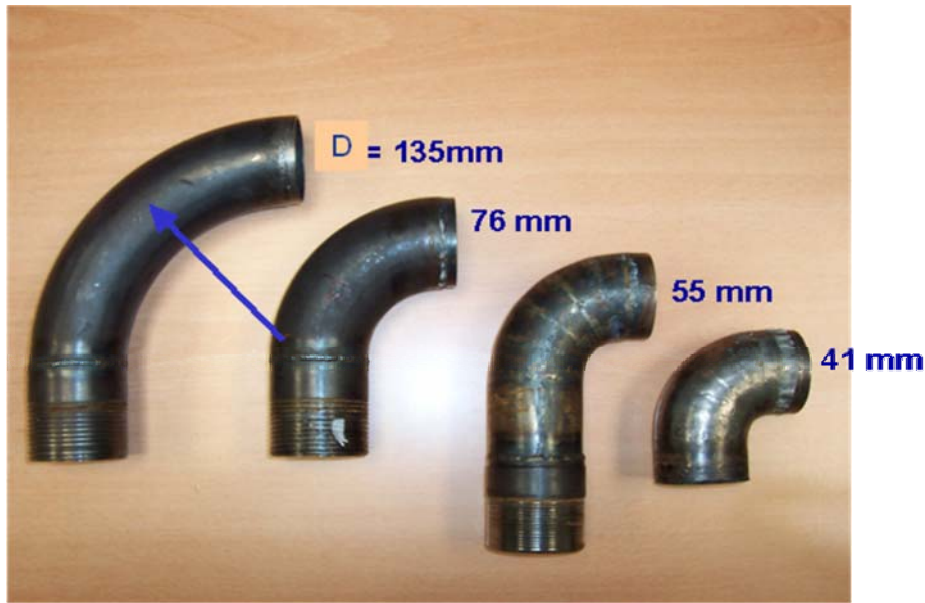
la sección transversal posea la misma área desde el comienzo de la línea hasta la hasta la entrada del compresor donde comienza la conicidad que posee la propia carcasa y que se reduce hasta una sección igual a la altura del inductor de las palas centrífugas.

La organización de los estudios junto a los resultados obtenidos son descriptas a continuación en forma de tabla, dando a conocer las configuraciones obtenidas de la variación de los parámetros explicados, es decir, el radio de curvatura y la posición relativa a la entrada del compresor. Por lo tanto cada configuración se resume en la siguiente tabla:

<b>Configuración</b>	<b>Radio de Curvatura</b>	<b>Distancia al compresor</b>
axial	-----	-----
Codo 90º	41mm	0mm
Codo 90º	41mm	55mm
Codo 90º	41mm	110mm
Codo 90º	55mm	0mm
Codo 90º	76mm	0mm
Codo 90º	135mm	0mm
Codo 90º	0mm	0mm

*Tabla 5.1 Configuraciones realizadas en el segundo estudio de codos*

En los ensayos todos los radios de curvatura disponibles son puestos a la distancia nula, mientras que solo el codo de 41mm se le ubica a una distancia del compresor de 55 y 110mm. La elección no es aleatoria debido a que se espera que el radio más pequeño sea más influyente sobre el funcionamiento del compresor. La elección de variar la distancia a la entrada del compresor con el codo con menor radio de curvatura obedece a la posibilidad de obtener alguna diferencia en los resultados, ya que por ejemplo Ariga et al. [5.14] afirman que la cercanía del elemento que afecta al compresor es más efectivo a causar problemas de estabilidad del fluido y por ende en el compresor. Cada codo se presenta en la figura 5.1, en la que se resalta la diferencia de curvatura entre ambos. Cada resultado obtenido con cada uno de ellos ha sido obtenido en el banco de turbos caracterizando un mapa de compresor por cada configuración enunciada en la tabla 5.1.



*Figura 5.1 Codos empleados en el segundo estudio*

Primeramente se caracteriza el mapa del compresor mediante el empleo de una admisión axial cuyo resultado se muestra en la figura 5.2. Esta configuración consta únicamente de un tubo de 800mm de largo de sección circular con un diámetro de 55mm de interior que luego es puesto aguas arriba del codo que se enfrenta a la entrada del compresor. Las medidas se han realizado ajustadas a las normas vinculadas a la caracterización de compresores dictaminadas en las publicaciones [5.15][5.16] y que han sido expuestas en el capítulo 3, el cual refiere a las herramientas experimentales de uso en la realización de cada uno de los estudios con los que consta ésta tesis doctoral. La medición axial se realiza para ser luego tomada como base de comparación a medida que se obtienen los resultados con las distintas geometrías acodadas a implementar en la admisión del compresor.

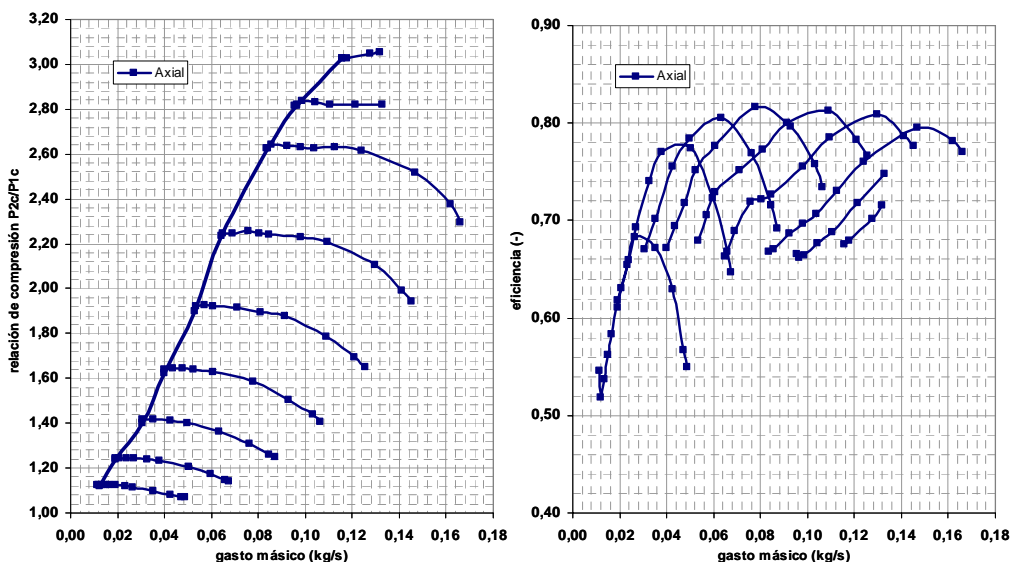


Figura 5.2 Mapa de compresores relación de compresión y rendimientos (configuración axial)

### 5.2.2 Ensayo en banco de turbos.

La primera configuración ensayada corresponde al codo de radio de curvatura 41mm y distintas distancias relativas a la entrada al compresor, 0mm, 55mm y 110mm, cada una de ellas proporcionales al diámetro de entrada del compresor, es decir que se traduce como cero diámetros, un diámetro y dos diámetros. En la figura 5.3 se presenta junto con la configuración axial cada uno de los mapas obtenidos a cada una de dichas distancias.

En la superposición de los cuatro mapas (axial, y 3 posiciones) se observa que el mapa a la distancia más pequeña registra un movimiento de la línea de bombeo de carácter positivo respecto de la definida para la admisión axial (la línea de bombeo se mueve a valores más pequeños de gasto másico para un mismo régimen de giro), aunque también existe una consecuencia negativa sobre el resto del mapa ya que no se alcanzan los valores de relación de compresión a los que se llega mediante la configuración axial, sin embargo la tendencia de la pérdida de presión en cada uno de los puntos que componen en campo del mapa van en disminución llegando a obtener resultados semejantes al axial al alejar el codo del compresor, pero con el alejamiento del codo se pierde el movimiento positivo de la línea de bombeo conseguido al situar el codo muy cerca de la entrada.

Las diferencias entre los valores de relación de compresión con cada una de las distancias para el mismo valor de gasto másico aumenta o disminuye al igual que

la incidencia sobre los puntos de bombeo a medida que el codo se acerca o se aleja del compresor. Por lo tanto es evidente que hay un cambio del comportamiento dinámico del gasto efectuado a su paso por el codo que se atenúa o crece a una determinada distancia de su salida y que por ello puede afectar en mayor y menor medida dependiendo de la ubicación relativa entre la entrada del compresor y la salida del codo.

El desplazamiento positivo de la línea de bombeo posee una progresión que concuerda perfectamente con el descenso de la distancia a la que se ubica el codo. Para una distancia de 2 diámetros la línea de bombeo retrocede hasta coincidir con los puntos de bombeo resultado de la configuración axial, sin embargo existe una pequeña mejoría en los dos últimos regimenes (180 y 190 krpm) los cuales poseen los puntos de bombeo con más altos valores en parámetros de gasto másico, relación de compresión y de velocidad de entrada al compresor.

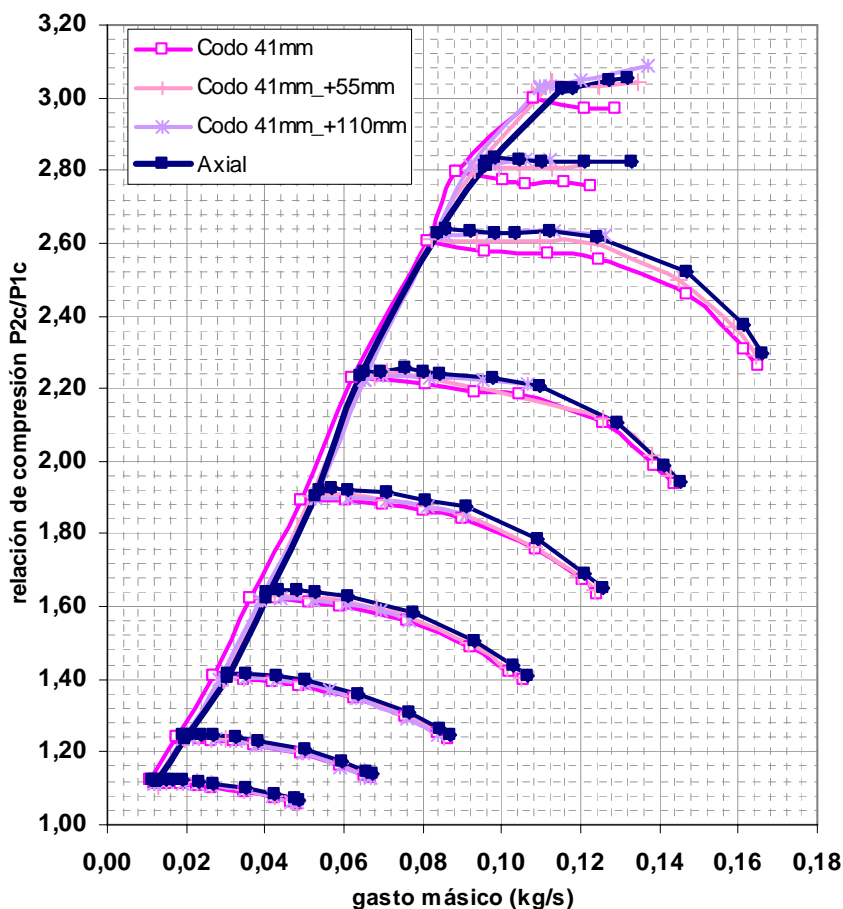


Figura 5.3 Comparación mapa axiales codo de 41mm a 0, 55 y 110 mm de distancia



Analizando cuantitativamente las diferencias entre los valores de relación de compresión se extrae que entre el mapa axial y la distancia más cercana hay una variación de relación de compresión de 0,01 en 0,05 kg/s para una velocidad de 90krpm, mientras que a 130 krpm y 0,09 kg/s la diferencia entre ambos aumenta a 0,02. Sin embargo la diferencia más abultada se haya en los regimenes más altos, así por ejemplo a una velocidad de rotación del compresor de 180 krpm y un gasto másico de 0,12 kg/s la diferencia crece hasta alcanzar los 0,04. Igualmente estas diferencias no son tan importantes si se consideran además las curvas perteneciente a los dos mapas restantes de las otras distancias porque estas últimas se hallan entre medio de los valores diferenciales de relación de compresión mencionados. Por lo tanto se puede asegurar que dichas diferencias no son significativas al apartar el codo del compresor salvo en los valores de velocidad de giro altos (180 y 190 krpm).

Continuando con el estudio aguas arriba del compresor se implementan los restantes codos a distintos valores de radio (55, 76 y 135 mm). Por cada uno de los codos se caracteriza un mapa de compresor y a una misma distancia (la más cercana al compresor ensayada anteriormente). Cada uno de ellos es comparado entre sí empleando como base la configuración axial (figura 5.4). Al imponer los cinco mapas (axial, 41 55, 76 y 135 mm) se observa una clara convergencia hacia el mapa axial conforme aumenta el radio de curvatura y descienden las consecuencias evidenciadas por la pérdida de presión causada por la presencia del codo, al alcanzar los valores de relación de compresión para cada velocidad constante de giro. En la comparación gráfica se observa que el valor de radio 41 mm causa un efecto de avance positivo sobre la línea de bombeo original (axial), pero genera una perdida de carga que desfavorece el resultado de relación de compresión en el resto de puntos pertenecientes al mapa, al como se ha visto en la figura 5.3. Las pérdidas de carga disminuyen a medida que los valores de radio de curvatura crecen, pues la relación de compresión se recupera para los valores de 55 y 76 mm siendo el codo con el mayor radio de curvatura el que presenta unos valores similares a los que se pueden obtener usando la configuración axial (figura 5.2). Por lo tanto la afección del codo sobre el comportamiento del gasto másico que lo atraviesa dependerá de lo cerrada que sea la curva que genera su curvatura.

Además de haber una variación de las curvas de cada uno de los mapas mostrados en la figura también es de destacar la variación existente en la zona de los puntos de bombeo por la presencia de cada codo. En la figura 5.5 se presentan cada una de las líneas de bombeo definidas por medio del análisis espectral del parámetro de presión o bien por medio de la temperatura de entrada amabas explicadas en el capítulo 3 dentro del cual se hace referencia a la definición de un punto de bombeo para cualquier velocidad de rotación del compresor.

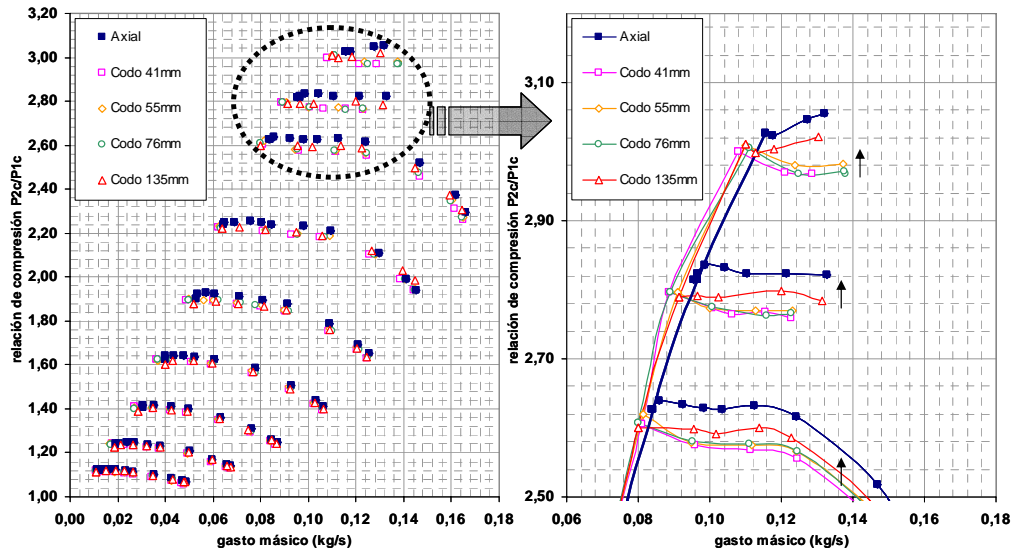


Figura 5.4 Comparación entre axial y codos de 41, 55, 76 y 135 mm a 0mm de distancia

Al pintar solo las curvas de bombeo entre cada una de las configuraciones medidas se logra registrar una tendencia. Las líneas de bombeo, definida para cada una de las configuraciones, sufren un movimiento entre sí que se encuentra ligada al valor del radio de curvatura de los codos. Aquellos que tienen menor valor de radio poseen una línea de bombeo que se aleja de los valores pertenecientes a la línea definida mediante la configuración axial, el movimiento es positivo, por lo tanto obedece a una mejora de estabilidad a valores más pequeños de gasto másico. Sin embargo a medida que el radio de curvatura aumenta la mejora alcanzada disminuye hasta nuevamente arribar a la línea de bombeo con la configuración axial. El resultado de la línea de bombeo con el codo de 135 mm es similar al caracterizado con la configuración axial. Por lo tanto el comportamiento en la zona de bombeo con cada uno de los codos es similar al análisis de los resultados con los valores de relación de compresión, donde el codo de 135 mm (radio mayor) posee la menor diferencia con los puntos hallados con una admisión recta.

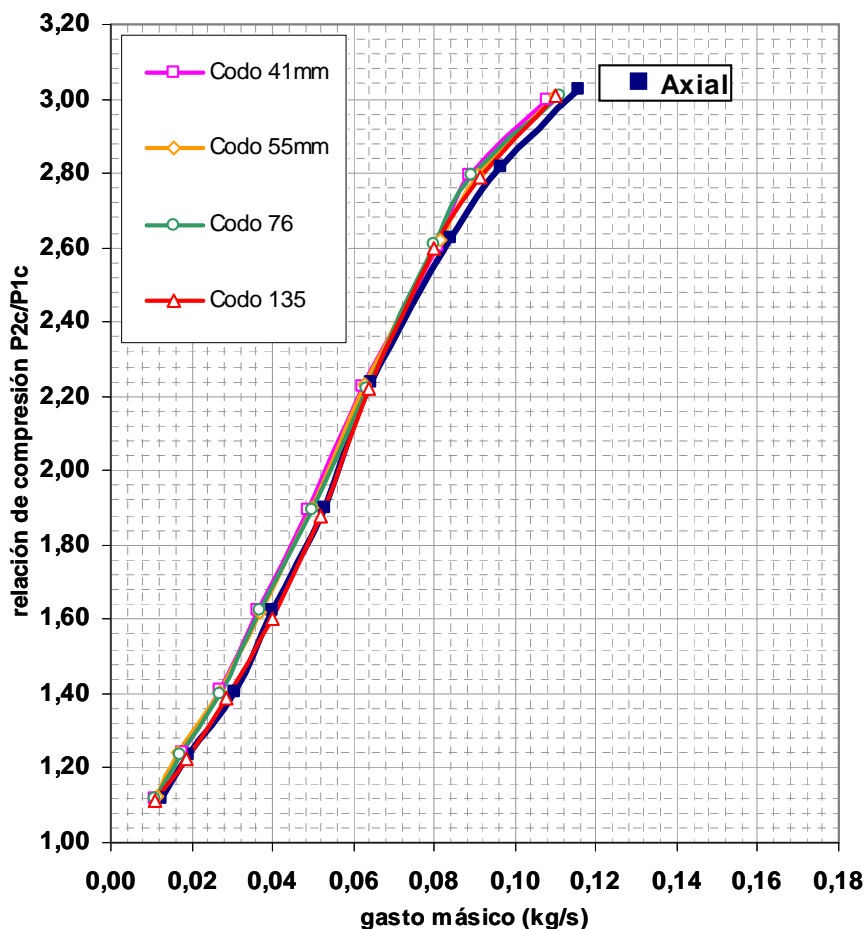


Figura 5.5 Línea de bombeo axial junto a las obtenidas con los codos a la misma ubicación.

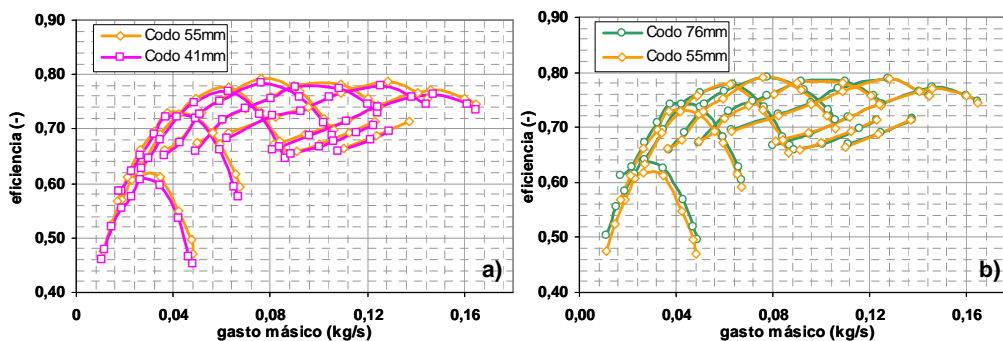
El análisis de las diferencias, que se obtienen con respecto a los valores pertenecientes a la zona de bombeo y al resto del mapa, se completa con los resultados de los valores de rendimiento del compresor con cada configuración.

En la figura 5.6 se presentan la comparación entre los valores de rendimiento obtenido por cada uno de los codos evaluados. Claramente se puede apreciar como el rendimiento en cada una de las curvas medidas a régimen constante evidencian una mejora conforme se aumenta el valor del radio de curvatura. En la figura 5.6a, se comparan, primero, los valores de eficiencia del codo de 41 mm con los pertenecientes al valor de 55mm de radio. En la gráfica, éste último valor de radio posee valores de eficiencia superiores al primero. En la figura 5.6b se comparan nuevamente los valores de rendimiento del codo de 55mm esta vez junto al resultado obtenido con el codo de

76mm. En esta comparación, el último codo de mayor radio posee todos sus valores de rendimiento por encima del primero, por lo tanto, esto significa que también es mayor en comparación con los valores pertenecientes al codo de 41mm. La progresión de mejora de los valores en eficiencia se repite al comparar las curvas de los codos de 76 mm y 135 mm (figura 5.6c) donde el de mayor radio de curvatura es superior al menor aunque sin haber diferencias significativas entre ambos. Por lo tanto con un valor de 135 mm se obtienen los mejores valores de rendimiento entre cada uno de los codos. Evidentemente existe una mejora de los valores de rendimiento de cada una de estas configuraciones relacionadas con el aumento del valor del radio en los codos.

Al comparar el codo de 135 mm junto a los valores de rendimiento de la configuración axial (figura 5.6d), se evidencia que ambas configuraciones coinciden o tienen leves variaciones en cada una de las curvas de rendimiento aunque los valores del codo se encuentren por debajo del valor axial en algunas zonas de la grafica, Sin embargo en general las diferencias existentes entre los valores de eficiencia no son significativos como los que se pueden observar al comparar las cifras entre el codo de 41 mm y la configuración axial (figura 5.6f).

Entorno a las configuraciones medidas variando la distancia relativa entre el codo de radio de curvatura de 41mm y la entrada al compresor, se muestra una comparación entre los puntos de rendimiento de cada una de las distancias y los obtenidos por media de la admisión axial. La representación gráfica mostrada por medio de la figura 5.6e y figura 5.6f, evidencian una diferencia entre los valores de las distintas distancias y el axial. A medida que la distancia aumenta entre el compresor y el codo, los valores de rendimiento mejoran, es decir hay una clara relación entre el valor de la distancia a la que se ubica el codo de 41mm respecto de cómo afecta a la eficiencia del compresor, tal como sucede con los otros parámetros analizados (bombeo y relación de compresión). Conforme esta distancia se hace mayor los valores de rendimiento tienden a los valores de la configuración axial.



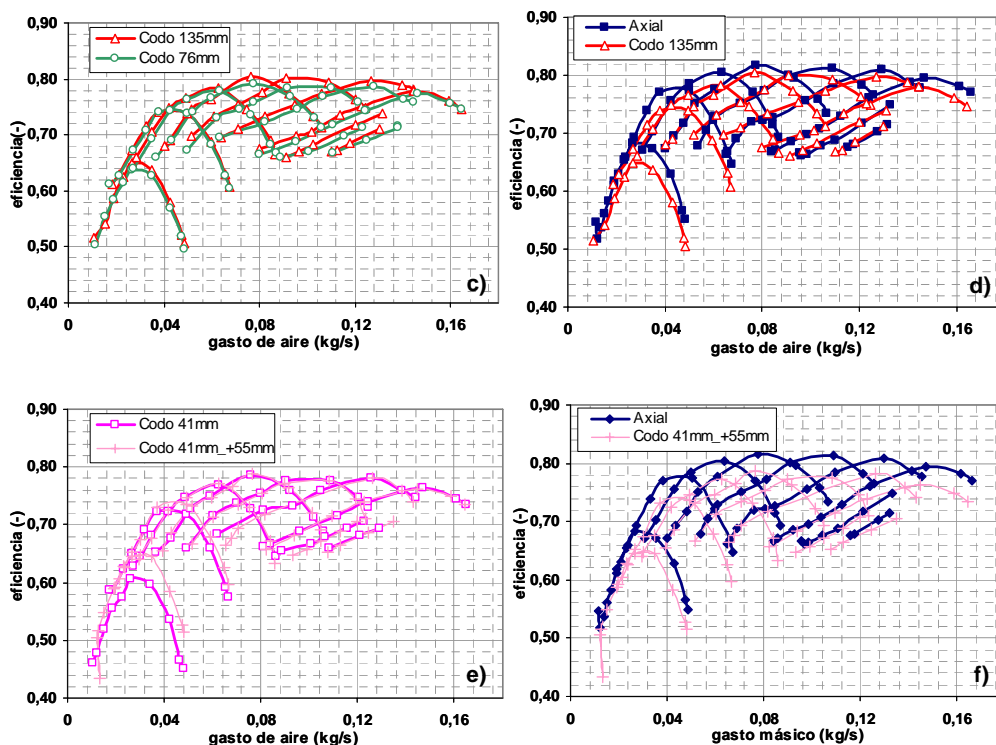


Figura 5.6 Rendimientos de las diferentes configuraciones

Queda claro por el análisis de resultados con los valores de relación de compresión juntos a los valores de rendimiento y la zona de bombeo que la distancia y el valor de curvatura del codo influye en mayor o menor medida sobre el compresor dependiendo de los parámetros mencionados. Para saber como afecta el codo el comportamiento del gasto másico se efectúa un estudio modelado en CFD de cada uno de los codos.

### 5.2.3 Estudio en CFD

Cada una de los codos es modelado mediante la herramienta de cálculo CFD de forma de comprobar como se comporta el campo fluido a través de los mismos. En la figura 5.7 se presentan las figuras del comportamiento dinámico del flujo por cada sección del codo, en cada uno de los cuales se dibuja el área transversal del fluido representando la sección del conducto a la entrada del inductor en el compresor. El área transversal ubicada a un lado de cada codo representa la entrada del compresor en cuyo final se hallan las palas del inductor. La magnitud de las velocidades al pasar por la sección que representa la presencia del compresor centrífugo es diferente por

cada uno de los radios modelados. La velocidad en ese punto al imponer un codo de 41 mm tiene valores que oscilan entre los 17 a 18 m/s al pasar un gasto másico de 0,04 kg/s, mientras que para el codo de 55 mm las velocidades son de 13 a 14 m/s y el codo de 135 mm posee las mas bajas velocidades con unas magnitudes que se encuentran entre los 11 a 13 m/s. La situación de convergencia en el comportamiento del fluido en los codos y la línea axial se acentúa a medida que el radio de curvatura aumenta a un valor mayor que el diámetro de entrada del compresor, para este caso, mayor a 55mm e independientemente de la distancia en que se sitúe el codo ya que como se ha demostrado a medida que el codo se aleja, las distorsiones sobre el flujo que entra al compresor se atenúan. Las diferencias entre las velocidades justifican los movimientos de la línea de bombeo para los codos de 41 y 55 mm pues tienen velocidades de entrada más alta que las que se pueden obtener para el codo de 135mm al ser la energía cinética mayor para un mismo gasto másico aunque el área efectiva disminuya la operación del compresor tiene mayor estabilidad, y por los resultados de CFD se puede considerar que la uniformidad no es un problema, que si existía con los anteriores codos estudiados. En cada una de las figuras de los distintos codos a gastos másicos mayores que 0,04 kg/s se comprueba el aumento de velocidad y el la distribución del flujo sobre el área de entrada del compresor que permanece casi sin variación en el comportamiento transversal del flujo.

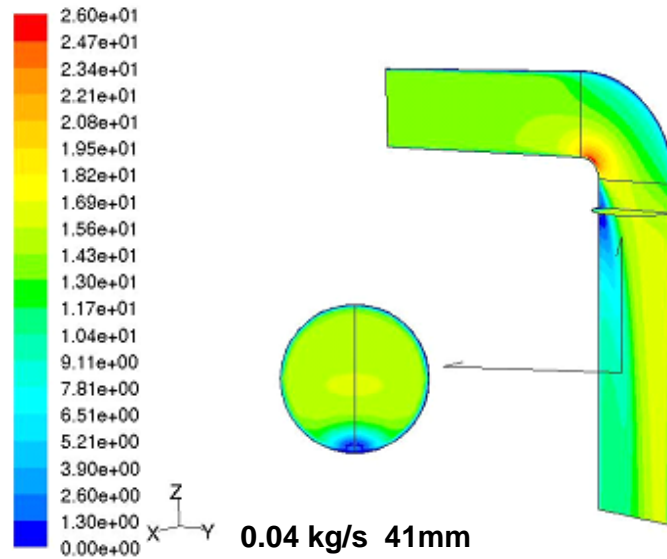


Figure 5.7a): Magnitud de velocidad a 0,04 kg/s para 41 mm de curvatura.

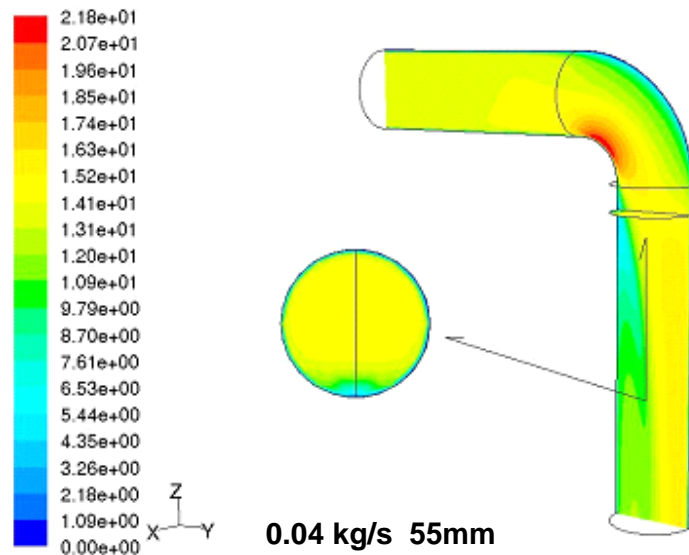


Figure 5.7b): Magnitud de velocidad a 0,04 kg/s para 55 mm de curvatura.

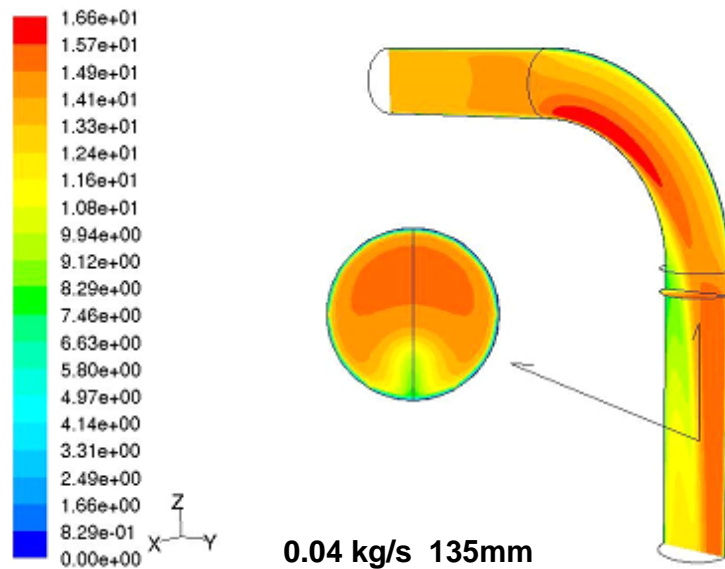


Figure 5.7c): Magnitud de velocidad a 0,04 kg/s para 135 mm de curvatura.

Los resultados confirman que el comportamiento de las líneas de corriente del fluido a su paso por cada uno de los codos estudiados tiende a semejar el comportamiento de un conducto recto (76 y 135mm), ya que la distribución del gasto másico por el área transversal de paso se va uniformizando con el aumento del radio de curvatura.

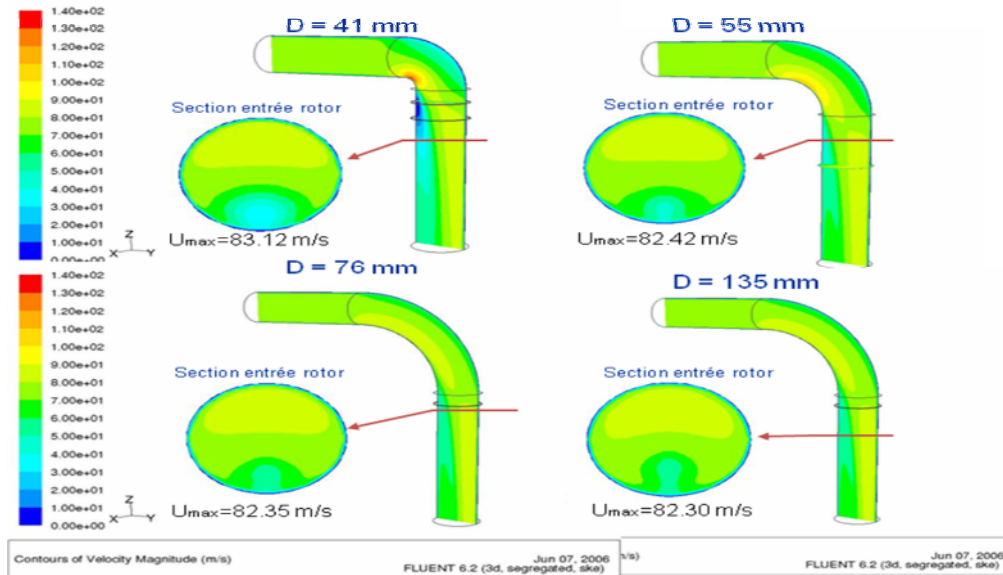


Figura 5.7d) Magnitud de velocidad para todos los codos a misma variación de presión

En la figura 5.7d se puede comprobar generando la misma caída de presión para cada uno de los codos, como la variación del campo fluido sobre el área transversal no es significativa, es decir prácticamente conserva el mismo campo dinámico en los cuatro codos. Sin embargo conforme aumenta el radio, el área demarcada como la baja velocidad (entre 0 y 30 m/s) se reduce al aumentar el radio de curvatura. Es decir que la distribución del fluido en área transversal es más ordenada.

En el gráfico se resalta la mayor velocidad alcanzada por el gasto másico en cada uno de los codos que pasa por área evaluada. La diferencia de magnitud de dicha velocidad es despreciable, no existe una variación muy elevada ya que tan solo se alcanza una variación de 2 m/s entre el codo de 41 con el de 135 mm de radio. En parte esto explica la tenue variación en la relación de compresión entre cada uno de los codos en la zona del mapa mas allá de la línea de bombeo.

En la herramienta de CFD también se estudia la evolución del fluido a medida que éste se aleja del codo. En la figura 5.8 se representan las tres áreas transversales a las diferentes distancias que se ha colocado el codo de 41 mm de curvatura respecto de la entrada del compresor.



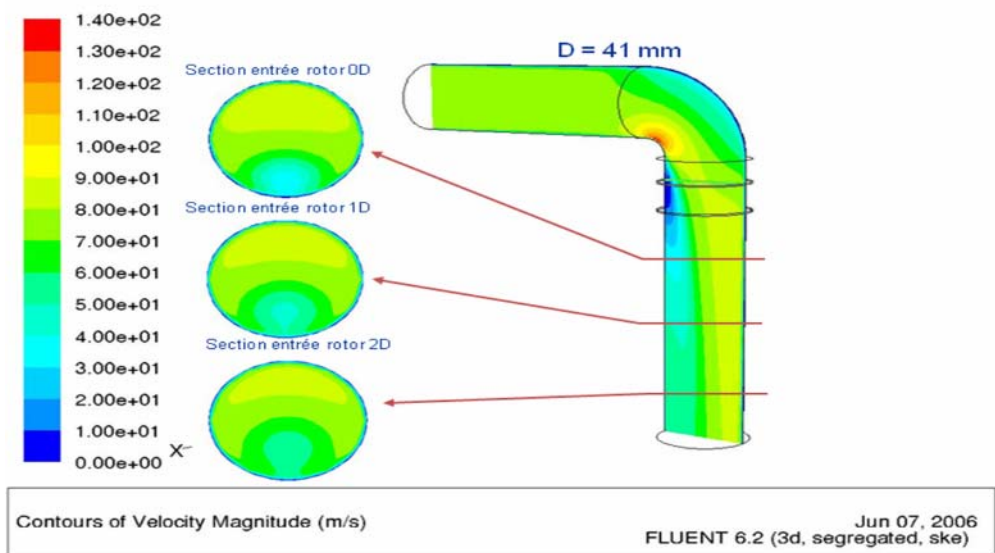


Figura 5.8 Evolución del gasto másico a distintas distancias en el codo de 41 mm

En esta última figura a medida que el flujo avanza por el conducto de entrada al compresor la uniformidad aumenta y los valores de baja velocidad se atenúan, aunque también lo hacen los altos valores. Este comportamiento de la velocidad garantiza que a medida que se aleja el codo su influencia sobre el comportamiento del fluido se atenúa, por lo tanto cuanto más se aleje, menores serán las diferencias entre el mapa axial y el obtenido mediante el uso del codo pues habrá una mejor distribución de la velocidad del flujo por el área transversal de paso. Tal situación se evidencia en los resultados vistos en la figura 5.3 y también con respecto a los valores de eficiencia en la figura 5.6e pues a medida que aumenta la distancia entre el compresor y el codo mejoran los valores de rendimiento.

Debido a los resultados que se han mostrado queda claro que existe un cambio en las condiciones de trabajo del compresor cuando se ubica un codo a 90° de radio de curvatura menor al diámetro de su sección circular ubicado muy cerca de su entrada. Sin embargo para apreciar las diferencias en el mapa del compresor en valores de relación de compresión frente al gasto trasegado es necesario hacer una ampliación del mapa (figura 5.4), pues no se evidencian importantes cambios en los valores de los codos y la configuración axial aunque es evidente que lo hay y es progresivo con la colocación de cada codo en la línea de admisión. Por lo tanto para comprobar que puede haber un mayor degradado del mapa del compresor centrífugo caracterizado con una entrada axial, se emplaza en la línea un codo de la misma geometría que los anteriores pero con radio de curvatura nulo (0 mm). El resultado se puede ver mediante en la figura 5.9 en la que aparecen dos gráficos, uno detallando

las diferencias entre valores de relación de compresión y haciendo lo propio con los valores de rendimiento.

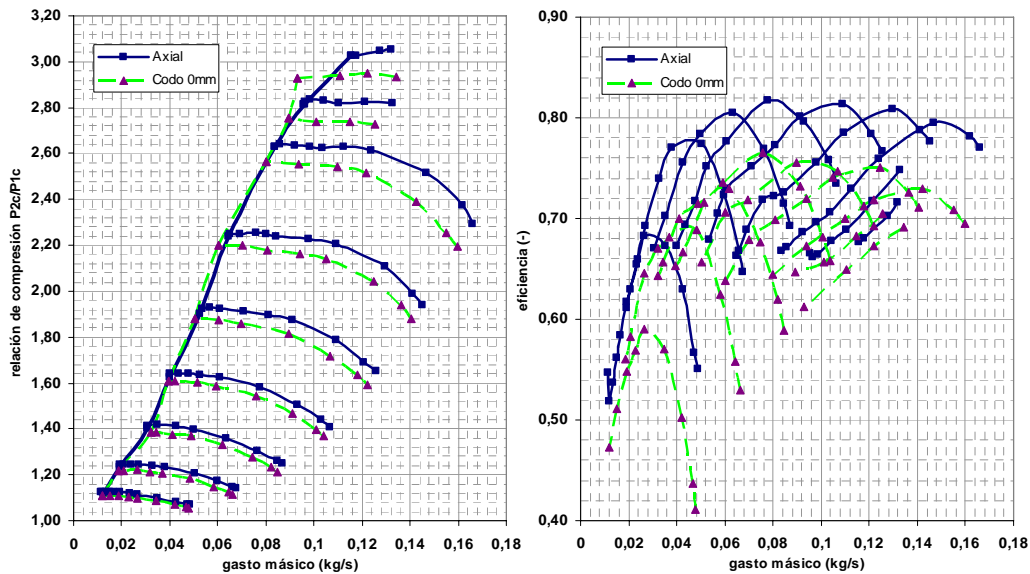


Figura 5.9 Configuración axial y codo 0 mm de radio de curvatura

En el gráfico que muestra el mapa de relación de compresión es muy clara la caída de la presión en cada una de las curvas que representan los regimenes de giro constantes medidos, a medida que aumenta el valor de régimen de giro aumenta la diferencia entre ambos mapas. Viendo la zona de bombeo entre ambos mapas se aprecia que existe un movimiento que no es uniforme a lo largo de todo el mapa, pues analizando detenidamente la curva de bombeo para el codo de 0mm de curvatura, la línea experimental muestra un movimiento positivo en referencia a la original (axial) y que coincide con los valores de velocidad de rotación del compresor muy elevadas. Sin embargo esta situación es contraria cuando el compresor trabaja a menores velocidades de giro, la línea de bombeo adquiere un movimiento negativo. Esta actitud en lo que a la línea de bombeo se refiere tiene su explicación en la propia velocidad del gasto entrante, pues a mayores velocidades hay mayor velocidad de la masa que además se ve acelerada por la geometría del codo tan particular y la energía del propio compresor en succionar el caudal, pero sucede lo opuesto cuando el compresor posee poca energía y la velocidad de rotación es baja al igual que la propia velocidad del gasto, tal situación no compensa el escaso índice de uniformidad que posee el gasto másico con ese tipo de configuración. La diferencia entre una situación y otra, se puede apreciar por medio de los valores de gasto másico, donde a 170 krpm se posee un gasto de aire de 81 g/s contra los 15 g/s medidos a 50 krpm.

### 5.2.4 Análisis de la pérdida de carga

Para determinar el coeficiente de pérdida de presión en cada uno de los codos construidos, se ha empleado el banco de flujo, el cual ha sido explicado en el capítulo 3, juntamente a la descripción del procedimiento de caracterización de cualquier elemento. La metodología sobre la realización de dos tests denominados A y B ha sido aplicada para cada uno de los cuatro codos construidos para determinar su pérdida de carga. Los cuales son insertados en la línea de admisión de un compresor para determinar el grado de afección sobre el funcionamiento del compresor aguas arriba

Por definición el coeficiente de pérdida de presión se puede calcular mediante la ecuación 5.1.

$$K_{co} = \frac{\Delta P_{co}}{0.5 \rho_{amb} c_{amb}^2} \quad (5.1)$$

Donde el valor de la variable adimensional  $K_c$  se obtiene de la resta entre el ensayo A y B en el banco de flujo como lo indica la ecuación (5.2)

$$K_{co} = K_B - K_A \quad (5.2)$$

En la figura 5.10 se muestra el resultado del análisis para cada uno de los codos, donde se representa por medio del gráfico el valor de pérdida de presión en función de caudal circulante por el codo. En cada ensayo el valor de caudal máximo que se puede considerar sin errores de tratamiento de los datos obtenidos es hasta 0,1 kg/s, pues mas allá de dicho caudal el valor de número de mach indica la presencia de fenómenos de compresibilidad, que en las ecuaciones establecidas para la búsqueda del valor de  $K$  o  $\Delta P$  no son consideradas.

Los resultados obtenidos por cada uno de los codos ensayados (0, 41, 55, 76 y 135) se evidencian en la gráfica de la figura 5.14 donde los valores de pérdida de presión se muestran en función del gasto másico que pasa a través de codos.

Los resultados arrojados por el banco de flujo certifican que el codo de 0mm de radio posee mas pérdida de carga que el resto. En valores de pérdida de presión le sigue el codo de radio de 41 mm y luego el de medida 55 mm, quedando en última instancia el codo de 76 mm junto al codo de 135 mm de radio cuyas curvas poseen similares valores. Por lo tanto se entiende que conforme aumenta el radio de curvatura desciende el valor de la pérdida de carga para un mismo valor de gasto másico, sin embargo dicho descenso se hace menos pronunciado cuando el radio de curvatura supera un valor determinado que por lo que se aprecia en el resultado debe ser mayor que el radio interior de la sección circular de paso del codo.

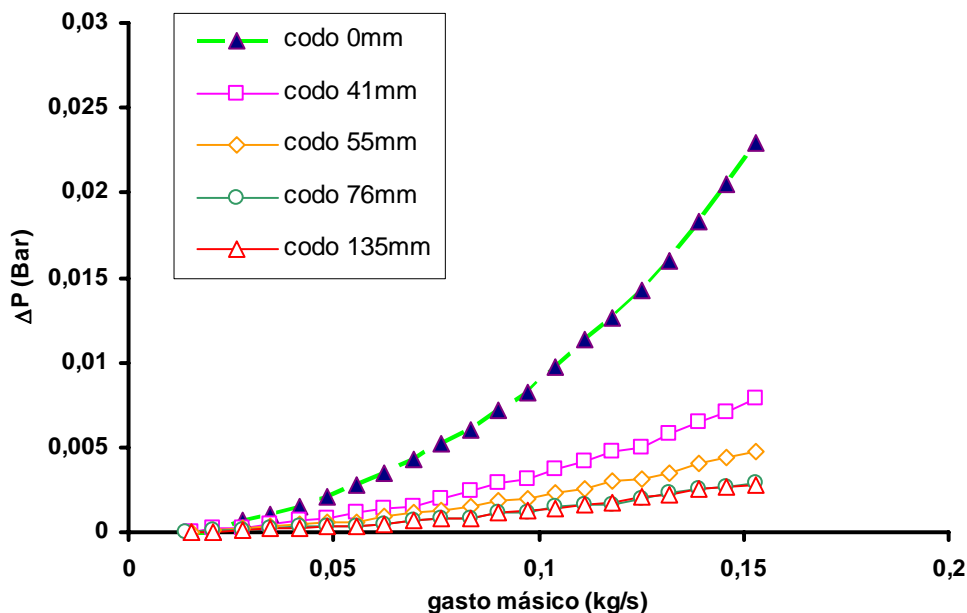


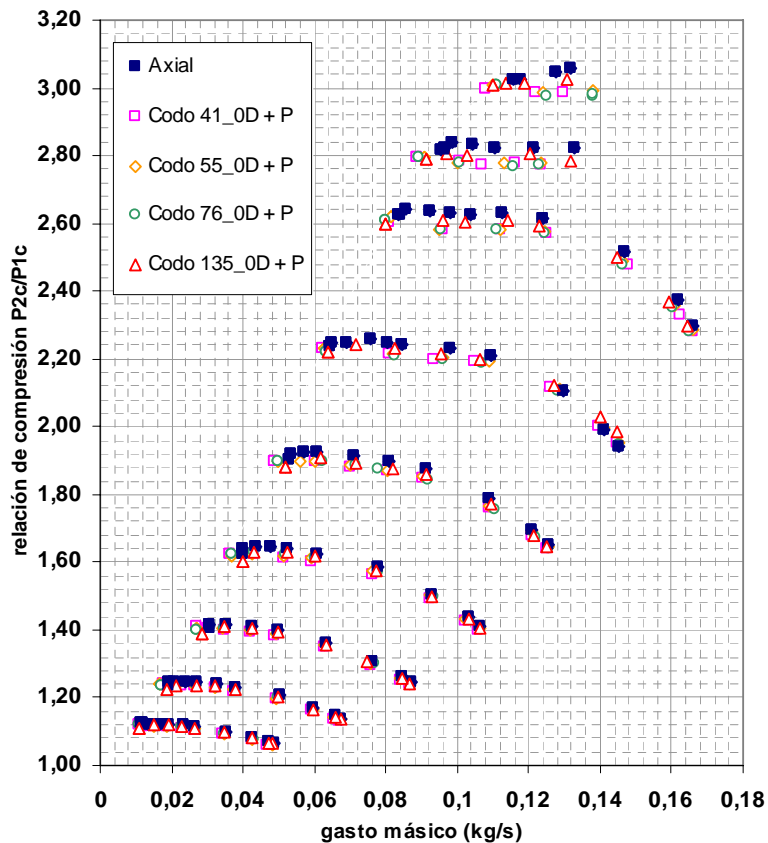
Figura 5.10 Perdida de carga provocada por cada codo en el banco de flujo

Por medio de éste resultado se puede confirmar que el decremento de la eficiencia del compresor es particularmente debido a la pérdida de presión causada por la geometría del codo al ser ubicado en el sistema de admisión, por lo tanto el compresor no alcanza los valores de relación de compresión y los valores de eficiencia obtenidos con una admisión axial. Junto a la caída de presión, el codo modifica las líneas de corriente cambiando la distribución de presión y velocidad cerca de las palas del compresor contribuyendo al cambio de comportamiento. Las medidas de pérdida de presión presentadas en la figura 5.10, muestran que para cada una de las curvas hay una variación muy leve, en la mayoría de los casos, de la caída de presión (menos de 0,01 bar dentro del rango de operación del compresor). Sólo el codo a 90 grados sin radio de curvatura tiene una significativa perdida de presión mayor a los 0,2 bares. De aquí se puede entender porque entre el mapa axial y las curvas de los codos las diferencias son solo perceptibles a altos valores de régimen de giro y grandes valores de gastos másicos, aunque estas diferencias se pueden explicar mejor por el comportamiento de la distribución de presión y de velocidad a la entrada de la pala del compresor (inductor). A medida que la velocidad de giro aumenta las pequeñas variaciones de gasto generan grandes saltos de presión afectando a la estabilidad de las palas del compresor, que se amplifican conforme se aumenta la velocidad de rotación del rotor, y que se puede comprobar con la medida de la presión hecha aguas abajo del compresor (capitulo 3).

Para extraer el efecto de la pérdida de carga sobre el mapa del compresor obtenido a partir del ensayo realizado en el banco de flujo, se produce de la manera siguiente:

$$Rc = \frac{P_{02medida}}{P_{01medida} - \Delta P(\dot{m})} \tag{5.3}$$

$$\dot{m} = \dot{m} \sqrt{T_{01}/T_{ref}} \frac{P_{ref}}{P_{01} - \Delta P} \tag{5.4}$$



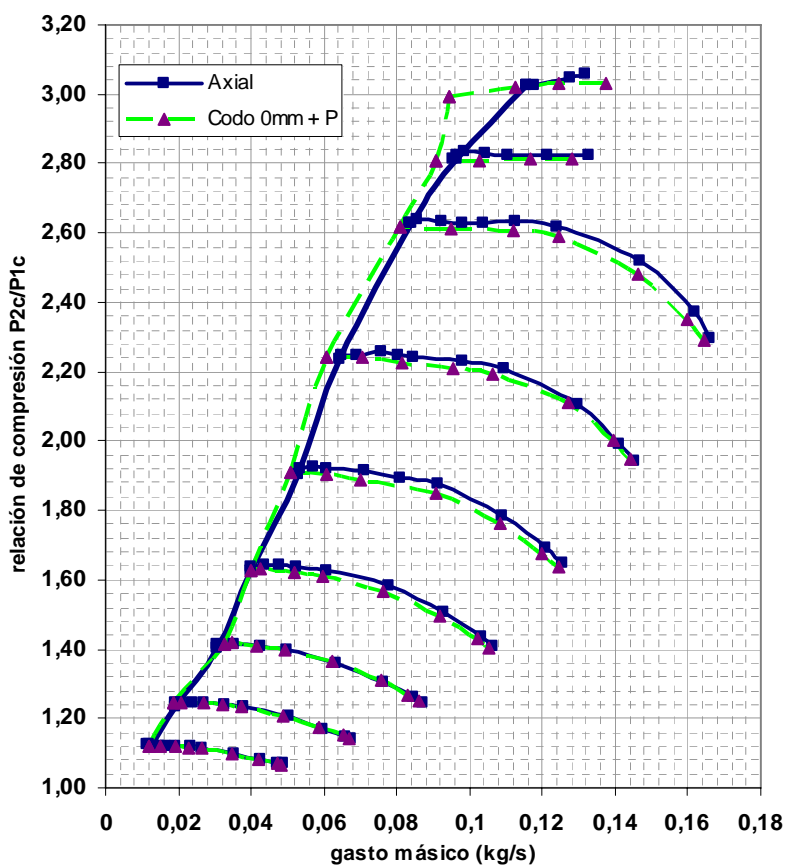


Figura 5.11 Descuento de la perdida de carga generada por el codo (0, 41, 55, 76, 135mm)

Con las graficas mostradas en la figura 5.11 queda demostrado que no solo la perdida de carga originada por el codo ubicado delante del compresor es la culpable de no alcanzar los valores que se obtienen mediante una admisión axial, pues también hay que tener en cuenta los fenómenos locales de presión y velocidad a la entrada del inductor.

### 5.3 Cono

La influencia de una geometría cónica es un estudio que tiene que ver con la valoración sobre la inserción de este tipo de geometrías en la entrada del compresor. En si mismo el compresor posee una geometría cónica en su carcasa que se presenta en la siguiente figura a la izquierda en líneas rojas. El compresor posee un área circular de entrada de 55mm de diámetro que se reduce hasta los bordes de ataque de la rueda del compresor (inductor) en un diámetro de 35 mm, recorriendo desde la entrada hasta llegar a la misma una longitud de 55 mm. La idea ha sido extender mas allá del compresor la geometría cónica de la carcasa manteniendo su ángulo de apertura hasta una longitud no mayor a 55 mm quedando una nueva entrada al compresor con un diámetro de 80 mm. Las dimensiones de la extensión se detallan en la figura de la derecha.



Figura 5.12 Entrada del compresor con cono interior (izquierda) y extensión (derecha)

De las dimensiones evidenciadas en la figura 5.12 sobre la conicidad hace que se pase a referir cada una de ellas como “cono original” y “cono extendido”.

Empleando el banco de turbos para la caracterización del cono extendido (ya que el original se ha presentado en la figura 5.3), se presenta en un gráfico la comparación de ambos resultados. En la figura 5.13 se muestra que la extensión de la entrada cónica mejora significativamente el margen de bombeo para valores medios y altos de velocidad de giro del compresor, es decir que hay un movimiento positivo, mediante la aplicación de ésta geometría. La diferencia llega a ser de 10 gramos por segundo en el gasto másico a 150 krpm y 20 a 170 krpm. En otras palabras, hay un incremento de la relación de compresión mayor a 0.5 a 0,07 kg/s. El incremento del margen de bombeo es compatible con un incremento de la relación de compresión si se desea que cualquier maquina a la que se adose el mapa obtenido por éste compresor con dicha geometría trabaje dentro de la zona “extra” conseguida y que a su vez se traduce en un aumento del rango de gasto másico trasegado por el compresor y por ende de la maquina a sobrealimentar.

El criterio en este ensayo para determinar el bombeo ha sido la comprobación del comportamiento de la presión instantánea aguas abajo del compresor junto a la medición del caudal másico. Pero además se ha empleado el análisis de la medida realizada mediante la transformada de Fourier de cada una de las mediciones realizadas con cada una de las velocidades de giro del rotor con el uso de la misma medida instantánea de presión.

Dentro de la misma figura 5.13 se haya la gráfica de los valores de eficiencia del mapa con la conicidad extendida en que se comparan a las obtenidas con la conicidad original. En dicha figura se refleja un significativo descenso de la eficiencia de alrededor del 2% a bajas velocidades de giro y de 5% a altos valores de velocidad de giro del compresor.

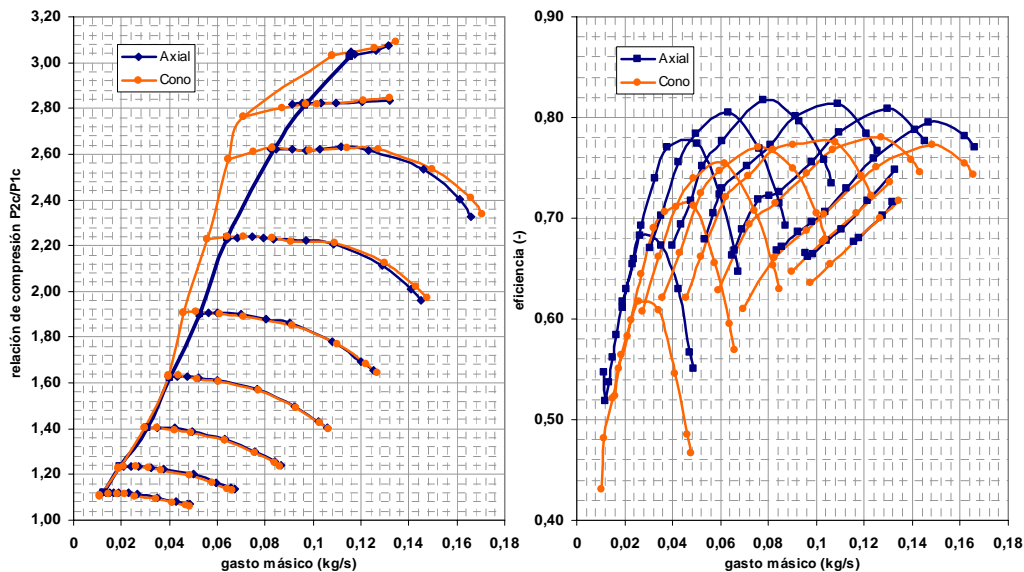


Figura 5.13 Comparación cono original y extendido en relación de compresión y eficiencia.

En la figura 5.14 se muestran los valores instantáneos de distintos parámetros medidos durante la medición a 150 krpm. En dicha figura el mapa del compresor se representa en el lado izquierdo y a su alrededor se representan tres puntos de operación diferentes con las medidas instantáneas de presión (negra), de gasto másico (rojo) y la consigna de la válvula de contrapresión (verde) del sistema de contrapresión empleado en el banco de turbos, la cual es la encargada de aumentar la resistencia sobre el circuito. En el gráfico llamado A el gasto másico es alto aunque se pueden apreciar oscilaciones en la presión y en el propio gasto másico, pero el compresor no se haya en bombeo aunque existe un proceso de desprendimiento o "stall" en las palas, que se atenúa o desaparece cuando se pasa al siguiente punto de la gráfica denotado con la letra B. Cuando la válvula nuevamente se cierra a un valor



menor de consigna vuelven a aparecer las oscilaciones en los parámetros medidos los cuales se amplifican hasta la aparición del bombeo en la grafica denotada con la letra C. En este último gráfico hasta antes del cierre de la válvula que desencadena el fenómeno de bombeo se escoge el último punto estable cuyos valores de los parámetros responden al punto de bombeo para la curva de 150krpm.

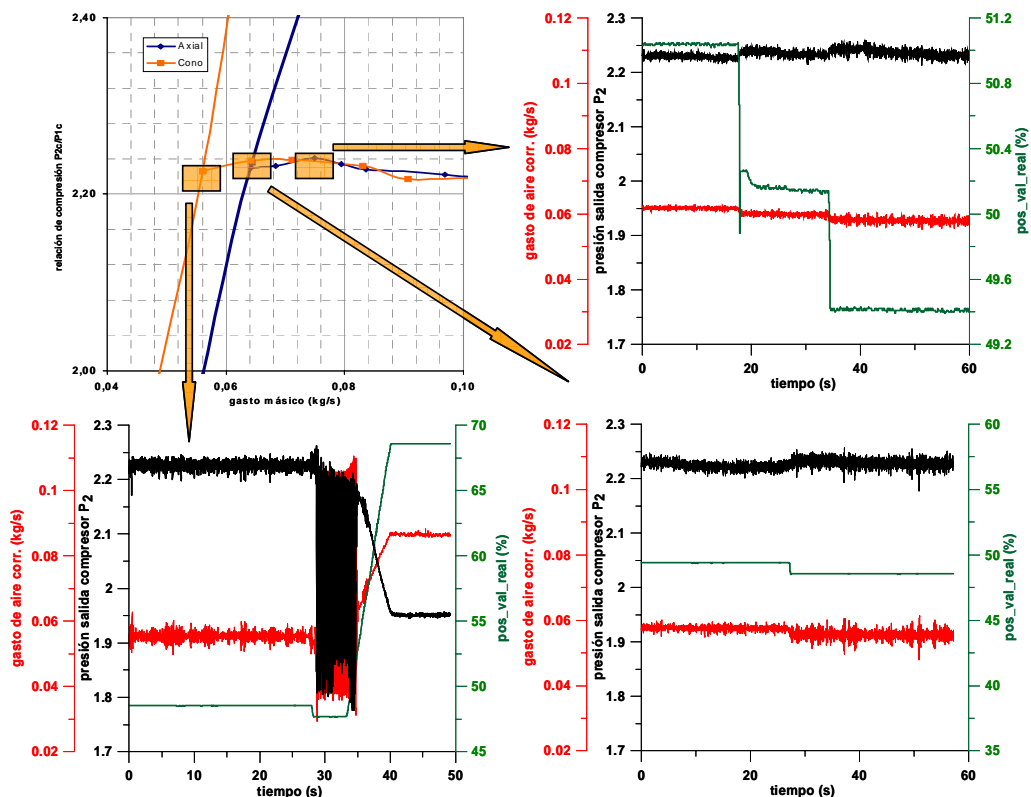


Figura 5.14 Medida instantánea de presión y gasto másico a 150krpm.

En la figura 5.15 se presentan similares resultados con la velocidad de rotación a 170 krpm. Junto a una situación estable existen variaciones de los parámetros que tienen que ver con un predominio de los fenómenos de desprendimiento o “stall” en las palas del compresor. Sin embargo los fenómenos de inestabilidad se reducen para luego volver a aparecer amplificados hasta la entrada del compresor en bombeo donde las señales de presión y gasto másico sufren una variación de sus valores en una amplitud considerable. La oscilación de la presión sufre una variación entre los 1,9 a 2,6 bares mientras que el gasto másico varía entre los 0,04 kg/s y 0,13 kg/s. Como se puede apreciar por la oscilación de estos valores, el gasto másico no decae a cero o por lo menos no se aprecia tal situación en ninguno de los dos bombeos acontecidos a 150 y 170 krpm, contrariamente a los definido en la bibliografía donde se aprecia

claramente que en el bombeo el gasto másico invierte su dirección y el valor de relación de compresión permanece por encima de la unidad. Lamentablemente una razón por el cual no se aprecia la inversión del valor del gasto responde a la ubicación del aparato empleado para la medida del gasto y además otra razón es que la electrónica que incorpora no permite la medición cuando la dirección del caudal se invierte. Pero la primera razón sea tal vez la más acertada porque el gasto no llega a ser nunca cero en todo el tiempo de medida en que se haya el compresor en bombeo.

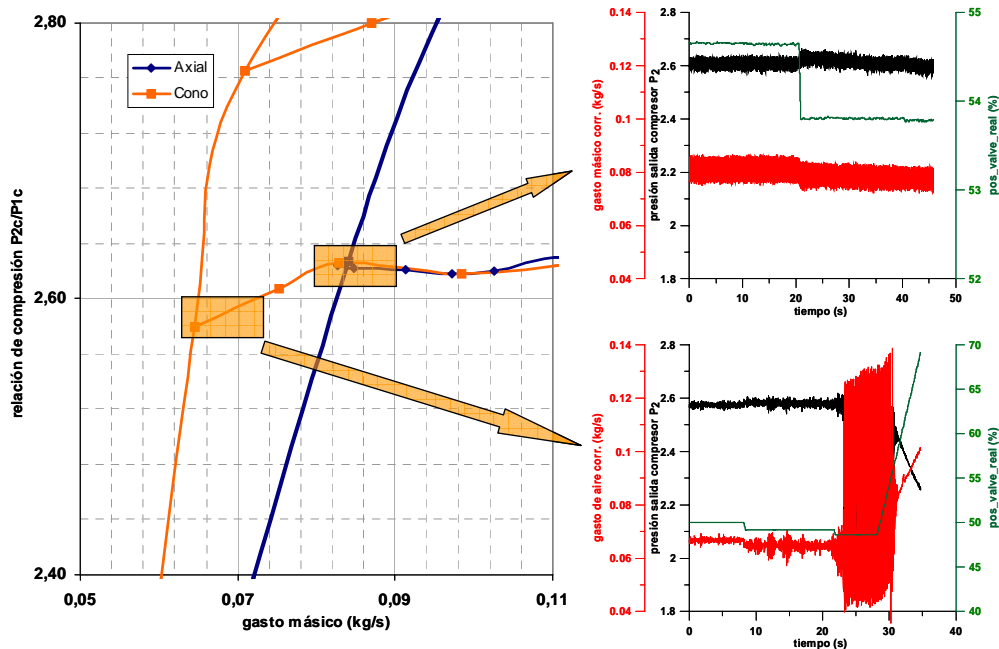


Figura 5.15 Medida instantánea de presión, gasto másico y apertura de válvula a 170 krpm.

Con respecto a las inestabilidades originadas antes de la aparición del fenómeno de bombeo es usual que los fabricantes de turbos marquen este tipo de zonas como una zona inestable y por tanto reduzcan el margen de operación del compresor en el mapa de funcionamiento imponiendo una línea de bombeo más allá de la cual el fabricante no asegura una estabilidad a lo largo del tiempo. En otras palabras significa que se impone una zona de seguridad entre la verdadera línea de bombeo que tendría el compresor y la que cree el fabricante que es necesaria imponer para evitar zonas de mucha inestabilidad. Pero un compresor en el que se generan desprendimiento funcionando en un sistema de compresión en el interior de un motor funciona por dichas zonas sin que el compresor pueda llegar como podrá ser contemplado con resultados extraídos del estudio de un compresor de sobrealimentación bajo el efecto de flujo no estacionario presentados en el capítulo 6.

### 5.3.1 Cono en admisión de motor.

Con la intención de repetir los ensayos sin ser exactamente la misma configuración cónica empleada, se impone a la entrada del compresor centrífugo una línea de admisión de diseño industrial que equipa a algunos coches de automoción de una nueva generación, los cuales están equipados para ser sobrealimentados con el mismo turbo con el que se realizan los ensayos. La configuración de la línea no es axial y posee dos codos muy cerca de su salida hacia la entrada del compresor, además dicha línea de admisión en su parte final en la que se une a la entrada del compresor, consta de un cono que posee una longitud de 70mm y su diámetro de entrada es de 74mm de sección circular y en su sección de salida enfrentada a la entrada del compresor con un diámetro de 55mm. El codo más cercano a la entrada del compresor y que se encuentra unido al cono aguas arriba de éste, consta de una sección circular de 74mm de diámetro y posee un radio de curvatura de 55mm. Con los datos geométricos aportados es fácil concluir que no se generaran grandes pérdidas ocasionadas por el codo si se recuerdan los resultados obtenidos con un codo de igual radio pero con un área frontal circular cuyo diámetro es igual a su radio.

El resultado obtenido con esta línea de admisión sin ser axial la cual termina de forma cónica aunque de grado menor al del propio compresor tiene mucha similitud con el resultado obtenido con la extensión realizada al cono del mismo en el aparatado anterior. En la figura 5.16 la línea de bombeo se ha nuevamente modificado en forma positiva en todos los regimenes de giro. Sin embargo hay una diferencia con el caso anterior y es que aquí, obviando la zona de bombeo en el resto de los puntos pertenecientes a la línea de admisión, no logran alcanzar los valores de relación de compresión obtenidos con la configuración axial. La explicación obedece a la perdida de carga que origina la línea de admisión al poseer un codo y contra codo.

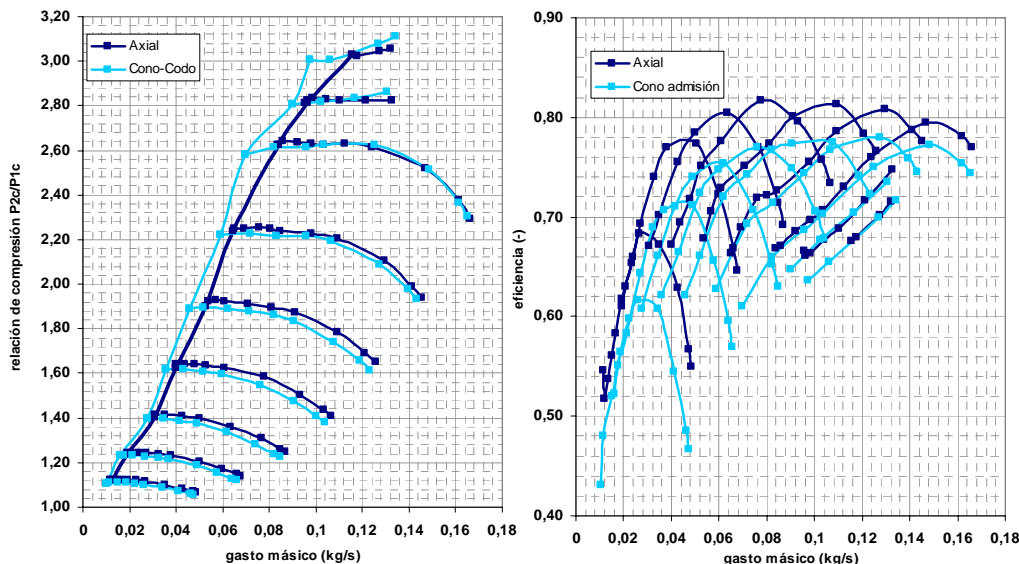


Figura 5.16 Mapa axial y la admisión con el cono

Por lo tanto de las gráficas de relación de compresión frente a gasto másico mostradas en la figura 5.15 y 5.16 ambos conos extendidos la configuración produce variación positiva de la línea de bombeo en forma significativa. Buscando una explicación razonable al resultado sobre la efectiva mejora en la estabilidad cerca de bombeo con el cono original, se estudia el comportamiento del fluido con el cálculo en 3D de dicha situación comparando la situación con ambas geometrías cónicas (extendidas y sin extender).

### 5.3.2 Cono en CFD

La implementación de la herramienta de modelado en 3D, ha sido nuevamente la encargada de aportar alguna pista sobre el proceso dinámico que se da en los conos tal que se obtengan los resultados extraídos en forma experimental. El código de programación empleado para determinar la situación de ambos conos que se realiza con la idea de verificar el comportamiento del fluido a la entrada del compresor, es Fluent. Por medio de ello se busca encontrar una justificación desde aguas arriba del inductor al proceso de mejora de la estabilidad comparada con el resultado con el cono que por defecto posee el compresor desde fábrica.

Lamentablemente al ver los resultados que se muestran en la figura 5.17 no ayuda a la comprensión de cual es el proceso ocurrido para que se logre una modificación en la línea de bombeo como marca el estudio experimental en el banco de turbos. En la figura se resaltan los campos de velocidades a la entrada del

compresor para ambas configuraciones, destacando la gran similitud que se evidencia en el campo fluido para los dos conos hasta el limite con la palas del compresor, en que las líneas de velocidad son iguales.

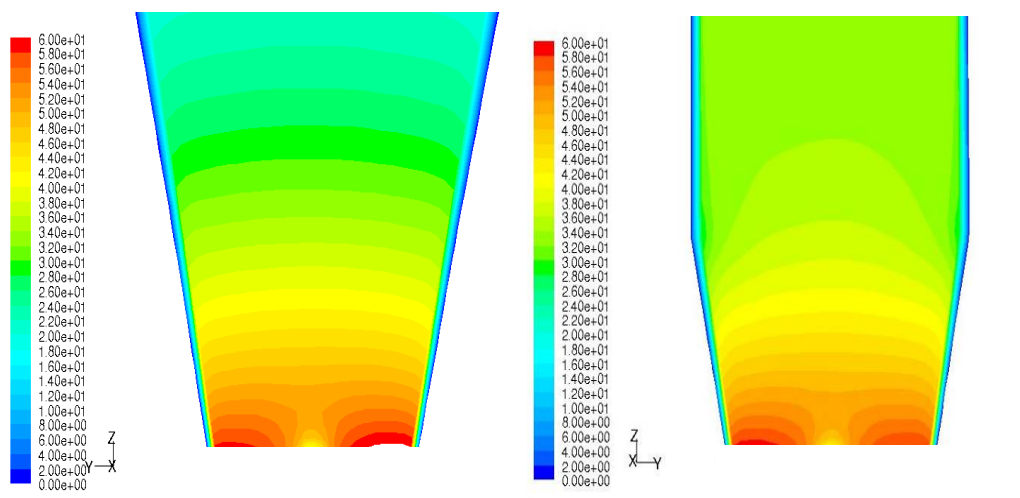


Figura 5.17 Campo de la magnitud de velocidad para ambos conos

Con estos resultados extraídos de los cálculos de CFD no se puede extraer una explicación concluyente sobre los resultados obtenidos en forma experimental. Cabe recordar que hasta ahora todos los resultados mostrados en CFD no toman en cuenta la posible incidencia que ejerce la rueda del compresor, que cerca del bombeo puede ser vital en el encuentro de respuestas sobre la estabilidad o inestabilidad del mismo y que la respuesta puede estar en dicha relación, tal como se expone en estudios llevados a cabo en [5.17]. Como se ha comentado en el capítulo 2, cuando un compresor se acerca al bombeo se producen fenómenos de recirculación sobre las superficies de las palas que a su vez es alimentado desde la inestabilidad acontecida entre el rotor y el difusor. La combinación entre los fenómenos de difusión y la geometría de entrada pueden de alguna manera modificar la aparición del fenómeno de bombeo debido a que se modifican las características de los fenómenos de inestabilidad sobre las palas.

## 5.4 Swirl

Como se ha visto por medio de los estudios desarrollados con las geometrías anteriores es posible modificar la zona de bombeo de un compresor sin modificar la geometría propia de sus palas o de otros componentes internos. Un método usado en la mejora de las prestaciones son los sistemas que generan rotación del fluido sobre la entrada del inductor. Este tipo de sistemas son denominados IGV, muchos de los cuales son emplazados en compresores axiales para adaptar la dirección del flujo dependiendo de la magnitud de la velocidad de entrada del aire y la velocidad rotacional del compresor por lo que supone una velocidad relativa cuyo ángulo resultante de la descomposición hecha por medio de las velocidades mencionadas al principio empeora o mejora el rendimiento.

Este tipo de sistemas se han ido progresivamente incorporando a los compresores centrífugos. Los IGV son en su totalidad funcionales con la configuración de admisión axial, por que el fluido a su entrada no debe ser perturbado y tiene que repartirse uniformemente sobre toda el área transversal del inductor, porque el ángulo que otorga el IGV al flujo debe ser el mismo en todo el campo. Uno de los trabajos realizados para esta tesis ha sido la realización de un diseño de IGV para entradas  $90^\circ$  muy cerca del inductor. El elemento diseñado se ha denominado SGD (“Swirl Generador Device”).

### 5.4.1 Generador de Swirl.

La idea principal ha sido realizar un diseño de IGV a  $90^\circ$ , para ser implementado cerca del inductor del compresor y que ocupara un espacio no superior al que se puede utilizar con codos de curvaturas no mayor al radio de entrada del compresor. El diseño geométrico y aerodinámico ha sido determinado mediante varias pruebas empleando la herramienta del cálculo en CFD, tal como ha sido utilizado para estudios similares definidos en [5.18]. Este elemento si bien se lo ha tratado en la introducción como un IGV, poco tiene que ver con ello, debido sobre todo al modo en que genera el torbellino que se hace llegar hasta la zona del inductor del compresor y con el cual se busca mejorar la estabilidad del mismo cerca de la zona de bombeo. La capacidad de mejorar la eficiencia del compresor o estabilizar más su trabajo sobre dicha zona en el mapa del compresor empleando la rotación del fluido que lo atraviesa es demostrado en Wallance et al. [5.19] y Pedrin et al. [5.20] quienes implementan una rotación de aire a la entrada del compresor consiguiendo un movimiento de la línea de bombeo hacia valores más pequeños de gasto másico.

Las características más importantes a tener en cuenta en el diseño de este aparato ha sido la posibilidad de acomodar una línea de admisión a 90° con un espacio axial no muy basto contando desde la entrada del compresor, y la igualdad entre el área de entrada y de salida. Estas premisas han llevado a las siguientes características:

- El área de salida del SGD es circular y su diámetro igual al del compresor 39.2mm
- El área de entrada del SGD es rectangular de 16 x 75mm y la misma superficie que la entrada a compresor
- En la elección del espacio axial utilizado para el acomodo del aparato se optó por un valor espacial muy reducido de tan solo 35mm contando desde la entrada del compresor (figura 5.18). De aquí se deduce el reducido espesor del SGD y la instauración de una entrada de área rectangular e igual al área circular de entrada al compresor.

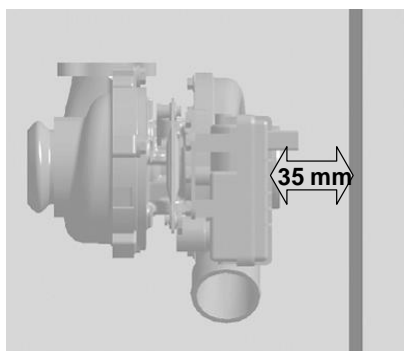


Figura 5.18 Distancia entre el compresor y el espacio disponible para colocar el SGD

La geometría final adoptada según las exigencias impuestas es mostrada en la figura 5.19. Como medidas de compromiso se adopta un radio de curvatura a la salida del SGD de 15mm para así poder suavizar el brusco cambio en la dirección del fluido. La entrada del generador de torbellino se ha realizado en forma de voluta, para conseguir la mínima pérdida de presión posible como lo indican Pan et al. [5.21]. la entrada a dicha voluta es rectangular con una medida de 75mm x 16mm En la generación del torbellino se emplean 10 palas en forma de placas planas cuya longitud es de 10mm y una altura de 16mm, esta geometría es elegida después de varias simulaciones realizadas en CFD, resultando esta configuración como la más aceptable debido a los valores de pérdida de carga y la generación de un torbellino compacto. La salida del SGD se adaptó a la geometría de la entrada del compresor por lo tanto el

área es de forma circular con un diámetro de 39,5mm exactamente igual al que posee la entrada del compresor centrífugo.

Con las dimensiones del aparato instalado aguas arriba del compresor, el torbellino al abandonar las placas planas o vanos del SGD se introduce en el área circular recorriendo una distancia de 45mm hasta llegar a los bordes de ataque de las palas de rotor.

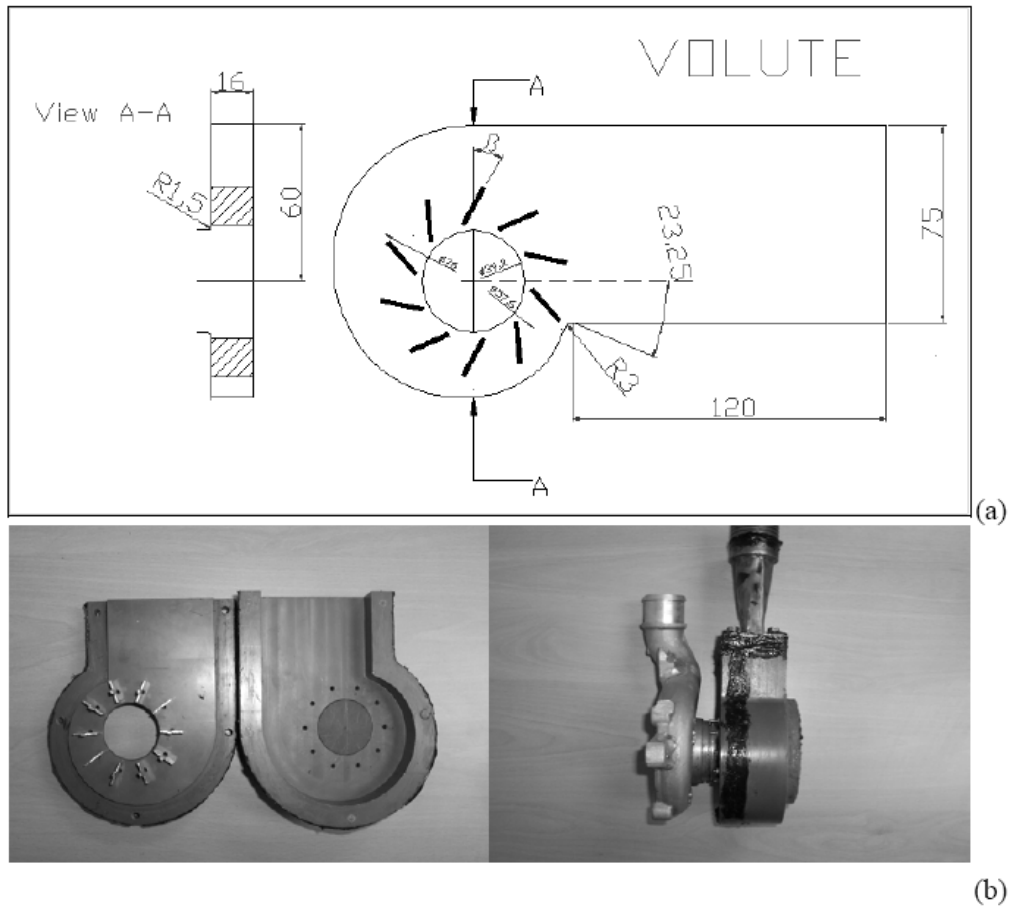


Figura 5.19 Geometría del SGD junto a la disposición frente al compresor

El diseño de IGV a 90° ha sido construido en materiales plásticos, salvo las placas direccionales que fueron realizadas en acero. La forma de construirlo ha sido empleando de dos tapas una de las cuales contiene los alabes y la otra hace de cierre hermético, (dejando solo el contorno del elemento), al que por un lado se lo une a la boca de entrada al compresor y por el otro a un adaptador rectangular. En la figura 5.19a se puede apreciar una vista abierta del mecanismo usado. La apertura de los



vanos o placas planas del SGD se denota con un ángulo denominado  $\beta$  el cual se forma entre la posición radial de la placa y su propia apertura. Cada una de las placas planas pueden rotar sobre su eje de simetría y el medio empleado para la modificación de su ángulo es manual. El diseño también admite la posibilidad de generar rotación en un sentido u otro respecto de la rotación del rotor del compresor, es decir a favor o en contra, con tan solo elegir una cara u otra del SGD enfrentada al compresor, pues ambas caras tienen construida la salida del SGD, (solo que la que no se utiliza lleva una tapa que cierra el orificio de salida). Como criterio de signos se establece que la rotación del torbellino será positiva cuando gire en el mismo sentido que el rotor y será negativa cuando suceda lo contrario.

### 5.4.2 Estudio en banco de flujo

Con el diseño definitivo construido el aparato se pasa a su caracterización empleando el banco experimental de flujo el cual se ha descrito en el capítulo 3. El banco de flujo es considerado ideal para el cálculo del ángulo de torbellino generado, al que se llama con la letra  $\lambda$  y también como se ha demostrado con el estudio de los codos para la obtención de la pérdida de carga real generada por la propia constitución del generador por donde pasa el gasto másico. El procedimiento llevado a cabo para averiguar la pérdida de carga es similar al llevado a cabo con los codos.

La metodología empleada en la obtención de las pérdidas de presión causadas por el SGD es seguida mediante el desarrollo marcado por Arcoumains and Whitelaw [5.22] y empleado más tarde por Desantes et al. [5.23] en la determinación de la permeabilidad de calor en un motor cilíndrico.

La forma de efectuar la búsqueda de la pérdida de presión ocasionada por el elemento se ha explicado junto a la caracterización realizada a los codos procediendo de igual forma con el SGD, sólo que por su geometría hay que tomar más recaudos que se explican en los trabajos citados en el párrafo anterior. El experimento consiste nuevamente en la realización de dos ensayos A y B en que se obtiene las pérdidas de presión de uno y otro, para luego restarlas, quedando tan sólo la pérdida evidenciada por el elemento estudiado.

En la figura 5.20a se muestra una imagen del emplazamiento del generador de torbellino en el banco de flujo. Aguas arriba del SGD se haya un tubo circular que luego es colocado en la admisión para ser usado en los estudios llevados a cabo en el banco de turbos. Aguas abajo sobre una base del SGD se halla un medidor que cuantifica el par otorgado por la rotación del gasto másico. Luego de ello se halla

ubicado un remanso que sirve para la obtención de la presión total del gasto másico a la salida del SGD.

En la realización del estudio se situaron las placas del elemento en diferentes ángulos para poder evaluar la pérdida ocasionada por cada una de sus aperturas. Los valores de ángulo  $\beta$  elegidos en la caracterización han sido  $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  y  $60^\circ$ . Con cada uno de ellos se obtienen diferentes valores de pérdida de carga que son a su vez función del gasto másico que circula por el SGD, (figura 5.20b). Las ecuaciones empleadas para la obtención del valor de  $\Delta P$  son limitadas por la compresibilidad del fluido a un valor de Mach cercano a 0.2, el cual está dentro del rango de caudal mostrado por la gráfica de la misma

El rango de caudal empleado en el experimento se trata de ajustar al rango de trabajo que emplea el compresor sin importar su régimen de giro, es decir abarcar desde el punto de bombeo hasta el punto de choque para cualquier curva que representa la velocidad de giro constante del rotor. En valores, el gasto másico se ha querido variar desde 0kg/s hasta alcanzar el coincidente con el punto de choque más alejado en el mapa de compresor evaluado axialmente (aproximadamente 0,15kg/s), sin embargo el valor más alto de gasto másico sin el error que produce la aparición del fenómeno de compresibilidad por la metodología empleada se sitúa alrededor de los 0,12kg/s para cualquier apertura.

En la figura 5.20b se puede observar como a medida que aumenta el valor de  $\beta$ , la pérdida de presión es mayor para un mismo valor de gasto másico. Además para cada una de las aperturas de las placas, a medida que aumenta caudales gasto aumenta la pérdida de presión. En la gráfica también se observa que para una apertura de  $0^\circ$  el valor es mayor que para  $15^\circ$  pero menor a  $30^\circ$ , esto significa que el valor de  $\beta$  óptimo que confiere menor valor de pérdida de presión se encuentra entre estos dos valores de apertura. Una explicación a este fenómeno se debe a la carencia de simetría del generador de torbellino diseñado, ya que se compone de un canal de entrada rectangular al que se asocia una geometría en forma de voluta tratando de repartir todo el flujo que viene por el canal por cada uno de los vanos situados en forma radial a la salida circular que no se encuentra en medio del canal rectangular (ver figura 5.19).

Siguiendo con el análisis de los resultados experimentales obtenidos en el banco de flujo es posible calcular el valor del coeficiente de descarga  $C_D$  obtenido por medio de la aplicación de la ecuación (5.8). Dicho coeficiente es el resultado de la relación entre el caudal másico teórico que puede pasar a través de toda la sección de salida del generador de torbellino en una expansión isentrópica, y el valor de masa por unidad de tiempo conseguida por medio del ensayo. Los valores del coeficiente

son calculados para cada una de las aperturas mencionadas. Los resultados, extraídos de cada ensayo hecho por cada apertura, se representan en el gráfico de la figura 5.20c. Las curvas de  $C_D$  tienen un comportamiento constante en casi todo el rango del gasto másico medido aunque se observa que existen problemas en el tratamiento de las medidas cuando el gasto másico pasante a través del SGD es bajo, y también existen problemas a altos valores por culpa de los fenómenos de compresibilidad. Con el descenso del ángulo  $\beta$  descende la magnitud de  $C_D$  aunque entre  $0^\circ$  y  $30^\circ$  son conseguidos similares resultados. Las placas dispuestas a  $60^\circ$  posee mayor diferencia entre el gasto teórico y el real, la respuesta se puede hallar en el área de paso formada entre cada placa dejada al gasto másico al cerrarse hasta dicho ángulo.

Finalmente el estudio en el banco de flujo ha servido para determinar el valor del ángulo de rotación del torbellino  $\lambda$  en función de cada uno de los valores de apertura de las placas planas, por lo tanto queda claro que  $\lambda$  es función de  $\beta$ . Para determinar el valor del ángulo de rotación se realiza un ensayo con un sensor de medición de par del torbellino que lo atraviesa. En la figura 5.20a se esquematiza la posición del medidor de par en relación a la ubicación del SGD y a la dirección del flujo. La descripción de este elemento de medición se ha efectuado en el capítulo 3, junto con la explicación del procedimiento de cálculo en hallar la magnitud del ángulo de rotación. El momento angular con el que viaja el fluido por el sensor es transmitido totalmente a una matriz de rotación que posee el propio aparato. La medida se puede efectuar independientemente del sentido de rotación del fluido. En las aplicaciones de las formulas vistas en el capítulo 3 sobre la descripción de cada ensayo realizado se asume por hipótesis que el gasto másico se comporta como un sólido rígido girando entorno al eje longitudinal del tubo que desemboca al llamado medidor de torbellinos. La expresión implícita de la determinación del valor de  $\lambda$  se refleja por medio de la ecuación (5.5), donde se refleja que este valor es función de los vectores de velocidad que componen dicho ángulo de rotación, y que estos a su vez son función del par, el cual varía con la posición del valor de  $\beta$ .

$$\lambda = \arctan \frac{C_{1T}}{C_{1a}} = \arctan \frac{\pi \rho M D C_D}{\dot{m}_{aire}^2} \quad (5.5)$$

Los diferencia entre los valores angulares de rotación para cada uno de las aperturas se reflejan en el gráfico de la figura 5.20d. El valor del ángulo  $\lambda$  alcanza un valor constante para todo valor de  $\beta$ , por lo tanto dicho valor no es dependiente del valor de gasto másico trasegado por el compresor pasante por el generador del torbellino. Entorno al área del gráfico marcada con puntos alrededor de un valor másico de 0.025kg, y menores, el valor del ángulo del torbellino  $\lambda$  sufre una gran dispersión el valor es errático no tiene ninguna similitud con el resto de resultados para cada una de las aperturas. La explicación de esta comportamiento se encuentra

en el valor de fricción que existe entre los alabes móviles del SGD con el gasto másico pasante. Un valor de gasto másico por debajo de los 0,025kg/s posee una cantidad de movimiento también baja que no contribuye al trabajo de los alabes del SGD para que éstos logren variar la cantidad de movimiento en forma radial. Por lo tanto el torbellino generado no es uniforme que se evidencia por un continuo valor oscilante del par medido cuyo valor muy bajo, si es comparado con otros puntos de medida de caudal mayores a 0,025kg/s. Esto significa que a medida que el caudal desciende el error se amplifica en el cálculo por la aplicación de la ecuación (5.5).

La determinación de la pérdida de presión así como del coeficiente de pérdida de carga en cada ángulo de apertura se emplea la metodología basada sobre dos tests como ya ha sido aplicada a los distintos codos del apartado anterior y cuyas formulas empleadas en la metodología son las que se expresan a continuación:

Por definición el coeficiente de pérdida de presión se puede calcular mediante la ecuación (5.6), que es la diferencia entre el test A y B.

$$K_{SGD} = K_B - K_A \quad (5.6)$$

Luego es aplicada la definición de la pérdida de presión ocasionada por el elemento a caracterizar

$$K_{SGD} = \frac{\Delta P_{SGD}}{0.5 \rho_{amb} c_{amb}^2} \quad (5.7)$$

La ecuación (5.6) y (5.7) describen por lo tanto como se ha obtenido la grafica de la figura 5.20b para los valores angulares 0, 15, 30, 45 y 60°, donde se representa por medio del gráfico el valor de pérdida de presión en función del gasto másico circulante.

En el estudio se incluye el valor de coeficiente de descarga, que es más intuitivo para analizar la capacidad de cada valor de ángulo en perturbar el paso del flujo. El coeficiente se relaciona con la pérdida de área efectiva en la sección de salida del SGD. El cálculo de  $C_D$  se obtiene a partir de la expresión (5.8)

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teorica}} \quad (5.8)$$

Donde la masa teórica es obtenida mediante la ecuación de la tobera para flujos no compresibles.

$$\dot{m} = SP_{amb} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)T_{amb}}} \sqrt{\left(\frac{P}{P_{amb}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_{amb}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad (5.9)$$

Por lo tanto del seguimiento empleado se obtienen las graficas que se han ido comentando a lo largo de todo este apartado.

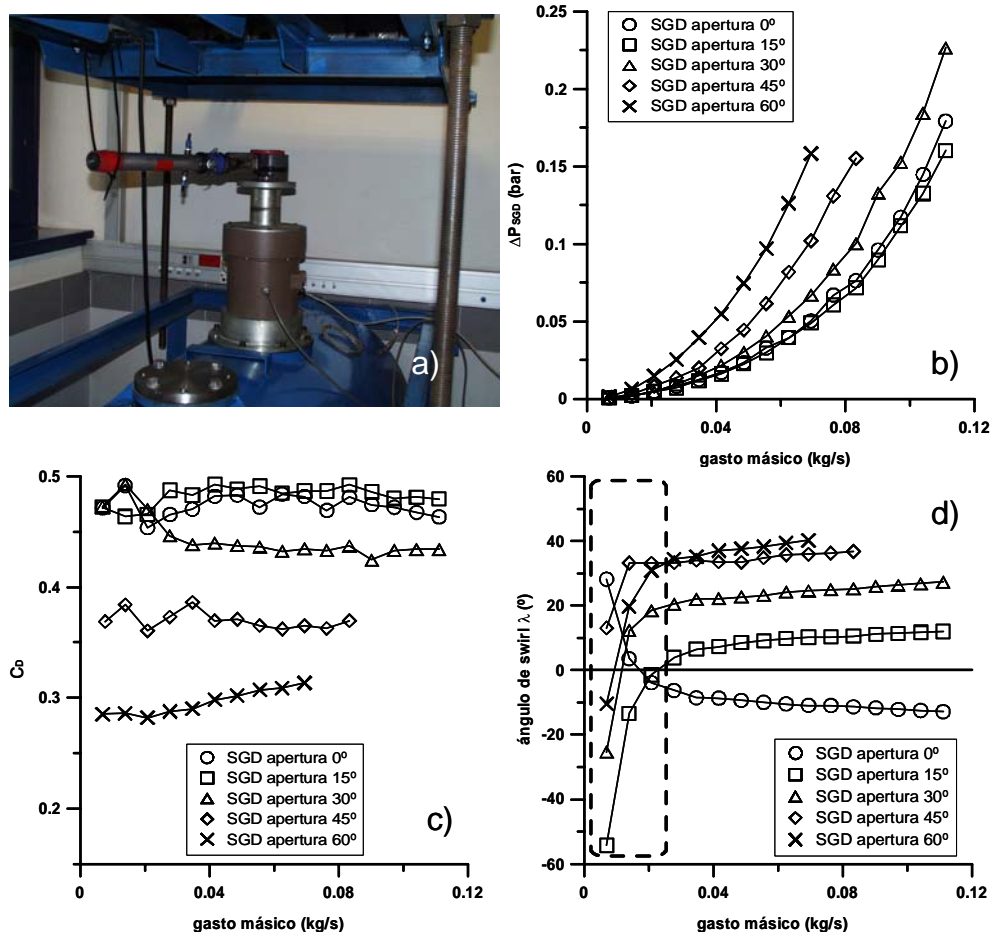


Figura 5.20 a) Esquema para medir el torque del aire a la salida del SGD en el banco de flujo, b) perdida de presión para cada ángulo estudiado, c) coeficiente de descarga, d) ángulo de torbellino obtenido dependiendo del ángulo de las palas del SGD

### 5.4.3 Ensayo en banco de turbos

En esta tesis el banco de turbos se ha empleado para la mayoría de los ensayos. El uso de esta instalación singular ha servido para la caracterización de un

compresor con las distintas aperturas del SGD, ubicado a su entrada respetando la distancia acotada elegida como extrema para acomodar un artilugio como el SGD. La descripción del banco de experimentación ha sido realizada en el capítulo 3, pero se pueden encontrar más información de la misma con una descripción detallada sobre los distintos ensayos realizados y la capacidad de adaptación de la sala en trabajos como los presentados por Galindo et al. [5.24] o Lujan et al. [5.25].

El SGD ha sido emplazado aguas arriba del compresor muy cercano al inductor a una distancia similar a la que fueron ubicados cada uno de los codos empleados para el estudio anterior. Los puntos de medida de los parámetros de caudal másico junto a los de presión y temperatura son medidos antes del generador, y después del compresor en que se mide presión y temperatura. El procedimiento de medida satisface las exigencias de las normas SAE, al igual que sucedía en el estudio de los codos.

Brevemente se comenta el procedimiento de uso del SGD. Primero se produce el anclaje de las placas planas sobre la superficie interna del SGD, y luego se fija el ángulo de apertura  $\beta$ . Los ensayos de caracterización del compresor correspondieron a valores de apertura de 15, 30 y 60 grados. Los tres valores de  $\beta$  son ensayados con generación de torbellino en el mismo sentido de rotación del compresor (torbellino positivo), y en rotación opuesta (torbellino negativo). El cambio de sentido de la rotación del torbellino se hace efectivo por el cambio de posición del SGD a la entrada del compresor, gracias a que su invención permite que el fluido pueda salir por una cara u otra de su superficie. Una de las caras cuando no es usada se le pone una tapa que queda bajo relieve en la superficie interna del generador de torbellino. Al finalizar cada caracterización al SGD se ubicaba del reverso y se tapaba la salida que había sido usada sin variar el valor angular de apertura  $\beta$ . En total se lograron medir 6 mapas distintos del compresor, cada uno de ellos comparado con el mapa original del propio compresor centrífugo sin ningún elemento extraño en su admisión axial.

Los mapas de compresor realizados por medio del SGD con las tres variantes de apertura de las placas planas son representados por medio de la figura 5.21a, b, c y d. La primera de ellas es una ampliación de la gráfica siguiente que representa la comparación entre los mapas obtenidos con un ángulo  $\beta$  igual a  $60^\circ$  y el mapa axial. Con esta ampliación se resalta la mejora que provoca el torbellino sobre la zona de bombeo respecto del mapa axial. Sin embargo este resultado se ve empañado viendo en la figura siguiente la caída en relación de compresión y rango de operación del compresor por la pérdida de carga provocada por una apertura de  $60^\circ$ . Este resultado confirma la caracterización hecha en el banco de flujo para esta posición angular del aparato donde el coeficiente de pérdida de carga era muy pequeño. En figura 5.21b, c y d, la relación de compresión se calcula por medio de las medidas entre la presión aguas abajo del compresor y la realizada aguas arriba del SGD. Esta disposición hace que la pérdida de carga se sume a los valores pertenecientes al mapa del compresor.

En cada uno de los mapas medidos, el límite de bombeo se evalúa por medio de los criterios presentados en esta tesis y que se encuentran explicados con más ejemplos en el trabajo desarrollado por Galindo et al. [5.24].

En cada una de las figuras que componen las distintas aperturas ensayadas con rotación del torbellino tanto positiva como negativa no se evidencian grandes cambios en la zona de cada una de las líneas de bombeo a bajos regímenes de giro. La explicación a la poca efectividad del SGD en esta parte del mapa se debe a que los valores de gasto másico se encuentran dentro de la zona de poca fiabilidad en la generación del torbellino, marcada en la figura 5.21d. En esta zona del mapa no se esperan por lo tanto grandes cambios respecto a los valores axiales, ya que el par entregado no tiene una magnitud significativa para el trabajo del compresor. Sin embargo la efectividad del par se evidencia en los valores más altos de régimen de giro como se evidencia en la figura 5.21b y su amplificación mediante la figura 5.21a donde se evidencia una modificación positiva de la línea de bombeo. El mismo resultado aunque más tenue se evidencia en la gráfica de la figura 5.21c.

Es evidente al observar en cada uno de los mapas que para caudales mayores a 0,025 kg/s hay una clara tendencia de división de las curvas de los mapas caracterizados con un sentido de rotación u otro. Las elaboradas con un torbellino negativo tienen más relación de compresión que las curvas confeccionadas con el torbellino en sentido positivo. La diferencia de relación de compresión entre ambas curvas se relaciona perfectamente con la teoría sobre la rotación de un fluido a la entrada de un compresor que será explicada más adelante, sin embargo ninguna de ellas llega a alcanzar los valores de relación de compresión de los puntos obtenidos mediante la configuración axial. Una explicación al hecho que con el SGD no se consigue llegar al nivel de axial es a consecuencia de la pérdida de carga que genera cada una de las aperturas en mayor o menor grado.

Los resultados tienen un gran acuerdo con los valores obtenidos de pérdida de carga calculada por medio de los ensayos del banco de flujo donde la progresión de la pérdida de carga asciende conforme aumenta el ángulo de apertura. Por este motivo en la figura 5.21d que corresponde al valor de 15°, consigue ser el más próximo a los puntos axiales. Observando este mismo gráfico donde se encuentran los tres mapas (axial, +15°, -15°) no se ven diferencias significativas entre la rotación del torbellino positiva y negativa. La explicación a éste fenómeno se debe al bajo ángulo  $\lambda$  que ronda los 10 a 12°, que no generan una diferencia del cambio de trabajo del compresor si se emplea una rotación positiva o negativa.

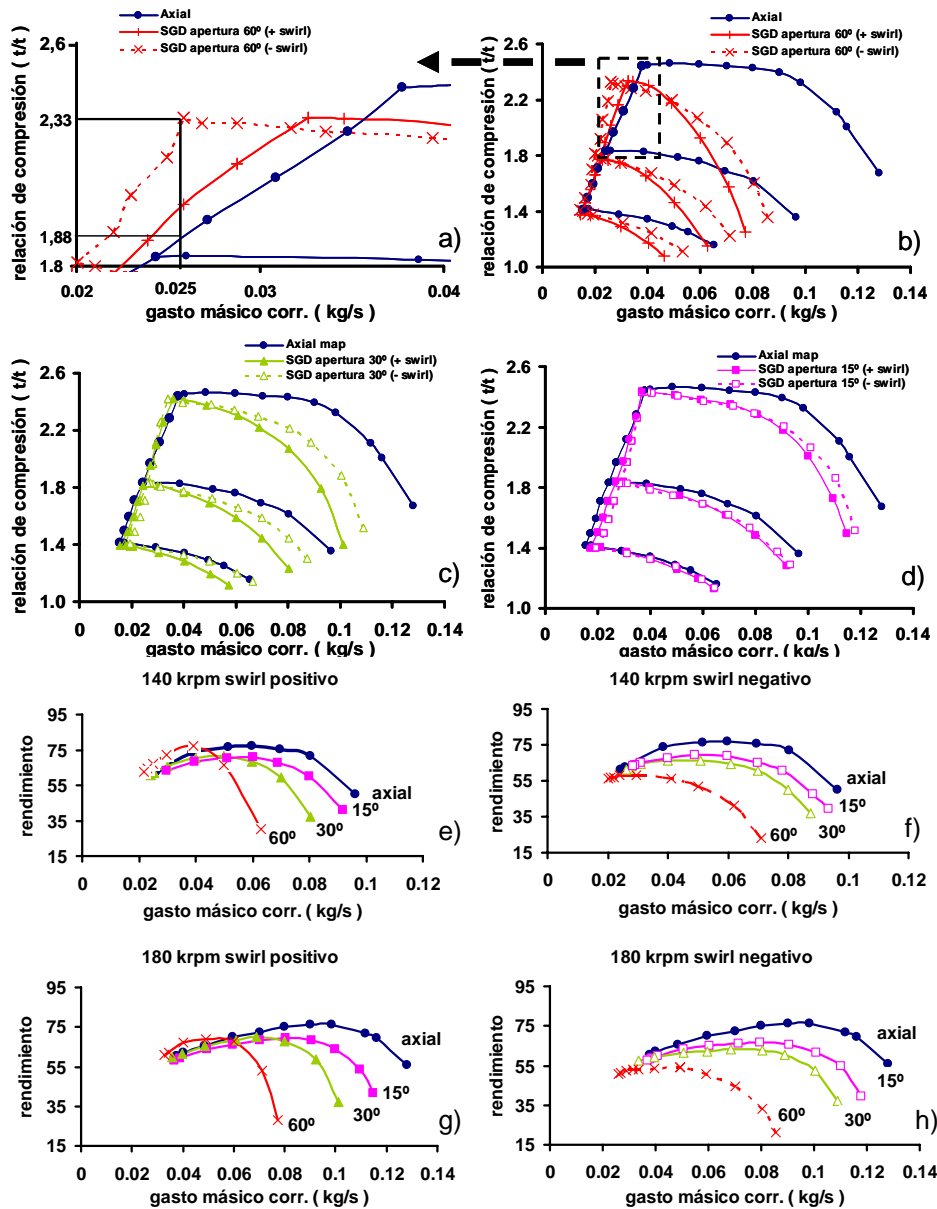


Figura 5.21 Relación de compresión y rendimiento de las aperturas 15, 30 y 60°

Siguiendo con el análisis del sentido de la rotación se puede comprobar que se consigue un mejor avance de la línea de bombeo con la rotación negativa. En el caso negativo el valor de caudal de bombeo se ha reducido un 25%. Además es interesante el resultado visto desde el punto de vista de la relación de compresión, porque para un gasto de 0.026 kg/s en lugar de obtener 1.88 se puede alcanzar los 2.33,



incrementando el valor en 0.5 bares, Esta mejora aplicada para el caso de los motores sobrealimentados es una ganancia muy importante en la búsqueda de mejoras en sus prestaciones.

En la figura 5.25e a la figura 5.25h se muestran los resultados de la eficiencia obtenidos con los valores de presión y temperatura totales, siguiendo la ecuación obtenida entre la relación del trabajo isentrópico y el real:

$$\eta = \frac{T_{01} \left( Rc^{\frac{\lambda-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_{02} - T_{01}} \quad (5.10)$$

Los valores del rendimiento son presentados en graficas distintas para el sentido negativo y el positivo a valores de ángulo de aperturas de las placas planas en el SGD entre 15, 30 y 60°, superponiéndolos con los resultados del axial, donde todos son examinados para un valor de régimen de giro a 140krpm y 180krpm.

Las curvas muestran que la pérdida de presión causada por la reducción en el área de paso del SGD tiene una influencia negativa en la eficiencia del compresor pues a más apertura menor es el valor de rendimiento respecto del axial para un mismo valor de gasto másico.

#### 5.4.4 Análisis conjunto de resultados

La perdida de presión medida en el banco de flujo se puede quitar de la caracterización de cada uno de los mapas medidos. Por lo tanto es posible obtener la medida de la presión absoluta a la entrada del compresor antes del SGD. De esta manera la relación de compresión puede ser calculada sin los efectos de las pérdidas causadas por el SGD. Para un mejor entendimiento se muestra la figura 5.22a, en ella, hay un diagrama donde se expone como el proceso termodinámico desde el punto 1 al 2 cambia cuando las pérdidas de presión son eliminadas. El proceso termodinámico desde 1' a 2 se acerca más al proceso isentrópico porque el punto 1' calculado tiene menor presión que la medida efectuada en el punto 1, sin embargo el punto 2 es un valor que no varia pues depende exclusivamente del trabajo efectuado por el compresor al flujo.

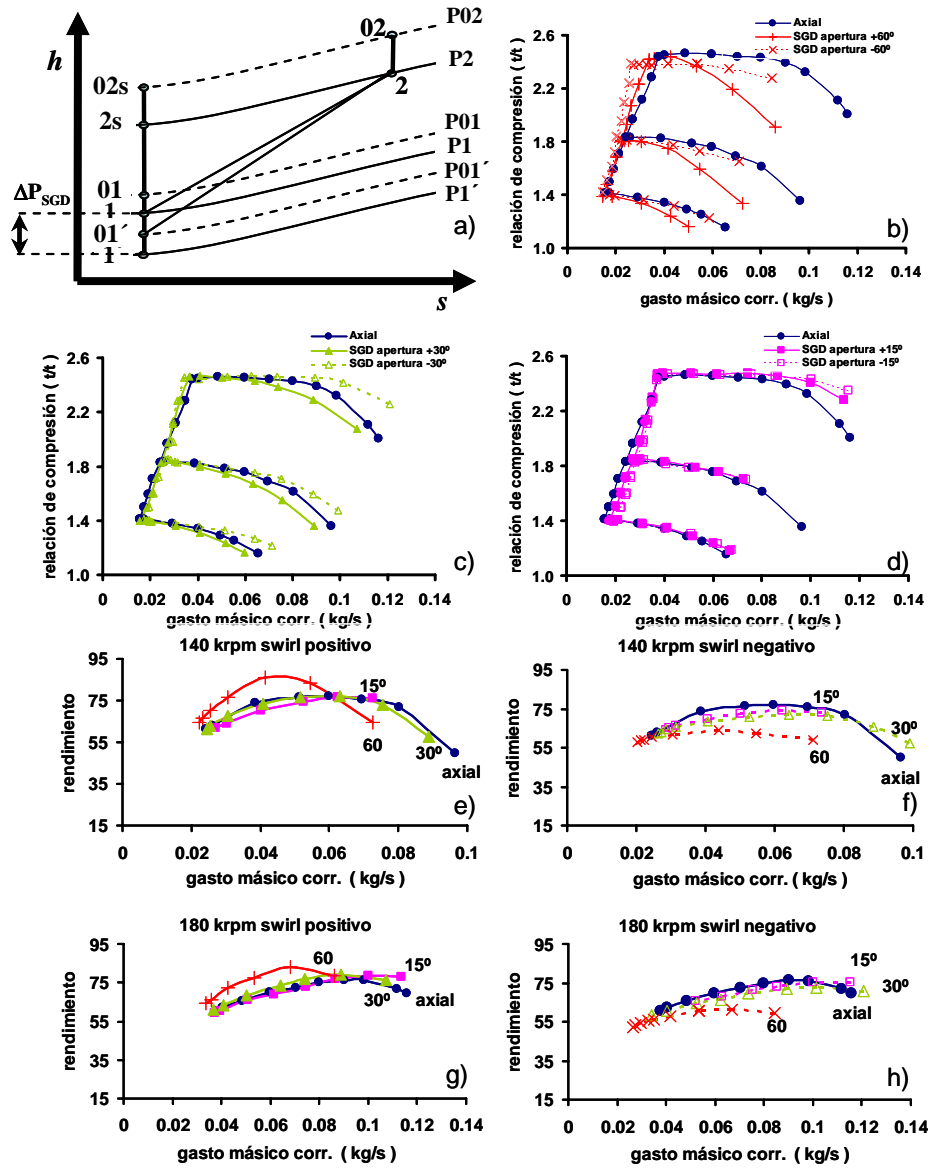


Figura 5.22 Inclusión de la pérdida de carga causada por cada posición de los vanos del SGD

En esta última figura compuesta por varias gráficas se observan los mapas reconstruidos por medio del cálculo con la nueva presión habiendo quitado las pérdidas de presión causada por cada apertura de los vanos del SGD. Comparando el resultado obtenido con la figura 5.21, se puede observar el efecto de las pérdidas de presión en la relación de compresión y la eficiencia. Los mapas de la figura 5.22 pueden ser coherentes con la influencia de la rotación en los vectores de velocidad en la entrada del inductor del compresor.

Efectuando un análisis mas detallado, en la figura 5.23 se muestra la configuración de un triangulo de velocidades aplicado al borde ataque del inductor, tanto para sentido de giro positivo como para el caso de rotación negativa del propio fluido, en esta aplicación se asume que la velocidad de rotación y el caudal másico es el mismo para ambas aplicaciones de los triángulos de velocidades.

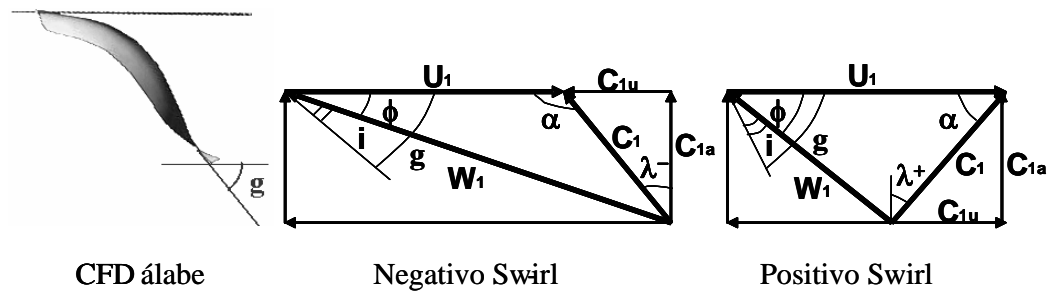


Figura 5.23 Triangulo de velocidad para rotación positiva y rotación negativa del fluido a la entrada del inductor del compresor centrífugo

La velocidad relativa  $W_1$  posee un mayor incremento de su valor con la rotación negativa que con una rotación positiva. Con las condiciones mencionadas en la aplicación del triangulo de velocidades, es decir  $U_2$ ,  $U_1$  y  $c_{2a}$  son constantes, el trabajo del compresor expresado mediante la formula de Euler queda

$$W_c = U_2 c_{2U} - U_1 c_{1U} \tag{5.11}$$

En el análisis se supone que el valor del ángulo de fuga del fluido en el rotor es constante ya que es función de la geometría del borde de fuga de la pala del rotor. Aunque se debe aclarar que dicha hipótesis no es rigurosamente cierta, porque el ángulo de salida se sabe que varía con la deflexión sufrida por las líneas de corriente al variar las condiciones aguas arriba, pero la hipótesis es aproximativa. Por lo tanto, aplicando la mencionada suposición, el único término afectado al torbellino es el que contiene los valores de las velocidades de entrada, más precisamente el valor de la velocidad tangencial de entrada denotado como  $c_{1T}$

Desarrollando la ecuación (5.11), queda

$$W_c = U_2 c_2 \cos \alpha_2 - U_1 c_1 \cos \alpha_1 \tag{5.12}$$

Claramente se observa que la ecuación depende del valor del coseno de  $\alpha_1$ , aquí se puede deducir que el trabajo efectivo con pre-rotación positiva es mas pequeño que en el caso axial, y que a su vez es mas pequeño que el caso de tener una pre-rotación negativa, tal y como queda expresada dicha relación mostrada con la inecuación (5.13). Así, para la misma temperatura y misma relación de compresión, la eficiencia isentrópica llega a ser mayor que para los otros dos casos.

$$W_c \text{ (giro positivo)} < W_c \text{ (axial)} < W_c \text{ (giro negativo)} \tag{5.13}$$

Evidentemente la variación producida en la magnitud del trabajo por unidad de tiempo afecta el alcance logrado en magnitud de relación de compresión ( $R_c$ ). La expresión (5.12) debela el orden de magnitud del valor alcanzado por cada una de las características del flujo ensayadas. El sentido positivo de rotación posee el menor valor con respecto a las restantes opciones en la conducción del fluido a la entrada del compresor. La velocidad relativa es menor afectando el incremento de la presión en el fluido. Por lo tanto la inecuación (5.11) muestra que al variar el sentido de la rotación reduce o aumenta el trabajo efectuado sobre el fluido afectando el valor final de compresión. En los mapas que se enseñan en la figura 5.21 se puede apreciar las diferencias de presión final que ya han sido comentadas para un mismo valor de gasto másico y un comportamiento del fluido sin rotación (axial) o bien con pre-rotación positiva o bien pre-rotación negativa. Sin embargo en la teoría explicada no tiene en cuenta las pérdidas de carga ocasionadas por la presencia del generador de rotación delante del compresor. Para la confirmación de dicha teoría debe restarse la magnitud de la pérdida de carga producida por cada valor de apertura  $\beta$ , de los mapas de la figura 5.9, resultado que se muestra en la figura 5.22.

$$R_c (\text{giro positivo}) < R_c (\text{axial}) < R_c (\text{giro negativo}) \quad (5.14)$$

Los mapas calculados nuevamente mediante esta estrategia de restar la pérdida de presión confirman lo expuesto por las inecuaciones 5.13 y 5.14. Sin embargo, aunque esto se verifica para cada uno de los casos, no está tan claro, con la obtención de los resultados para 15 y 60 grados. En el primero, la relación de compresión tanto en un sentido como en el otro son prácticamente iguales, esto significa que el valor de rotación no influye de forma significativa sobre el inductor y menos aún sobre el trabajo del compresor aunque como ya ha sido explicado si que tiende a un comportamiento teórico de ambas rotaciones para valores de gasto másico cercanos al valor de choque. La escasa diferencia entre las curvas de esta apertura tiene que ver con el valor muy pequeño del ángulo de giro de rotación, aunque crecen cuando al aumentar la magnitud del gasto másico aumenta la magnitud del vector velocidad de entrada y esto hace aumentar la diferencia de la velocidad relativa entre los dos sentidos de rotación. Respecto de la rotación que se alcanza con un ángulo de apertura de las placas planas de  $60^\circ$  (vano del SGD), los valores de relación de compresión se quedan iguales o por debajo del los conseguidos con la configuración axial, lo cual es una contradicción con lo explicado por medio de las inecuaciones. La razón se encuentra ligada a los bajos valores de eficiencia obtenidos con  $\beta$  igual a  $60^\circ$  con respecto al caso axial. Sin embargo, esta configuración otorga la mejor eficiencia a 180krpm con respecto a la línea de bombeo.

Analizando los resultados de la eficiencia isentrópica mediante la adición de la pérdida de carga, los valores mostrados en la figura 5.22f y figura 5.22h para  $+15^\circ$  y  $+30^\circ$  de  $\beta$  son moderadamente mas bajos que los valores obtenidos para la

configuración axial. Sin embargo, para la apertura de  $60^\circ$  con giro positivo a bajos valores de caudal hay un significativo incremento de la eficiencia, siendo aquí palpable la mejora en la operación del compresor. En el caso del giro negativo, el valor de rendimiento desciende conforme crece el ángulo  $\beta$ . En el caso donde la compresión es muy similar o incluso menor al valor otorgado por el axial, los valores de trabajo son mayores, tal como lo predice la ecuación (5.13), lo que explica la baja eficiencia obtenida.

#### 5.4.5 Estudio en CFD

La influencia de los distintos valores de  $\beta$  sobre la línea de bombeo y la evaluación de la eficiencia de trabajo del compresor se han desarrollado como se ha descrito en el banco de turbos. Sin embargo, la información obtenida del estudio de CFD es la que muestra el comportamiento del campo fluido a la entrada del compresor, sobre su inductor, en el borde de ataque. El software empleado ya ha sido descrito junto al estudio de los codos. El modelo creado fue calculado en condiciones cuasi-estacionarias, para poder ser comparadas con las medidas realizadas en el banco de flujo. Además, el gas másico es considerado incompresible, y la diferencia entre la entrada y la salida del sistema modelado es de 1500 Pa. El valor de la densidad en todo el dominio es considerado constante. En el procedimiento de este estudio se han ido haciendo cálculos verificando la posibilidad de simplificaciones del problema alcanzando un error alrededor del 3% el cual no afecta los resultados finales arrojados por la herramienta CFD.

Lamentablemente en el modelo la malla era complicada de realizar, por lo que era necesaria una malla desestructurada que representara la compleja geometría, con unas muy finas celdas sobre las placas planas del SGD. En el desarrollo se empezó el cálculo con una malla de 80000 celdas consiguiendo la independencia de malla con un total de 230000 celdas. El frente de la malla así como la sección de entrada del compresor se muestran en la figura 5.24. El cálculo estacionario converge cuando el residuo es menor que  $10e4$ , y tanto el caudal másico como la velocidad se estabilizan en un valor constante. En el cálculo, la longitud total del tubo de salida es de 176mm, la extensión se efectúa simplemente para no interferir con un error del cálculo por la cercanía de la condición del límite de contorno, además esta prolongación permite la representación del comportamiento del fluido en la sección transversal del área paso en la entrada del compresor, que se sitúa a 80mm de la salida del SGD.

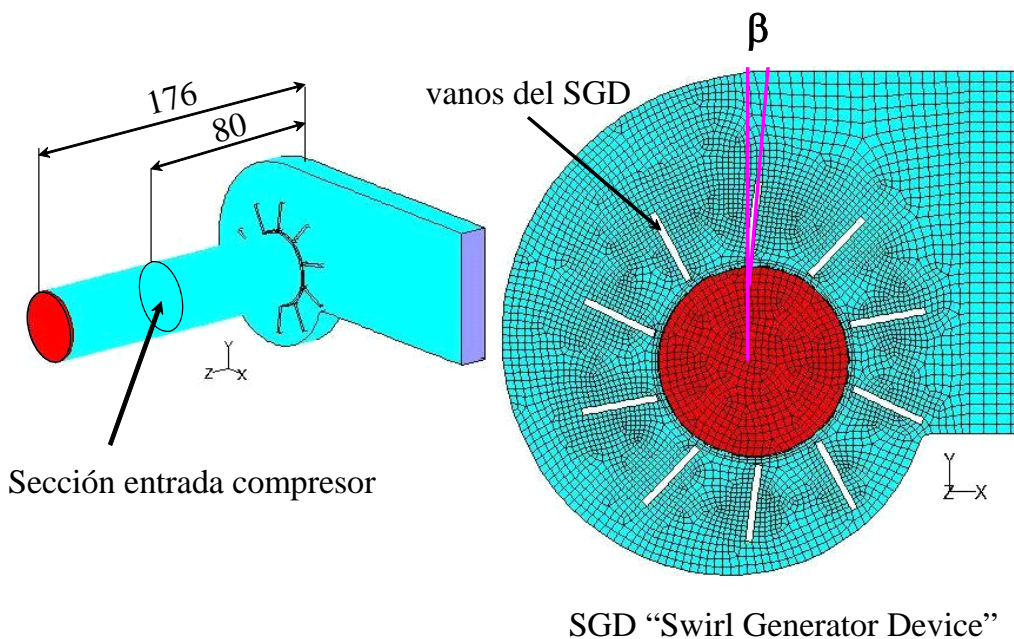


Figura 5.24 Representación del mayado del SGD y su distancia a la sección del compresor

Los resultados obtenidos a través del cálculo CFD, son comparados con los resultados experimentales en valores de pérdida de presión y del ángulo de rotación del torbellino generado por medio de las condiciones de contorno impuestas. En el primer estudio los cálculos han sido desarrollados con valores de gasto cerca de la línea de bombeo en el mapa del compresor. Para una pérdida de presión de 1500 Pa, el valor obtenido de caudal llega a 0.03 kg/s, pudiendo ser comparado con los resultados experimentales del banco de flujo. Los parámetros a ser comparados se muestran por medio de dos graficas en función del ángulo de apertura del SGD (figura 5.25).

La pérdida de presión se valora por medio del coeficiente de presión  $K_{SGD}$  (figura 5.25a). En ambas curvas trazadas en el grafico se resalta lo relativamente bajo que es el valor de K manteniendo un valor prácticamente constante hasta ángulos de  $\beta$  igual a  $30^\circ$ . Sin embargo luego crece rápidamente a medida que se van cerrando los vanos o placas planas del SGD, llegando prácticamente a doblar el valor alcanzado correspondiente a  $60^\circ$  respecto del perteneciente a  $30^\circ$ . El efecto provocado por la reducción del área de paso entre los vanos del SGD al cerrarse por el cambio del ángulo  $\beta$ , confirma los resultados conseguidos del banco de flujo sobre el valor de la pérdida de presión. Para valores entre 0 y  $30^\circ$  el área no se modifica abruptamente por lo que los valores son muy similares. Cuando se calcula el valor de K mediante el procedimiento explicado en el capítulo 3, se asume que el valor conseguido de  $K_{SGD}$  es

el mismo para un flujo con o sin rotación. Esta hipótesis simplista no es del todo correcta, puesto que la pérdida de presión ocasionada por un elemento por el que atraviesa el gasto másico depende de la característica propia de circulación del fluido a la entrada. Lamentablemente es imposible poder cuantificar el valor de la pérdida de presión mediante la ecuación (5.7) si no es por el procedimiento de simplificar el comportamiento del flujo como no rotatorio. Junto a esto la pérdida de la presión total medida es obtenida utilizando no solo el SGD, sino también el acople situado entre el aparato y el tubo de sección circular. Este elemento no se ha tenido en cuenta en el estudio de CFD para simplificar el desarrollo del mayado. Esta situación hace casi probable el aumento de la pérdida de carga medida experimentalmente de la modelada, tal como se observa en la figura 5.25a, pues el acople es un elemento cónico que pasa de una sección circular a una sección cuadrada. Esta característica hace que la maya a crear fuera más compleja, y la principal finalidad del estudio en CFD consistía en ver el comportamiento rotacional del flujo en la sección de paso por el compresor, no en el valor de la pérdida de presión, que simplemente se coge como un resultado complementario al principal.

La figura 5.29b muestra el incremento rápido del ángulo de torbellino  $\lambda$  desde un valor negativo hacia los valores positivos quedando el valor neutro de giro alrededor del ángulo de  $\beta = 10^\circ$ , que continua en forma lineal hasta el valor  $\beta$  igual  $30^\circ$ , luego del cual varia su pendiente entre éste último valor y  $45^\circ$ , luego del cual la pendiente de la curva se suaviza a un más hasta los  $60^\circ$ . La curva trazada para cada valor de  $\lambda$  en función de  $\beta$  a gasto másico constante tiende a un valor constante, pues su pendiente se ve suavizada conforme aumenta el ángulo de apertura  $\beta$ . en la figura 5.29b se denota como la curva tiende a una forma asintótica para  $\beta$  igual a  $60^\circ$  el valor de  $\lambda$  es igual a  $36^\circ$  que puede ser cercano al máximo posible a un valor constante de gasto másico igual a  $0,03 \text{ kg/s}$ . Imponiendo sobre la misma gráfica los datos de los valores experimentales obtenidos al valor de gasto másico especificado da como resultado que las curvas de cada uno de los estudios tienen la misma evidencia asintótica. Para ángulos de  $\beta$  entre  $10$  y  $15^\circ$  donde el giro del torbellino se hace negativo poseen el mismo valor. Sin embargo, al aumentar el valor de  $\beta$  se evidencian diferencias que obedecen al error que se comente en la medida del par cuando el fluido es muy escaso y el giro es muy débil o endeble (no se desarrolla en su totalidad). A esto hay que agregar la manipulación manual de las placas del SGD para acomodar el valor  $\beta$  que por supuesto es menos precisa que el modelo.

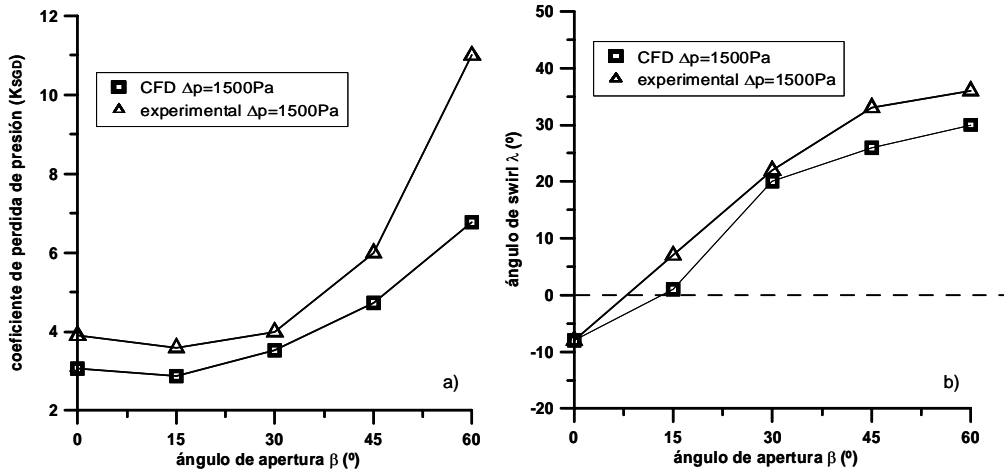


Figura 5.25 Comparación experimental vs CFD en relación a los valores de K y λ

El comportamiento dinámico del gasto másico es mostrada en términos de velocidad en la figura 5.26 para las cuatro aperturas modeladas (15°, 30°, 45° y 60°) y una pérdida de presión de 1500 Pa donde el gasto másico pasante es un valor de 0,03 kg/s. Donde se contemplan las líneas de corriente del gasto másico desde la entrada cuadrada del SGD hasta la sección transversal de entrada al compresor representada por un círculo a una distancia cercana a la salida del SGD circular.

Analizando las escalas de velocidad en los resultados de CFD, las áreas de color más claro representan una velocidad cercana a los 33 m/s y las áreas oscuras un valor cercano al nulo o de recirculación. En cada figura el área frontal representada corresponde al inductor del compresor, en ella se puede observar como a medida que aumenta el valor del ángulo de las placas en el SGD, el torbellino se hace más uniforme y concéntrico, es decir que el fluido tiende a repartirse cerca del borde de la sección circular de salida. En las figuras 5.26c y 5.26d la distribución es perfectamente radial. Esta configuración implica que el área efectiva se reduce conforme se aumenta el de valor β tal como lo demuestran los resultados obtenidos en el banco de flujo. La distribución anular es mucho más tenue para los valores de 15 y 30° de las placas, sin embargo es posible identificar el área efectiva.



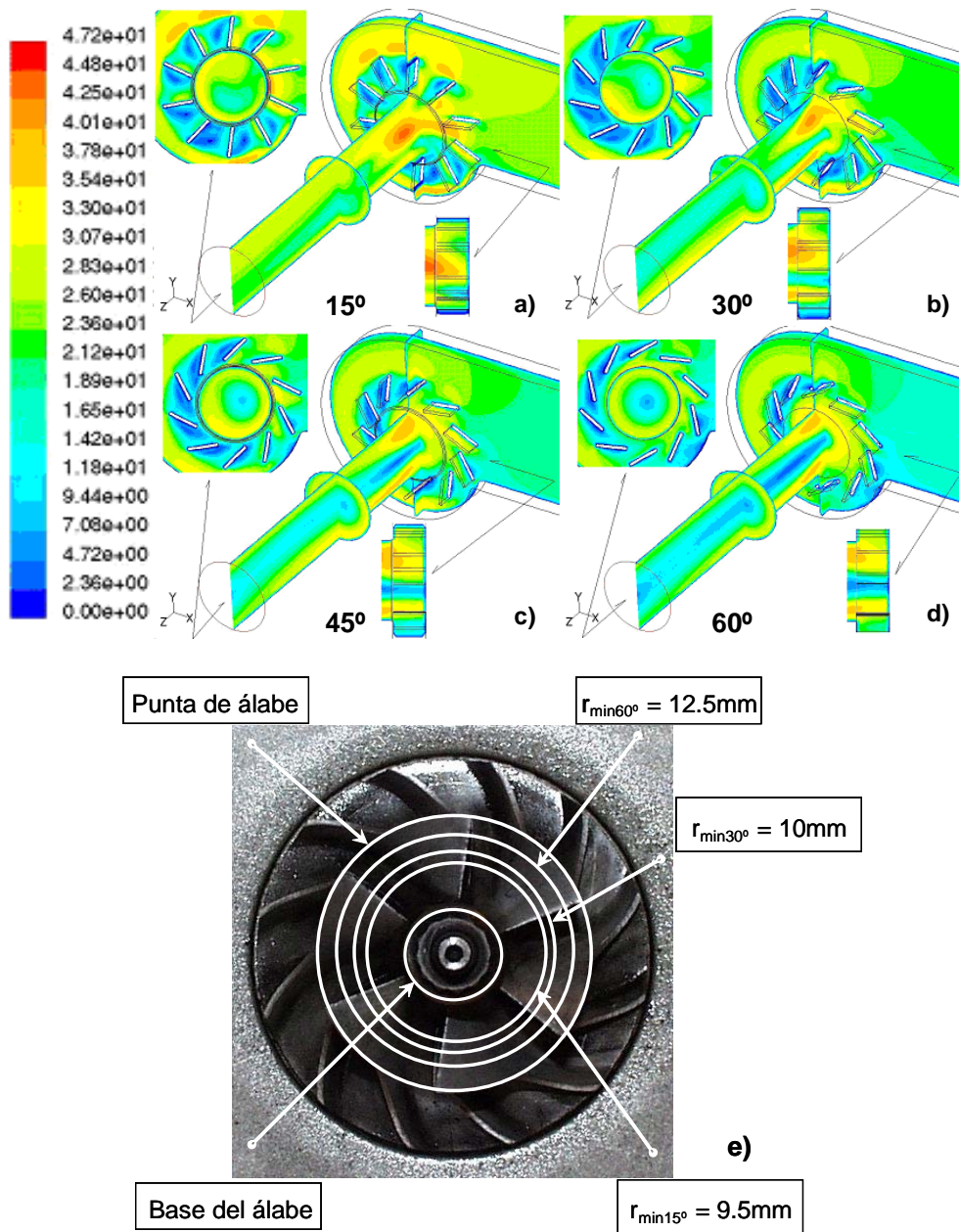


Figura 5.26 a),b),c) y d) Comportamiento del fluido a la salida del SGD obtenido en el estudio de CFD, e) Área transversal utilizada por el flujo sobre el inductor para 15, 30, 45 y 60 grados de los vanos del SGD

Con los resultados se establece un radio mínimo, luego del cual no circula flujo hasta la base de la pala. Entre el radio mínimo y el radio máximo es por donde se acumula el gasto másico pasante. El área de circulación de fluido se obtiene a partir del valor de  $C_D$  definido por el método experimental en el banco de flujo. El cálculo de cada una de las secciones son mostradas en la figura 5.26e. En la que se muestra el mínimo radio empleado por el fluido en su circulación desde el SGD al compresor.

#### 5.4.6 Análisis de velocidades en el inductor

La relación entre el comportamiento del compresor, el sentido de rotación, el área de paso efectiva circular anular y las velocidades de aproximación del fluido, en el seno de los resultados obtenidos con cada uno de los estudios realizados sobre el comportamiento del SGD, con el compresor se intentará explicar en este aparatado la modificación sufrida por la línea de bombeo con el giro negativo y positivo del torbellino. Las líneas de flujo predichas por el estudio de CFD, en la salida del SGD, son empleadas para la obtención de las variables necesarias para calcular el triangulo de velocidades en el inductor del compresor, es decir, sobre su borde de ataque. La construcción se hace por un lado con la información obtenida del estudio de CDF, donde se ha mostrado la repartición anular del fluido, por lo tanto, se conoce como es el área efectiva que emplea el fluido a su entrada del inductor. Por otro lado el ángulo de ataque del borde del alabe (zona de inductor) se obtiene mediante un proceso de digitalización de una de sus palas, para luego ser ubicada sobre un software de diseño tipo AUTO-CAD, con el que se obtiene el ángulo de ataque del perfil ( $g$ ). La base geométrica utilizada en la obtención del valor es la propia base del disco del rotor, que es también digitalizado.

Con la sección efectiva calculada para cada apertura de las placas ( $\beta$ ) y aplicando la ecuación de continuidad se conoce la velocidad de entrada del gasto másico hacia el borde del inductor ( $C_{1a}$ ), este valor es calculado como el promedio entre el  $r_{min}$  donde  $r_{min} = f(\beta)$  y el  $r_{max}$  que coincide con el radio interior de la carcasa. El valor del ángulo del torbellino ( $\lambda$ ) es cogido en el mismo punto medio del área efectiva para todo  $\beta$ , asumiendo que la distribución del torbellino es lineal desde el  $r_{min}$  a  $r_{max}$ . El valor de  $\lambda$  se obtiene a partir de la ecuación (5.7), donde el valor de la velocidad tangencial del fluido ( $c_{1t}$ ) la axial  $c_{1a}$  y el valor de  $K_{med}$  se obtienen por el procedimiento del calculo explicado en el capitulo 3. Con las dos velocidades, junto a los valores de los ángulos  $g$ ,  $\lambda$  y el valor tangencial de la velocidad del rotor  $U_1$ , se obtienen los vectores de velocidad y los ángulos del triangulo de velocidades, que se muestra en la figura 5.16, en ellas se exponen las velocidades relativas ( $W_i$ ) del aire al enfrentarse al inductor. El ángulo de aproximación del fluido ( $\phi$ ) sobre el ángulo de ataque de la pala es obtenido por medio de la ecuación (5.15)

$$\phi = \arctan \frac{c_{1a}}{U_1 c_{1U}} \quad (5.15)$$

Con el valor del ángulo de aproximación y el ángulo de ataque se establece el ángulo de incidencia ( $i$ ) de la partícula a su entrada al compresor

$$i = g - \phi \quad (5.16)$$

La expresión (5.16) se obtiene de la información aportada por Japikse [5.26] para la definición del ángulo de incidencia, estableciendo el medio del área efectiva para su cálculo y recordando que cada posición de las placas tiene su propia sección de paso.

La finalidad del cálculo del ángulo  $i$ , se justifica por el buen ajuste entre los datos experimentales y los datos aportados por el estudio del modelado en CFD. La reconstrucción de los triángulos de velocidades ha sido realizada para  $\pm 15^\circ$ ,  $\pm 30^\circ$  y  $\pm 60^\circ$  de apertura de las placas del SGD, solo para la región del bombeo (los signos indican el sentido de giro del torbellino). El ángulo de incidencia ( $i$ ) y la velocidad relativa ( $W$ ), se han graficado en función de la velocidad de giro del rotor ( $\omega$ ), en la figura 5.15, comparando cada resultado con el valor de la configuración axial cuya sección de área efectiva sobre el inductor es estimada como el área real de paso del flujo. En el análisis los valores negativos de rotación (figura 5.27a y c) y los valores positivos (figura 5.27b y d) están separados. Los resultados muestran en general como el valor de  $W_1$  es más alto para la rotación negativa que para la positiva y a su vez sobre la axial, aunque los valores de ángulo de incidencia son menores en el caso de giro positivo. Por lo tanto, en este estudio, el efecto de la velocidad relativa es más importante que la mejora del ángulo de incidencia para el corrimiento de la línea de bombeo hacia menores valores de gasto másico debido a la zona considerada como “mojada” por el flujo sobre la porción de pala en el inductor.

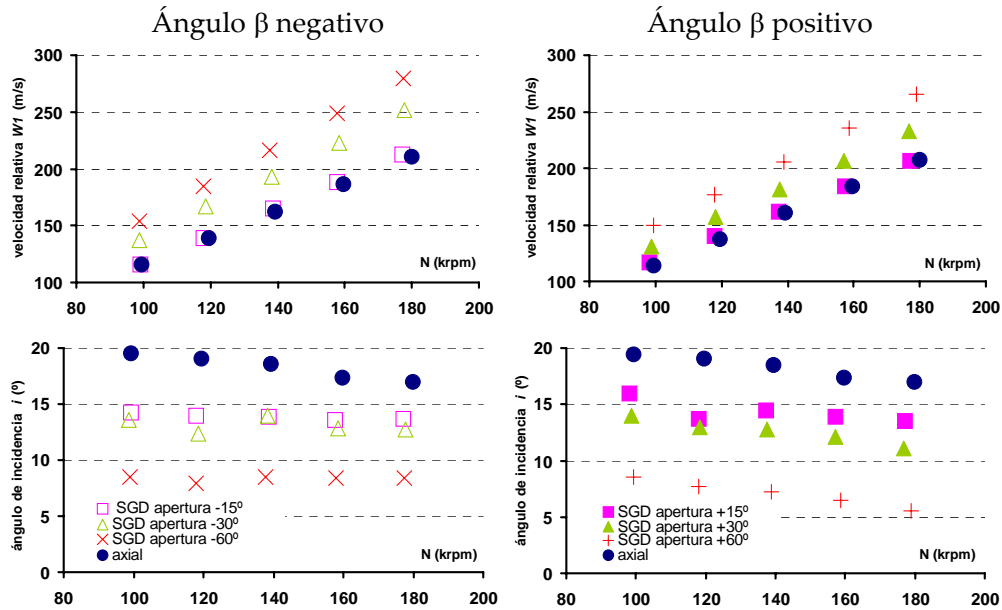


Figura 5.27 Valores de  $W e$  ( $i$ ) para rotación del fluido positivo y negativo

La explicación se basa en la obtención del mismo valor de relación de compresión con dos velocidades relativas distintas. El compresor será más estable trabajando con el mayor valor de velocidad, debido a que el gradiente adverso de presión es equilibrado en un punto, aguas abajo de la pala, más alejado del inductor que en el caso del compresor trabajando a menor velocidad, donde estando muy cercano puede generar una inestabilidad muy elevada junto a la creación de los vórtices ya explicados en el capítulo 2, sobre la misma zona donde incide el flujo que sale del SGD. Con la creación de los vórtices en la entrada del inductor del compresor alimentados por el flujo inverso en la punta del álabe se pueden alcanzar valores de ángulo de incidencia mayores al crítico, por la deflexión que produce sobre las líneas de corriente la cercanía de los vórtices sobre el borde de ataque. Con la superación del ángulo crítico la capa límite se desprende totalmente de la superficie del álabe, luego de la cual sobreviene el fenómeno de bombeo. Evidentemente para el caso de una apertura de  $60^\circ$  el valor de velocidad es muy elevado para bajos gastos máscicos prevaleciendo sobre la generación de las inestabilidades como los vórtices comentados, por lo tanto obliga al mapa a variar la posición de su línea de bombeo, sin embargo a mayores valores de masa pasante en el compresor, las curvas del mapa caen estrepitosamente debido a la alta velocidad de entrada llegando rápidamente al punto de choque. En este mismo tema se ha hablado de la pérdida de carga, pero aun descontada el mapa a  $60^\circ$  para uno u otro sentido de rotación el mapa sigue estando muy por debajo de la caracterización de mapa hecha sin rotación. Esta conclusión es muy evidente en los mapas de compresor en relación de compresión mostrados en la

figuras 5.21 o bien figura 5.22 que se dibujan sin las pérdidas de presión ocasionadas por el propio generador de torbellino.

Para el resto de las aperturas no es posible hallar un significativo movimiento de la línea de bombeo respecto de la configuración axial, esto se debe a que no hay una gran variación. Considerando que los puntos de bombeo son muy similares porque la influencia de la pérdida de presión no es muy significativa con bajos caudales de masa y que son los puntos representados en la figura 5.27, al igual que sus velocidades de entradas.

Si se analiza la situación desde el punto de vista de los valores de rendimiento, en el valor de  $\pm 60^\circ$  se produce un cambio en la eficiencia isentrópica, en los puntos de bombeo (figura 5.26g a figura 5.26h). Por un lado la mejora de la eficiencia es observada en la figura 5.26h para el caso de  $+60^\circ$ , esta mejora es causada por la reducción del ángulo de incidencia respecto de la configuración axial (figura 5.27d). Por otro lado la figura 5.27c muestra que el ángulo de incidencia se ve también reducido para el caso de  $-60^\circ$ . Sin embargo, no hay una mejora de la eficiencia respecto de la configuración axial, pero los valores en ambos casos son similares ya que la pérdida de carga en axial es despreciable.

De todo lo dicho respecto del análisis de triángulos de velocidades hay dos aspectos importantes a considerar; el primero de ellos es aseverar que el fluido es completamente anular, pero la distribución no es del todo uniforme para pequeños valores de  $\beta$ , un ejemplo de ello es el ángulo de  $15^\circ$  como se puede comprobar por medio de la figura 5.26a. El segundo punto a tener en cuenta es que los puntos analizados corresponden a valores de caudal másico alrededor de  $0.025 \text{ kg/s}$ , como ya ha sido mencionado para valores por debajo de éste, las medidas de torbellino producidas por el SGD son inciertas debido al débil momento angular provocado por los vanos móviles. Sin embargo la metodología empleada es totalmente válida para el caso en que se logra un efectivo movimiento positivo de la línea de bombeo del mapa original del compresor para una posición de  $60^\circ$ , donde todos los aspectos considerados son totalmente válidos.

## 5.5 Conclusiones

En este capítulo se ha visto como una geometría por simple que esta sea puede afectar la funcionalidad del compresor, al ser ubicada aguas arriba. En primer término se han presentado las variaciones de una admisión a  $90^\circ$  respecto del eje del compresor representada por medio de una geometría acodada. En el estudio se ha empleado un codo con una área de sección constante igual al la sección de la entrada a compresor. Manteniendo la sección se efectuó una variación de radios de curvatura que derivaron en 4 codos distintos por la variación de este solo parámetro. El radio de curvatura se puso en función del diámetro de la sección de paso, es decir  $\frac{3}{4}$  de diámetro, un diámetro,  $1 \frac{1}{2}$  diámetros y 2 diámetros. Al colocar los codos a una distancia de cero diámetros, es decir el codo pegado a la entrada del compresor, el mapa del compresor se ve afectado por el codo de menor radio de curvatura y conforme se va aumentando de diámetro la desviación se hace cada vez menos notoria. Por un lado una de las zonas más afectada es la línea de bombeo en todas las curvas de régimen de giro, y por otro lado la zona del resto del mapa a altos valores de régimen en el valor de la relación de compresión alcanzada.

Exactamente el mismo caso de afectación se evidencia cuando el codo que ha dado mayor desviación se ubica a distancias mayores de la boca de entrada al compresor (1 diámetro y 2 diámetros). Al alejar el codo, la incidencia que el mismo ejerce sobre el compresor, se atenúa quedando a una distancia de dos diámetros valores similares de puntos de bombeo y relación de compresión en todo el campo del mapa.

Por lo tanto la incidencia que el codo ejerce sobre el campo fluido solo afecta al compresor si el radio de curvatura es igual o menor al diámetro de la sección y si la distancia relativa entre el codo y la entrada a compresor es menor a un diámetro tomando como parámetro el diámetro de la misma sección de entrada.

Considerando nuevamente una entrada a  $90^\circ$  se realiza un estudio sobre le comportamiento que el compresor adquiere ante un flujo rotando a su entrada, considerando las afirmaciones halladas en la bibliografía que aseguran obtener una estabilidad mayor en la zona de los puntos de bombeo y con ello lograr modificar a valores mas pequeños la línea de bombeo del compresor. La metodología se basa en el diseño y construcción de un elemento que genere un torbellino dispuesto a  $90^\circ$  de la entrada del compresor conformado por vanos variables. El elemento se ha inspirado en los sistemas IGV y en los mecanismos de funcionamiento que poseen las turbinas de geometrías variables. El aparato resultante se ha denominado SGD "Swirl Generador Devide", el cual ha sido diseñado con el fin de encontrar alguna mejora

sobre la zona de bombeo por medio de generar una rotación del fluido tal como se realiza con un IGV axial convencional en compresores centrífugos de aplicación industrial. Los resultados encontrados aquí establecen nuevamente la importancia de la uniformidad y la velocidad pero en este caso se pone de manifiesto el aditamento de la rotación que hace mejorar el ángulo de incidencia sobre la zona cercana a bombeo. Por otra parte se consigue, obviando la pérdida de carga del elemento diseñado, un mayor aporte de compresión por parte del compresor para valores de giro negativos del aire que ingresa al rotor que para el sentido de giro positivo o la configuración axial, justificada esta dinámica mediante las ecuaciones de Euler.

El SGD no solo puede adoptar diferentes ángulos de apertura generando diferentes magnitudes de rotación sino que puede generar torbellinos en uno y otro sentido de rotación, por lo tanto su diseño ha sido muy flexible para el estudio, del que se extrae que la rotación afecta la estabilidad del compresor en cada una de las zonas del mapa. Cuando el SGD posee un ángulo de apertura muy elevado las mejoras de estabilidad se evidencian en la zona de bombeo, ya que con ello se consigue puntos de bombeo de menores valores de gasto másico. Sin embargo altos valores de apertura afectan seriamente el resto del mapa tanto en valores de gasto másicos máximos como en los valores de relación de compresión. Por lo tanto para mermar estos problemas se puede elegir menores valores angulares mediante los cuales se ha evidenciado que el comportamiento llega a ser similar a los puntos obtenidos sin la colocación del SGD, aunque lamentablemente al bajar el ángulo de apertura no se consigue mejorar la estabilidad hacia valores menores de gasto másico.

La conclusión que se puede obtener de este estudio es que una rotación de gasto másico a la entrada del compresor no es efectiva de aplicar operacionalmente si no se consigue una variabilidad controlada de la misma para distintos puntos de trabajo del compresor, donde en el caso del SGD, si un compresor actúa sobre la línea de bombeo se selecta una apertura de los vanos de ángulo muy elevado y si actúa en puntos alejados de la misma ángulos de apertura muy pequeños. Poseer una rotación sin control significa perder prestaciones del trabajo realizado del compresor en alguna zona de su mapa característico.

Como último se analizan los resultados obtenidos mediante el uso de una configuración de admisión axial a la que se incorpora un cono. La idea del estudio de dar continuidad al cono que de por sí trae el compresor centrífugo de fabrica ha dado un resultado sorprendente en estabilidad del compresor sobre la zona de bombeo y no deja que haya una variación importante en el resto del mapa como sucede con el caso de los codos y de SGD para ángulos de apertura elevados. El codo genera una genera un campo dinámico estable que afecta a las procesiones de inestabilidad acontecidas en el inductor del compresor, sin embargo esto no ha sido aun demostrado por

ninguna de las herramientas empleadas para definir con objetividad y sin equivocaciones cuales son las razones mas seguras del porque de este resultado, el cual es repetitivo, porque cuando se ha ensayado una admisión de motor de automoción con la incorporación de un cono, la estabilidad del compresor en la zona de bombeo a gastos menores se vuelve a producir.

La herramienta de CFD ha sido una de las empleadas para tratar de visualizar alguna diferencia de comportamiento del fluido con y sin cono extendido a la entrada del compresor, pero lamentablemente no se aprecian grandes diferencias que justifiquen las diferencias de resultados de los mapas de compresor medidos con y sin el cono extendido. Por lo tanto una primera aproximación es la que se menciona en el párrafo anterior aunque para demostrarla es necesario juntar en el modelo el rotor del compresor con el cono y de ese modo modelar el sistema de entrada completo. Este trabajo es uno de los trabajos futuros ha realizar desarrollando un modelo de compresor en 3D.

En resumen se ha demostrado en este capitulo que cualquier perturbación del flujo controlada afecta en mayor o menor medida el campo de trabajo de un compresor centrifugo empleado para la sobrealimentación sin que se modifique aerodinámicamente alguna parte interna del mismo. A su vez hay que tener en cuenta que cuando se mejora una zona se empeora otra dentro del mapa si es que el elemento situado aguas arriba del compresor es de geometría fija. Por lo tanto hay que saber cuantificar las perdidas y las ganancias obtenidas por la colocación del elemento.



## 5.6 Bibliografía

- [5.1] Coppinger, M., Swain, E., "Performance Prediction of an Industrial Centrifugal Compressor Inlet Guide Vane System", IMechE, Part A: Journal of Power and Energy 2000, Vol. 214 pp. 153-164.IGV
- [5.2] Whitfield, A., Sutton, A.J., Leonard, H.J., "The Development of Turbocharger Compressors with Improved Surge Margin", IMechE 1991, C433/063. pp. 9-18.
- [5.3] Jiang, P.M., Whitfield, A., "Investigation of Vaned Diffusers as a Variable Geometry Device for Application to Turbocharger Compressor", IMechE, part D: Journal of Automobile Engineering 1992, Vol. 206 pp. 209-220.
- [5.4] Tange, H., Ikeya, N., Takanashi, M., Takanashi, H., "Variable Geometry Diffuser of Turbocharger Compressor for Passenger Vehicles", SAE 2003-01-0051, 2003.
- [5.5] Ledger, J.D., Benson, R.S., Furukawa, H., "Improvement in Transient Performance of a Turbocharged Diesel Engine by Air Injection into the Compressor", SAE-730665, 1973.
- [5.6] Skoch, G.J., "Centrifugal Compressor Surge Margin Improved with Diffuser Hub Surface Air Injection", NASA, Annual Report RT 2001.
- [5.7] Pinkus, O., "Liquid Particle Dynamics and Rate of Evaporation in the Rotating Field of Centrifugal Compressors", Journal of Engineering for Power, January 1983, Vol.105, pp. 80-87.
- [5.8] Kindl, H., Schorn, N., Schulte, H., Serrano, J.R., Margot, X., Donayre J.C., "Influence of Varius Compressor Inlet Designs on Compressor Performance", September 2004 Valencia España THIESEL 2004, pp. 103-115.
- [5.9] Kim, Y., Engeda, A., Aungier, R., Direnzi, G., "The Influence of Inlet Flow Distortion on the Performance of the Centrifugal Compressor and he Development of an Improved Inlet Using Numerical Simulations", IMechE, Part A: Journal of Power and Energy 2001, Vol. 215 pp. 323-338.
- [5.10] Engada, A., Kim, Y., Aungier, R., Direnzi, G., "The Inlet Flow Structure of Centrifugal Compressor Stage and Its Influence on the Compressor Performance", ASME, Journal of Fluid Engineering , September 2003, Vol. 125, pp. 779-785.

- [5.11] Hunzinker, R., Dickmann, H.P., Emmrich, R., "Numerical and Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor with an Inducer Casing Bleed System", IMechE, part A: Journal of Power and Energy 2001, Vol. 215 pp. 783-791.
- [5.12] Pampreen, R.C., "Compressor Surge and Stall", 1993, Concepts ETI, Inc ISBN 0-933283-05-9.
- [5.13] Holset Turbocharger, "HTi.", Issue N° 2 Holset Engineering Company Ltd., 2003 pp8-9.
- [5.14] Ariga I, Kasai, N., Masuda, S., Watanabe, Y., Watanabe, I., "The Effect of Inlet Distortion on the Performance Characteristics of a Centrifugal Compressor", ASME, Journal of Engineering for Power, April 1983, Vol. 105, pp. 223-230.
- [5.15] Supercharger Testing Standard. 1995. SAE J1723 ISSUED AUG95. Society of Automotive Engineers, Inc.
- [5.16] Turbocharger Gas Stand Test Code. 1995. SAE J1826 REAF. MAR95. Society of Automotive Engineers, Inc.
- [5.17] Yoshinaka, T., "Surge Responsibility and Range Characteristics of Centrifugal Compressors. Second International Congress on Gas Turbines, Tokio, Japan 1977.
- [5.18] Nikpour, B., "Turbocharger Compressor Flow Range Improvement for Future Heavy Duty Diesel Engines", THIESEL 2004, Conference on Thermo- and Fluid Dynamics Processes in diesel Engines, pp. 125-143.
- [5.19] Wallace, F.J., Whitfield A., "Experimental and Theoretical Performance of a Radial Flow Turbocharger Compressor with Inlet Prewirl", IMechE 1991, C433/063. pp. 9-18.
- [5.20] Predin, A., Bilus, I., "Influence of Additional Inlet Flow on the Prerotation and Performance of Centrifugal Impellers", Journal of Hydarulic Research 2003, Vol. 41 N°2 pp. 207-216.
- [5.21] Pan, D., Whitfield, A., Wilson, M., "Design Considerations for the Volute of Centrifugal Fans and Compressors", IMechE, part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1999, Vol. 213 pp. 401-410.

- [5.22] Arcoumanis, C., Whitelaw, J.H., "Fluid Mechanics of Internal Combustion Engines", 1987 IMechE 201 (C1).
- [5.23] Desantes, J.M., Benajes, J., Urchueguía, J., "Evaluation of the Non-Steady Flow Produced by Intake Ports of Direct Injection Diesel Engines", Exp. Fluids 19 Vol. 1 pp.51-60.
- [5.24] Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Cervello C. "Surge Limit Definition in a Specific Test Bench for the Characterization of Automotive Turbochargers with Pulsating and Continuous Flow". Experimental Thermal and Fluid Science, Vol 30/5 pp. 449-462. 2006.
- [5.25] Lujan J. M., Bermúdez V., Serrano J. R., Cervello C. "Test Bench for Turbocharger Groups Characterization" SAE 2002-01-0163, 2001.
- [5.26] Japikse D., "Centrifugal Compressor; Design and Performance", ISBN 0-933283-03-2, 1996, Concepts ETI, Inc.



## 6 Estudio de las condiciones aguas abajo del compresor.

6.1	INTRODUCCIÓN .....	232
6.2	CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL FENÓMENO DE BOMBEO .....	235
6.3	MAPA EXTENDIDO DEL COMPRESOR .....	241
6.3.1	<i>Gasto positivo.</i> .....	241
6.3.2	<i>Gasto negativo.</i> .....	244
6.3.3	<i>Análisis de los resultados.</i> .....	246
6.4	VALIDACIÓN DEL MODELO DE BOMBEO EN FLUJO CONTINUO. ....	256
6.4.1	<i>Validación empleando la señal de presión.</i> .....	256
6.4.2	<i>Validación empleando medida de velocidad.</i> .....	258
6.5	VALIDACIÓN DEL MODELO DE BOMBEO EN FLUJO PULSANTE .....	268
6.5.1	<i>Generación de pulsos en el sistema de compresión.</i> .....	268
6.5.2	<i>Ensayo en motor</i> .....	282
6.6	CONCLUSIÓN. ....	293
6.7	BIBLIOGRAFÍA .....	296

## 6.1 Introducción

Como se ha ido comentando a lo largo de esta tesis, los compresores utilizados en la industria en general, así como aquellos empleados en la sobrealimentación, principalmente centrífugos, vienen siendo aplicados desde los años 50 en el sector de la industria del automóvil. Sin embargo, es en la actualidad, cuando la sobrealimentación experimenta un abrupto interés por las prestaciones y beneficencias que adjudica al motor diesel. Este factor genera, entonces, un mayor auge en investigación y desarrollo enfocado a este sistema, es decir, que se apunta al desarrollo e investigación hacia los compresores centrífugos y las turbinas centrípetas.

En los motores diesel de automoción la sobrealimentación es una de las metodologías o estrategias más empleadas en las mejoras de prestaciones, reflejadas en los valores de potencia, el descenso del consumo de combustible y la reducción de contaminantes emitidos a la atmósfera, etc. El nivel de exigencia para alcanzar estas metas ha ido en pleno aumento, hasta un punto en que el sistema de sobrealimentación es llevado hoy día hasta sus límites de funcionamiento tantos aerodinámicos como mecánicos. Por lo tanto, se emplean métodos o estrategias aplicadas a variar los límites con el fin de ser alejados de los puntos de trabajo, como las explicadas en el capítulo 5.

Al mejorar la estabilidad en la zona de bombeo se trabaja sobre los nuevos límites conseguidos que se traduce en un descenso del aporte de energía entregada a la turbina manteniendo el valor de aporte de presión a los cilindros (ver resultado del SGD). No obstante, estas metodologías no impiden que se presenten problemas de estabilidad. En la bibliografía existen algunos trabajos que hablan sobre la aparición de bombeo ocurridos en el funcionamiento de un motor [6.1][6.2].

Algunos novedosos sistemas de sobrealimentación en motores han incorporado un compresor centrífugo más. El sistema de compresión con la implementación de los dos compresores se puede emplazar en forma paralela (secuencial) o bien en serie con las que se obtienen una relación de compresión final mayor que si se empleara un solo compresor. Sin embargo, tampoco estos sistemas se libran de la posible aparición del bombeo ya que pueden tener algunos inconvenientes relacionados con la aparición repentina del fenómeno en uno o en ambos compresores.

Que un compresor entre en bombeo puede afectar tanto al funcionamiento del motor como al propio compresor llegando incluso romperlo. Aunque la característica del bombeo puede variar por el volumen contado aguas abajo del compresor hasta los

cilindros. Por lo tanto, en este capítulo se presentan estudios realizados sobre la influencia que tiene la geometría aguas abajo del compresor en un sistema de compresión como el estudiado por Gritzer, Fink, Moore u otros [6.3][6.4][6.5][6.6][6.7], quienes han verificado el cambio de frecuencia y amplitud del fenómeno de bombeo como los sistemas de compresión vistos en el capítulo 2 o 4. Con la información de la experimentación se realiza la validación del modelo matemático de compresor de sobrealimentación propuesto y explicado en el capítulo 4 de esta tesis.

La implementación de modelos 1D comienza con las investigaciones realizadas sobre compresores axiales, que más tarde son implementadas para los compresores centrífugos. Los modelos más representativos han expuestos en el capítulo 4 en que hay que resaltar las aportaciones realizadas para el establecimiento de un sistema de control denominado “activo” capaz de suprimir la dinámica del bombeo [6.7]. La base del modelo presentado en esta tesis se corresponde con las aportaciones realizadas por Greitzer.

La validación del modelo se realiza en dos partes; por un lado, se efectúan ensayos en un sistema de compresión actuando con flujo continuo y que comprende un tubo de admisión axial aguas arriba y una geometría donde se varía hasta la válvula que regula la resistencia del sistema, algo similar al caso empleado por Hansen [6.6] o el mismo Greitzer [6.3]. Una de estas configuraciones se optimiza para validar la información cuasi-estacionaria ofrecida por el mapa en su zona extendida, completamente de forma experimental, aunque haya autores en la bibliografía que descartan esta posibilidad por la dificultad que acarrea hacer una medición correcta [6.8]. Para solventar los errores de medida se preparan ensayos donde la presión, a la entrada y salida del compresor, es medida con captadores piezoeléctricos con una frecuencia de muestreo de 10 kHz que serán útiles para comparar los valores instantáneos medidos con los resultados obtenidos del modelo.

Por otra parte se implementa la medición experimental de la velocidad de las partículas a la entrada del compresor por medio de la medición láser doppler LDA. La fluctuación de la velocidad es directamente proporcional a los valores de fluctuación del gasto másico por lo que el comportamiento de un parámetro es directamente proporcional al otro. Por lo tanto los espectros de velocidad obtenidos son también comparados con los resultados de los valores extraídos del modelo para su validación en diferentes comportamiento de bombeo.

Un compresor de sobrealimentación no trabaja bajo la influencia de un sistema estacionario. Por lo tanto también en este capítulo se presenta una evaluación del comportamiento del compresor en flujo pulsante haciendo mediciones sobre un

sistema aislado y en un motor sobrealimentado con un solo turbo compresor. Ambos ensayos son modelados más adelante con el modelo de acción de ondas (WAM).

La introducción del compresor centrífugo a trabajar en un sistema que no es estacionario hace posible que pueda existir una variación del trabajo al operar en flujo pulsante y que puede o no afectar a la estabilidad del compresor y el origen del fenómeno de bombeo. Jenny [6.9] menciona la estrecha relación que existe entre el límite de bombeo y la frecuencia de oscilación del gasto másico pasante por el compresor, aplicando para sus estudios diversos valores de frecuencia en la pulsación introducida en el sistema de compresión variando la amplitud. Por lo tanto una de las estrategias se refiere al establecimiento de una metodología de ensayo que apunta a la creación de un flujo pulsante sobre el fluido en el compresor aguas abajo del mismo mediante el empleo de una válvula que simula las distintas condiciones de funcionamiento de un motor a diferentes velocidades de giro en un sistema de compresión simple empleando la configuración establecida en el banco de turbos (tubo - compresor- tubo- válvula rotativa – deposito - válvula de contrapresión o resistente).

En el último apartado de este capítulo se discuten los resultados obtenidos de cada uno de los estudios propuestos. En él se extraen una serie de conclusiones sobre el comportamiento de un compresor en flujo continuo y pulsante, como también es juzgada la validez del modelo de compresor por medio de las medidas experimentales realizadas.



## 6.2 Caracterización experimental del fenómeno de bombeo.

Aquí se presentan los resultados obtenidos en los estudios experimentales realizados bajo la condición de flujo continuo, donde se evalúa el comportamiento del compresor y del dinamismo del fenómeno de bombeo mediante el cambio de la geometría aguas abajo del propio compresor. Además se presenta la caracterización del funcionamiento del compresor haciendo una extensión de la medida cuasi-estacionaria más allá de la línea de bombeo original.

La línea de bombeo convencional se obtiene mediante un sistema de medida que consta de un depósito o remanso al que se suele acoplar la válvula de contrapresión, la cual regula el gasto másico circulante por el sistema de compresión. El esquema experimental empleado para la modificación del comportamiento del fenómeno de bombeo variando la geometría aguas abajo del compresor, se emplea un sistema de trabajo que ha sido presentado en el capítulo 3 basado en la descripción del montaje de los sistemas de compresión para la realización de las medidas experimentales en el banco de turbos. En el sistema de compresión se han considerado diferentes geometrías, variando el volumen aguas abajo.

En la configuración implementada de partida en el banco de turbos, el compresor se encuentra soplando hacia un depósito de 7 litros, tras el cual descarga hacia la atmósfera pasando a través de un área calibrada, que reemplaza a la válvula de contrapresión, que restringe el paso de caudal y sirve de resistencia al sistema de compresión. El sistema se considera en equilibrio cuando el valor de su pérdida de carga es igual al incremento de presión desarrollado por el compresor. El cambio de una válvula neumática por un área calibrada (tapón que restringe el paso de gasto) obedece simplemente a mantener la misma área de paso que no se asegura con una válvula neumática, ya que puede variar para un mismo porcentaje de apertura sensiblemente por motivos de histéresis.

Más tarde, se elimina el depósito y se reemplaza por un conducto circular en cuyo final se aloja nuevamente el área calibrada, para luego liberar el fluido nuevamente a la atmósfera. De este sistema de compresión se han empleado tres configuraciones distintas, diferenciadas cada una de ellas sólo por la variación longitudinal del tubo hasta el área calibrada lo que se traduce en una variación de volumen. Los valores de longitud empleadas han sido 110, 750 y 1000 mm. De esta forma se permite la posibilidad de variar el comportamiento dinámico del fenómeno de bombeo tal como lo describe Willems [6.10].

La dinámica del bombeo se define a través de las fórmulas obtenidas de la investigación llevada a cabo por Greitzer hacia 1976, en la observación del cambio de respuesta de un compresor axial en bombeo al variar el volumen de la configuración aguas abajo de éste. La información más completa es obtenida más tarde por Fink ensayando compresores centrífugos de gran tamaño para la sobrealimentación de motores de pequeños barcos imponiendo dos volúmenes de valores muy diferentes (210000 cm<sup>3</sup> a 1400 cm<sup>3</sup>). De acuerdo a lo expresado por Fink [6.1] el bombeo se puede relacionar con la frecuencia propia del sistema acoplado al compresor bajo un valor numérico adimensional que es definido en la literatura como parámetro de Greitzer, definido en el capítulo 2. Los dos volúmenes con la geometría del sistema experimental de Fink contaban para sus ensayos con un valor de B de 2.7 y 0.25 correspondientes al gran y pequeño volumen respectivamente. Dicho parámetro B sirve para relacionar la frecuencia de resonancia de un sistema de Hemholtz con la dinámica del bombeo y ajustar la geometría a una frecuencia cercana que poseerá el fenómeno de bombeo. La frecuencia de Hemholtz se define como

$$\omega_H = a \sqrt{\frac{A_c}{L_c V_d}} \quad (6.1)$$

Relacionando la ecuación (6.1) con la hipótesis de Greitzer sobre el volumen encerrado aguas abajo del compresor y su relación con las inestabilidades, se define el parámetro B que es función de la frecuencia de Hemholtz de la velocidad tangencial del rotor del compresor y de la longitud total del compresor entre su entrada y su salida.

$$B = \frac{U}{2\omega_H L_c} \quad (6.2)$$

En los ensayos con cada elemento variando aguas abajo, se ha empleado un turbocompresor Honeywell-Garrett modelo GT-1241-Z cuyas especificaciones geométricas son: A/R 0.33, TRIM 45, radio de la base en la entrada  $r_{1b} = 4.05\text{mm}$ , radio mayor de la entrada  $r_{1m} = 10.5\text{mm}$  y el radio del disco rotor  $r_2 = 20.4\text{mm}$ .

En cada uno de los ensayos se ha mantenido la misma línea de admisión axial aguas arriba del compresor y los sensores (temperatura, presión, y gasto másico) se han colocado según la metodología de caracterización (capítulo 3). Uno de los termopares se coloca a la entrada del compresor para comprobar el calentamiento del aire a la entrada y como se comporta dicha temperatura al variar el volumen. El uso del termopar en la boca de entrada obedece a tener un control temporal sobre la aparición de los primeros reflujos en el compresor antes de entrar en el fenómeno de

bombeo. El termopar varía su señal, aumentando el valor de temperatura, partiendo desde la temperatura atmosférica y aumentando excitado por los reflujos que arrastran aire caliente desde la salida compresor hacia la entrada.

En función del estudio realizado con cada uno de las configuraciones propuestas (depósito de 7 litros - tubo de distintas longitudes) se evidencian distintos comportamientos del fenómeno de bombeo. La caracterización de la oscilación ocasionada por el bombeo se realiza por medio del parámetro de la presión a la salida del compresor, debido a su precisión y velocidad de adquisición de datos. En este caso el sensor elegido es un captador piezoeléctrico que posee una frecuencia de muestreo de 10 kHz.

En los experimentos, la metodología de medida se realiza fijando un valor constante de giro de compresor hasta obligarlo a entrar en bombeo. En la muestra de resultados obtenidos mediante esta técnica se presentan 4 diferentes resultados que se presentan en la figura 6.1 dividida en cuatro puntos denominados a), b), c), y d), y que se corresponden con las cuatro diferentes configuraciones ensayadas. En ellas se puede observar la diferencia que existe en la fluctuación de los valores de presión a la salida del compresor, en función de la geometría. En la figura 6.1a se encuentra la medición con el depósito de 7 litros, en que se puede observar la diferencia de amplitud y frecuencia del bombeo con el resto de las medidas b), c) y d) que se corresponden a las variantes de longitud del tubo. Con cada uno de los espectros de presión se ha corroborado que el compresor se halla efectivamente en bombeo empleando el análisis de Fourier y utilizando dicho parámetro, la cual es una metodología de detección explicada por Galindo et al. [6.12]. El resultado de cada uno de los análisis efectuados se expone al lado de la grafica correspondiente a la presión salida compresor.

Cada uno de los casos representados se ha empleado la medida de la presión de salida  $P_2$  debido a que la amplitud del pulso de presión aguas abajo es mayor que la obtenida con la presión de entrada denominada  $P_1$  o por lo menos es más visible, aunque ambas son validas para la caracterización de los pulsos de bombeo.

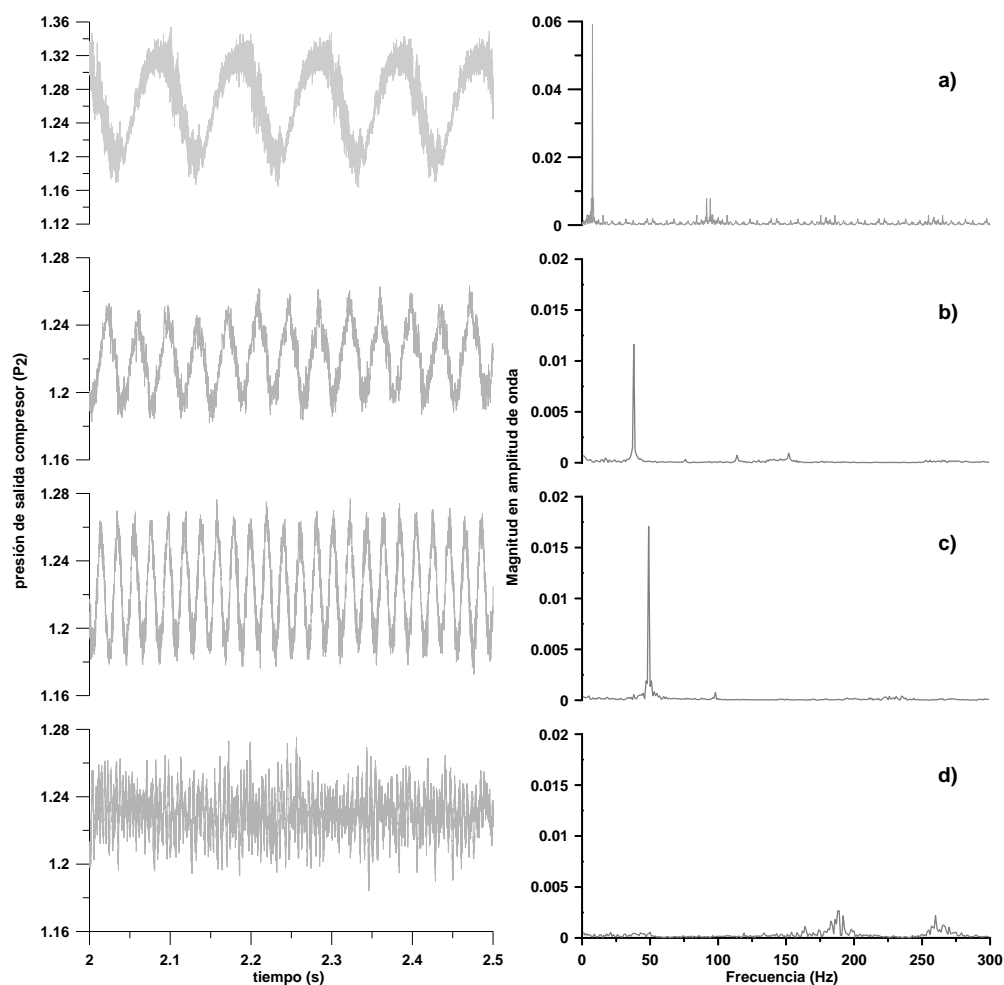


Figura 6.1 Resultado experimental a) bombeo con 7 litros, b) bombeo con tubo de 1000 mm, c) bombeo con 750 mm y d) bombeo con 110 mm

La fluctuación de la presión en la primera de las figuras (a) da una clara señal de inestabilidad con una frecuencia de oscilación de 8 Hz. Por lo tanto, de acuerdo a la definición de las características encontradas en la bibliografía corresponde a una baja frecuencia de oscilación propia del bombeo profundo. Dicha frecuencia de bombeo se obtiene utilizando el depósito en el sistema de compresión. Al aplicar la formula 6.1, el parámetro B resulta cercan a 2, que no es despreciable y es una magnitud que se asocia a frecuencias de bombeo por debajo de los 10 Hz [6.4]. Sin embargo, la señal de bombeo varía a partir de este valor de frecuencia a valores más altos y de escasa amplitud al implementar una reducción del volumen que suponen las geometrías con los distintos tubos.

En la señal mostrada en la figura 6.1d perteneciente a la longitud más pequeña se consigue una medición de alta frecuencia en bombeo donde los valores de presión medidos se asemejan a una medición estacionaria ya que la variación es similar a la que se puede captar en una medida instantánea rutinaria al medir un mapa de compresor aunque el compresor se halle dentro del fenómeno de bombeo, tal como se asegura con el análisis de Fourier.

Las oscilaciones de bombeo producidas con las dos longitudes restantes son del tipo sinusoidal, y tampoco tienen una amplitud ni pulsaciones significativas. En distintas publicaciones que abordan el tema de bombeo en compresores describen que el bombeo genera un sonido grave audible [6.11], pero en estos casos no sucede lo mismo. Con la aplicación de la transformada de Fourier se comprueba que el compresor se halla en bombeo, donde su frecuencia es alta y su amplitud baja. Por lo tanto, como se puede comprobar conforme desciende la longitud del tubo, la tendencia de ascenso de la frecuencia y el descenso de la amplitud se acrecienta. Con la más pequeña longitud de tubo la señal medida de presión no presenta aparentemente fluctuación y su comportamiento es similar a una medida estacionaria.

Los valores de frecuencia obtenidos para cada una de las longitudes han sido de 8, 26, 49 y 175 Hz, con valores del parámetro B dentro del rango de magnitud aportado por Fink en la divulgación de su trabajo en 1992. Queda suficientemente claro por el tratamiento de estos resultados que conforme la longitud disminuye la frecuencia de oscilación del bombeo aumenta para luego transformarse según la literatura en un fenómeno de "*rotating stall*", mientras que la amplitud para las mismas oscilaciones es más pequeña. Con la longitud de 110 mm y 35 mm diámetro, la medida de la presión, si bien tiene una fluctuación, es un valor que se podría considerar constante en el tiempo, pues su amplitud es tan pequeña que es imposible comprobar si el compresor se halla o no, in situ, en bombeo si no es por que se comprueba mediante el tratamiento de Fourier posterior.

Situar a un compresor en dicho estado, es comparable a afirmar que el compresor centrífugo se encuentra operando en condiciones normales de trabajo y estacionalidad, como si de un punto estable dentro de los límites del mapa se tratara. Por otro lado, tal situación de trabajo confirma lo revelado por libro de Lakshminarayana [6.13] en compresores axiales y comentado también por Willems [6.10], quienes consideran que hay una transformación de la situación de inestabilidad, pasando de una situación de bombeo suave, clásico o bien profundo a una situación de "*rotating stall*" o bien en una acción a la que Willems denomina como bombeo de mezcla. Este cambio en la actitud del fenómeno de inestabilidad es tan solo la respuesta al cambio de la geometría aguas abajo del compresor disminuida por un volumen despreciable contando desde la salida de compresor hasta la válvula

resistente y que su respuesta en forma acústica tiene valores altos de frecuencia. Por lo tanto, el valor de la frecuencia de la inestabilidad es semejante a los valores de frecuencia producidos por las celdas inestables que promueven la producción del fenómeno de “*rotating stall*” según lo atribuye distintas investigaciones y cuya información remonta aguas abajo y aguas arriba del compresor [6.14][6.15].

Volviendo con el parámetro  $B$  de Greitzer, manteniendo un valor pequeño de  $B$ , es decir, conservando la geometría aguas abajo con un tubo de escasa longitud (110 mm) a la salida del compresor, junto al área calibrada, se produce una situación de cambio en el bombeo a una señal estable en el tiempo. Con este resultado se garantiza la caracterización de puntos de operación del compresor más allá de la línea de bombeo convencional que suele determinarse mediante valores del parámetro  $B$  convencionales de orden superiores a 0.7.

En conclusión, con la medida obtenida de presión en la medición con el pequeño tubo se considera la posibilidad de caracterización de puntos del mapa más allá del límite impuesto por la línea de bombeo original, de modo a validar el modelo de compresor descrito en el capítulo 4, que necesita la extensión de las líneas de velocidad constante de los mapas de compresor más allá de la línea de bombeo medida con un parámetro  $B$  grande. De este tipo de medidas sólo se han encontrado algunas hechas por Fink con un compresor 4 veces mayor al empleado para esta tesis, sin que este autor considere de sustancial la parte negativa del mapa.

### 6.3 Mapa extendido del compresor

Cada uno de los modelos encontrados en la bibliografía y mencionados en el capítulo 4, constan de la información cuasi-estacionaria proporcionada por el mapa. Como cada compresor posee su propio mapa característico de funcionamiento debido a su diseño, variando el mapa, se representa en los cálculos un compresor diferente. Sin embargo, la información proporcionada por el mapa es insuficiente cuando se trata de resolver problemas de estabilidad o situaciones que conlleven al compresor a trabajar con caudales menores al rango establecido por la información proveniente del mapa estacionario. El rango de funcionamiento se sitúa entre el caudal de la línea de bombeo y la línea de choque para cada velocidad de giro. Cada compresor posee un mapa con un rango de caudal inferior al necesitado por los modelos con los que se desea modelar situaciones inestables, como el fenómeno de bombeo.

Al plasmar los puntos instantáneos de funcionamiento en bombeo en el mapa describen una curva cerrada en forma de lazo o bucle que ya fue descrita en el capítulo 2 y que puede alcanzar, dependiendo del tipo de bombeo, valores negativos de gasto másico. Por ello, en la bibliografía que habla sobre modelos matemáticos de compresor aplicados al estudio del dinamismo del fluido en bombeo, se debe introducir la información de las curvas del mapa extendiendo cada una de ellas más allá de la línea de bombeo y del valor cero de gasto.

#### 6.3.1 Gasto positivo.

La característica más llamativa al extender cada una de las curvas de iso-régimen se encuentran en la diferencia de presión entre los valores de entrada y salida compresor ( $P_1$  y  $P_2$ ) que se mantienen por encima del valor unidad en todo el campo del gasto másico como se puede ver en un bucle característico de bombeo. Así pues, en cada modelo se implementa sobre el mapa la extensión de cada una de sus curvas hasta valores de caudal negativo a régimen constante sin llegar en ningún caso por debajo de la unidad en el valor de la relación de compresión. En muchos de los casos no se valora, o mejor dicho, no se evidencia la rigurosidad entre el parecido de las curvas del compresor real con las establecidas por cada uno de los modelos pero si mantener una curva monótona creciente. El mejor acercamiento para interpretar matemáticamente cada una de las curvas de un mapa de compresor se efectúa en forma de una función polinómica cúbica.

Helvoirt et al. [6.16] son unos de los pocos en relacionar los valores experimentales junto a los obtenidos por medio de la función cúbica definida por Moore [6.5], en la zona del mapa caracterizado experimentalmente dentro del rango

de utilidad del compresor (del punto de máxima relación de compresión al punto de choque) para uso de un modelo aplicado al control de las inestabilidades en los grandes compresores centrífugos industriales.

Otros estudios como los realizados por Chesse et al. [6.8][6.17] hablan sin embargo de lo tedioso que resulta poder medir en forma experimental un compresor en ciertas zonas del mapa extendido que sólo son factibles al remplazarlas por medio del uso de curvas de un orden cúbico. Existen distintos tipos de extensión entre los que se encuentran los aportados por diversos investigadores [6.18][6.19][6.20], alternativos al polinomio de orden 3. De todas formas, sin importar el método de extensión, es necesario respetar una de las premisas de la teoría de Moore, según la cual, para cualquier curva extendida, el punto de la derivada de la función es cero cuando coincide con el punto de caudal nulo. El valor de relación de compresión para caudal nulo se puede obtener por medio de una fórmula matemática presentada por Japikse (ecuación 6.3) y que tiene que ver con la fuerza centrípeta del rotor sobre el aire encerrado en el compresor en relación a su geometría y su velocidad de giro.

$$Rc_0 = \left[ 1 + \frac{\gamma - 1}{2\gamma T_1} \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) \right]^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \quad (6.3)$$

La fórmula anterior es una importante herramienta de estimación, porque evita la necesidad de efectuar una caracterización del compresor para distintos valores de régimen de giro operando con caudal nulo. También facilita estimar los puntos entre este punto y el perteneciente a la línea de bombeo para el mismo valor de régimen de giro, ya que con ambos puntos y una función matemática de orden 3 o bien una curva trazada mediante una curva del tipo spline, se puede obtener la forma de la curva extendida entre los valores de gasto másico cero y de bombeo.

El obtener en forma experimental, los puntos de gasto nulo, no resulta aconsejable para la mecánica del compresor porque pueden suceder situaciones extremas de funcionamiento que derivan en rotura de algún componente del turbocompresor, tal como ha pasado en la realización de la caracterización en el desarrollo de esta tesis. No obstante, aquí no se pasa a discutir la durabilidad de vida de un compresor trabajando en una situación de aparente estabilidad, ya que el objetivo es entender las principales características del fenómeno de bombeo. No se discutirá sobre la peligrosidad que pueda tener un compresor al trabajar en bombeo o bien en “*rotating stall*” para pequeños compresores actuando en un periodo de tiempo extenso en puntos con bombeo de mezcla (bombeo más “*rotating stall*”).



En la figura 6.2 se muestra el resultado obtenido del mapa medido en forma experimental en su parte positiva.

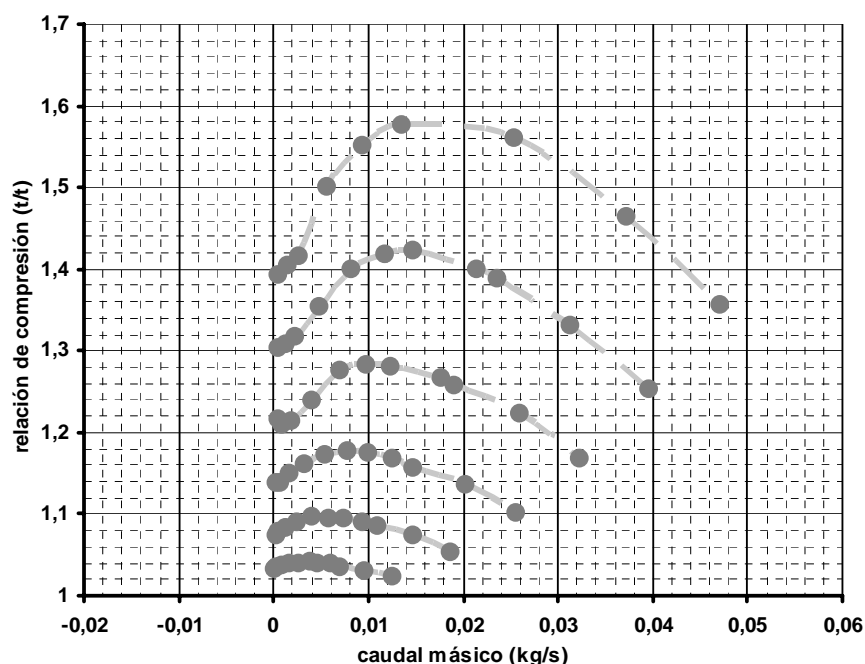


Figura 6.2 Mapa extendido caudal positivo

Como se puede observar, el resultado del mapa extendido confirma que cada valor constante de giro describe una curva de similares características a las descritas en la bibliografía. Se evidencia un cambio en el valor de la pendiente positiva desde el punto cero hasta el valor de máxima relación de compresión, aunque estos puntos tienen en común que su pendiente es nula. Por lo tanto se demuestra una semejanza entre las extensiones realizadas por los diferentes autores y logrando aquí medir una importante cantidad de puntos en dicha zona de difícil caracterización. Por otra parte en esta parte de los ensayos se corrobora la ecuación elaborada para obtener la relación de compresión a gasto nulo junto a los datos extraídos de la medición experimental, comparados ambos por medio de la figura 6.3.

Los valores de  $R_{c0}$  extraídos a partir de la fórmula de Japikse se obtienen introduciendo los datos del compresor empleado para la caracterización completa junto a los datos experimentales medidos de  $R_{c0}$  a diferentes velocidades de giro del compresor. En la gráfica ambas curvas teórica y experimental poseen un acuerdo razonable. Los valores de régimen de giro en que se ha comprobado la validez de la fórmula en el compresor centrífugo están comprendidos entre los 10 a los 140 krpm. Por lo tanto los puntos para las velocidades tanto experimental como matemática

evidencian una similitud que supone la validez de la expresión matemática de Japikse para obtener estos puntos con pequeños compresores implementados para la sobrealimentación de motores de automoción y ser implementada en el modelo de compresor presentada en esta tesis. Theotokatos y Kirtatos [6.21] emplean con éxito en su modelo matemático para compresores algo más grandes que se utilizan en motores industriales sin que haya medidas, ya que simplemente demuestran la validez del modelo por ser semejante al de Fink y lo validan obteniendo sus mismos resultados.

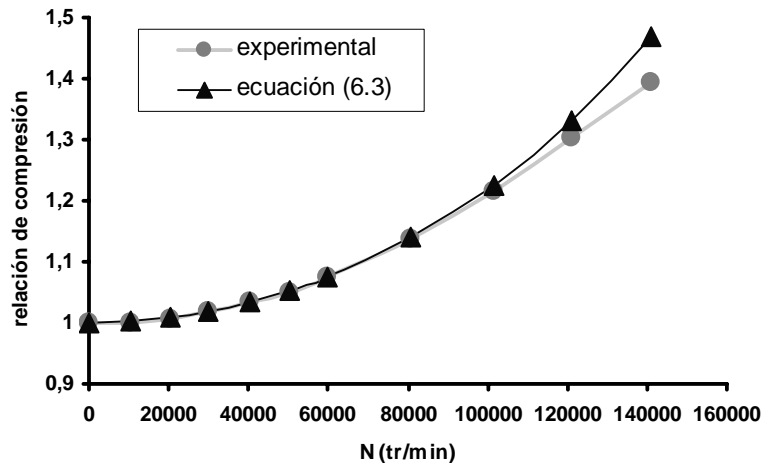


Figura 6.3 Resultado experimental y ecuación para  $R_{co}$

### 6.3.2 Gasto negativo.

La medida de las líneas de régimen constante de un compresor en la zona de gasto negativo no es evidente, ya que al emplear el sistema clásico de sistema de compresión, el compresor deviene inestable. Una vez se ha iniciado el proceso de bombeo resulta imposible medir el comportamiento del compresor cuasiestacionario tal como se entiende habitualmente. En efecto, debido a la inercia del fluido en el interior del compresor, en un proceso transitorio suficientemente rápido, la evolución del compresor no puede considerarse una sucesión de estados estacionarios. Tal como se ha considerado en el modelo presentado en esta tesis, existe un retardo  $\tau$  entre las condiciones reales con respecto a la situación estacionaria.

No es hasta el trabajo publicado por Fink en 1992 donde se dan a conocer algunas hipótesis sobre el comportamiento del compresor con gasto másico negativo constante. Se presentan resultados experimentales extraídos del bombeo profundo y marcados con una progresión de puntos estacionarios con caudales negativos en que se representa por el valor del par del compresor adimensional, junto a un factor también adimensional que representa la relación de compresión en función del caudal

másico adimensional. A los parámetros adimensionales se llega al aplicar la teoría de  $\Pi$ -Buckingham sobre turbomáquinas.

Con respecto al valor del par se establece que la pendiente de la curva creada a partir del valor adimensional de par con gastos positivos es igual y de signo contrario para los valores de caudal negativos escritos en forma adimensional y que el valor del par para gasto nulo es positivo. Por lo tanto, en la expresión de la potencia del compresor en función del gasto tendría sentido acomodar más términos que tengan que ver con la disipación del trabajo hecho por el compresor cuando los valores de gasto másico son muy pequeños, cercanos al valor nulo. Dicho tema ha servido para acomodar un balance de potencia para el modelo (capítulo 4).

En la bibliografía se han encontrado otras aportaciones destacables en estudios experimentales donde se haya caracterizado un mapa entero de compresor con caudal negativo como el que aquí se detalla a continuación. Para comprobar las características de las curvas extendidas a valores de caudal negativo, se utiliza la metodología experimental esquematizada en la figura 6.4. Dicho esquema es igual al mostrado para un tubo pequeño, de 110mm, empleado en la obtención del mapa con caudales positivos. Pero a diferencia del primer ensayo, se le incorpora un inyector de aire a presión situado en el extremo del pequeño tubo. El tubo se sella para no dejar escapar el aire que se inyecta a partir de un compresor mecánico que provee a una determinada presión constante eliminando el problema de estacionalidad de cada punto de medida.

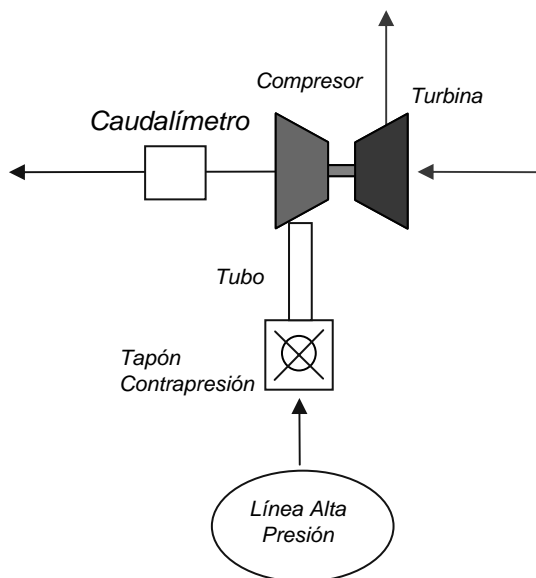


Figura 6.4 Esquema de ensayo gasto másico continuo negativo

Describiendo brevemente el ensayo experimental, éste se realiza por medio de la inyección de aire comprimido en forma continua entrando en la dirección opuesta a la aspiración del compresor. Con la idea de centrar un punto sin que se halle variación en el tiempo del punto de trabajo del compresor; la inyección de aire debe ser mantenida en presión en el tiempo consiguiendo que la medida sea estacionaria. Esta exigencia hace que la caracterización de los puntos estacionarios con flujo negativo no sea fácil para hacer una medición en cualquier tipo de compresor o de instalación, pues cuanto más grande sea la turbomáquina mayor será la exigencia de caudal y mayor la oposición que efectúe ésta al caudal opuesto.

En ningún caso con flujo negativo existe indicio de bombeo, corroborado mediante la metodología del análisis de la medida de presión a la salida del compresor (análisis de Fourier). Con cada uno de los puntos obtenidos se completa el mapa medido. En la figura 6.5 se representa la medición del mapa obtenido en forma experimental para el flujo negativo.

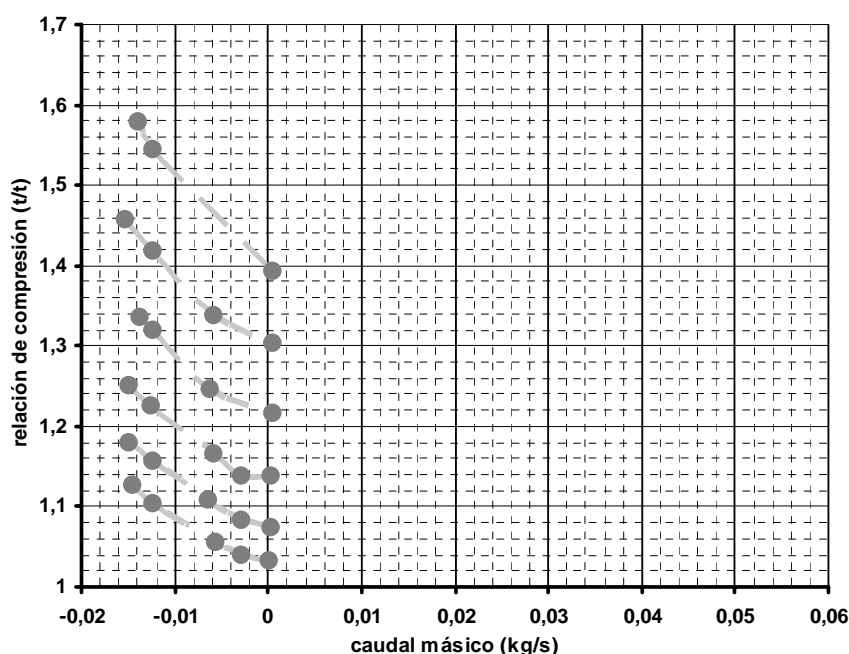


Figura 6.5 Mapa extendido caudal negativo

### 6.3.3 Análisis de los resultados.

Por medio de los resultados anteriores se logra extender experimentalmente el mapa del compresor más allá de la línea de bombeo convencional que es el mapa de compresor habitual al ser caracterizado por el fabricante.

En la figura 6.6 se muestran las curvas del mapa experimental junto a las curvas extendidas mediante el procedimiento realizado por el modelo mediante la información del mapa sin extender y ayudado por las formulas encontradas en la bibliografía que ayudan a estimar la extensión del mapa de compresor.

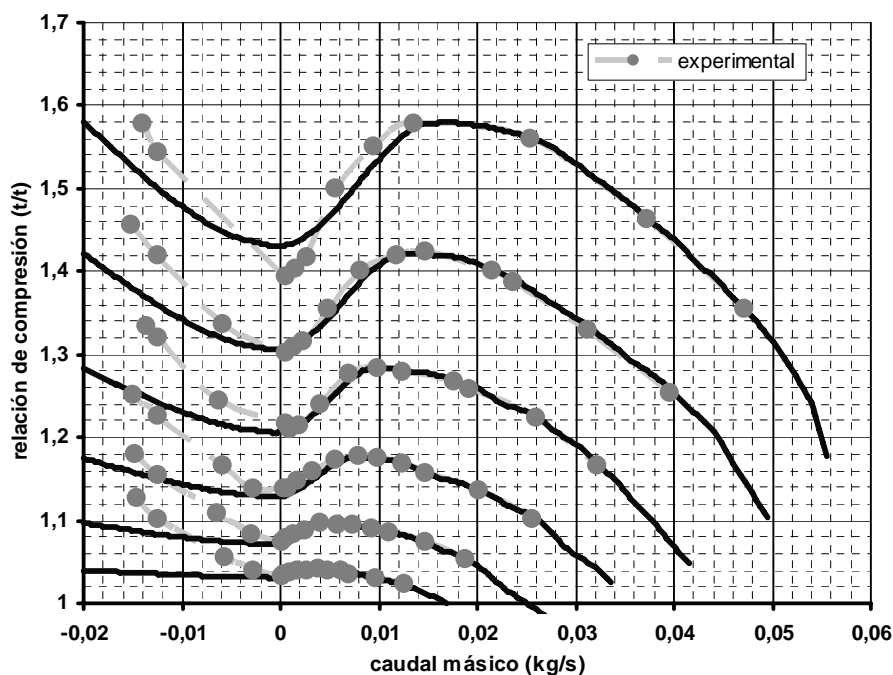


Figura 6.6 Mapa experimental vs función matemática (spline).

Se puede apreciar que ambos mapas se asemejan, en la zona positiva que comprende desde el caudal igual a cero hasta el punto de choque más alejado en ella la información estacionaria de las mismas poseen su límite en el caudal con relación de compresión igual a 1. Aunque para regímenes de giro elevado hay una discrepancia en la zona de gastos bajos.

En la zona del mapa para gastos negativos, la coincidencia entre ambas curvas experimental y calculada no es muy alta aunque al menos en los dos casos aumenta la relación de compresión. Esto puede suceder por el método empleado en el modelo para la extensión de la curva en esa zona, en donde se utiliza una función spline que pasa por tres puntos. El punto de caudal nulo y dos puntos en el lado negativo uno de los cuales es el extremo y posee una relación de compresión igual al valor del punto de bombeo para la misma curva de giro constante de compresor. Así, esta diferencia sólo obedece a las constantes definidas para el trazo de los splines que crean cada una de las curvas. En [6.22] se consideran sólo seis puntos por cada una de las curvas del compresor medida en forma experimental que son unidos por una curva formada por

splines. El primer punto posee gasto negativo, el segundo coincide con el gasto igual a cero y los cuatro restantes se posicionan en forma estratégica en la zona perteneciente al gasto positivo.

Con la caracterización extendida del mapa de compresor hacia la izquierda de la línea de bombeo, se puede analizar el comportamiento mediante otras variables, como el rendimiento o bien la potencia, en puntos donde es imposible establecer un valor más allá de los límites marcados por dicha línea. Si bien con los parámetros de presión el mapa de la figura 6.6 muestra una variación uniforme de los puntos que pertenecen a cada valor de velocidad de giro del compresor, no es exactamente igual, con respecto a los valores de temperatura medidos a la salida del compresor.

Un compresor en condiciones normales de operación eleva la temperatura de salida del gas que lo atraviesa, a medida que aumenta el valor de velocidad de giro del rotor o bien para el mismo régimen descende el valor de gasto másico. La razón se debe al aumento de magnitud del trabajo empleado por el compresor que lo transfiere al fluido en forma de entalpía. En cada uno de los puntos de medida vistos en el mapa de relación de compresión frente al gasto, la temperatura se comporta normal al funcionamiento estable de un compresor. Al graficar todos los puntos, se puede comprobar que la temperatura de salida crece junto con los valores de velocidad de giro (figura 6.7). Sin embargo, cuando el gasto se hace muy pequeño, cercano a cero, el valor de la temperatura decae para todos los regímenes de giro.

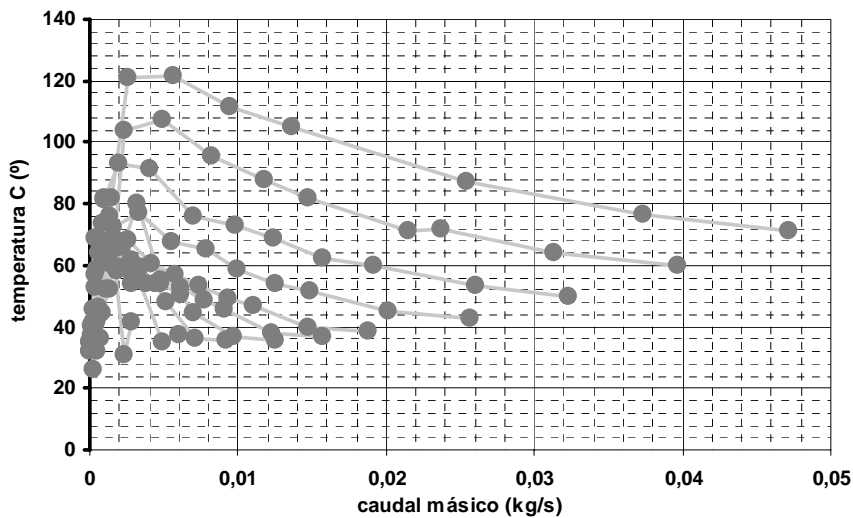


Figura 6.7 Temperatura a salida del compresor.

Al no haber gasto másico circulando por el compresor ni por los puntos de medidas donde se ubican los termopares cercanos a la salida, los valores de temperatura medidos son de una magnitud que depende de la transferencia de calor que el rotor realiza con el medio a través del gasto másico de aire encerrado en el sistema de compresión que aumenta paulatinamente su temperatura al no existir una renovación del gasto de aire consumido por el compresor.

Los puntos definidos en el mapa extendido son aparentemente estables mientras no se les someta a un análisis de frecuencia. Todos y cada uno de los puntos cercanos al valor nulo se hallan en fenómeno de "rotating stall", esto significa que existe una oscilación en el fluido pasante por el compresor con un valor de velocidad muy pequeña. El compresor, por lo tanto, se encuentra entregando al mismo flujo una misma cantidad de energía, que se extiende hacia aguas abajo y también aguas arriba.

Analizando los valores de temperatura de entrada compresor se comprueba que existe tal propagación de calentamiento del aire producto de la oscilación, porque los valores de temperatura de entrada con un flujo de aire muy pequeño (cercano a cero) coinciden en magnitud con los valores de salida para esos mismos gastos másicos. En la grafica de la figura 6.8 se comprueba que las temperaturas, claramente, son más elevadas en gastos másicos pequeños, pero a medida que el valor de caudal másico aumenta la temperatura de entrada al compresor descende hacia el valor atmosférico, aproximadamente cercano a los 20° C.

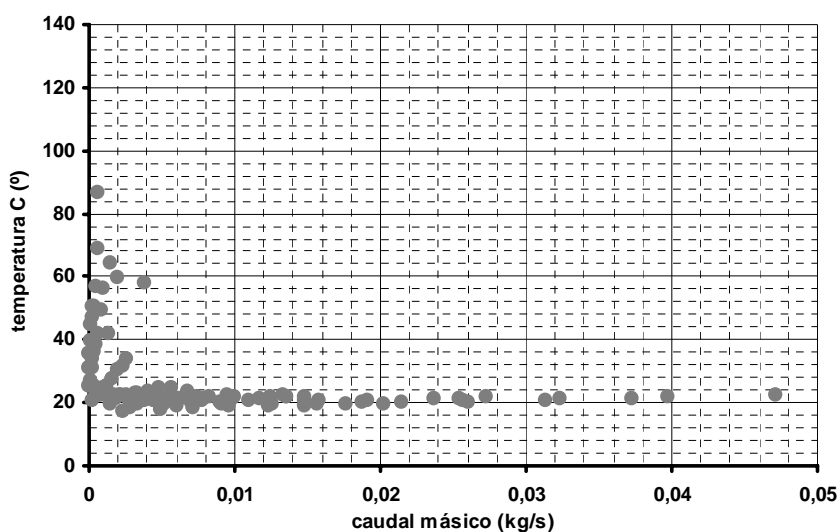


Figura 6.8 Temperatura a la entrada del compresor.

En los puntos cercanos al gasto nulo se sabe que se comete un error de medida en los puntos donde se produce la oscilación del gasto másico porque el termopar necesita para una medida de bajo error que el flujo se encuentre más de 1,5 segundos en el mismo sentido y sin variaciones del valor de caudal. Por medio de las medidas de temperatura se obtienen los valores de rendimiento del compresor para cada punto del mapa, mediante la definición clásica del rendimiento que es función de la relación de compresión y los valores de temperatura totales de entrada y de salida.

En el tratamiento de cada una de las variables de cada punto medido para la obtención del valor del rendimiento se produce un error muy importante de los puntos que se encuentran sobre el cero de gasto másico. Como se ha comentado los valores de temperatura cercanos a este valor son muy similares, por lo tanto, al aplicar definición de la fórmula de rendimiento como si fuera una situación estable de funcionamiento, el resultado extraído de la ecuación deja de tener sentido físico.

Los resultados que se obtienen se plasman en el gráfico de la figura 6.9. En ella se evidencia el poco sentido de los valores cercanos al eje y, desviando sus valores del resto de los puntos de rendimiento pertenecen a cada una de las curvas a velocidad de giro constante.

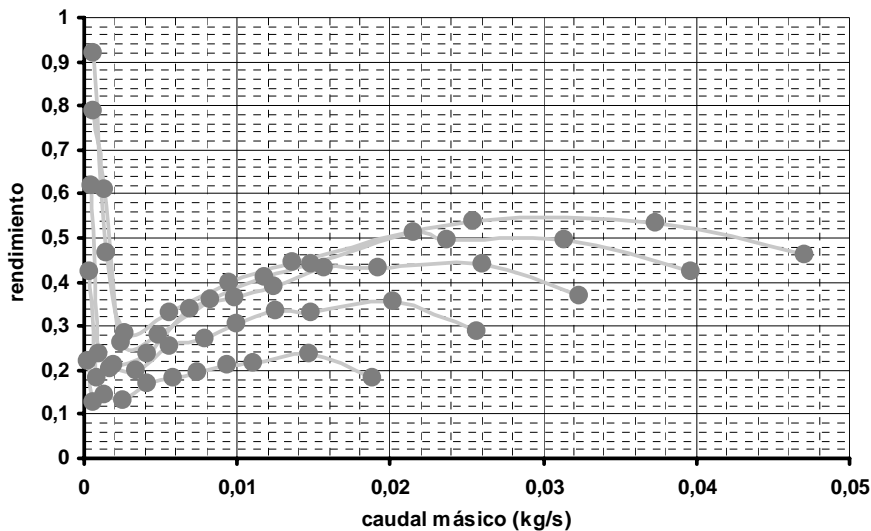


Figura 6.9 Valores de rendimientos del mapa extendido

Empleando el mismo procedimiento se haya el valor de la potencia del compresor para cada punto. La potencia en el compresor por cada uno de los puntos medidos, aplicando la ecuación en función del gasto másico es directamente proporcional al valor de potencia, esto significa, que cuando el gasto másico tiende a



un valor cercano a cero también lo tiene la potencia. Sin embargo, no tiene ningún sentido que la potencia sea cero pues existe un equilibrio con la potencia entregada por la turbina hacia el compresor y por supuesto, no es nula. Por lo tanto, no sólo se aplica a la masa encerrada en el compresor elevando su temperatura, sino que se disipa en forma de pérdidas mecánicas y fricción. Estos comentarios ya han sido expuestos en el capítulo 4 discutiendo sobre los términos que deben definir la totalidad de la potencia del compresor en una situación de inestabilidad total donde algunos términos tomarían más relevancias que otros, dependiendo de la situación de trabajo del compresor. Cada uno de los términos que serían necesarios abordar, son enumerados en la ecuación (4.72)

Si no se toman en cuenta las magnitudes de los términos que se emplearían para la disipación de la potencia del compresor cuando el compresor se haya funcionando en completa inestabilidad, las curvas de potencia de los distintos regimenes de giro convergerían al valor de potencia nula, tal y como se puede ver en la grafica 6.11, aplicando sólo el término que es función de la masa y de las diferencias de temperatura entre la entrada y la salida de compresor.

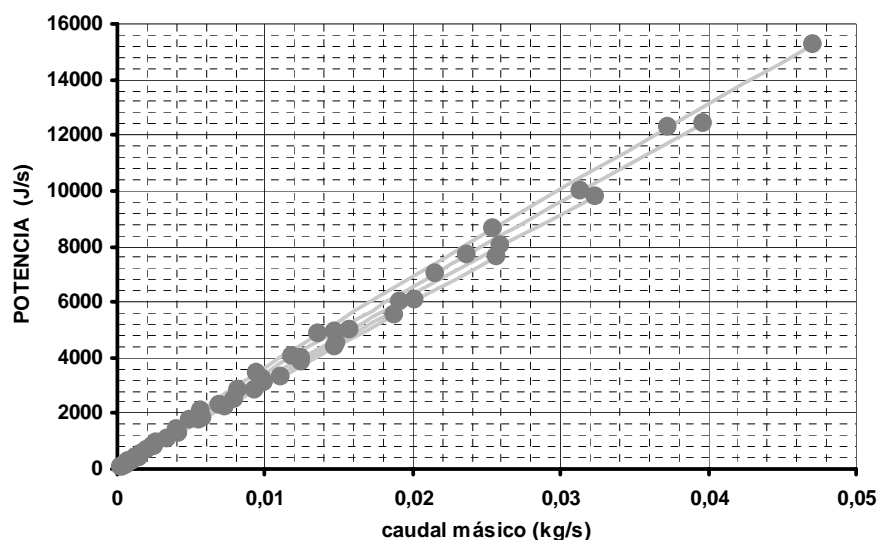


Figura 6.10 Curvas de potencia del compresor tendiendo a cero

Observando las curvas de rendimiento de la figura 6.9 y las curvas de potencia de la 6.10 hay un aspecto importante a tener en cuenta. En la última figura hay una marcada convergencia de cada una de las curvas de potencia a pasar por el origen de coordenadas, pero en el caso de los rendimientos no es tan evidente que suceda la misma situación, pues las pendientes de las curvas a gasto másico cercanos a cero las curvas de rendimiento no llegan a pasar por el origen de coordenadas (0,0).

Así pues, en ningún caso se posee un valor nulo de rendimiento. Esto significa que es posible mantener un valor determinado de rendimiento acorde con la progresión de cada una de las curvas hasta el valor de caudal nulo, quitando los puntos erróneos provenientes de las medidas de temperaturas con la pulsación del flujo causado por el fenómeno de bombeo de alta frecuencia. Una hipótesis sencilla es el mantenimiento del valor de rendimiento en la zona donde se establece la pulsación del bombeo ya que los valores como puede ser visto en el gráfico de la figura 6.9 son muy cercanos entre sí, rondando en orden de magnitud entre el 15 y 25% para regímenes bajos y de 30% a 40% para velocidades de giro altos. Las diferencias entre estos valores se hallan en un intervalo de gasto másico de 10 g/s.

Generalmente el balance de energía entre el compresor y la turbina que lo impulsa es efectuado por medio de los valores de potencia de uno y otro componente. Si los valores de potencia de un compresor se obtienen aplicando la expresión convencional conformada por las diferencias de temperatura entre la salida y la entrada junto al gasto másico, los valores de potencia tenderían a cero conforme lo haga el valor del gasto (ver figura 6.10). La razón es que la potencia es proporcional al gasto, al anularse éste se anula aquél. Si se analiza la relación entre la potencia y el gasto másico obtenemos algo que es proporcional al par mecánico. De esta manera, se puede analizar la información del par resistente del compresor que no depende del gasto másico y por lo tanto no se anula al reducir éste.

La obtención del par del compresor es fácil si el compresor en vez de ser movido por una turbina lo fuera por un motor eléctrico cuyo par es regulable, su valor es conocido y no se ve afectado como la turbina por las inestabilidades que puedan acontecer en el compresor, tales como el fenómeno de bombeo. Cuando se alcanza este valor la magnitud de par del compresor centrífugo es distinta de cero e igual a la dictaminada por el par motor.

A la metodología de ensayo en la obtención del par del compresor existe la posibilidad de hallar su valor mediante la manipulación de los datos del mapa convencional limitado entre los puntos de la línea de bombeo y los puntos de choque de cada una de las curvas que representan a cada una de las distintas velocidades de giro del compresor en que ha sido caracterizado.

El procedimiento para obtener los valores de par del compresor a partir de los datos del mapa se han presentado en el capítulo 4 a partir del trabajo expuesto por Theotokatos y Kirtatos [6.21] al realizar un modelo de motor sobrealimentado. En el proceso se emplean los puntos del mapa de los cuales se obtiene la potencia del compresor aplicando la fórmula convencional que relaciona el gasto másico con la diferencia de entalpía entre la entrada y la salida del compresor. Los valores de

potencia obtenidos se los relaciona con la velocidad de giro de manera de obtener el valor de par. En la figura 6.11 se muestra una gráfica de par en función del gasto másico pasado a la forma adimensional mediante la expresión que relaciona la velocidad de entrada axial del gasto a la entrada del compresor y la velocidad tangencial del rotor del compresor. Al continuar con el procedimiento en la extensión del comportamiento del par en la zona del mapa más allá de la línea de bombeo explicado en [6.21], se procede con la adimensión de los valores de par, transformando las curvas de la figura 6.11 en las curvas de la gráfica de la figura 6.12 donde se presentan los puntos de cada curva mostrada en la gráfica anterior mediante el valor de par adimensional en función del valor de gasto adimensional.

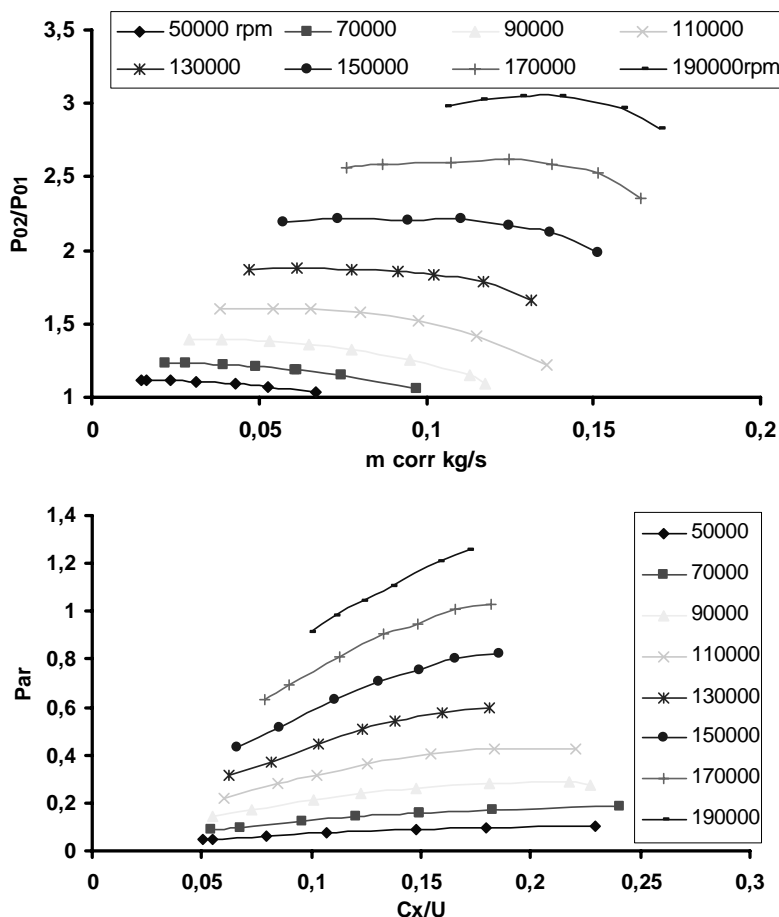


Figura 6.11 Puntos del mapa de compresor en valores de par frente a gasto adimensional

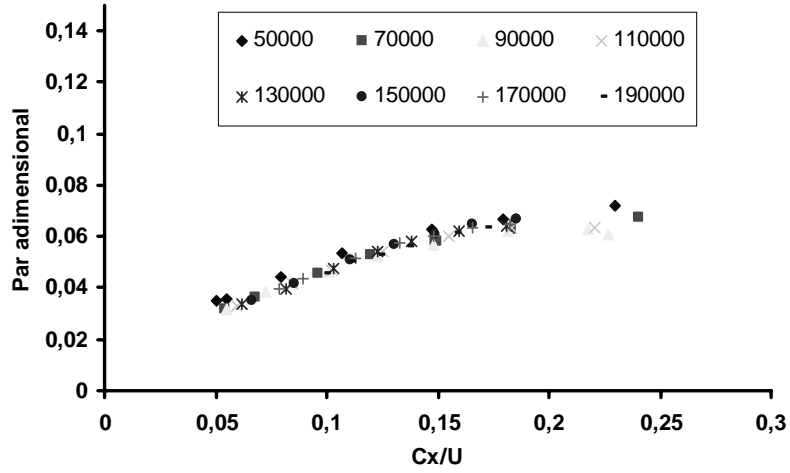


Figura 6.12 Par adimensional en función del gasto másico adimensional

De la última gráfica se puede observar como los puntos se correlacionan bien con una curva que en un tramo es muy parecido a una recta. La expresión de dicha recta se obtiene por dichos puntos que abarque todo el rango salvo aquellos que no se encuentran dentro de dicha nube como aquellos que se encuentran entre los valores de gasto adimensional de 0,2 a 0,25 que se corresponden con puntos del mapa de compresor cercanos al choque, zona que se encuentra lejos de la aplicación del procedimiento seguido hasta aquí para la extrapolación de los valores del par cercanos al valor nulo.

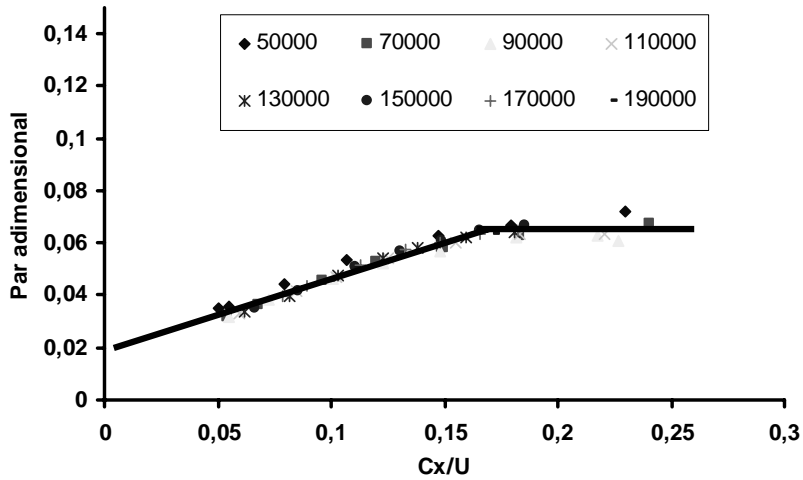


Figura 6.13 Extrapolación del par adimensional

Introduciendo la recta en el gráfico se puede concluir que el valor del par adimensional para un gasto másico nulo no es cero por lo tanto tampoco el valor dimensional y menos aún la potencia (figura 6.13). En la zona de los puntos donde no se consideran parte de la recta, se les asigna una curva distinta unida a la recta cuya pendiente es nula. Pero en la elección de su valor se comete un mayor error ya que los puntos entre sí se encuentran más dispersos. El resultado obtenido mediante la aplicación de esta metodología es similar a los encontrados en la bibliografía y que han sido ejemplificados en algunas de las figuras pertenecientes al capítulo 4.

## 6.4 Validación del modelo de bombeo en flujo continuo.

Con la validación de la información cuasi-estacionaria del mapa extendido en forma experimental implementada en el modelo; se pasa al modelado de las distintas situaciones de bombeo con flujo continuo medidas. Por lo tanto, se procede a la validación del propio modelo para servir como herramienta de estudio o de diagnóstico en la corroboración de un ensayo experimental donde es posible la aparición de dicho fenómeno.

Los esquemas presentados anteriormente han sido modelados mediante el uso del modelo de compresor propuesto eligiendo como parámetro de comparación la presión salida de compresor ( $P_2$ ). El esquema modelado es el mismo que se ha empleado en los ensayos con el objetivo de comprobar la transformación sufrida por el bombeo al variar la geometría aguas abajo del compresor.

### 6.4.1 Validación empleando la señal de presión.

En la figura 6.14a b), c) y d) son nuevamente presentados los resultados experimentales de la presión  $P_2$  de la figura 6.1, a los que se les ha adjuntado el resultado del modelo. En primer lugar se muestra el gráfico para el bombeo profundo ejemplificado en a) donde la fluctuación de la presión da una clara señal de inestabilidad, en la que aplicando el análisis de Fourier tiene una frecuencia de 8 Hz y es coincidente con la señal obtenida del cálculo del modelo. Las señales son semejantes también en amplitud. El compresor se haya a una velocidad constante de giro al igual que el resto de las configuraciones propuestas detalladas en b), c) y d), tal y como se ha efectuado con el compresor real.

En las gráficas se observa que la amplitud de la señal tiene gran precisión al igual que la señal de frecuencia pero en este último parámetro se evidencian algunas diferencias respecto a los valores experimentales. Conforme desciende la longitud del tubo ubicado aguas abajo del compresor los valores entre ambas frecuencias se distancian. En la segunda configuración entre el ensayo y el modelo tienen una frecuencia alrededor de 26 y 27 Hertz. Con la siguiente longitud más pequeña, en la figura 6.14c la diferencia entre las frecuencias experimental y modelada se acentúa, habiendo una diferencia entre ambos valores a favor de la medida experimental de 7 Hz. En la última configuración que posee la más pequeña longitud, la diferencia sigue creciendo pues la experimental reporta un valor de frecuencia cercano a los 175 Hz mientras que el valor de la frecuencia del modelo alcanza los 150 Hz.

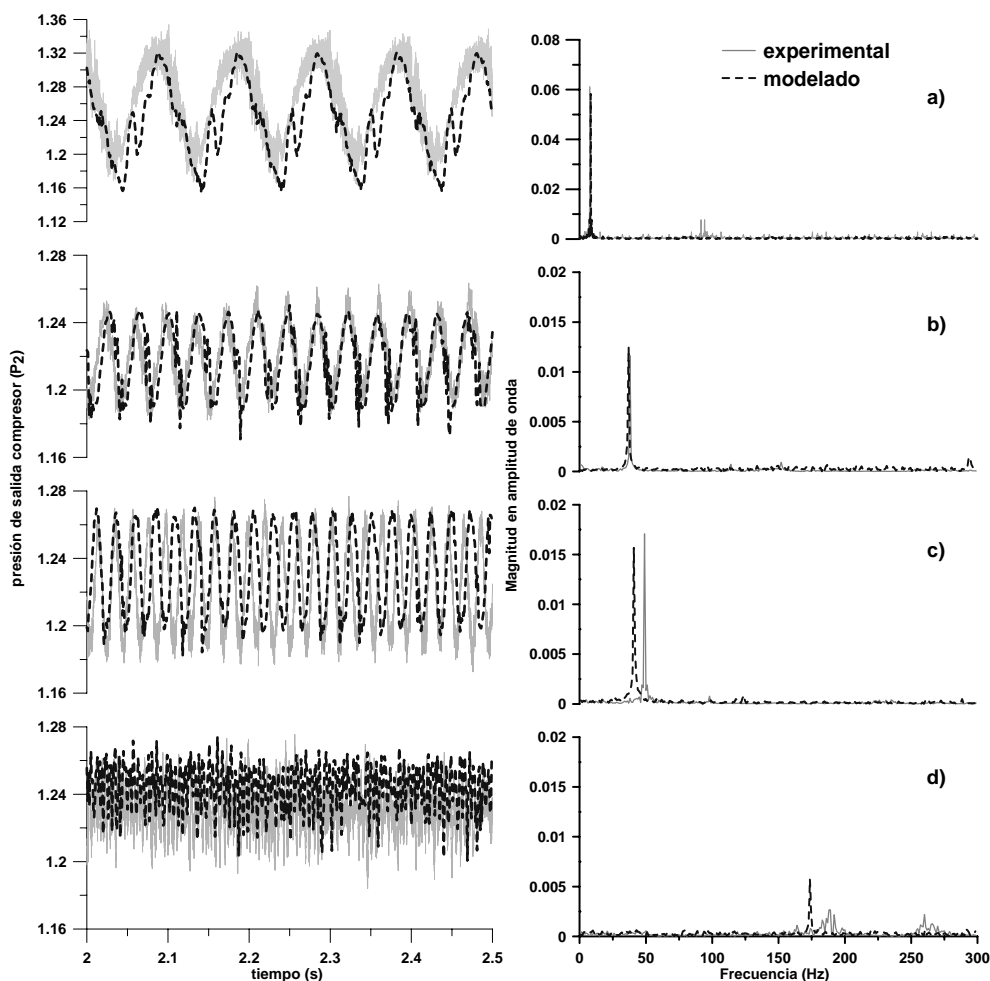


Figura 6.14 Comparación entre el modelo y los datos experimentales

La razón de estas diferencias pueden ser debidas a que no se tienen en cuenta otros fenómenos que pueden ser de importancia en la dinámica del sistema. El modelo es simple y no se han modelado algunos mecanismos que pueden contribuir o no, a la frecuencia final que posee el bombeo y que según los autores no siempre debe ser el valor de Hemholtz, que es su valor expresado como un sistema resonador sin tener en cuenta el compresor. Aunque el modelo sigue la progresión de cambio experimentada por el fenómeno de bombeo debido a la variación de la geometría aguas abajo del compresor.

La dinámica creada a partir del bombeo profundo es más lenta que en un sistema en que tan solo se ubica un tubo pequeño donde las fluctuaciones son de mayor rapidez tal como se ha visto al extender el mapa de compresor en forma experimental. Por esta situación tal vez el modelo sea capaz de seguir dicha dinámica

hasta un cierto valor luego del cual comienza a tener diferencias de frecuencia pero no de amplitud ni de actitud con respecto al cambio del fenómeno. En cualquier caso el proceso que se desarrolla con el pequeño tubo detrás del compresor pueden existir más fenómenos que tienen que ver con otros fenómenos no contemplados además de la propia acústica del sistema de compresión que envuelve al compresor.

Si bien con el parámetro de presión se aprecia un buen seguimiento de la realidad con una sola variable de comparación resulta insuficiente. Por lo tanto, para continuar con la validación del modelo se elige una variable más como el gasto másico o bien la temperatura que intervienen en el proceso de caracterización normal de un compresor y se pueden emplear para continuar con la validación del modelo en bombeo. Sin embargo existen dos problemas con la medida instantánea de ambas variables.

La validación del modelo asociada a la medida del gasto resulta imposible de llevar a la práctica ya que existe un error de medida cuando el caudal cambia de sentido porque el caudalímetro es muy preciso cuando se orienta en un sentido del gasto másico pero no en el inverso. Este problema surge cuando el bombeo tiene características de bombeo clásico o profundo donde en teoría se ha visto que se invierte el gasto. También hay una dificultad asociada a la posición del caudalímetro en la línea de entrada del compresor. El caudalímetro ha de estar lo más cerca del compresor pero han de respetarse una distancia tanto aguas arriba como aguas abajo. Esto hace que la señal registrada en el caudalímetro difiera de la que se obtendría justo a la entrada del compresor. Igualmente, es difícil implementar termopares de una extrema sensibilidad que permitan medir las temperaturas al fluctuar con mucha rapidez en frecuencia el gasto másico al entrar el compresor en bombeo. Se ha decidido emplear una medición de la velocidad del flujo para cuantificar la magnitud en un sentido u otro al originarse el fenómeno de bombeo del gasto másico trasegado. Para la realización de dichas medidas se procede el uso de un equipo láser, el cual es capaz de medir la velocidad de una partícula en un punto determinado del área transversal que se elija para hacer la medición en la admisión.

#### **6.4.2 Validación empleando medida de velocidad**

En el capítulo 3 se ha descrito la posibilidad de caracterizar la velocidad del aire entrando al compresor por medio de la metodología de medida láser conocida como anemometría láser doppler (LDA) con el fin de completar la validación del modelo.

Como la medida de gasto másico no es factible para la caracterización del bombeo se añade a los ensayos la posibilidad de medida de la fluctuación instantánea



de la velocidad a la entrada del compresor mediante la adecuación de la medición por láser cerca del inductor, con la intención de determinar cual es la magnitud de oscilación del caudal másico provocado por el fenómeno de bombeo. Conociendo la fluctuación de la velocidad se tiene una idea de cómo son las oscilaciones del gasto másico si se tiene una estimación de la densidad del flujo.

El láser empleado tiene la capacidad de medir la velocidad y dirección de la partícula que pasa por el punto de intersección de los dos haces del láser (ver capítulo 3). Lamentablemente, el dopado del flujo necesario para la aplicación de esta técnica de medida es perjudicial al caudalímetro. Para evitar el problema que supone el filtro en un punto de la línea de admisión se ha colocado el dispositivo de inyección de partículas de silicona para que éstas sean visibles al láser. La elección de estas partículas radica en que carecen de una inercia significativa, esto es una ventaja en la elección del material para dopar en el aire porque la velocidad de la partícula de silicona será la misma que la que lleva el propio aire consumido por el compresor centrífugo.

Como anécdota a este ensayo, antes de realizar la medición con partículas de silicona, se probó con el dopaje de humo de incienso y también con hielo seco. El resultado obtenido por ambos no era muy aceptable, con el primero si bien el compresor trasegaba el humo generado éste iba perdiendo consistencia, y aunque los primeros instantes de tiempo el resultado de la medición era discreta, luego la señal se iba disipando. Algo similar sucedía al inyectar la niebla desprendida del hielo seco, aunque la situación era más grave, pues cuando el compresor se situaba en bombeo y se inyectaba el humo producido del hielo, en contacto con agua, sólo era posible medir las partículas que ingresaban al compresor pero no se detectaban los posibles reflujos porque el caudal situado aguas abajo del compresor al ser de mayor temperatura que a la entrada disipaba las partículas de humo proveniente del hielo. El resultado arrojado por esta acción era una curva de bombeo con una señal de carácter periódico truncado al invertir la dirección el gasto másico. Luego de varios intentos fallidos con los dos elementos mencionados, se decidió implementar la pulverización de partículas de silicona. Este elemento era insertado por medio de una boquilla a una distancia de 300 mm del inductor del compresor. Los resultados demostraron que la señal de medida era continua y no provocaba discontinuidades en la señal como en los casos anteriores, al hacer efectiva la medida con el compresor situado en bombeo profundo.

En el primer estudio empleando LDA, el esquema del sistema de compresión consta de un depósito de 7 litros aguas abajo, sabiendo que la frecuencia de bombeo es baja y que según la literatura se corresponde con la ejecución de un bucle que alcanza valores negativos de caudal másico. La medición se realizó para tres velocidades de

giro diferentes; 70, 110 y 150 krpm de modo de coger un rango amplio del mapa del compresor usado (Garrett GT-1241). Los espectros de velocidad medidos se muestran en la figura 6.15. En ella se observa con claridad para cada una de las velocidades se produce un cambio de sentido en la dirección axial del caudal promovido por la fluctuación del bombeo. Es evidente por la magnitud de la velocidad que el flujo ha invertido su dirección a la entrada del compresor, sin embargo, no se evidencia una inversión en las magnitudes de presión entre los valores medidos aguas arriba y aguas abajo, aunque haya inversión de caudal no existe una caída drástica entre los valores de las presiones cuyo ratio se mantiene por encima del valor unidad en todo el tiempo que dura el fenómeno de bombeo.

Conforme aumenta la velocidad de giro de rotación del compresor, la amplitud de velocidad medida es mayor. Esta relación entre la amplitud y la velocidad de giro, se confirman con los espectros de bombeo obtenidos en el banco de turbos y que se pueden apreciar claramente en la medida instantánea de la presión de salida compresor cuando se produce su fluctuación por el fenómeno de bombeo. En el capítulo 3 se muestran algunas gráficas comparativas entre las curvas de la medida de la presión en un segundo, donde se corrobora que la amplitud de la onda generada por la aparición del bombeo crece a medida que lo hace el valor del régimen de giro.

La medición instantánea de la velocidad axial con el láser se ha efectuado con otras dos configuraciones en el sistema de compresión mediante el cambio de la geometría aguas abajo del compresor, un tubo de 750 mm y otro de 200 mm optando por el análisis con tres velocidades de giro del compresor (70, 110 y 150 krpm) que representan un nivel bajo, medio y alto de revoluciones en las curvas constantes del mapa.

Siguiendo con este estudio se simula con el modelo de acción de ondas cada configuración propuesta de modo de obtener la validación del modelo con la variable velocidad, además de haberlo hecho con la fluctuación de la presión. Con cada configuración modelada se relacionan con la frecuencia de Hemholtz, puesto que las tres configuraciones mencionadas responden a tres posibles variantes del bombeo donde ya se ha demostrado que la amplitud asciende y la frecuencia disminuye conforme se aumenta el volumen detrás del compresor. Por lo tanto, la primera configuración responde a un bombeo severo o clásico, el segundo a un bombeo suave y el último a un bombeo de mezcla en donde su frecuencia puede llegar a ser el 20% de la frecuencia de velocidad de rotor. La escala de diferenciación entre cada una de las definiciones del bombeo dependiendo del valor de la frecuencia se define en [6.23].

#### **6.4.2.1 Ensayo en bombeo con baja frecuencia**

Para la reproducción de las condiciones propias del bombeo severo o clásico se realiza la primera de las configuraciones que consta de un depósito. Con esta

configuración al tener la línea aguas abajo un volumen de gran tamaño las cargas y descargas del compresor en bombeo son más lentas. Por lo tanto la frecuencia de bombeo es baja mientras que las oscilaciones y la variabilidad de los parámetros son más acentuadas con bucles de bombeo que alcanzan el caudal negativo.

En la información del espectro de bombeo se emplea el haz de láser en la entrada del compresor para medir velocidades en este punto y poder reforzar así, los posibles problemas en la medida del caudal en bombeo por el caudalímetro ya que a pesar de la excelente precisión que posee, carece de medición cuando el flujo es opuesto en la dirección de entrada al compresor en que se ha instalado para medir.

Las velocidades elegidas de 70, 100 y 150krpm aportan una frecuencia de bombeo cercana a los 8Hz para la configuración con el deposito de gran volumen. Sin embargo la amplitud de oscilación de la presión, y en general de todas las variables termodinámicas, aumenta según lo hace el régimen de giro del compresor (figura 6.15).

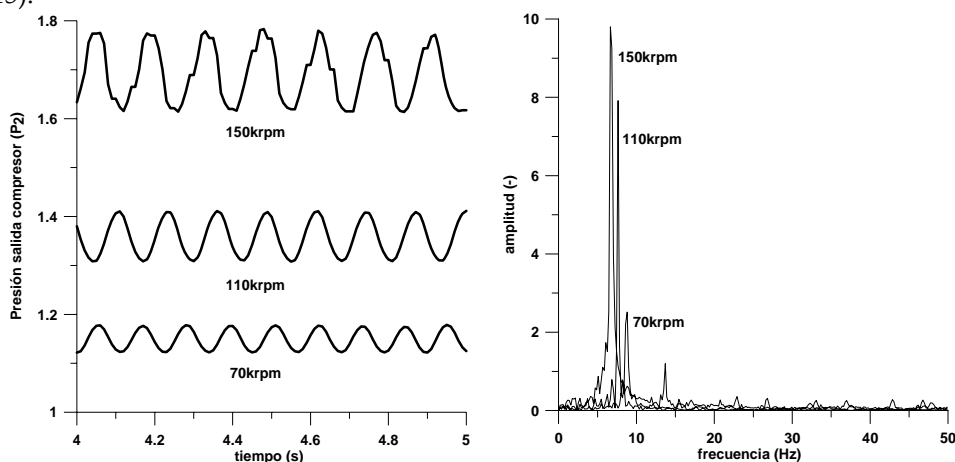


Figura 6.15. Comparación de frecuencia y amplitud del bombeo para 70, 110 y 150krpm

Análogamente al caso de bombeo clásico se hace el modelado de esta configuración de ensayo mediante la introducción de los cambios en la herramienta de calculo WAM, donde el esquema que muestra el modelo del sistema de compresión modelado se puede apreciar en la figura 6.16. Los valores que se agregan a la línea de salida del compresor es un depósito de 7 litros y luego un tubo de 750 mm hasta la válvula que simula los tapones de contrapresión. En el esquema también se puede observar que se añade la línea de la turbina y un volumen infinito detrás de la válvula a modo de atmósfera.

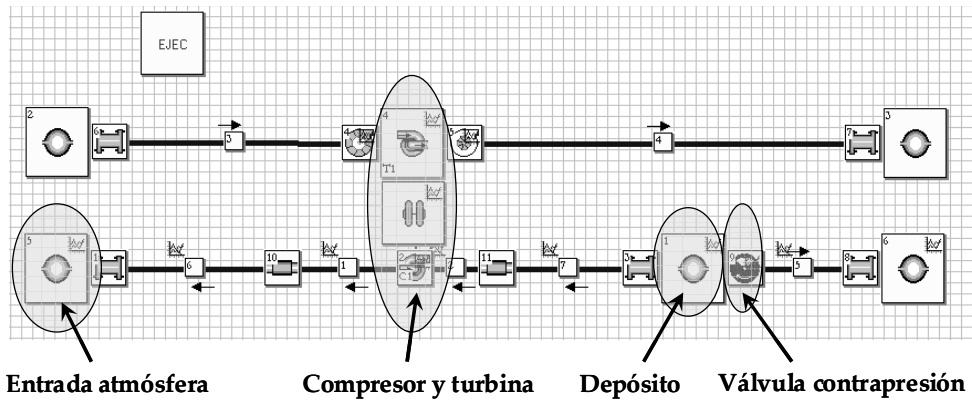


Figura 6.16. Esquema del ensayo de bombeo severo en el modelo WAM

En este caso la frecuencia de bombeo predicha según Greitzer también es calculada y comparada con los valores obtenidos por la forma experimental y la generada con el modelo. Para estimar la frecuencia se utilizan las variables definidas por Greitzer en su sistema de compresión, llamando análogamente a las poseídas en el sistema experimental y del modelo evaluado. En el cálculo entran el valor del volumen representado por el depósito al que Greitzer denomina “plenum” y que se refiere al volumen encerrado entre la salida de compresor hasta la válvula de contrapresión o resistente. Sumando los valores aportados al sistema mostrado por la figura 6,16 el volumen encerrado entre el depósito y el tubo que conecta éste con el tapón de contrapresión resulta un total de 7,42 litros. Dentro de mismo cálculo se representa la longitud característica del sistema denominada por Greitzer como  $L_c$  cuyo valor es de 2m. Por último se introduce la velocidad local del sonido referida a las condiciones atmosféricas. Por lo tanto el resultado de la ecuación (6.4) empleada para obtener la frecuencia del fenómeno de bombeo, que es una aproximación a los valores obtenidos en la parte experimental como la que se obtiene a partir del modelo es de un valor entre 10 y 11Hz.

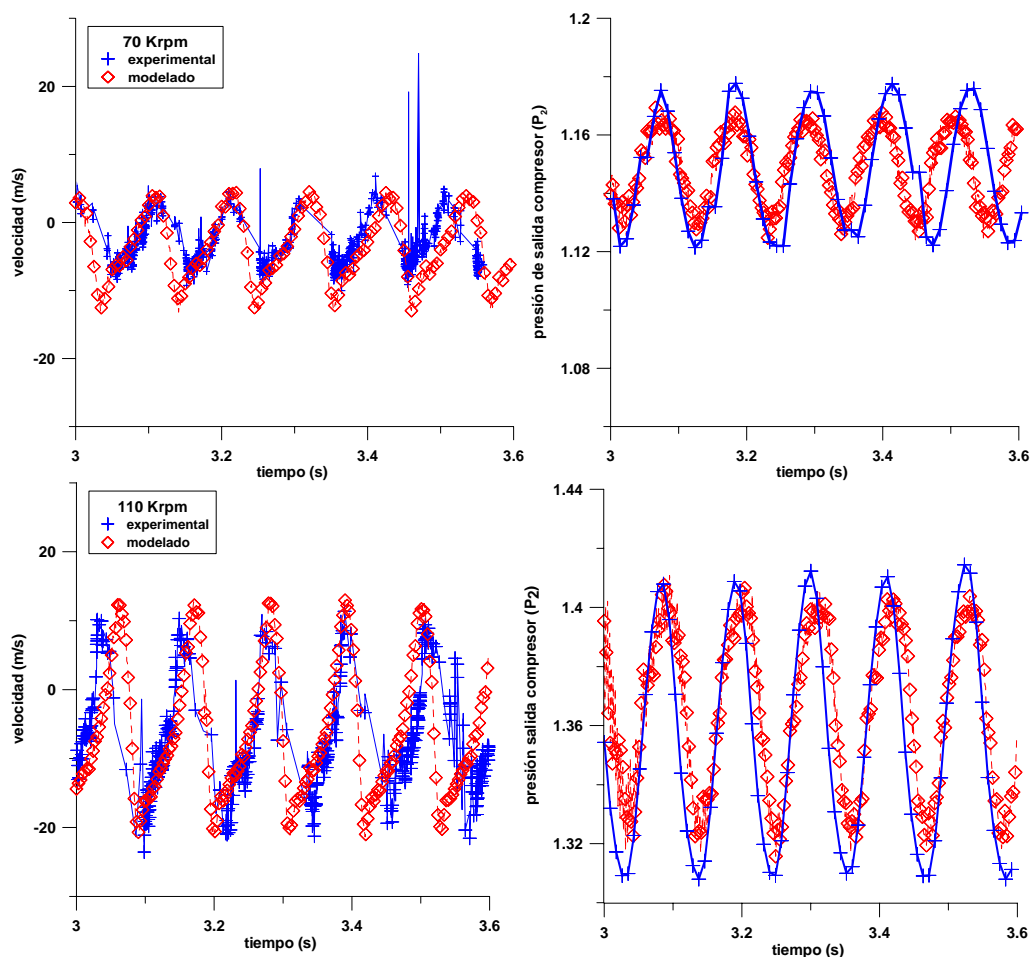
$$f = a \sqrt{\frac{A_c}{V_p L_c}} = 10,7Hz \tag{6.4}$$

	Ensayo	Greitzer	Modelo
Frecuencia	8 Hz	11 Hz	9 Hz

Como se puede observar en la tabla anterior el resultado arrojado por la ecuación (6.4) de la frecuencia teórica es muy buena y cercana al valor obtenido por medio del modelo y del ensayo. Para cada una de las velocidades del compresor

ensayadas experimentalmente, se muestra su espectro en la figura 6.17 en donde se destaca la medición experimental de la velocidad, medida por láser (LDA), comparada con la que se obtiene en el modelo en los mismos puntos donde se ubican los sensores medida experimental a la entrada del compresor.

La señal de presión corresponde a la oscilación del bombeo obtenida de forma experimental junto con la arrojada por el modelo. Las señales son semejantes en frecuencia y ligeramente mayores en amplitud, tal como se exhibe en la figura. Esta actitud se repite entre la medición obtenida mediante láser y el resultado extraído de la velocidad en el modelo a la misma distancia.



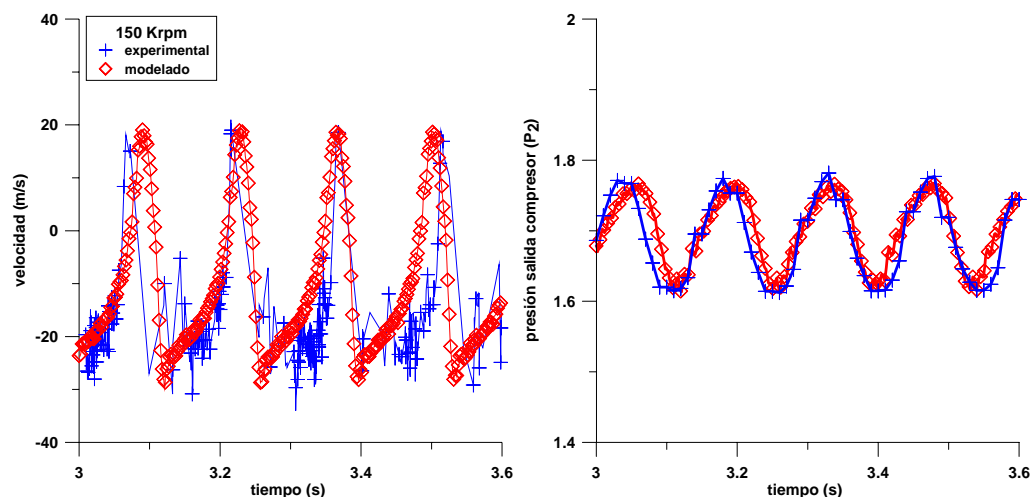


Figura 6.17. Comparación de velocidad y presión experimental y modelado para bombeo severo a 70, 110 y 150 krpm.

Al imponer la medición de la velocidad con cada uno de los tres régimen de giro vuelve a proporcionar datos que guardan gran semejanza con los datos medidos en el ensayo con el láser. La frecuencia es reproducida por el modelo con buena precisión al igual que en la amplitud de la oscilación pero que tiene ligeras diferencias.

#### 6.4.2.2 Ensayo en bombeo con frecuencia media

El bombeo medio se caracteriza por tener una frecuencia más alta que la el bombeo profundo, con una amplitud no muy elevada en la que el gasto másico puede o no cambiar de sentido por lo que el ciclo de oscilación se encuentra entre la zona positiva y negativa del mapa.

Los resultados experimentales se han realizado nuevamente para 70, 110 y 150 krpm. Se puede comprobar en la figura 6.18 como al aumentar el régimen de giro aumenta igualmente la amplitud del bombeo y además la frecuencia del bombeo no se modifica significativamente, dependiendo únicamente de capacidad de volumen que guarde la geometría de salida aguas. Para ello se ha realizado la transformada de Fourier pudiendo observar en la gráfica de la derecha como las frecuencias de bombeo en los tres regímenes apenas varían al igual que sus amplitudes, altura del pico, sí aumentan con la velocidad del compresor. En la figura derecha se muestra como la amplitud de oscilación de la presión y la relación de compresión aumentan con el régimen.

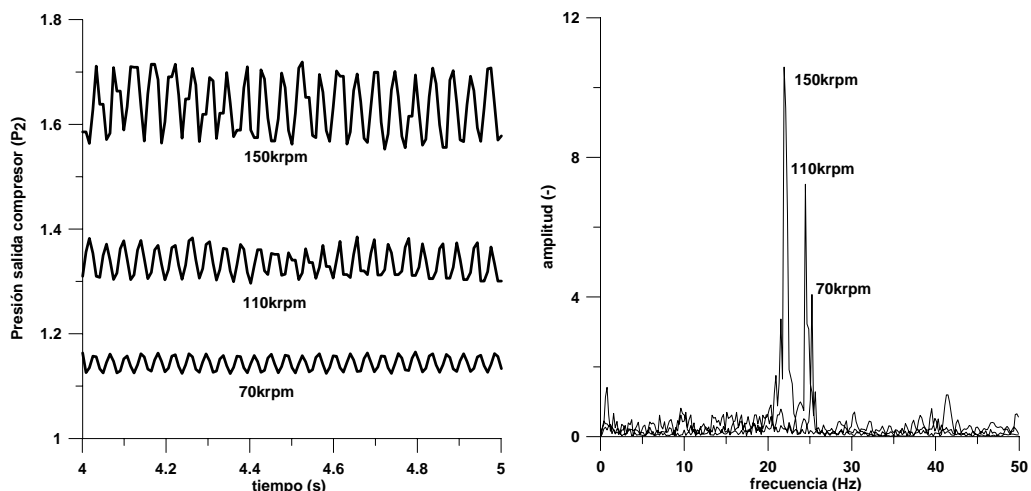


Figura 6.18. Comparación de la frecuencia y amplitud en bombeo suave.

Nuevamente se modela la configuración del ensayo en el WAM introduciendo las nuevas características geométricas. En este caso con un tubo de 750 mm y la válvula que estrangula el flujo unida a un volumen de tamaño infinito que simula la descarga a la atmósfera.

Aquí también se analiza como en el caso anterior la estimación de la frecuencia mediante las características geométricas y ambientales del ensayo aplicadas por Greitzer, comparando el resultado con las frecuencias obtenidas de forma experimental (captadores de presión y medida láser) y con la obtenida a partir del modelo.

En esta configuración el volumen del “plenum” lo representan la suma de los tubos de 200 x diám.35 y 750 x diám.42 mm que resulta de 1,23 litros, también el parámetro de ajuste  $L_C$  se toma de 2 m que es la longitud total de entrada al compresor incluyendo el caudalímetro. La velocidad local del sonido se toma para la temperatura de 32°C que era la atmosférica el día de realización del ensayo.

$$f = a \sqrt{\frac{A_C}{V_P L_C}} = 26,3Hz \tag{6.5}$$

	Ensayo	Greitzer	Modelo
Frecuencia	25 Hz	26 Hz	24 Hz

Como se puede observar las frecuencias son muy similares y todas del mismo orden de magnitud por lo que se puede dar por válido el nuevo modelo compresor propuesto y que sus resultados se encuentran cerca del valor experimental.

En la figura 6.19 se procede mediante las graficas de velocidad respecto del tiempo, a la comparación de los resultados experimentales y modelados con las velocidades de giro del compresor, ya mencionadas, observando que existe una buena similitud entre las ambas magnitudes.

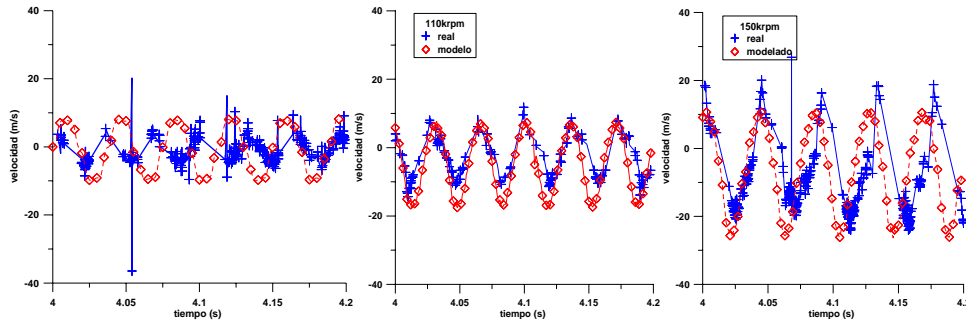


Figura 6.19. Comparación de velocidades experimentales láser y modelado en bombeo suave para las velocidades de giro de compresor de 70,110 y 150krpm

Como se puede comprobar el modelo reproduce la frecuencia de pulsación del bombeo y la amplitud de la oscilación para las tres velocidades de ensayo. Así, el modelo no sólo captura la variabilidad de la presión sino también la velocidad y con gran probabilidad el gasto másico.

#### 6.4.2.3 Ensayo en bombeo con frecuencia alta (bombeo de mezcla )

La última configuración experimental evaluando el modelo compresor respecto de la velocidad que posee el gasto másico a la entrada, se ha realizado colocando un pequeño tubo de 200 mm. Con él, la presión tiene muy poca amplitud y la frecuencia del bombeo es muy alta. Ya se ha corroborado que una pequeña longitud puede generar un bombeo de frecuencias muy altas, tal como se ha mostrado en la figura 6.1 entrando la frecuencia de oscilación dentro del rango de valores de frecuencia de "rotating stall" [6.23]. Similares características se atribuyen a medidas experimentales realizadas por Emmons et al.[6.24], Greitzer [6.25], o Fink et al. [6.4]. Esta situación por su baja variación en los parámetros de caudal y de presión pueda aparentar a primera vista como un punto de operación normal y estable sin considerar la posibilidad de estar realmente en situación de inestabilidad dinámica ocasionada por el bombeo. Este comportamiento queda ratificado por la medida dada por el láser para los tres valores de velocidad de giro, donde la fluctuación de velocidad es muy pequeña al igual que su amplitud concentrándose los valores muy cerca del cero.



Cabe destacar que la velocidad es muy baja cercana a cero por lo que el fluido si bien tiene un dinamismo relacionada con la acústica del sistema impuesto aguas abajo, se podría considerar como caudal cero, aunque es errónea considerar tal hipótesis porque nunca se llega a un cero absoluto, la consecuencia de ello son las posibles fugas que tiene el sistema tanto aguas arriba como aguas abajo del compresor sumadas a las pérdidas por ventilación, siendo insuficiente que el tubo en su extremo opuesto al compresor este herméticamente cerrado.

Los valores calculados por el modelo se presentan junto a los experimentales obtenidos con el uso del láser (figura 6.20), mostrando el resultado comparativo de los regimenes de 110 y 150 krpm. Queda claro que la fluctuación de la misma es muy cercana al valor cero y que la amplitud de la velocidad en uno y otro sentido es muy baja a comparación de los otros resultados de velocidad. El modelo logra capturar esa amplitud pues se iguala a la amplitud de la nube de puntos obtenida por medio de la medida de velocidad por láser, la medida de 70 krpm se ha desestimado porque no es posible considerar una fluctuación de la medida de velocidad.

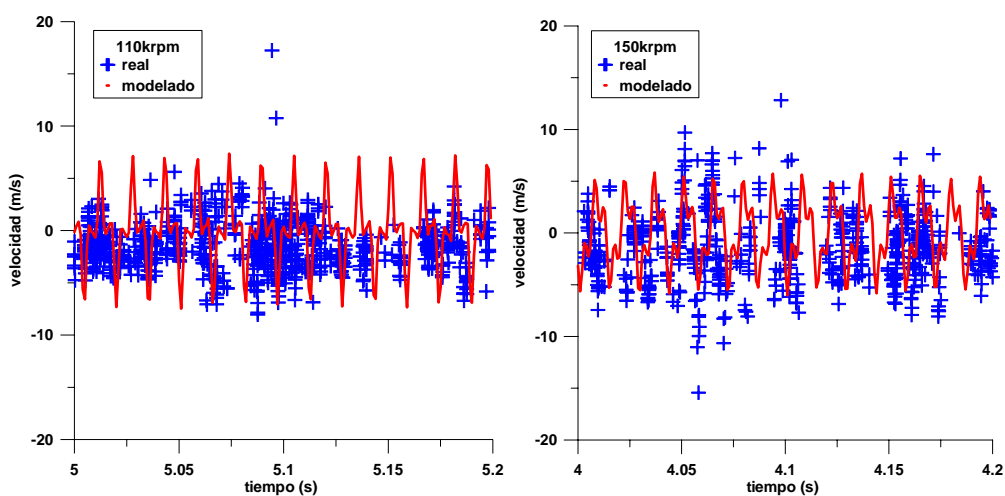


Figura 6.20 Modelado y experimental de 110 y 150 krpm

Por lo tanto con lo enseñado hasta aquí se puede resumir que con el estudio con flujo continuo el modelo asume las distintas situaciones planteadas en los ensayos realizadas variando la geometría aguas abajo del compresor hasta la válvula de contrapresión, representada en este caso por un área calibrada, empleando para validar los resultados el parámetro de la presión y de la velocidad de entrada del gasto másico, bajo diferentes configuraciones y a diferentes regimenes de giro del compresor.

## 6.5 Validación del modelo de bombeo en flujo pulsante

En el capítulo anterior se han expuesto los resultados experimentales variando las condiciones de entrada al compresor con diferentes elementos y empleando en cada uno de los casos flujo continuo. No obstante, los compresores centrífugos empleados en la sobrealimentación de motores trabajan en una situación de flujo pulsante producido por las aspiraciones secuenciales de los cilindros. Así pues, surge la incógnita sobre si puede existir alguna diferencia en la operatividad del compresor al variar al variar un flujo estacionario por uno no estacionario.

Tal como se ha argumentado en la introducción de este capítulo, la finalidad de los análisis experimentales es obtener precisión de las medidas atendiendo al origen del bombeo en compresores. Por otro lado interesa que las condiciones de operación se acerquen a las condiciones cotidianas de trabajo de un compresor centrífugo empleado en la sobrealimentación de MCI A, es decir, en las condiciones de funcionamiento que establece el sistema motor.

En este apartado se presentan dos estrategias para comprobar la influencia de la pulsación sobre la estabilidad de un compresor. Por un lado, se plantea una estrategia de estudio que consiste en insertar aguas abajo del compresor centrífugo una válvula rotativa capaz de generar pulsos consiguiendo un cambio de flujo continuo a pulsante. Esta estrategia permite que los resultados sean comparados entre la caracterización con ambos flujos mediante el mismo sistema aguas abajo del compresor hasta definir la línea de bombeo, empleando en la experimentación el banco de turbos.

La segunda estrategia consiste en la realización de ensayos en el propio banco motor. En este punto se caracteriza la línea de bombeo del compresor que porta el motor caracterizada experimentalmente en el propio banco motor habiendo obtenido con antelación el mapa del compresor en flujo continuo en el banco de turbos. Para conseguir realizar la caracterización de la línea de bombeo de un compresor en el banco motor se ha hecho necesario una modificación en la línea de admisión del motor que lo permita. Una vez determinada la zona de bombeo en dicho banco se compara con la línea de bombeo obtenida en el banco de turbos en el que habitualmente se obtiene el mapa de cualquier compresor en flujo continuo.

### 6.5.1 Generación de pulsos en el sistema de compresión

En la bibliografía no es fácil encontrar aportaciones sobre el estudio de la operación de un compresor en flujo pulsante y su influencia sobre las inestabilidades

del compresor. Las referencias sobre estudios con sistemas de sobrealimentación empleando compresores centrífugos en motores de combustión interna alternativos advierten de la poca información sobre la evaluación de un compresor al trabajar en un sistema de compresión con flujo pulsante, tal vez debido a la menor exigencia de trabajo a la que eran sometidos en años anteriores los compresores centrífugos de sobrealimentación. Por otra parte la participación de los compresores centrífugos o axiales es dirigida mayormente a sistemas estacionarios.

Trabajos contemporáneos ven con buenos ojos la incorporación de una etapa de compresor axial por delante del compresor centrífugo de sobrealimentación [6.26]. Esta idea no es nueva, pues en la aviación desde hace mucho tiempo se estudia el implemento de compresores híbridos aunque es este caso el sistema es estacionario [6.27]. El sistema montado para sobrealimentar un motor de automoción sería de similares características a los compresores montados en motores de aviación modernos, ya que con ello se consigue un ratio mayor de presión como los demuestra un trabajo publicado sobre evoluciones en los motores de aeronaves propulsadas por turbinas de gas para una mejora en la eficiencia motopropulsiva, mejorando la eficiencia del compresor y llegando a valores de relación de compresión más elevados que sin sistemas híbridos [6.28]. Sin embargo en la aviación el flujo de aire entrante al compresor es continuo y el motor debe soportar pocos transitorios de trabajo de tiempos muy cortos. Caso muy distinto al sistema donde trabaja un compresor de sobrealimentación, al cual se varía continuamente su punto funcionamiento y el flujo es pulsante. Entonces puede ser que no sea evidente que un compresor opere en igualdad de condiciones con flujo continuo que con flujo pulsante, tal y como es estudiado mediante las primeras conclusiones hechas por Yano y Nagata [6.19] quienes entienden que el fenómeno de bombeo que se presenta en un sistema motor varía del típico fenómeno que se observa con flujo continuo al originarse bombeo profundo.

Los primeros ensayos que se han planteado con el objetivo de cuantificar el efecto del flujo pulsante sobre el límite de bombeo se ha basado en la inclusión de una válvula rotativa en el sistema de compresión instalado en el banco de turbos. Esta estrategia ubica la válvula aguas abajo del compresor y aguas arriba de la válvula de contrapresión.

En el apartado anterior se ha hablado de la relación entre el comportamiento del compresor y la variación de la geometría aguas arriba. Cabe mencionar que por el mero hecho de tener una válvula a la salida (válvula de contrapresión), al actuar se varían las condiciones a la entrada del compresor, sin embargo, no produce ninguna alteración que tenga que ver con mejoras dinámicas.

### 6.5.1.1 Válvula generadora de pulsos.

La forma en que se generan los pulsos se lleva a cabo con el uso de la válvula rotativa situada aguas abajo del compresor. Lamentablemente los elementos rotativos, como éstos, son propensos a presentar fugas y llevan asociadas unas pérdidas considerables. Aunque por la disposición de la válvula, en este caso no es relevante, por el hecho que la válvula rotativa se encuentra aguas abajo del compresor, mientras que el caudalímetro se localiza aguas arriba del compresor. Tampoco influye sobre el valor de presión de salida que alcanza el compresor pues los sensores piezoeléctricos se encuentran ubicados antes de la válvula.

El montaje experimental que se ha utilizado en la realización de este experimento es similar al esquema precisado en la descripción del banco de turbos para la caracterización de compresores, sólo que en este caso se emplea una modificación al sistema de salida.

Básicamente en la instalación se arma un sistema de compresión que consta de una entrada al compresor empleando un tubo recto al igual que en la salida donde sitúan los instrumentos de medida. Al final del tubo de salida se inserta una bifurcación donde un ramal conduce directamente a la válvula de contrapresión (electroválvula), mientras que la otra se dirige a la válvula rotativa luego de la cual el caudal se encuentra con la válvula de contrapresión del sistema. En el esquema presentado en la figura 6.21 se muestra el sistema de compresión descrito.

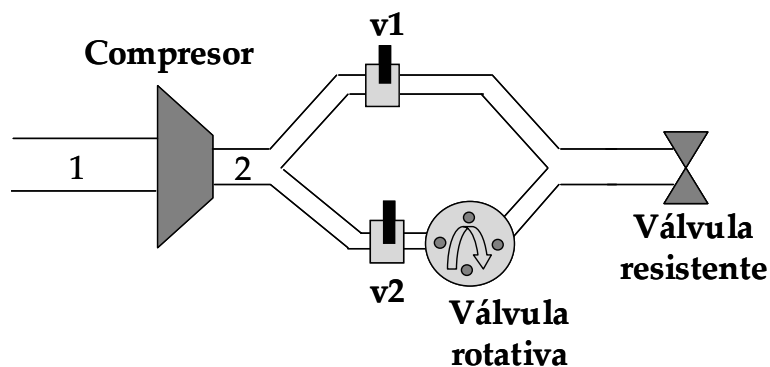


Figura 6.21 Esquema empleado en la generación de pulsos en el banco de turbos

Finalizando la descripción del sistema de compresión cabe mencionar que en el esquema realizado aparecen dos válvulas más ( $v1$ ,  $v2$ ). Ambas válvulas son manuales y su función se describe más adelante. La ubicación de una de ellas se encuentra por delante de la válvula rotativa, encargada en generar las pulsaciones en el sistema, y ambas por delante de la válvula de contrapresión. A fin de comprender

mejor el funcionamiento de la válvula rotativa, en la figura 6.22 se esquematiza su morfología.

La válvula consta de una entrada, de una salida, de un disco con cuatro orificios dispuestos simétricamente y de un motor que se encarga de mover dicho disco. Así mismo, se dispone de un generador con el que se puede regular la tensión aplicada al motor de la válvula a fin de controlar el régimen de giro del disco.

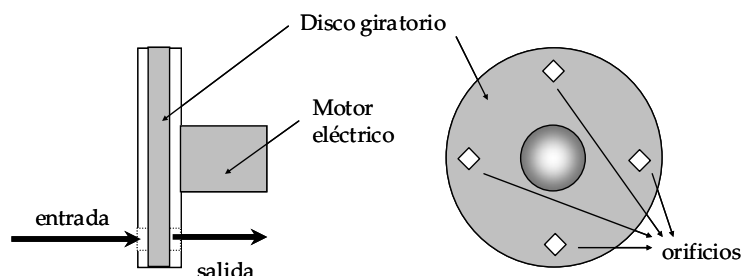


Figura 6.22 Válvula rotativa junto a su disco rotante

El disco gira a una determinada velocidad angular, la cual vendrá determinada por la tensión eléctrica que se aplique al motor encargado de mover el disco de la válvula. El aire impulsado por el compresor centrífugo, al entrar por la llamada "entrada" en la figura, se encuentra con el disco girando dejando pasar gasto másico cuando los orificios coinciden con el área transversal de paso del tubo. En  $90^\circ$  girados por la válvula se encuentra un solo orificio que representa el área por donde circula el gasto másico que llega desde el compresor. El disco en un barrido igual a  $58^\circ$  no deja pasar gasto másico, es decir que el área de paso está cerrada. Pero barriendo los  $32^\circ$  restantes, el área comienza abrirse alcanzando su máximo nivel de apertura a los  $72^\circ$  de ángulo girado, punto en que coincide el área trasversal del tubo con el propio agujero del disco rotante, luego del cual el área de paso nuevamente comienza a descender hasta cerrarse por completo hasta alcanzar los  $90^\circ$ . Dentro de los  $32^\circ$  el valor de gasto másico aumenta desde un valor nulo hasta un valor máximo para luego descender nuevamente a cero. Empleando esta dinámica, en  $360^\circ$  se obtienen cuatro pulsos. Los pulsos generados por la válvula se muestran en la figura 6.23. Por lo tanto con esta forma se consigue que el flujo pase de ser continuo a ser pulsante y los valores de amplitud de cada uno de los pulsos se encuentran alrededor de los valores de las amplitudes que se pueden hallar en un motor producto del movimiento de sus propios pistones.

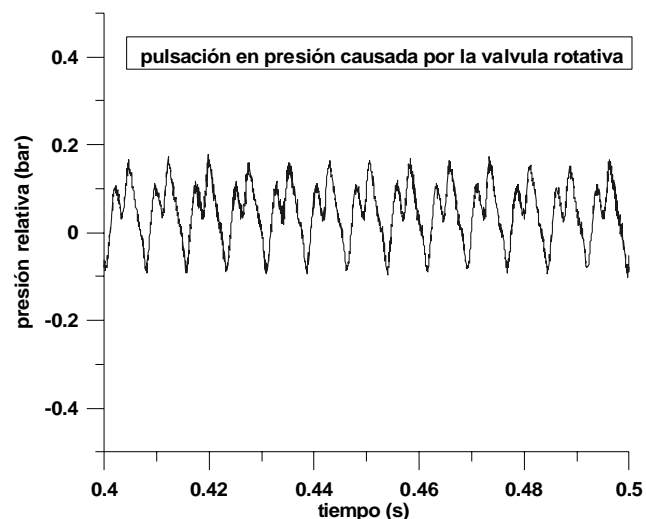


Figura 6.23 Pulsos de válvula

El procedimiento de ensayo con esta línea de compresión comienza por situar la válvula manual  $v2$  cerrada y  $v1$  abierta, llevando al turbogrupo al régimen de giro deseado en condiciones de flujo continuo pero posteriormente se procede al cierre de la válvula de contrapresión a fin de disminuir el gasto másico. Cuando se alcanza un caudal cercano a la línea de bombeo se activa la válvula rotativa en un régimen de giro deseado que simule un punto de funcionamiento de motor. Al entrar en funcionamiento la válvula rotativa se procede a la apertura de  $v2$  al mismo tiempo que se procede al cierre de la válvula manual  $v1$ , por lo tanto el flujo pasa de ser continuo a ser pulsante. En la figura 6.24 se muestra una comparación entre la señal de presión instantánea a la salida del compresor con y sin flujo pulsante. En cada uno de los cinco regímenes de giro del compresor que comprende el gráfico es notoria la diferencia entre ambas señales provocado por el funcionamiento de la válvula rotativa.

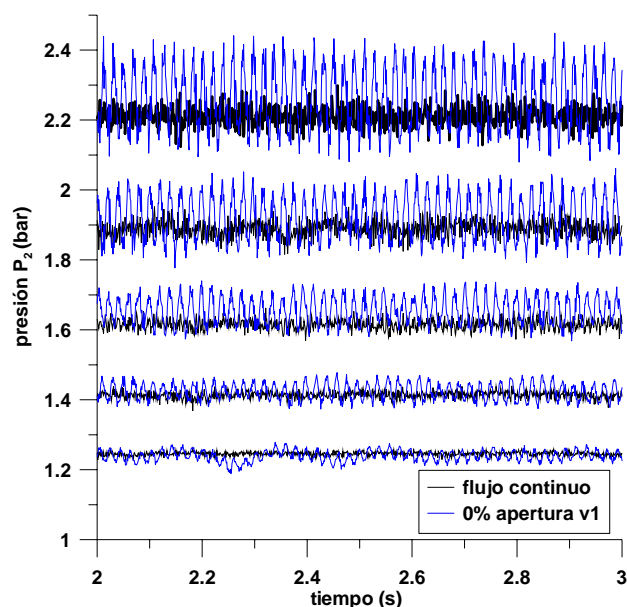


Figura 6.24 Comparación entre la señal de pulsación y continua a distintas velocidades de giro.

En la bibliografía se encuentran pocos trabajos que traten el problema de bombeo en un motor de automoción sobrealimentado por medio de un compresor centrífugo. En [6.29] se especifica que en las transiciones de un motor biturbo obliga a uno de los dos compresores a entrar en bombeo, también se remarca que en las transiciones de alta carga y bajos regímenes de giro de motor con un solo turbo es factible el encuentro de dicho fenómeno. En motores con un solo turbo los puntos operativos más cercanos a la línea de bombeo también coinciden con los regímenes de motor entre 1500 y 2000 rpm, por lo que se ha seleccionado la velocidad de rotación de la válvula en ese rango. Por lo tanto el estudio se desarrolla con una velocidad de rotación de la válvula de 600, 750 y 1000 rpm, equivalente a 1200, 1500 y 2000rpm de motor.

Con la coordinación de las válvulas manuales y la puesta en funcionamiento de la válvula rotativa, se caracteriza el mapa del compresor en la zona de bombeo mediante flujo pulsante. El procedimiento elegido para definir el punto de bombeo para cada velocidad de giro del compresor es el que se ha detallado en el capítulo 3 explicando los métodos de detección implementados. En este caso la observación del comportamiento de las medidas instantáneas y su posterior análisis aplicando la transformada de Fourier son las empleadas.

En el ensayo experimental con los tres niveles de velocidad de giro de la válvula rotativa se selecta tres posiciones distintas de  $v1$  manual (0, 25 y 100% abierta) y a cinco velocidades de giro del compresor. Por medio de los distintos porcentajes de

apertura de  $v1$  se busca el control de amplitud del pulso cuya variación depende del gasto másico que circule a través de la válvula rotativa. En la figura 6.25 se comparan cada una de las mediciones instantáneas con el parámetro de presión  $P_2$  mediante los distintos porcentajes de apertura de la válvula para un valor de giro de compresor de 150 krpm.

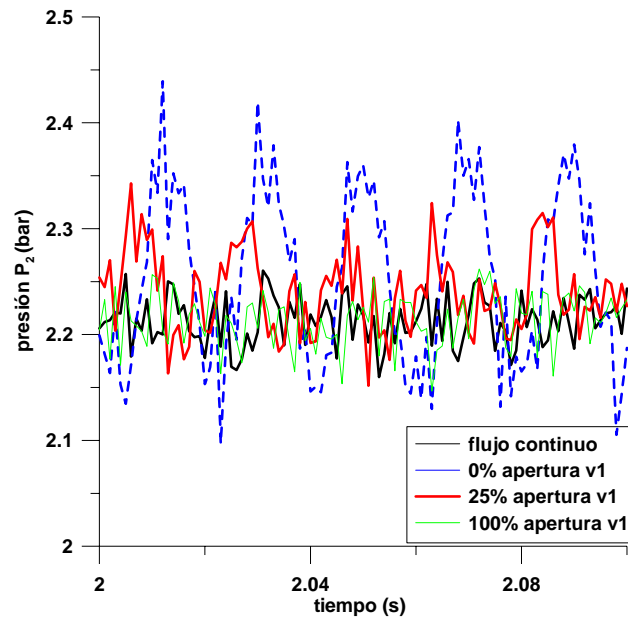


Figura 6.25 Comparación entre los pulsos dependiendo de la apertura de la válvula  $v1$

En la figura anterior la frecuencia de pulsación es la misma para cada una de los porcentajes de apertura, así como también la velocidad de rotación del rotor del compresor. En el gráfico reevidencia la diferencia que se establece en la amplitud del pulso al variar la apertura. La mayor amplitud se obtiene al cerrar enteramente la válvula manual  $v1$ .

Combinando los resultados anteriores con las tres velocidades de giro de la válvula rotativa y midiendo a cinco velocidades de giro distintas del compresor centrífugo (70, 90, 110, 130 y 150 Krpm) se obtienen distintos límites de bombeo. Los resultados se muestran en la figura 6.26 constituida por diversos gráficos que representan cada una de ellas entre los valores la apertura de la válvula manual  $v1$ , la velocidad de rotación de la válvula rotativa y la velocidad de giro del compresor.



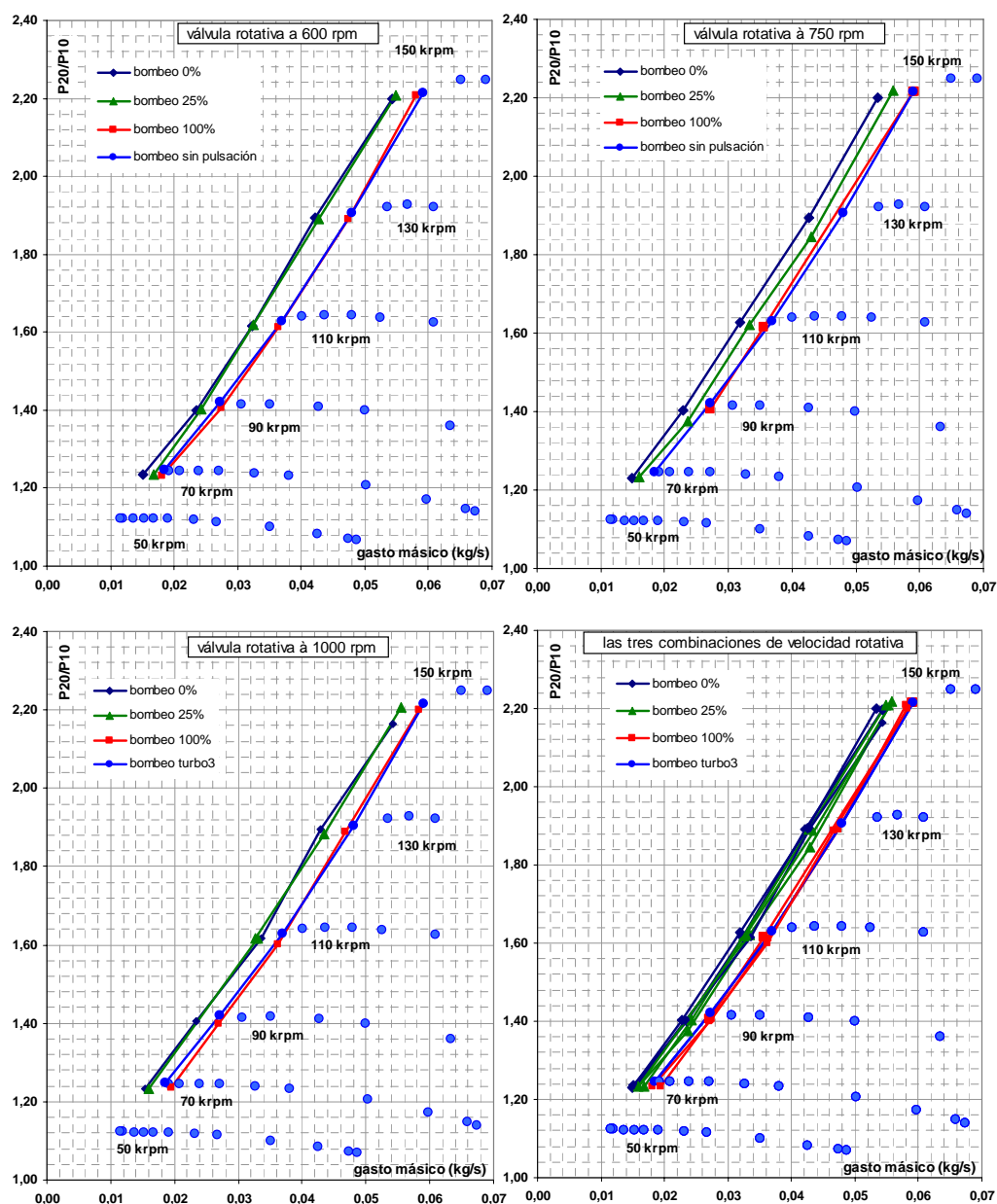


Figura 6.26. Líneas de bombeo sobre el mapa del compresor

El primer resultado en ser analizado corresponde a la combinación con velocidad de giro de la válvula rotativa de 600 rpm y  $v1$  (0, 25 y 100% abierta) en los regimenes de giro de compresor comprendidos entre 70 a 150 krpm en intervalos de 20krpm. En la figura 6.26 se muestra el mapa del compresor centrífugo caracterizado

con flujo continuo empleado como base de comparación para los distintos resultados obtenidos de acuerdo a la apertura porcentual de la válvula manual *v1*. En la primera gráfica se destaca el desplazamiento de la línea de bombeo conseguida por el cierre total de la válvula manual y mediante un porcentaje del 25% de apertura. Aunque es también destacable la coincidencia del resultado sobre la línea de bombeo para una apertura total de la válvula manual y la caracterización de la línea efectuada con flujo continuo.

La modificación que sufre la línea de bombeo original es extensible para las restantes velocidades de giro de la válvula rotativa de 750 rpm y 1000 rpm. En ambos casos la mejora es consecuente con los porcentajes de aperturas de la válvula manual *v1* coincidiendo en la modificación de la línea hacia valores de gastos másicos menores de bombeo primero con una apertura del 25% y luego con la restante del 0%, mientras que el resultando obtenido con el 100% coincide con la línea de flujo continuo. En resumen, todos los resultados mostrados por cada uno de los gráficos se resumen mediante en el grafico inferior derecha de la figura, en el que se aprecia claramente el movimiento de la línea de bombeo original hallada por medio de la caracterización hecha al compresor centrífugo con flujo continuo hacia la izquierda del mapa, lo que se traduce como una mejora en la estabilidad del compresor. Por lo tanto el rango de operación se extiende a valores de gasto más pequeños aunque sin un mayor aporte de relación de compresión. En referencia al valor de la pendiente de la recta formada entre los puntos de bombeo para cada porcentaje de apertura y el punto de bombeo del mapa original posee un valor positivo. Esto supone que aunque se consiga estabilizar el compresor más allá de la línea de bombeo original la inestabilidad en el compresor persiste aunque se ve influenciada por el flujo pulsante que logra retardar la aparición del fenómeno de bombeo.

En consecuencia con los resultados obtenidos de los ensayos, un compresor trabajando en flujo no estacionario puede retrasar la aparición del fenómeno de bombeo cuyos orígenes se remontan a la interacción entre la característica del gasto másico junto a los alabes del rotor si se considera que el compresor no posee vanos en el difusor, como es el caso de la mayoría de los compresores de sobrealimentación de motores de automoción.

Sin embargo, la línea de bombeo con la válvula manual al 100% abierta coincide con la línea de bombeo original realizada con flujo continuo, esta semejanza se debe a la característica de los pulsos que es capaz de generar la válvula rotativa cuando en el sistema *v1* se abre totalmente. Al comparar las señales de presión de entre ambas configuraciones se observa que no hay diferencias de flujo continuo o pulsante. Los pulsos creados por la válvula son de una amplitud muy baja que llegan a ser de la magnitud del valor del flujo continuo. Igual como sucede al comparar la

señal de los pulsos generados cuando la válvula manual se encuentra totalmente cerrada o con un porcentaje del 25% de apertura. Esta diferencia en la amplitud del pulso se aprecia en la figura 6.25, en la que se contempla la medida de presión instantánea a la salida del compresor y como la señal para flujo continuo y pulsante con la válvula *v1* abierta se asemejan.

#### 6.5.1.1.1 Empleo del modelo

El modelado sobre el sistema de compresión, mostrado en la figura 6.21, ha sido realizado mediante dos fases. En la primera se ha llevado a cabo el modelado de la válvula rotativa buscando que los pulsos medidos sean similares a los creados por el modelo. Para conseguirlo se impuso una variación del coeficiente de pérdida de carga variable en el tiempo siguiendo una ley secuencial en función del ángulo barrido por el movimiento de la válvula. El resultado obtenido entre la medida real y el modelo de la válvula se puede apreciar en la figura 6.27. en la que se contempla una buena relación entre los datos medidos y los datos modelados.

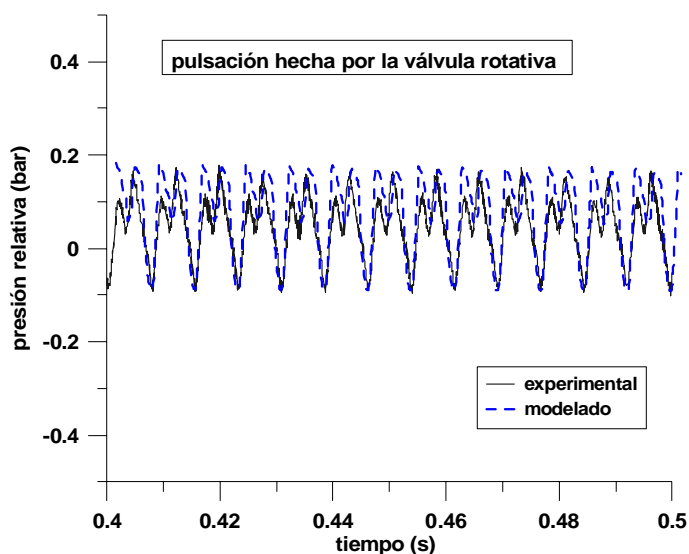


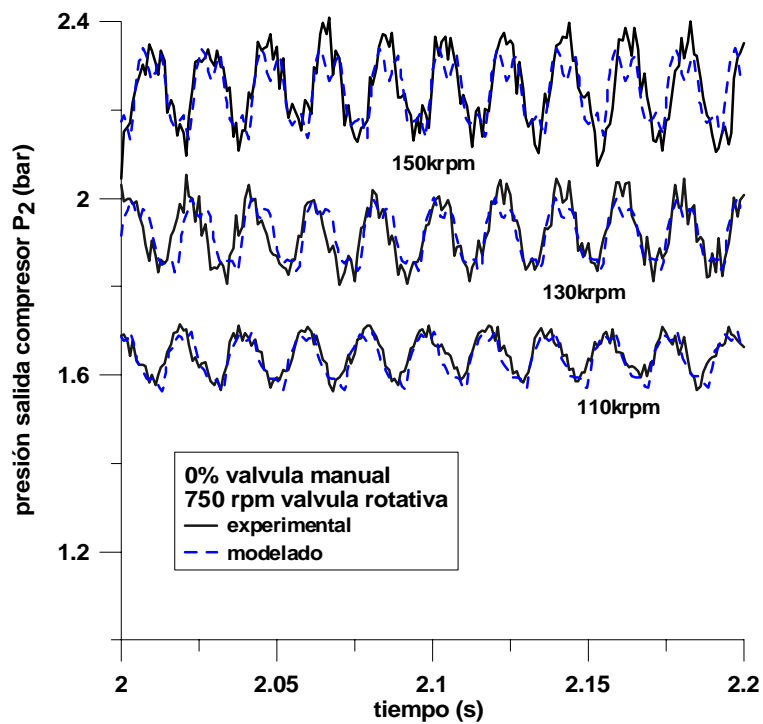
Figura 6.27 Comparación entre los datos medidos con modelados de la válvula

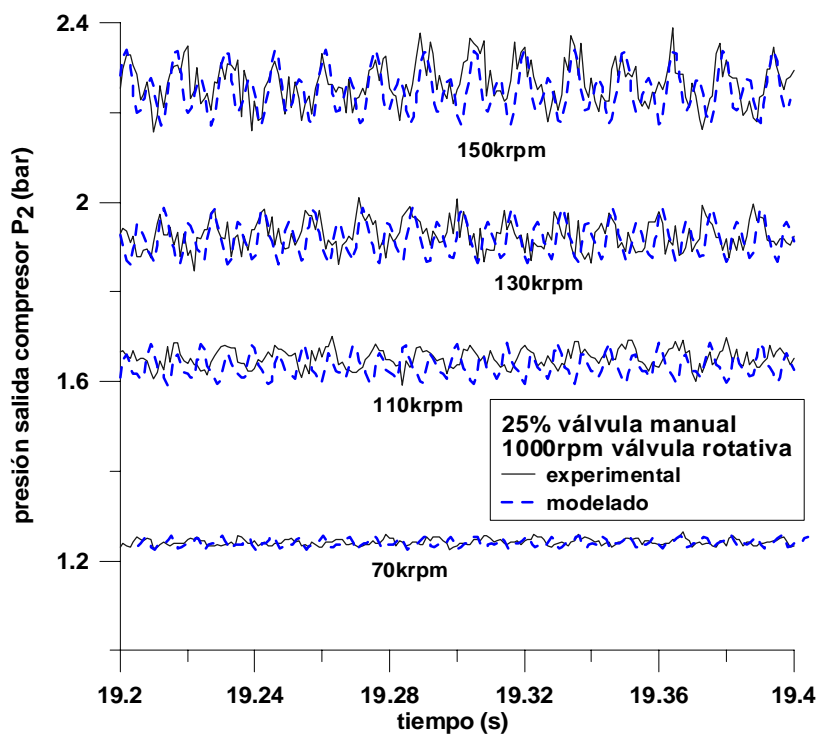
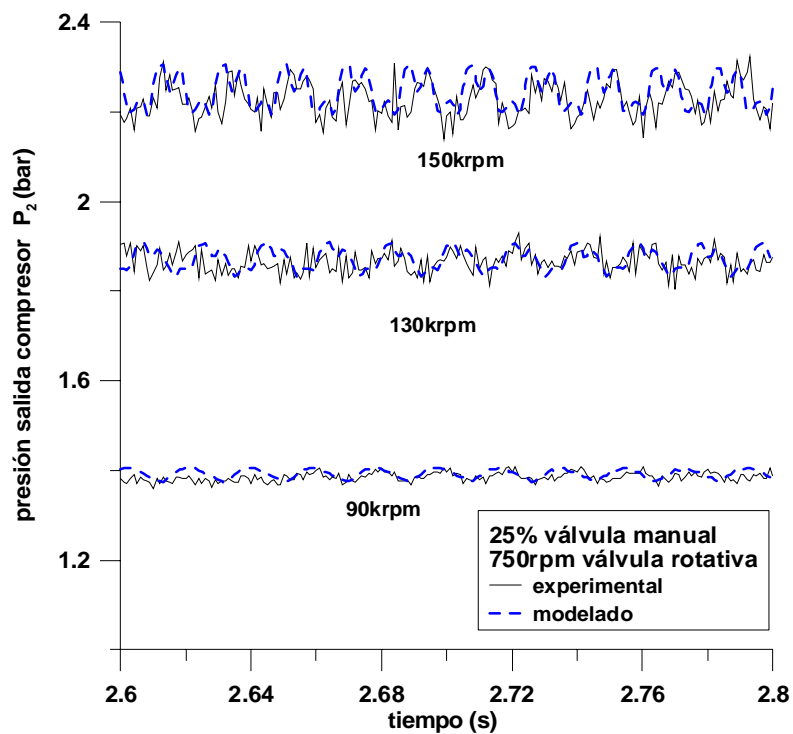
En el modelo se contemplan cada una de las variables que posibilitan las distintas combinaciones ensayadas y cuyos resultados hallados sobre la zona de bombeo se han destacado en la figura 6.26. En el modelo se colocan la válvula manual probando los distintos valores de porcentaje de aperturas ensayados junto a las distintas velocidades de giro de la válvula rotativa además del cálculo del sistema de compresión se agrega la válvula de contrapresión empleada como reguladora del gasto másico y generadora de la resistencia de todo el sistema. En dicha válvula se

inserta una ley de cierre que es función del tiempo y que fuerza al sistema a experimentar el fenómeno de bombeo.

Para ajustar el modelo con la experimentación se comparan las señales de presión instantánea de cada uno de los ensayos realizados en pulsante cercanas al punto de bombeo marcado por el mapa original del compresor. En la figura 6.28 son mostrados algunos de los resultados obtenidos mediante el modelo y las medidas instantáneas obtenidas con los ensayos, al hacer funcionar la válvula rotativa en las tres velocidades de giro propuestas.

En la figura 6.28, la comparación se hace a diferentes regimenes de giro del compresor, diferentes aperturas de la válvula y variando la velocidad de rotación de la misma, aunque esta última variable es irrelevante al apreciar la forma de la onda que se genera en el sistema de compresión debida al funcionamiento de la válvula rotativa.





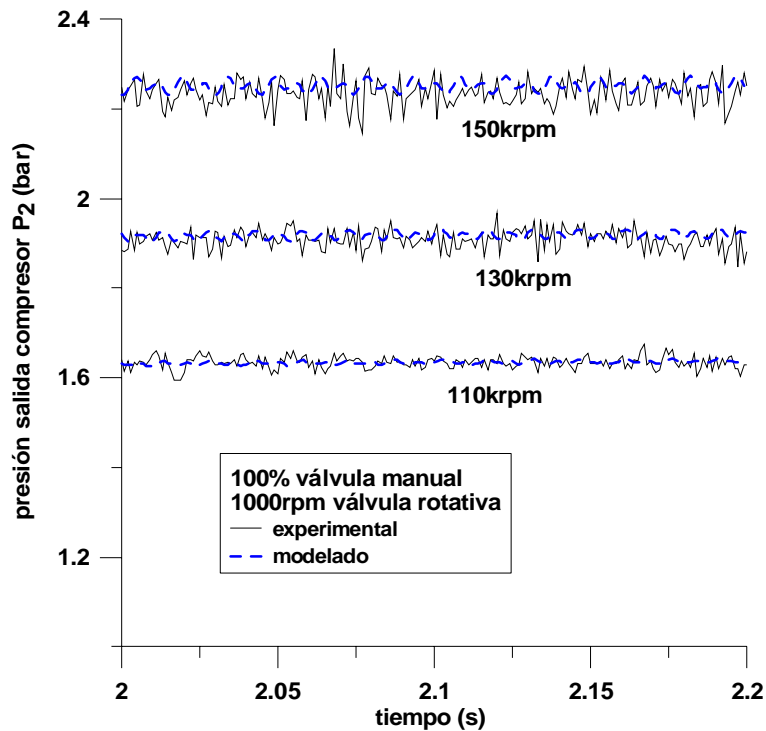


Figura 6.28 Comparación de los resultados experimentales y modelados

El resultado general obtenido en el modelado de las distintas situaciones de flujo en el compresor es muy satisfactorio. Si bien se observa que las curvas de presión experimentales y modeladas en algunos casos muestran un acuerdo limitado. Es evidente que el cambio del valor de la amplitud de los pulsos producidos por la válvula es seguido por el modelo. Como se ha dicho, la característica de la onda sólo es función del gasto de aire pasante por la válvula y no por la velocidad de rotación del disco o del compresor.

En cada una de las gráficas donde se compara la señal de presión se presentan distintas aperturas de la válvula manual  $v1$ , y una frecuencia distinta de giro de la válvula rotativa, junto a diferentes regimenes de giro del compresor.

Por medio del modelo también se obtienen los puntos de bombeo del compresor. La obtención de cada uno de ellos se realiza por medio del análisis de la señal instantánea de las presiones y el gasto másico en cada uno de los conductos unidos al compresor aguas arriba y aguas abajo. Los puntos se hallan para las distintas combinaciones modeladas y son luego llevados al mapa de compresor donde también se han plasmado las líneas de bombeo obtenidas experimentalmente y que han sido mostradas mediante la figura 6.26. Por lo tanto en estas gráficas se puede también agregar las líneas de bombeo trazadas por los puntos hallados por medio del

modelo. En la figura 6.29 se muestra una de las gráficas perteneciente a una de las combinaciones en que se ubican todas las curvas de bombeo obtenidas a partir de los datos experimentales y modelados.

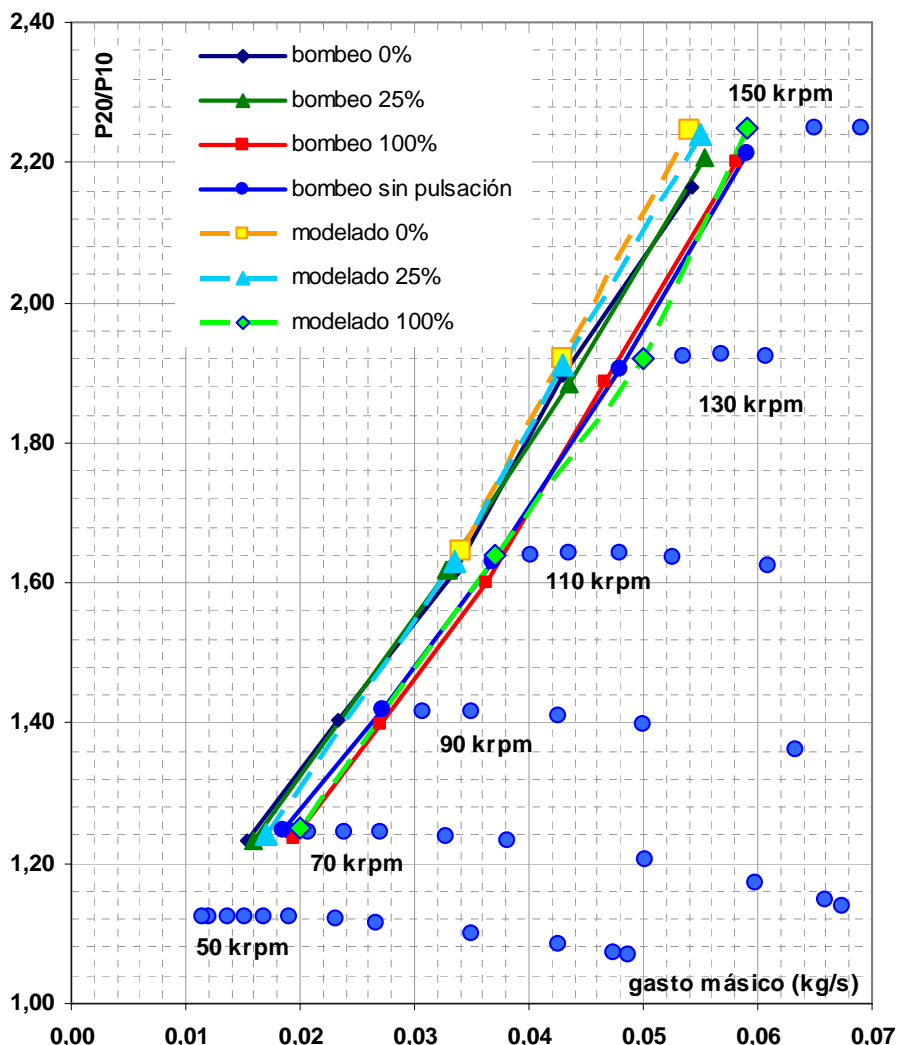


Figura 6.29 Resultado del modelo para un flujo pulsante y un flujo continuo

Al insertar las líneas de bombeo modeladas en este último gráfico, se demuestra que el modelo es capaz de establecer una diferencia similar en la aparición del fenómeno de bombeo por cada una de los distintos porcentajes de apertura de la válvula manual que establece diferentes amplitudes en los pulsos generados a partir de la válvula rotativa. Por medio de este resultado se concluye que mediante un flujo

pulsante, cuyos pulsos son de una determinada característica, el compresor puede retardar la aparición del bombeo con respecto a los valores para un flujo continuo.

Se puede concluir también que el bombeo depende también de la excitación acústica del sistema de compresión en que se haya inmerso el compresor más allá de las inestabilidades dinámicas o aerodinámicas en el interior del compresor real y que según Jenny [6.9] dicha excitación acústica afecta la aparición del bombeo retardando su aparición conforme desciende la amplitud y aumenta la frecuencia, sin embargo, no hace una relación directa con el flujo continuo.

Por lo tanto queda claro que el modelo de compresor puede establecer una diferencia para el mismo sistema funcionando con flujo continuo o bien con flujo pulsante donde las características del pulso son similares en frecuencia y amplitud a las magnitudes encontradas en la admisión de un motor.

### 6.5.2 Ensayo en motor

En los últimos años se ha probado buscar un mayor rédito del motor consiguiendo llevar hasta los límites de funcionamiento al propio sistema de sobrealimentación. En referencia al compresor se le conduce a operar cerca de la línea de bombeo provocado un alto riesgo que sucedan fenómenos inestables y que afecte a todo el sistema de compresión en la admisión del propio motor. Es en la búsqueda de la máxima relación de compresión a bajo régimen de giro cuando se pone en riesgo los posibles fenómenos de inestabilidad debido a que esta se consigue justamente en cercanías de la línea de bombeo. La situación de inestabilidad puede ocurrir en transitorios de motor a bajas vueltas y alta carga [6.29], y por ello, y a pesar del adecuado diseño del punto de funcionamiento del compresor, al ligarlo al sistema del motor puede haber puntos de funcionamiento donde se presente el fenómeno de inestabilidad del bombeo.

Analizando lo visto por los resultados conseguidos por medio del estudio de la válvula rotativa, con el modelo y el aporte de los datos experimentales, un compresor centrífugo en flujo pulsante puede tener un comportamiento diferente al descrito con un flujo continuo en zonas donde hay una marcada inestabilidad del compresor, el principal efecto refiere al retraso que se evidencia por el estudio en la aparición del bombeo.

El hecho de poseer flujo pulsante en un motor hace pensar que un compresor puede variar su punto de bombeo respecto del que se haya obtenido en flujo continuo para su caracterización. Es habitual en la puesta a punto de la sobrealimentación de un motor que el límite de bombeo definido en flujo continuo no coincide con el que



realmente se obtiene en motor. En este apartado se estudia la variación en el comportamiento del compresor bajo las condiciones de funcionamiento de un motor y al mismo se le modela por completo en el modelo unidimensional. Esta metodología de análisis ha sido también empleada bajo circunstancias similares de tema de estudio en otros trabajos sobre motores en que se analiza sus sistema de sobrealimentación y posibles inestabilidades como la aparición del bombeo sin evaluar una eventual diferencia de comportamiento como producto del estado estacionario o no en el sistema en que se halla el compresor [6.29] [6.30].

La descripción del motor utilizado se encuentra en el capítulo 3, referente a las herramientas de estudio empleadas en la experimentación. Los resultados obtenidos junto con los ensayos experimentales sacados del banco motor son comparados en base al punto inicial de la inestabilidad de bombeo en el motor.

Para poder desacoplar el gasto másico trasegado por el compresor del trasegado por el motor se ha introducido una modificación en el sistema de admisión del motor. Se implementa un sistema de inyección de aire a presión que se introduce en el colector de admisión del motor situado aguas abajo del compresor. La idea de instaurar el aire a presión asegura que el motor mantenga su presión de admisión y así mantener constante la energía de la turbina, pudiendo a su vez reemplazar el aire proveniente del propio compresor. Por otra parte el ingreso extra de aire genera una resistencia en el sistema compresión que hace descender el caudal consumido por el compresor manteniendo constante la velocidad de giro, ya que la turbina no varía su punto de trabajo, conduciendo el punto de funcionamiento del compresor a la zona de bombeo. Por lo tanto la cantidad de gasto másico liberado al sistema de admisión del motor aguas abajo del compresor produce el equivalente a la acción de una válvula empleada comúnmente en un esquema simple usado en la elaboración de mapa del compresores.

Cuando se alcanza una situación de bombeo el fenómeno sólo afecta desde la entrada de la admisión del motor hasta el punto elegido dentro de la línea de admisión del propio motor en que se ubica el inyector de aire comprimido, cerca de la entrada del colector.

En un primer ensayo se ha caracterizado la línea de bombeo del compresor bajo la influencia del sistema motor, obteniendo una línea de bombeo similar a la evidenciada en le mapa del compresor medida con flujo continuo pero medida hacia la izquierda con menores valores de gasto por cada uno de los regimenes medidos en el sistema motor (ver figura 6.30).

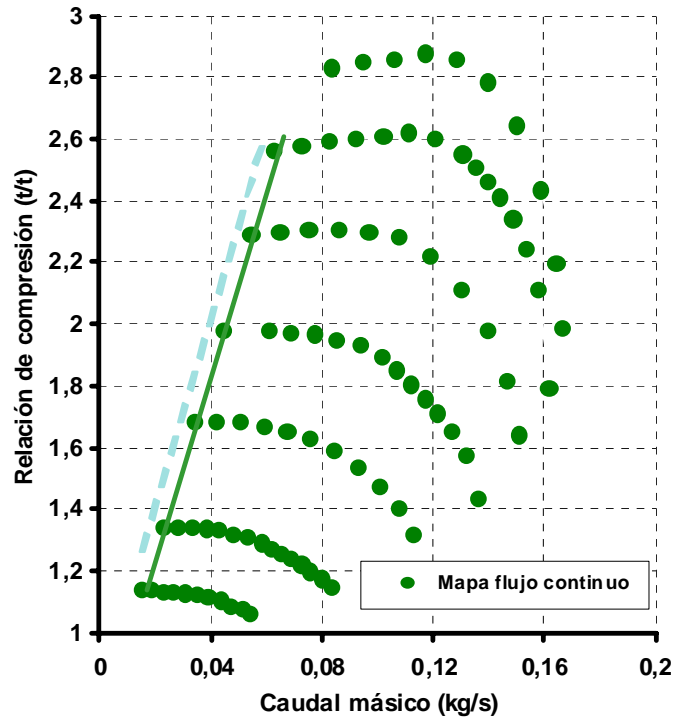


Figura 6.30 Línea de bombeo con flujo continuo vs línea de bombeo motor

Por otra parte se ha efectuado para tres regímenes de giro del compresor, con los que se consiguen cubrir gran parte del mapa, comparar los resultados obtenidos en el banco de turbos y en el banco motor, modelados ambos en el modelo de acción de ondas WAM.

El procedimiento llevado a cabo con el modelo de WAM se ha hecho para validar el nuevo modelo de compresor propuesto con cada situación experimental y ver si es capaz de representar las diferentes situaciones a las que se hacen referencia en esta parte del capítulo de la tesis sobre bombeo en compresores.

Por lo tanto se modela todo el sistema motor con el sistema de alta presión instalado en la admisión del mismo con los puntos de funcionamiento establecidos para el ensayo. Por otro lado se modela el esquema del banco en que se ha caracterizado el compresor con flujo continuo. En consecuencia se pretende comparar por medio de los dos sistemas modelados los resultados obtenidos por medio de la incidencia del flujo continuo y si el resultado en la tendencia del movimiento de la línea de bombeo demostrada con datos experimentales es posible reproducirlo con el modelo de compresor de sobrealimentación propuesto.

En la figura 6.31 se observa como en el modelo 1D WAM se representa el esquema experimental descrito en el motor. El sistema de aire comprimido es controlado por medio de una válvula situada a la salida del depósito, simulando tener aire a presión, controlada por medio del programa Matlab-Simulink. La línea de admisión de aire adicional es controlada temporalmente por medio de una válvula que poco a poco aumenta el gasto de aire a la entrada del colector de admisión.

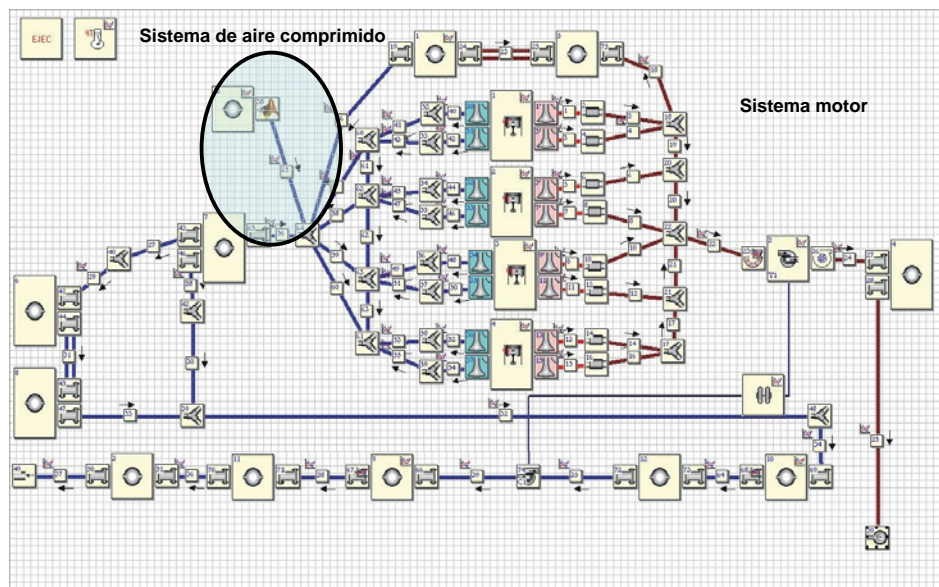


Figura 6.31. Modelado WAM del sistema motor completo

Habiendo efectuado dicho procedimiento para cada uno de los tres regímenes elegidos en el análisis de resultados mostrados por cada situación modelada sobre la zona de bombeo del compresor, se ven diferencias sobre los puntos definidos como bombeo entre los dos esquemas (motor y banco de turbos). Ambos arrojan una diferencia de aparición de bombeo como ha ocurrido en la fase experimental del estudio. La aparición del bombeo queda reflejada en el comportamiento de los parámetros de gasto másico aunque también es visible en la presión, esquematizada esta última para el banco de turbos, para cada una de las tres situaciones modeladas en los dos esquemas (figura 6.32) y que se presenta en forma de gran oscilación en cada uno de los parámetros.

Al saber con exactitud los valores de gasto másico y presión se obtiene con ello el punto de funcionamiento a partir del cual el compresor experimenta la llegada al bombeo mediante la aparición de la oscilación. Los resultados de los puntos modelados de bombeo se añaden al mapa en que se ha mostrado en la fase experimental en el banco de turbos así como también la línea de bombeo determinada en el banco motor (figura 6.33).

Los resultados de los tres regímenes se muestran a continuación, donde se resalta en cada una las figuras el último valor de caudal, antes del cual, en ambos sistemas modelados comienza el fenómeno de bombeo, evidenciado especialmente por la variabilidad del propio caudal másico. Las figuras 6.32a, c y e muestran los resultados del modelado que representa el banco de turbos, donde el compresor se ha caracterizado con flujo continuo y donde también son mostrados los valores de presión aguas arriba y aguas abajo del compresor. Las 6.32b, d y f corresponden a los resultados obtenidos en el banco motor, es decir, el modelado del propio motor, donde se muestra la evolución de los valores de caudal tanto del compresor como del que proviene de la línea de alta presión y se encamina hacia los cilindros, así como también se adjunta el valor de caudal antes de la entrada en los cilindros, que permanece con un valor constante en el tiempo mientras las dos restantes varían en cada ciclo de motor.

Cada uno de los puntos encontrados por el modelo antes del bombeo son plasmados en el mapa del compresor enseñado por medio de la figura 6.30 en la que se puede apreciar la diferencia encontrada entre las líneas de bombeo para el caso con flujo continuo y flujo pulsante. Los valores de los gastos mostrados en la figura 6.32 son los que se establecen como puntos de bombeo, es decir que cada uno de ellos pertenece a las curvas de la línea de bombeo obtenida con el resultado extraído del modelado de ambos. Los puntos tienen valores de caudal corregido y de relación de compresión, resultado del manejo de los valores de presión aguas arriba y aguas debajo del compresor.

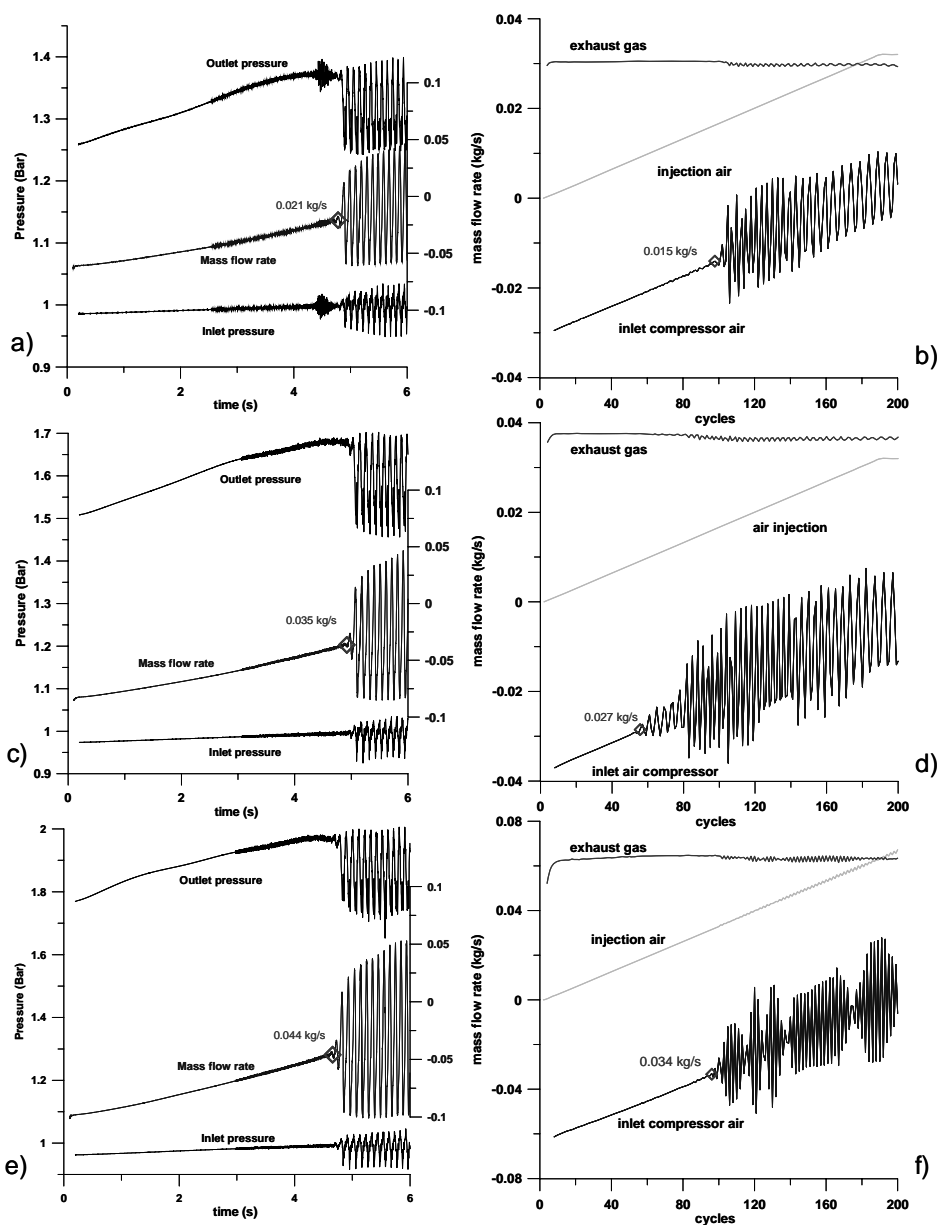


Figura 6.32 Evolución del modelo en banco de turbos y banco motor (90, 125 y 150krpm)

Por lo tanto en la figura 6.33 se puede observar como los puntos de cada uno de los ensayos modelados a los regímenes de giro elegidos para el modelo compresor (90, 125 y 150 krpm) determinan también las mismas variaciones sobre la línea de bombeo, donde los puntos de menor gasto sobre la línea de bombeo pertenecen al

modelo motor y el resto al modelo de banco de turbos. El modelo de compresor revela que, en el sistema motor, el compresor entra en bombeo con posterioridad al modelo del ensayo en banco de turbos. Es decir que el sistema que actúa con flujo pulsante otorga un retardo en la provocación del fenómeno de bombeo. Cabe recordar que en ambos sistemas modelados la técnica que se implementa para encontrar los puntos de bombeo es la misma que la empleada para cada uno de los ensayos experimentales.

Al plasmar cada uno de los puntos de bombeo obtenidos en el modelo (6 puntos), tres puntos de bombeo por cada ensayo y régimen de giro (90, 125, y 150 krpm), tienen una muy buena similitud con los puntos definidos como bombeo en los ensayos experimentales. En la figura 6.33 se muestra el mapa del compresor con la información cuasi-estacionaria recogida de las medidas realizadas en el banco de turbos, a la que se agrega los puntos de bombeo hallados por medio del modelado de cada ensayo

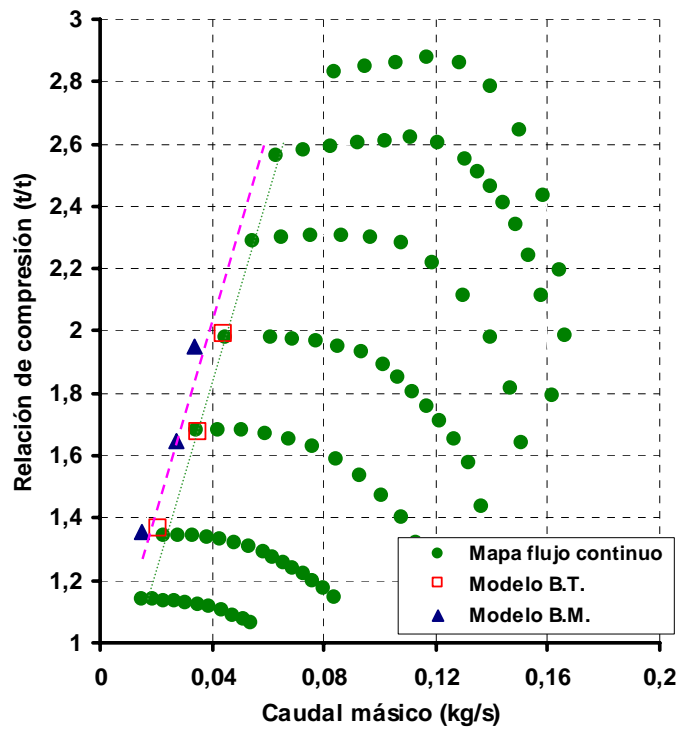


Figura 6.33 Puntos de bombeo modelados en el mapa experimental y extendido por el modelo

Al insertar los puntos sobre este mapa se confirma que el bombeo con flujo continuo es anterior al bombeo con flujo pulsante, los gastos de bombeo de este último son más pequeños que los obtenidos con flujo continuo. Por otro lado los resultados comparados entre los valores experimentales y modelados guardan una buena similitud. Este resultado es importante por dos razones, una de ellas obedece a la

existencia de una diferencia de comportamiento en la operatividad del compresor al trabajar con flujo continuo o pulsante, tal como ya se había confirmado con el empleo de una válvula rotativa. La segunda se refiere a la capacidad de cálculo del modelo de compresor desarrollado en la tesis e insertado en el WAM para modelar un motor sobrealimentado y su posible inestabilidad en la admisión al alcanzar el compresor una situación de bombeo.

### 6.5.2.1 Transitorios de motor

En el sub-apartado anterior se puede comprobar cómo se consigue arribar al bombeo un compresor instalado en la admisión de un motor inducido en forma artificial por la adecuación de un sistema de aire comprimido que genera una resistencia al trabajo del propio compresor y que a su vez lo reemplaza en la sobrealimentación del motor. Sin embargo, es posible que un motor por diversos motivos pueda sufrir la aparición del bombeo sin tener que inducir mediante un sistema de ayuda la aparición de dicho fenómeno.

Es por estos años que en la industria de la automoción se encuentra en un proceso de pleno desarrollo e investigación tratando de mejorar en tiempo, consumo de energía y potencia la transición de un motor, apuntando como principal medio de ayuda la capacidad de trabajo del compresor de sobrealimentación en respuesta a la aceleración y desaceleración. En la estrategia por obtener un tiempo de transición corto y mantener la eficiencia del motor en dicho periodo de tiempo el motor puede llevar al compresor a trabajar sobre puntos de funcionamiento cercanos a la zona de bombeo. Lamentablemente muchas veces este acercamiento a esta zona de funcionamiento es problemático porque cualquier variación en el consumo de aire puede provocar espontáneamente el origen del bombeo.

Sin embargo se han implementado estrategias para lograr esquivar la problemática de la inestabilidad en el compresor como por ejemplo con el control de de energía aportada a la turbina por los gases de escape basado en la apertura o cierre del área de paso del estator de la turbina, lo que posibilita un camino de transición menos problemático, como el que se puede apreciar en la figura 6.34, donde se marca la aceleración, primero aumentando el gasto másico y luego aumentando el valor de las rpm del turbo, estando lejos de la zona de bombeo. También en la misma figura se puede observar el camino de transición de una desaceleración problemática que puede sobrepasar los límites de bombeo en el compresor.

En una desaceleración brusca, el bombeo se puede hacer presente en el compresor al ocurrir repentinamente una caída de caudal de combustible inyectado en los cilindros, provocando un rápido cambio del punto de trabajo del motor hasta

alcanzar el relentí. Cuando el motor se halla a plena carga con el compresor consumiendo un elevado valor de gasto másico y girando a alta velocidad, al momento que se produce un transitorio de desaceleración rápida, el valor de gasto másico desciende en forma más veloz que la disminución que el descenso de la velocidad de giro del compresor.

Estas circunstancias propician que el compresor entre en bombeo porque la respuesta al cambio en el gasto másico es mayor que el efecto sobre la velocidad del turbocompresor debido a su inercia y eso conlleva a trabajar al compresor más allá de la línea de bombeo. En el gráfico de la derecha de la figura se ejemplifica claramente como la curva sobrepasa dicho límite.

Aunque la línea de bombeo del mapa sea determinada con flujo continuo, la determinada con flujo pulsante también es sobrepasada, ya que la acción creada por la transición de desaceleración del motor hace que el gasto másico descienda a valores por debajo de ambas líneas de bombeo. Entre ambas líneas la diferencia no es mayor a 5 g/s y en el transitorio este valor no evita la entrada del compresor en el propio bombeo.

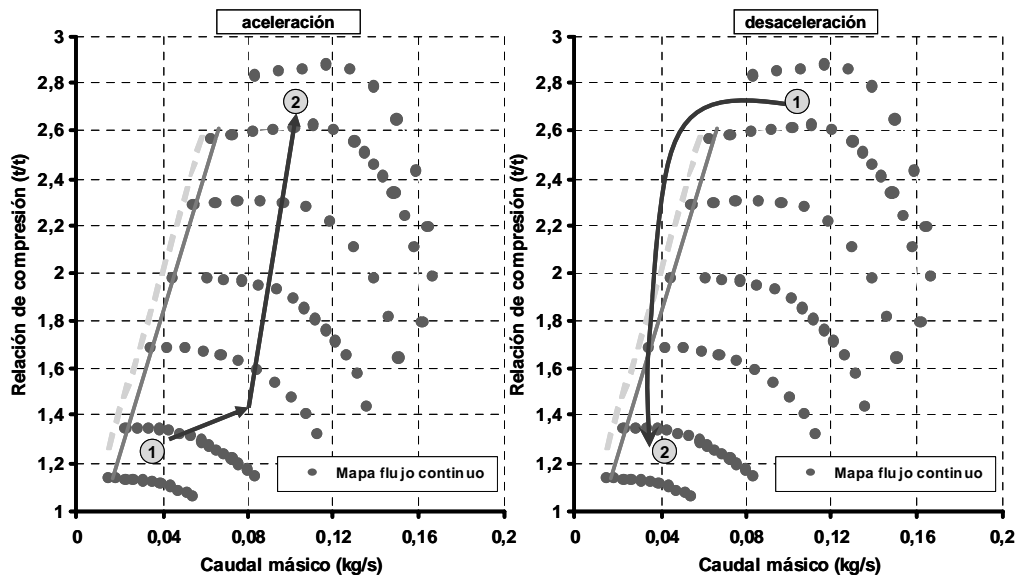


Figura 6.34 Curvas de transición del compresor en el mapa

La situación de desaceleración comentada ha sido reproducida en el banco motor empleando el mismo motor al que se le colocara en su admisión un sistema de aire a presión aire con lo que se reemplazaba la labor efectuada por el compresor en la sobrealimentación y estrangular el paso del gasto másico por el compresor.



En principio el motor se sitúa a 3000rpm y plena carga e instantáneamente se desacelera hasta el relentí cortando de forma instantánea la taza de combustible inyectada. Es al producir dicho descenso de combustible que el compresor experimenta el fenómeno de bombeo que es capturado por los sensores de medida de presión, de gasto másico y además que puede ser audible. El resultado conseguido por los captadores de presión instantáneos situados en la línea de admisión del compresor aguas abajo y aguas arriba confirman que en un determinado intervalo del tiempo total que dura la transición, se aprecian las oscilaciones características del fenómeno de bombeo de baja frecuencia.

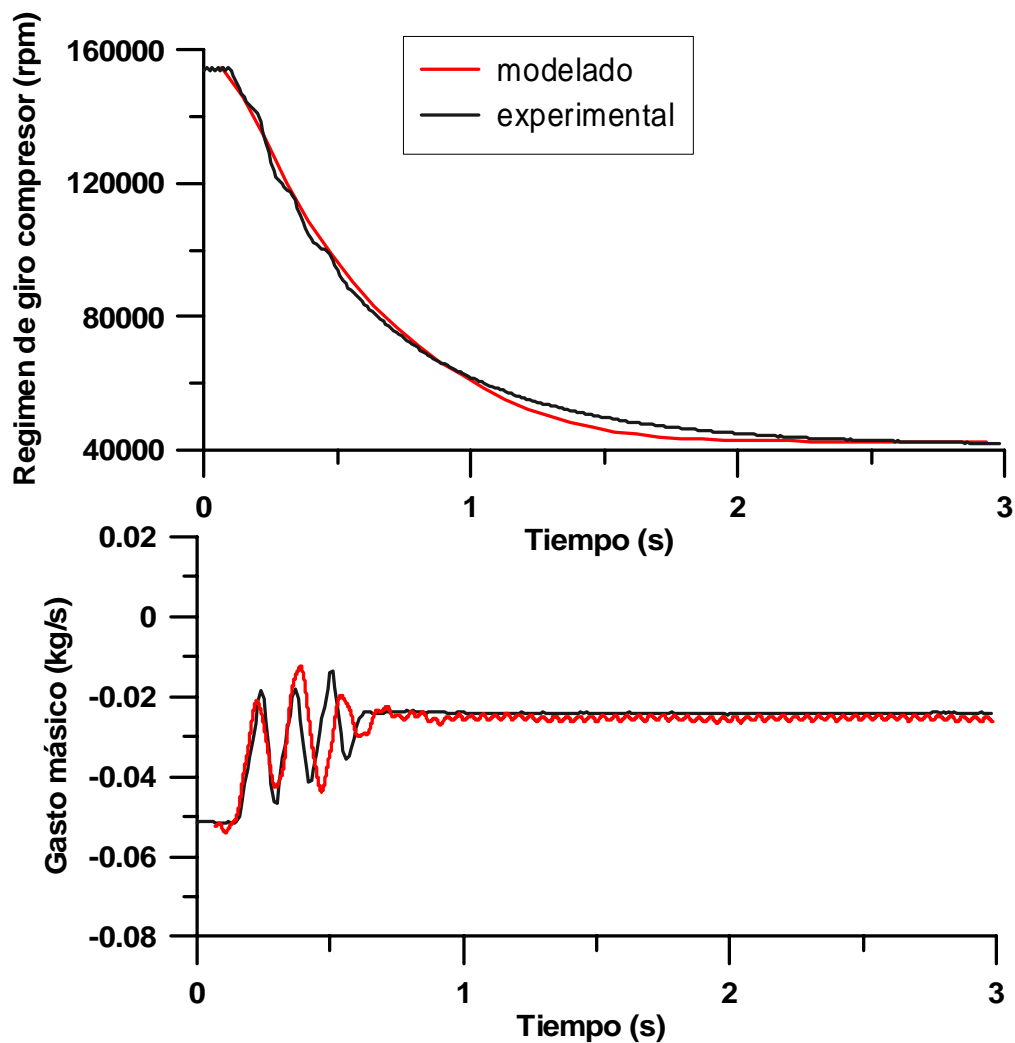


Figura 6.35 Transitorio en bombeo de una desaceleración brusca producida en el motor

Por lo tanto se confirma que es posible la existencia de problemas de estabilidad en el compresor centrífugo en relación a situaciones de transición entre distintos puntos de trabajo por parte del motor. Empleando el nuevo modelo de compresor en el WAM junto al modelo del motor se modela la situación experimental de desaceleración. El modelo de motor en WAM, explicado en el capítulo 4, es más complejo que todos aquellos modelos que se encuentran en la bibliografía sobre modelos de motor en relación al funcionamiento de un compresor [6.21] [6.31] [6.8].

En la figura 6.35 los resultados obtenidos son graficados junto a las medidas experimentales para un solo transitorio, en que se muestra el tiempo empleado por el motor para la realización de la transición y en que también se muestra el valor de caudal másico que pasa por el compresor hacia los cilindros. Por medio de esta señal se puede observar claramente tres picos de oscilaciones del fluido nacidas de la aparición del fenómeno del bombeo en el compresor por el rápido descenso de la energía en la turbina que provoca un descenso del caudal que pasa a través del compresor. La pulsación del bombeo es baja con una frecuencia no superior a 6 Hz, coherente con el volumen que hay desde el compresor hasta los cilindros ascendiendo a un valor de aproximadamente 7 litros.

## 6.6 Conclusión.

Las conclusiones que se pueden extraer de este capítulo son varias, una de ellas es la modificación que sufre el fenómeno de bombeo al variar la geometría aguas abajo del compresor, teniendo en cuenta la geometría desde su salida hasta la válvula o similar que restrinja el caudal que circula por el sistema en que se halla. La variación no es referida a la forma o constitución de los elementos que se imponen, sino a la cantidad de volumen encerrado en la distancia comentada. En los ensayos presentados se han comentado cuatro modificaciones, partiendo de un valor de volumen de 7 litros, el cual luego es retirado y sólo se cuenta el volumen encerrado en un tubo, que es estudiado con tres longitudes diferentes. La longitud más pequeña de tan solo 200 mm equivalente en volumen a 0,4 litros, con ello se registra un fenómeno de bombeo de amplitud pequeña y frecuencia alta (*“rotating stall”*), con estas características el punto de trabajo se asemeja o tiene unas señales de los parámetros medidos similares a los que se encuentran en los puntos estacionarios cuando no existe bombeo o ningún tipo de inestabilidad similar. Mediante esta situación hallada se implementó un estudio que derivó en la extensión del mapa del compresor para puntos estacionarios más allá de la línea de bombeo tradicional clásica hasta caudal nulo.

Los ensayos realizados se emplean para determinar si el modelo matemático de compresor es capaz de seguir el cambio en la actitud del fenómeno de bombeo por el cambio de la geometría aguas abajo. Satisfactoriamente los resultados extraídos del modelo confirman la variación de la frecuencia y amplitud de las ondas originadas por la inestabilidad generada desde el compresor centrífugo comprobando que existe una escasa diferencia en la frecuencia obtenida por el modelo con bombeo medio y de mezcla (bombeo + *“rotating stall”*). Hay entre los resultados medidos y modelados una buena semejanza con las distintas amplitudes evidenciadas en cada caso. La validación del modelo se han efectuado por medio de la medida de presión salida compresor ( $P_2$ ) y la velocidad del caudal a la entrada del compresor que ha sido medida mediante anemometría láser (LDA).

La comprobación en el cambio de actitud del fenómeno de bombeo ha sido realizada históricamente con ensayos en flujo continuo, pero es sabido que los compresores estudiados en esta tesis trabajan en condiciones de flujo pulsante. Por lo tanto se han realizado ensayos experimentales con esta característica de comportamiento dinámico, acomodando esquemas de sistemas de compresión en el banco de banco de turbos y banco motor para su estudio. Los resultados obtenidos sobre la zona de bombeo muestran que caracterizando el mapa del compresor con flujo pulsante en el banco de turbos, donde la pulsación se origina a partir de una

válvula rotativa cuyos pulsos en magnitud de amplitud son similares a los que se encuentran en el sistema motor, se obtiene una línea de bombeo de menor caudal másico que la que se obtiene mediante flujo continuo. Esto equivale a decir, que la línea de bombeo se desplaza hacia la izquierda del mapa del compresor, ganando por lo tanto margen de bombeo. La amplitud de los pulsos ha sido variable probando tres magnitudes de amplitud, 200, 140 y 10 milibares. Con las dos primeras se obtiene la mejora comentada, mientras que con la última solo se consigue igualar línea de bombeo obtenida por medio del flujo continuo, y es que las medidas del parámetro de presión de ambos ensayos son similares.

En referencia a los ensayos realizados en el banco motor se comprueba el mismo resultado, habiendo configurado especialmente una admisión de motor capaz de permitir una caracterización del compresor sobre su zona de bombeo. El resultado arrojado confirma la prolongación de la estabilidad de trabajo del compresor, por lo tanto nuevamente hay un retardo en la aparición del fenómeno de bombeo, esto significa que se consigue un menor caudal de funcionamiento. De todas formas la diferencia conseguida no supera los 10g/s, es decir, existe la posibilidad que un compresor centrífugo, en un motor, funcionando con caudal pulsante entre en algún momento en bombeo. Así se demuestra en un estudio experimental realizado en el mismo banco de ensayos donde el motor es simplemente puesto a describir un transitorio repentino en un tiempo no mayor a tres segundos donde el compresor sufre una pronta desaceleración, el caudal por el compresor desciende más rápido que su velocidad de rotación por lo que la curva de la transición plasmada en el mapa va más allá de la línea de bombeo en continuo, por lo que el compresor lamentablemente acusa un bombeo de carácter profundo de 6 Hz asociado al volumen encerrado desde la salida de compresor hasta los cilindros.

Así pues el comportamiento del turbo en general y del compresor en particular es distinto al que se produce para flujo continuo. Algunas de las razones se pueden encontrar en las definiciones de las inestabilidades de los compresores en el capítulo 2. En flujo continuo el aumento paulatino del gradiente de presión actúa sobre las palas del compresor haciendo desprender de poco a poco el flujo de ellas. En el caso de flujo pulsante esta misma acción dificulta la estabilización del punto de desprendimiento del fluido sobre la pala, pues el gradiente de presión también varía en cada instante.

Cada uno de los ensayos experimentales sobre la medida en pulsante ha sido modelado mediante el modelo de compresor desarrollado en esta tesis. Sus resultados han confirmado la actitud del compresor ha retardar su entrada en bombeo al trabajar en un sistema de pulsación. Además los puntos de bombeo entre el modelo y los

ensayos tienen una muy buena semejanza al ser plasmados sobre el mapa del compresor.

Finalmente el modelo mostrado en esta tesis es capaz de reproducir adecuadamente las distintas situaciones de fenómenos de bombeo en diferentes geometrías del sistema de compresión, sean en condiciones de flujo continuo o bien las situaciones en flujo pulsante que se han enumerado.

## 6.7 Bibliografía

- [6.1] Rakopoulos C.D., Michos C.N., Giakoumis E.G., "A Computational Study of Compressor Surge During Transient Operation of Turbocharged Diesel Engines", *International Journal of Alternative Propulsion (IJAP)*, Vol. 1, No. 2/3, 2007
- [6.2] Whitfield, A., Wallace, F.J., "Performance Prediction for Automotive Turbocharger Compressors", *IMEchE* 1975, Vol. 189 12/75 pp. 59-68.
- [6.3] Greitzer, E.M., "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model", *ASME, Journal of Engineering for Power*, April 1976, vol.98 pp.190-198.
- [6.4] Fink, D.A., Cumpsty, N.A., Greitzer, E.M., "Surge Dynamics in Free Spool Centrifugal Compressor System", *ASME, Journal of Turbomachinery*, April 1992, Vol.114, pp. 321-332.
- [6.5] Moore, F.K., Greitzer, E.M., "A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression System: Part I: Development of Equations", *ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, January 1986, vol.108 pp. 68-76.
- [6.6] Hansen, K.E., Jorgensen, P., Larsen, P.S., "Experimental and Theoretical Study of Surge in a Small Centrifugal Compressor", *ASME, Journal of Fluids Engineering*, September 1981, Vol. 103 pp. 391-395.
- [6.7] Epstein, A.H., Ffowcs Willians J.E., Greitzer E.M., "Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachinery", *Journal Propulsion*, Vol. 5 N°2, March-April 1989, pp. 204-211.
- [6.8] Chesse, P., Hétét, J.F., Tauzia, X., Frayret, J.P., "Influence des Circuits de Liaison Moteur/Compresseur sur le Fonctionnement des Moteurs Diesel à Suralimentation bi-étagée", *ELSEVIER Rev. Gén. Therm.* 1998, Vol.37 pp. 801-812.
- [6.9] Jenny E., "Über Instationnäre Vorgänge in Radialverdichtern Insbesondere in Aufladegruppen Von Verbrennungsmotoren", *Schweiz.Bauzeitung*, Bd.79 N°.49 pp. 802-817.
- [6.10] Willems, F., de Jager, B., "Modeling and Control of Compressor Flow Instabilities", *IEEE Control System*, 1999, Vol.19, N°.5 pp. 8-18.

- [6.11] Gravdahl, J.T., Willems, F., de Jager, B., Egeland, O., "Modeling for Surge Control of Centrifugal Compressors: Comparison with Experiment", Proceeding of the 39<sup>th</sup> IEEE Conference, December 2000, pp. 1341-1346.
- [6.12] Galindo, J., Serrano, J.R., Guardiola, C., Cervello, C., "Surge Limit Definition in Specific Test Bench for Characterization of Automotive Turbochargers with Pulsating and Continuous Flow", Experimental Thermal and Fluid Science Volume 30, Issue 5, May 2006, Pages 449-462.
- [6.13] Lakshminarayana, B. "Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery". Wiley-Interscience. ISBN 0-471-85546-4.
- [6.14] Moore, F.K., "A Theory of Rotating Stall of Multistage Compressors: Part II: Finite Disturbances", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1984, vol.106 pp. 321-326.
- [6.15] Moore, F.K., "A Theory of Rotating Stall of Multistage Compressors: Part III: Limit Cycles", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1984, vol.106 pp. 327-336.
- [6.16] Van Helvoirt, J., de Jager, B., Steinbuch, M., Smeulers, J. "Modeling and identification of centrifugal compressor dynamics with approximate realizations", Control Applications, 2005. CCA 2005. Proceedings of 2005 IEEE Conference on 28-31. Aug. 2005 pp. 1441 - 1447
- [6.17] Chesse, P., Hétét, J.F., Tauzia, X., Roy, P., Inozu, B., "Performance Simulation of Sequentially Turbocharger Marine Diesel Engines with Applications to Compressor Surge", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, October 2000, Vol. 122 pp. 562-569.
- [6.18] Benson R.S., Whitfield A., "An Experimental Investigation of the Non-Steady Flow Characteristics of a Centrifugal Compressor", Proceeding of IMechE Vol.180, N° 27, pp. 449-459.
- [6.19] Yano, T., Nagata, B.I., "A Study of Surging Phenomena in Diesel Engine Air Charging System", JSME 1971, Vol.14 N°70, pp. 364-376.
- [6.20] Rakopoulos C.D., Michos C.N., Giakoumis E.G., "Diesel Engine Including Compressor Surging Using a Linearized Quasi-Steady Analysis", SAE 2005-01-225.

- [6.21] Theotokatos, G., Kyrtatos, N.P., "Diesel Engine Transient Operation with Turbocharger Compressor Surging", SAE 2001-01-1241, 2001.
- [6.22] Gravdahl, J.T., Egeland, O., Vatland, S.O., "Active Surge Control of Centrifugal Compressors Using Drive Torque", Proceeding of the 40<sup>th</sup> IEEE Decision and Control, 2001, Vol.2 pp. 1286-1291.
- [6.23] Willems, F.P.T., "Modeling and Bounded Feedback Stabilization of Centrifugal Compressor Surge", Technische Universiteit Eindhoven, 2000, ISBN-90-386-2931-1.
- [6.24] Emmons, H.W., Pearson, C.E., and Grant, H.P., "Compressor Surge and Stall Propagation", ASME Vol.77 N° 4, May 1955, pp. 455-469.
- [6.25] Greitzer, E.M., "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part II: Experimental Results and Comparison with Theory", ASME, Journal of Engineering for Power, April 1976, vol.98 pp.199-217.
- [6.26] Ivaldi, E., "New Generation of Gasoline Engine: The Real Engines Diesel Challenge" Conference Thiesel 2006, Valencia September 2006.
- [6.27] Rahnke, C.J., Carmody R.H., "The Combined Transonic Axial and Centrifugal Compressor", SAE Technical Progress Series Vol. 3, 1961, pp. 51-57.
- [6.28] Byrd, J.A., "A New Generation of Allison Model 250 Engines", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, July 1984, Vol. 106 pp. 703-711.
- [6.29] Galindo, J., Lujan, J.M., Climent, H., Guardiola, C., "Turbocharging System Design of a Sequentially Turbocharged Diesel Engine by Means of Wave Action Model", SAE 2007-01-1564.
- [6.30] Luján, J.M, Serrano, J.R., Arnau, F., Dolz, V., "Heat Transfer Model to Calculate Turbocharged HSDI Diesel Engine Performance", SAE-2003-01-1066, 2003.
- [6.31] Talon, V., Tabet, T., Castric, S., Emery, P., "Engine Control Model Based Design with Achille Library", E-COSM- Rencontres Scientifiques de l'IFP, Octobre 2006.



## 7 Conclusiones y trabajos futuros

7.1	INTRODUCCIÓN .....	300
7.2	MODELO COMPRESOR.....	301
7.3	EFEECTO DE LA GEOMETRÍA AGUAS ARRIBA.....	305
7.4	EFEECTO DE LA GEOMETRÍA AGUAS ABAJO.....	310
7.5	SÍNTESIS.....	312
7.6	TRABAJOS FUTUROS.....	314

## 7.1 Introducción

Se presenta en este capítulo las conclusiones más relevantes de los trabajos realizados y que se han descrito en los capítulos precedentes. Es importante en este capítulo retomar los objetivos con los que se inició el trabajo para comprobar el grado de cumplimiento. También es importante destacar de entre los trabajos realizados y las conclusiones que de ellos se extraen, los que suponen una contribución original al conocimiento en el campo científico abordado. Por último, en los apartados en los que no se han alcanzado los objetivos de forma completa, así como en los aspectos que han aparecido en el desarrollo de la Tesis, también es importante establecer las líneas de trabajo futuro y la metodología más adecuada para llevarlas a cabo.

En el capítulo 1 se ha establecido que el objetivo global de la Tesis es la mejora del conocimiento del fenómeno del bombeo de compresores de sobrealimentación de motores diesel de automoción. Este objetivo siendo tan genérico es difícil de establecer el grado de cumplimiento y las mejoras con respecto al estado del arte del conocimiento. Por ello, también se han establecido objetivos específicos en el ámbito de aquel objetivo general. Se han destacado tres líneas de trabajo en el estudio del bombeo. Primero, el desarrollo de un modelo de compresor que implementado en un código unidimensional de un motor completo permita predecir la aparición y el comportamiento del conjunto motor-compresor en bombeo. El segundo objetivo consistía en cuantificar y explicar la influencia de la geometría de entrada al compresor sobre el bombeo de éste. El tercer objetivo específico de la Tesis era analizar la influencia que tiene la geometría aguas abajo del compresor y en particular de su acústica, sobre el bombeo del compresor. Para estos tres objetivos específicos se analiza en sendos apartados de este capítulo el grado de cumplimiento de los objetivos y los principales logros alcanzados.

También se estableció en el capítulo introductorio un cuarto objetivo relacionado con el establecimiento de nuevas metodologías experimentales y de modelado para el análisis del fenómeno del bombeo en futuros trabajos y en otros ámbitos fuera del grupo de investigación. Se hará en todos los apartados de este capítulo especial mención en lo que toca a desarrollo de metodologías.

## 7.2 Modelo compresor

Uno de los objetivos principales de la presente Tesis Doctoral ha sido el desarrollo de un modelo de compresor capaz de predecir la aparición del bombeo del compresor de sobrealimentación de un motor diesel de automoción. En realidad, la inexistencia de modelos apropiados en los códigos que se emplean habitualmente para diseñar los sistemas de renovación de la carga y sobrealimentación, ha sido la causa inicial que ha justificado la realización de esta Tesis. En el contexto actual de aumento del grado de sobrealimentación de los motores y de downsizing hace que disponer de una herramienta de este tipo sea una verdadera necesidad para los fabricantes de motores.

Se ha presentado en el capítulo 4 dedicado al desarrollo del modelo de compresor el código unidimensional de acción de ondas que se utiliza en el grupo de investigación. Se ha mostrado con el objetivo de indicar el tipo de modelo que se buscaba y también con el de mostrar las limitaciones del modelo actual. También, se ha hecho una reseña histórica de los modelos de compresor presentados por otros investigadores en el pasado. En realidad, la lectura de este apartado muestra claramente cómo la mayor parte de los trabajos se basan en un trabajo realizado ya en los años 70 por Greitzer. La hipótesis principal en el modelo de Greitzer, hipótesis que ha sido también seguida en esta Tesis, es que la variación de la relación de compresión sufre un retraso de primer orden ante una variación brusca de las condiciones de presión a la entrada y la salida del compresor. Se ha destacado que muchos autores habían validado de forma experimental esta hipótesis tanto para compresores axiales como radiales.

En la presente Tesis se ha desarrollado un modelo de compresor basado en la hipótesis de Greitzer e implementado en el código unidimensional de acción de ondas de partida. La forma de implementarlo ha consistido en que el compresor es una condición de contorno en el cálculo de los tubos del modelado unidimensional. En esta condición de contorno se aplican básicamente las ecuaciones de conservación (masa y energía) y la de incremento de presión que produce el compresor a partir de la información del mapa del compresor estacionario y del retraso de primer orden proveniente del modelo de Greitzer. Se ha programado un proceso de resolución del sistema de ecuaciones mencionado que incluye las distintas situaciones de flujo que se pueden presentar. El resultado final es un código que permite calcular el funcionamiento del compresor de manera no estacionaria, incluyendo las proximidades a la zona de bombeo del compresor e incluso la entrada en bombeo profundo. Esto es sin duda una contribución novedosa a destacar pues no existe en la

literatura ninguna mención a un modelo de motor unidimensional que incluye esta característica.

Una de las características más importantes del modelo presentado no radica ni en las ecuaciones ni en las hipótesis realizadas, sino en la información experimental en la que se basa. Habitualmente, el estudio de los compresores de sobrealimentación se ha basado en la utilización del mapa de funcionamiento (relación de compresión frente a gasto másico trasegado). En la presente Tesis, como en trabajos anteriores se propone la utilización del mapa de compresor extendido hacia valores de gastos menores al determinado por la línea de bombeo en condiciones estacionarias, llegando incluso a valores negativos. Al contrario que otros investigadores en el pasado, se propone aquí la utilización de ensayos experimentales específicos para la obtención de las líneas extendidas del mapa. En el apartado 6.3 de la Tesis se ha descrito el procedimiento experimental a utilizar, que se puede destacar como una contribución de tipo metodológico para el estudio no cuasiestacionario de los compresores. Se ha trabajado de forma especial en la caracterización experimental del rendimiento del compresor en estas condiciones tan fuera de diseño. Se ha optado por la adimensionalización del par resistente del compresor que ha dado en muchos compresores medidos un alto grado de correlación. Es de destacar que esta metodología se sigue de forma habitual en el grupo de investigación en la medida de mapas de compresor, por una parte por la sencillez de los ensayos a realizar, por otra, por la información relevante que se obtiene y que se destacará en el siguiente apartado.

Uno de los objetivos iniciales de la tesis en lo que se refiere al modelo de compresor a desarrollar es que el modelo fuera capaz de predecir la aparición del bombeo en función de las condiciones de funcionamiento del conjunto compresor motor (o compresor válvula como en el caso de los ensayos en banco de compresores). Los resultados del modelo presentados en el epígrafe 6.5.1.1.1 muestran de forma clara cómo el modelo es capaz de predecir la línea de bombeo en condiciones diferentes de flujo pulsante en el compresor (figura 6.29). Y lo que es más importante el modelo es capaz de predecir cómo se desplaza la línea de bombeo debido a las condiciones de flujo diferentes. Este resultado ilustra que el principal objetivo, justificación original de la tesis, de obtener una herramienta predictiva para el diseño de sistemas de sobrealimentación ha sido alcanzado de forma satisfactoria. Más pruebas de la bondad del modelo presentado están en el epígrafe 6.5.2 en el que se muestra que el modelo completo (incluyendo motor) es capaz de predecir la línea de bombeo medida en motor diferente de la medida en banco de compresores. Por último, en el epígrafe 6.5.2.1 se muestra cómo el modelo es capaz incluso de predecir la aparición del bombeo en procesos transitorios de motor. Es de especial relevancia el caso de las deceleraciones bruscas de motor en las que habitualmente, cada vez más

en los motores actuales, aparece el bombeo (figura 6.35). Este caso crítico es el que se utiliza en la puesta a punto de los motores para establecer la presión de soplado del motor (y con ello la curva de par a bajas revoluciones). Sin embargo, hasta ahora esta puesta a punto manual no se puede anticipar en el proceso de desarrollo de la sobrealimentación por la inexistencia de modelos capaces de predecirlo. En este sentido, esta Tesis hace una contribución práctica que puede cambiar la metodología de desarrollo de los sistemas de sobrealimentación actual.

Otro aspecto en el que el resultado del modelo ha sido exitoso es el modelado del funcionamiento en bombeo del compresor. En principio, la utilidad práctica de este aspecto del modelo no está tan clara ya que los compresores no han de funcionar en bombeo, ya que esto los conduce a una reducción radical de la vida del compresor. Sin embargo, existen varias razones por las que era conveniente realizar este estudio. Primero, para validar el comportamiento del modelo en un caso extremo pero que a la vez es fácil de medir. Segundo, hay ocasiones en que el bombeo del compresor ocurre durante un periodo corto de tiempo, como es el caso de las deceleraciones bruscas. En estas ocasiones es bueno disponer de un modelo que no se pare al llegar a estas condiciones extremas y transitorias. En tercer lugar, disponer de información de las variaciones de presión y de gasto en el compresor puede dar información relevante para saber el grado de destrucción que se puede producir en el compresor en función del tipo de bombeo sufrido.

La principal conclusión es que el modelo es capaz de predecir las frecuencias y amplitudes que se producen ya sea en bombeo severo o suave, en función de la geometría del sistema de compresión (ver figura 6.14). Con el objetivo de validar el comportamiento del modelo se ha realizado una campaña experimental en la que se ha medido las condiciones instantáneas de presión y de velocidad mediante una sonda de velocimetría láser doppler (figura 6.17). Se trata de ensayos originales que no se han visto en la literatura que han corroborado los buenos resultados obtenidos en términos de oscilación de presión a la entrada y salida del compresor.

Como resumen de todo lo expuesto en este epígrafe se puede establecer que se ha desarrollado un modelo no estacionario de compresor e implementado en un modelo unidimensional global de motor que permite predecir de forma precisa cuando el compresor va entrar en bombeo así como cuando ya ha entrado en bombeo. Este modelo se ha validado en condiciones de banco de compresores y en condiciones de banco motor, estacionario y transitorio. En particular el modelo es sensible a las variaciones de geometría en el sistema de compresión, en particular, ha servido para destacar las condiciones diferentes de los ensayos estacionarios en banco de compresores en comparación con los ensayos pulsantes en condiciones reales de

---

motor. La herramienta obtenida es directamente aplicable en la metodología de desarrollo de nuevos sistemas de compresión.

### 7.3 Efecto de la geometría aguas arriba

El segundo de los objetivos particulares de la presente Tesis estaba dirigido a una mejora del conocimiento del efecto que produce la geometría de entrada en el funcionamiento del compresor, en particular, en lo que se refiere a la aparición del fenómeno del bombeo. Realizar este tipo de estudio estaba justificado por el hecho conocido por todos en la literatura y en la industria que la línea de admisión del compresor modifica la pendiente de las curvas en el mapa del compresor tanto a altos como a bajos gastos.

Los trabajos en esta línea de investigación se han presentado en el capítulo 5. Se ha realizado un trabajo fundamentalmente de forma experimental para la caracterización del funcionamiento del compresor con distintas condiciones de flujo a la entrada del mismo. Para ello se han analizado tres geometrías básicas: los codos, los conos y los generadores de swirl o de torbellino. Como se ha mencionado, la metodología ha sido experimental mediante ensayos en banco de compresores. Sin embargo, se ha intentado encontrar una explicación a los resultados experimentales cuantitativos mediante el modelado multidimensional CFD.

En la primera campaña experimental se ha realizado un estudio del efecto de codos de distinta geometría en el mapa de un compresor de sobrealimentación. Se ha realizado un estudio sistemático en el que se han fabricado y ensayado codos de distinto radio y a distintas distancias de la rueda del compresor. Los resultados muestran cómo a medida que se utiliza un codo más cerrado y más cercano al compresor el mapa del compresor se modifica en el sentido en que pivota alrededor de un punto situado en la parte baja del mapa, reduciéndose la relación de compresión para gastos altos y aumentándose para gastos bajos. Se han cuantificado mejoras en el margen de bombeo del orden de 100 mbar al utilizar un codo sin apenas radio de curvatura en su parte interna colocados justo a la entrada del compresor, con respecto a codos más abiertos o a más distancia del compresor en los que la tendencia es a parecerse al mapa medido con un tubo recto como geometría de entrada. En general, se puede decir que la aerodinámica producida por el codo solamente tiene relevancia si el radio de curvatura es inferior al del conducto y si la distancia relativa entre la salida del codo y la entrada del compresor es inferior a un diámetro del conducto.

Para justificar el resultado obtenido se ha realizado un cálculo mediante modelado multidimensional CFD usando el código comercial *Fluent* de las distintas geometrías ensayadas. Se ha analizado el flujo que se produce aguas abajo de los

codos sin tener en cuenta la presencia del compresor ni el efecto del rotor girando. Los cálculos no justifican las diferencias que se observan en los ensayos.

Por último en lo que se refiere al estudio de los codos, se ha hecho un intento por separar los dos efectos más importantes por los que la geometría de entrada puede afectar a la morfología del mapa del compresor. El primero es que modifica la aerodinámica a la entrada del compresor como de alguna manera se llega a ver en los cálculos CFD. El segundo es la pérdida de carga del elemento que al estar tan cerca del compresor se integra de dos maneras en el mapa del compresor. La presión real de entrada al compresor es inferior a la que se mide normalmente aguas arriba del elemento de entrada al compresor. Esto va a modificar por una parte la relación de compresión medida, pero también, y en muchas ocasiones tiene mayor relevancia, modifica el gasto corregido del compresor que va afectado por la presión de entrada al compresor. Los resultados muestran que es factible separar el efecto de la pérdida de carga del efecto aerodinámico. Para ello basta una simple caracterización estacionaria de la pérdida de carga del elemento.

La segunda campaña experimental realizada ha consistido en el ensayo de geometrías en las que se utiliza un diámetro del conducto de entrada mucho mayor que el de la rueda del compresor, colocando un conducto cilíndrico convergente que reduce la sección hasta la de la rueda. Este es un diseño que en mayor o menor medida aparece en todos los compresores de sobrealimentación. Los resultados obtenidos en esta campaña han sido espectaculares en relación a lo que se esperaba. Sobre todo, porque no hay ninguna reseña en la literatura que anuncie este tipo de comportamiento. Los resultados en la figura 5.13 muestran claramente que el mapa del compresor y en particular la línea de bombeo del compresor pueden cambiar de forma sustancial al utilizar un conducto cónico a la entrada del compresor (en este caso particular se trató de prolongar el cono que ya existía en la propia carcasa del compresor). Se obtienen incrementos del margen de bombeo de más de 250 mbar en zonas aprovechables para el funcionamiento de un motor a medio régimen y plena carga. Aunque como aspecto negativo se ha constatado una bajada del rendimiento isoentrópico del compresor.

Al igual que con los codos se ha realizado un modelado multidimensional de los conos ensayados sin tener en cuenta la proximidad del compresor ni el movimiento del rotor. Como en el caso anterior, se puede observar diferencias en los patrones del flujo, en particular en los contornos de presión que podrían justificar los resultados tan distintos en el banco de ensayos. Sin embargo, es demasiado aventurado decir que el cálculo CFD permite predecir el comportamiento de una u otra geometría con respecto del bombeo.



La tercera campaña de ensayos y la más importante en volumen de ensayos ha estado dirigida a cuantificar el efecto de un flujo helicoidal (swirl) a la entrada del compresor. Al igual que en los estudios anteriores existe en la literatura y en la industria evidencias de que flujos con prerrotación modifican el funcionamiento del compresor. De hecho, existen en el mercado dispositivos de prerrotación que se emplean en compresores de sobrealimentación y también en otras aplicaciones. El objetivo al iniciar el trabajo era tanto, el desarrollo de un sistema capaz de producir altos grados de prerrotación con baja pérdida de carga, como el de cuantificar el efecto de ese flujo sobre el mapa del compresor. Así pues se ha desarrollado un sistema de generación de swirl SGD (de swirl generator device) mediante cálculo CFD y ensayos en banco de flujo (ver figura 5.19). Este SGD produce distintos niveles de swirl al variar la posición de unos álabes directores en su interior. La mayor dificultad de los ensayos radicó en el hecho de que no se conocía de forma precisa el ángulo de giro de swirl (ángulo de la hélice) para poder relacionar el nivel de swirl con la modificación del mapa del compresor. Para ello se caracterizó de forma detallada la pérdida de carga y el torbellino generado en cada una de las condiciones de gasto y posición de los álabes en banco de flujo. Los cálculos mediante modelado CFD dieron en este caso un alto grado de acuerdo.

La conclusión más importante de la campaña experimental han sido los mapas que muestran de nuevo cómo el mapa del compresor pivota alrededor de un punto intermedio del mapa al variar el nivel de swirl de la misma manera que ocurría con los codos, aunque mucho más marcado. También se ha obtenido que para el caso del bombeo la prerrotación en el sentido contrario al movimiento del rotor, es la que produce mayor beneficio. Resultado al que también se ha llegado a partir de un análisis teórico unidimensional.

El cálculo teórico mediante CFD de los ensayos realizados en este caso lanza mucha más luz a la hora de explicar el comportamiento del compresor bajo las condiciones de flujo rotante, a pesar de que aquí tampoco se ha tenido en cuenta la presencia del compresor ni del movimiento del rotor. El cálculo multidimensional predice que además de tener un flujo con un perfil de velocidades triangular con respecto al radio del conducto de entrada, la mayor parte del flujo se concentra en la periferia del conducto. Se trata de un flujo anular que concentra las mayores velocidades, pero también el mayor momento cinético en la punta de los álabes del compresor en los que empiezan a desarrollarse los efectos de desprendimiento que devienen en bombeo al reducir el gasto másico. En el epígrafe 5.4.6 se ha hecho un análisis teórico simple basado en la hipótesis de flujo unidimensional en el interior del compresor cuyos resultados están muy en línea con los resultados experimentales obtenidos.

Desde el punto de vista metodológico se destaca el establecimiento de procedimientos experimentales en banco de compresor para la medida de mapas de compresor en condiciones adecuadas. También se destaca la integración de la medida de pérdidas de carga y de generación de swirl en la caracterización de los efectos aerodinámico y de pérdida de carga en los mapas medidos. Es importante remarcar aquí el procedimiento utilizado para la determinación precisa de la línea de bombeo. Se propone la medida en continuo de los parámetros del compresor en un proceso transitorio lento desde un punto estable cercano al bombeo hasta la aparición del bombeo severo. Un análisis a posteriori de las señales permite identificar de forma precisa el punto (gasto y relación de compresión) de bombeo. Esto ha sido muy importante en este estudio puesto que se han medido configuraciones con resultados muy parejos en los que era muy importante la repetitividad de los ensayos. Igualmente se destaca la utilización del modelado multidimensional CFD para la justificación de los mapas medidos, aunque a la fin y a la postre, el trabajo de modelado se ha mostrado insuficiente para alcanzar los objetivos propuestos.

Por otra parte, es necesario decir que los resultados obtenidos en este capítulo están muy influenciados por el compresor que en particular se ha ensayado. Esto es, la aerodinámica particular del compresor hace que sea más o menos robusto al bombeo. Este hecho se traduce en la pendiente de las curvas de régimen constante en el mapa del compresor. De manera que compresores menos robustos al bombeo tienen pendientes en las líneas de isorrégimen positivas o nulas, pueden verse más afectados por la geometría del conducto de entrada que compresores más robustos al bombeo. Así, los resultados numéricos obtenidos en cuanto a ganancia o pérdida de margen de bombeo no se pueden generalizar a otro compresor ya que la aerodinámica será distinta y la interacción con el elemento de entrada también.

Esto último puede ser un poco decepcionante puesto que todo el trabajo realizado no sirve para predecir o prediseñar el conducto de geometría de entrada de cualquier compresor. Sin embargo, las tendencias encontradas sí que son transportables de un compresor a otro. También, la metodología utilizada (sobre todo la experimental) es igualmente aprovechable en el diseño de la geometría de entrada de otro compresor.

Como resumen del trabajo realizado con el objetivo de analizar la influencia de la geometría del conducto de entrada al compresor sobre el funcionamiento de éste, y en particular sobre la línea de bombeo, se puede afirmar lo siguiente. En general, la influencia del elemento a la entrada se puede separar en *influencia aerodinámica* al modificar el patrón del flujo a la entrada al inductor del compresor, e *influencia de pérdida de carga* al modificar (bajar) la presión media a la entrada al compresor. Se ha propuesto una metodología para separar estos efectos en los ensayos de

caracterización. La existencia de un codo justo a la entrada del compresor puede tener una influencia moderada en lo que se refiere a la línea de bombeo, pudiendo obtenerse un aumento moderado del margen al bombeo. Esto se pierde cuando el codo se aleja del compresor o cuando el radio de curvatura del codo es grande. La existencia de un cono a la entrada del compresor puede producir mejoras sustanciales del margen al bombeo. Se ha diseñado y fabricado un dispositivo de generación de torbellino con el que se ha cuantificado una mejora importante en margen de bombeo al utilizar flujos con prerrotación.

Por otra parte, la utilización de la herramienta de modelado multidimensional CFD no ha producido resultados que permitan de forma concluyente predecir el comportamiento medido en banco de compresores y mucho menos cuantificarlo. Esto es debido a que el modelado utilizado en todos los casos no incluía la presencia del compresor y lo que es más importante el movimiento del rotor y cómo éste interactúa con el flujo producido por el elemento a la entrada del compresor. Se ha visto que las diferencias, importantes en algunos casos, que se han medido no se corresponden con campos de velocidad y de presión que en muchos casos son casi idénticos. De cualquier manera se ha podido constatar que en cualquier caso, todo lo que produzca uniformidad en el flujo conduce quizá a una menor pérdida de carga y por lo tanto un mejor comportamiento del compresor a alto gasto. Sin embargo, lo que produce una mejora en el margen al bombeo, es precisamente lo contrario, esto es, una no uniformidad en el fluido. Esta no uniformidad consiste en todos los casos en aumentar la velocidad en la periferia de los álabes del compresor que es donde se inician los desprendimientos que conducen al bombeo.

Quizá de los tres bloques principales de la Tesis (modelado, estudio aguas arriba y estudio aguas abajo) es esta parte en la que menos conclusiones se pueden obtener que no sea la constatación numérica de cada uno de las geometrías estudiadas. La razón es que la justificación de los resultados medidos no se puede realizar si no es con herramientas experimentales de visualización de los detalles del flujo a la entrada al compresor o bien con el cálculo detallado mediante CFD. Por cuestiones de economía se optó por la segunda vía, pero se ha demostrado en esta Tesis que el cálculo ha de incluir en el dominio de cálculo la presencia del compresor y el movimiento del rotor. Este trabajo sería inabordable en la presente Tesis por lo que se propone como línea de trabajo futuro.

## 7.4 Efecto de la geometría aguas abajo

El tercer y último objetivo específico de la Tesis era analizar la influencia de las condiciones aguas abajo del compresor en el comportamiento de éste en relación al bombeo. La justificación del estudio venía de la experiencia que se encuentra en la literatura, y sobre todo en la industria, de que el límite de bombeo medido en banco de compresores estacionario normalmente no coincide con el límite que se mide de forma efectiva en el motor. En particular, muchos desarrolladores de sistemas de sobrealimentación han remarcado que al cambiar los elementos del sistema de compresión aguas abajo el margen de bombeo del compresor montado en ese motor cambia. De hecho también se ha experimentado que al modificar elementos aguas arriba del compresor (otros que el conducto de entrada del compresor) como el filtro o los conductos de entrada al filtro, el margen de bombeo puede cambiar. El problema es que el margen de bombeo puede aumentar o disminuir, sin que se pueda predecir cuándo. En resumen, el objetivo en este apartado ha sido de ver la influencia de la acústica de la línea de admisión del motor (aguas arriba y aguas abajo del compresor) sobre el bombeo del compresor.

Una parte importante de los trabajos realizados se basan en la utilización del modelo de compresor presentado en esta Tesis. Así, los ensayos experimentales realizados en este apartado (capítulo 6) han servido primero para validar los resultados del modelo y segundo como constatación experimental de los efectos estudiados. Afortunadamente, el éxito obtenido en el desarrollo del modelo de compresor ha contribuido a que el estudio de las condiciones aguas abajo haya llegado a resultados concluyentes.

Así pues, en el epígrafe 6.2 se ha realizado una caracterización experimental del bombeo de un compresor con distintas geometrías aguas abajo del compresor (longitud del tubo de salida del compresor) que ha servido por una parte para validar el modelo y para obtener distintos tipos de bombeo tal como se predice en la bibliografía. Este ensayo de caracterización experimental ha sentado las bases para el establecimiento de un procedimiento de medida de los mapas extendidos de compresor, información necesaria para el funcionamiento del modelo de compresor.

Se ha realizado una campaña de ensayos en banco de compresores en flujo pulsante que ha arrojado uno de los resultados más importantes de la presente Tesis. Se ha adaptado el banco de compresores existente al funcionamiento en flujo pulsante mediante una válvula rotativa. La instalación concebida permite cambiar el punto de funcionamiento medio del compresor así como la amplitud y la frecuencia de los pulsos dentro de un rango de valores similares a los que se pueden encontrar en la

admisión de un motor de automóvil. Se ha realizado una campaña de medidas del límite de bombeo a distintos regímenes de giro de compresor y condiciones del flujo pulsante. Para la detección precisa del punto de bombeo en cada caso se ha utilizado la metodología utilizada antes. Los resultados resumidos en la figura 6.26 son concluyentes, la existencia de flujo pulsante mejora del orden de 100 mbar el margen al bombeo en comparación con el flujo estacionario. También se concluye que a partir de un cierto nivel de pulsación en amplitud la ganancia es siempre la misma. También se ha constatado que los resultados no dependen de la frecuencia de los pulsos dentro del rango en que se ha ensayado, que coincide más o menos con el del funcionamiento de un motor. Esto está muy en línea con la experiencia previa del grupo de investigación. Otro resultado importante en esta campaña experimental es que el modelado unidimensional del sistema, gracias al modelo no estacionario de compresor implementado, conduce a resultados muy similares. Esto indica que todos los efectos relacionados con la acústica pueden predecirse de forma adecuada con el modelo desarrollado. La idea sería que al cambiar la geometría, ya sea aguas abajo o aguas arriba del compresor, el flujo pulsante en el compresor se ve modificado y esto puede aumentar o disminuir el margen al bombeo en el sentido en que se muestra en la figura 6.26.

Esto último también se ha corroborado en ensayos en motor tal como se describe en el punto 6.5.2 en el que se mide el límite de bombeo de un compresor mediante ensayos en banco motor en comparación al mapa obtenido en condiciones estacionarias en banco de compresor. La figura muestra, con otro compresor distinto al de la campaña de ensayos pulsantes en banco de compresores, que en condiciones de motor (pulsantes) el margen al bombeo se mejora del orden de 100 mbar con respecto al flujo estacionario.

De este último resultado experimental en banco motor también se puede destacar como contribución novedosa un método para medir la línea de bombeo, e incluso el mapa completo, de un compresor en motor. Esta metodología permite medir el compresor en condiciones reales de motor, que ya se ha demostrado conducen a valores distintos de la línea de bombeo, sin tener que desmontar el compresor del motor, en ensayos muy parecidos a los que se hacen en “salas de motores”. Se trata de una metodología que fácilmente podrían adoptar los desarrolladores de sistemas de sobrealimentación para auditar los mapas ofrecidos por los suministradores de turbos y para establecer en etapas tempranas de desarrollo del sistema el límite real de bombeo del compresor.

## 7.5 Síntesis

El objetivo global de la presente Tesis es contribuir a la mejora del conocimiento del fenómeno del bombeo de compresores de sobrealimentación de motores diesel de automoción. El objetivo último sería que este conocimiento permita diseñar herramientas y criterios de diseño de mejores sistemas de sobrealimentación.

En este objetivo general se han enmarcado las tres líneas de investigación en esta Tesis: el modelado y la caracterización de la influencia de la geometría de entrada al compresor y de la acústica del sistema de compresión. Sin embargo, a pesar de que los estudios se han realizado de forma independiente, se puede hacer un trabajo de síntesis de todo el trabajo realizado.

En el capítulo 2 de la Tesis se ha hecho un esfuerzo didáctico importante para describir el fenómeno del bombeo y las causas que conducen a él. Allí se ha destacado que son los desprendimientos que se producen en el funcionamiento fuera de diseño de los álabes del rotor, difusor y voluta los que generan inestabilidades, que ante un diseño inadecuado del sistema de sobrealimentación pueden conducir a la aparición del bombeo en las distintas formas que se han descrito en ese capítulo.

Está claro que los ensayos realizados con distintas geometrías de entrada de compresor actúan por el mecanismo del cambio de la aerodinámica del flujo a la entrada del inductor acelerando o retrasando la aparición de los desprendimientos y así del bombeo. Este es un comportamiento que jamás se podrá predecir con un modelo no dimensional como el desarrollado en la Tesis, en el que la información "aerodinámica" del compresor se introduce mediante las líneas de régimen constante del mapa, y en particular, de la pendiente de las curvas. Efectivamente, cuando un compresor se aleja del punto de diseño el rendimiento cae y la curva de relación de compresión cambia de pendiente, de manera que por debajo de un determinado gasto másico la relación de compresión comienza a disminuir. La reducción de relación de compresión tendrá una pendiente mayor o menor, y es precisamente esta característica del compresor la que determinará la facilidad para entrar en bombeo. La única manera de cuantificar los efectos aerodinámicos en el compresor es la medida de las prestaciones en banco de compresores (o en banco motor) y, aunque no ha sido probado en esta Tesis, mediante modelado CFD del compresor completo (inductor, rotor, difusor, voluta y conducto de salida) incluyendo el conducto de entrada y el rotor girando.

Por otra parte se ha visto que para tener en cuenta el efecto de la acústica del sistema de compresión, el modelo de compresor desarrollado parece ser suficiente.

Esto es así porque dispone la información de las líneas extendidas del compresor medidas. Toda la información de la aerodinámica del compresor está contenida en las curvas, en particular de la pendiente, de relación de compresión a régimen constante del compresor.

Se ha abordado pues el problema en los dos aspectos relevantes para caracterizar el fenómeno del bombeo. Primero los efectos aerodinámicos que se pueden abordar de manera experimental y eventualmente mediante modelado CFD detallado del compresor. Segundo, los efectos relacionados con el diseño del sistema de compresión (acústica y pérdida de carga) que pueden ser predichos de forma apropiada con el modelo unidimensional presentado. Se extrae de forma evidente la metodología para la caracterización del bombeo de compresores de sobrealimentación:

1. Realización de ensayos experimentales para la caracterización del funcionamiento del compresor incluyendo todos los aspectos de diseño aerodinámico y de interacción con el conducto de entrada. En particular, puede ser especialmente útil la medida de los mapas extendidos del compresor en la zona de bombeo porque permiten estimar la pendiente de las curvas en otras zonas que las de funcionamiento estable.
2. Utilización del modelo no estacionario de compresor implementado en el modelo unidimensional de motor para el diseño del sistema de sobrealimentación aguas arriba y aguas abajo del compresor

En el futuro se puede considerar la utilización de cálculo detallado del compresor para el punto 1.

## 7.6 Trabajos Futuros

Como se ha descrito en el apartado anterior, muchas de las expectativas al inicio del trabajo han sido resueltas de forma satisfactoria. Se puede afirmar que se ha profundizado en el conocimiento del fenómeno del bombeo, abarcando distintos aspectos como son el modelado y la caracterización experimental de los parámetros que influyen en el bombeo. También se han desarrollado metodologías experimentales para alcanzar este conocimiento. También se han desarrollado herramientas útiles para su aplicación en el diseño de sistemas de sobrealimentación optimizados en cuanto a la robustez frente al bombeo.

Sin embargo, hay aspectos en los que a pesar del trabajo realizado no se han cubierto completamente los objetivos planteados. También, a lo largo del trabajo doctoral se han obtenido resultados que daban pie a realizar más trabajos pero que por su entidad no se justificaba en el ámbito de la presente Tesis. Tanto para los aspectos fallidos de la Tesis como para los colaterales se proponen a continuación una serie de trabajos que contribuirían a ahondar más en los objetivos de la Tesis.

Sin duda el punto más débil de la Tesis ha sido la caracterización mediante modelado CFD de la interacción entre el flujo producido por la geometría del conducto de entrada al compresor con el bombeo. La razón es clara y está relacionada con que para obtener resultados realistas hay que incluir en el cálculo el compresor y el efecto del movimiento de las palas del rotor en el flujo. Como se ha dicho antes, hacerlo habría sido una cantidad de trabajo que no habría permitido concluir los otros trabajos de la Tesis. El cálculo del compresor completo es un trabajo que tiene entidad de Tesis por sí mismo por lo que se propone precisamente como línea de continuación.

En este sentido se han hecho unos primeros cálculos con la intención de sentar las bases de un trabajo más intenso de modelado de compresor. En estos primeros cálculos se ha digitalizado el compresor utilizado en el estudio de los codos y los conos del capítulo 5. A partir de la superficie generada se ha mallado el dominio de cálculo que se muestra en la siguiente figura. En este primer cálculo se ha realizado con una geometría fina, esto es, el rotor no se mueve, sin embargo, el fluido alojado en el rotor se le impone un término fuente de cantidad de movimiento en sentido rotatorio similar al que transmitirían los álabes del rotor al girar. Esta simulación del efecto de los álabes girando, permite hacer una evaluación de si este movimiento se transmite aguas arriba del rotor e interactuar con el flujo que viene impuesto por la geometría de entrada al compresor. La figura muestra que en condiciones cercanas a



las de diseño el flujo a la entrada al rotor es muy uniforme y no parece estar afectado por el movimiento del rotor.

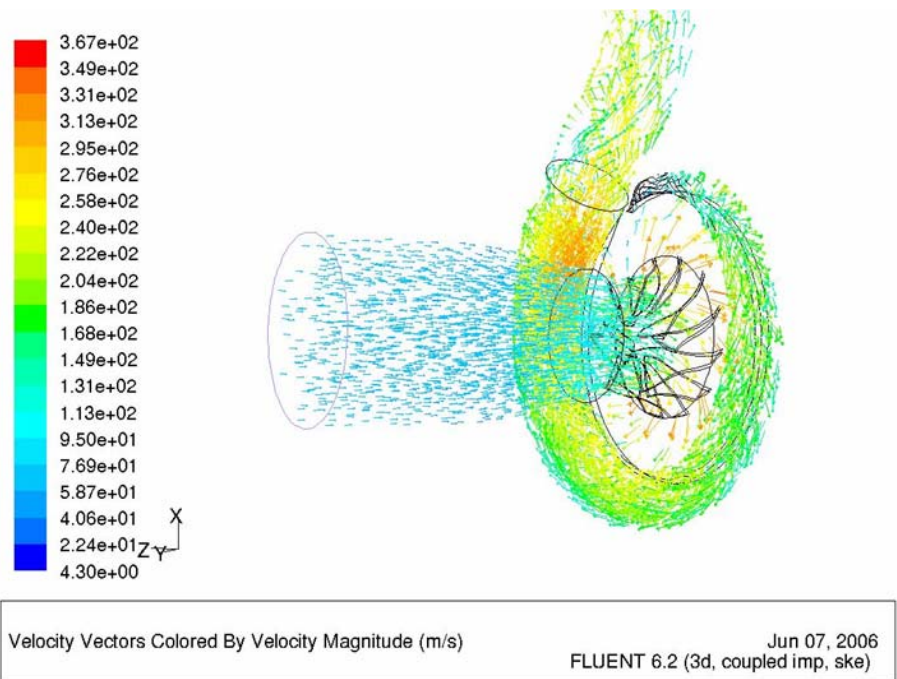


Figura 7.1. Vectores de velocidad en un cálculo de un compresor cerca del punto de diseño.

Sin embargo, prestando detalle al flujo en el interior del rotor, y para varios valores de flujo de aire se pueden destacar diferencias remarcables. Esto se presenta en la Figura 7.2. En la figura de la izquierda se muestran los vectores de velocidad para un gasto cercano al de diseño. La de la derecha muestra los vectores de velocidad para un punto de funcionamiento cercano al bombeo. La del centro se corresponde con un punto intermedio.

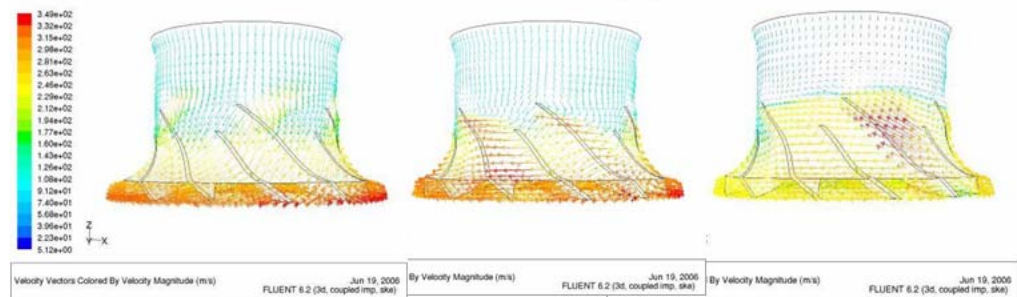


Figura 7.2 Vectores de velocidad en el interior del rotor de un compresor para valores de gasto diferentes.

La figura anterior muestra cómo a medida que se reduce el gasto másico el flujo en el interior del compresor se vuelve más irregular llegando a situaciones de flujo inverso en determinadas zonas que modifica el patrón del flujo a la entrada del compresor. Estas figuras muestran cómo para hacer estudios en puntos de funcionamiento cercanos al bombeo no se puede obviar la presencia del compresor y tampoco del efecto del movimiento del rotor como se ha hecho sistemáticamente en el capítulo 5 de esta Tesis.

A pesar de la fuerte hipótesis simplificadora al imponer un mallado fijo y añadir de forma artificial un término fuente que simula el movimiento del rotor; este primer resultado de cálculo completo del compresor, parece mostrar detalles del flujo de los que se tiene evidencia experimental como la aparición de desprendimientos y zonas de recirculación a medida que el compresor se aleja del punto de diseño. Queda por determinar si el modelado CFD es una herramienta que permite calcular la aerodinámica interna del compresor y en particular, predecir el punto en el que se producirá bombeo. Esto no parece una tarea fácil ya que el patrón de flujo en estas condiciones es esperable que sea muy complicado e inestable, por lo que está en el límite del estado del arte de los cálculos CFD. En cualquier caso, sería un reto establecer la validez de la herramienta en situaciones similares a las mostradas en el capítulo 5 de la Tesis.

Otra línea de trabajo futuro, de mucha menor entidad que la de cálculo CFD sería ahondar en la caracterización experimental de la energía consumida por el compresor en puntos fuera de la zona estable del compresor. La dificultad radica en que parte del trabajo se consume por pérdidas de ventilación y otra parte por trabajo de compresión. Cuantificar cada uno de los aspectos especialmente para valores bajos de gasto también es un reto. La metodología a llevar a cabo sería la de la medida directa del par resistente del compresor, que es un parámetro difícil de obtener en compresores pequeños de sobrealimentación.

## Bibliografía

- [1] Adler, D., "Status of Centrifugal Compressor Impeller Internal Aerodynamics Part I: Inviscid Flow Prediction Methods", ASME, Journal of Engineering for Power, July 1980, Vol. 102. pp. 728-737. **Aparece en el Cap.2**
- [2] Adler, D., "Status of Centrifugal Compressor Impeller Internal Aerodynamics Part II: Experiments and Influence of Viscosity", ASME, Journal of Engineering for Power, July 1980, Vol. 102. pp. 738-746. **Aparece en el Cap.2**
- [3] Arcoumanis, C., Whitelaw, J.H., "Fluid Mechanics of Internal Combustion Engines", 1987 IMechE 201 (C1). **Aparece en el Cap.5**
- [4] Ariga I, Kasai, N., Masuda, S., Watanabe, Y., Watanabe, I., "The Effect of Inlet Distortion on the Performance Characteristics of a Centrifugal Compressor", ASME, Journal of Engineering for Power, April 1983, Vol. 105, pp. 223-230. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**
- [5] Arnau, F.J., "Aportaciones al Calculo Numérico para el Modelado del Flujo Unidimensional en Conductos de M.C.I.A.", Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia. **Aparece en el Cap.4**
- [6] Benson R.S., Whitfield A., "An Experimental Investigation of the Non-Steady Flow Characteristics of a Centrifugal Compressor", Proceeding of IMechE Vol.180, N° 27, pp. 449-459. **Aparece en el Cap.6**
- [7] Benson, R.S., "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines Vol.I.", Oxford Clarendon Press, 1982. **Aparece en el Cap.4**
- [8] Blanchini, F., Giannattasio, P., "Adaptive Control of Compressor Instability" Automatica, Vol. 38, 2002, pp. 1373-1380. **Aparece en el Cap.2**
- [9] Bloch, H.P., "A Practical Guide to Compressor Technology", McGraw-Hill, ISBN 0-07-005937-3, 1995. **Aparece en el Cap.2**
- [10] Bosman, C., "An Analysis of Three Dimensional Flow in a Centrifugal Compressor Impeller", ASME, Journal of Engineering for Power, July 1980, Vol. 102, pp. 619-625. **Aparece en el Cap.2**
- [11] Boyce, M.P., "Centrifugal Compressor (A basic guide)", PennWell Corporation 2002, ISBN 0-87814-801-9. **Aparece en el Cap.2**
- [12] Brown C.A, Sawyer S., Oakes W., Fleeter S., "Wavelet Based Analysis of Rotating Stall and Surge in High Speed Centrifugal Compressor", AIAA 2002-4080. **Aparece en el Cap.3**

- [13] Brun, K., Kurz, R., "Analysis of Secondary Flows in Centrifugal Impellers" International Journal of Rotating Machinery Volume 2005 (2005), Vol. 1, pp. 45-52. **Aparece en el Cap.2**
- [14] Byrd, J.A., "A New Generation of Allison Model 250 Engines", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, July 1984, Vol. 106 pp. 703-711. **Aparece en el Cap.6**
- [15] Casey, M.V., "A Computational Geometry for the Blade and Internal Flow Channels of Centrifugal Compressors", ASME, Journal of Engineering for Power, April 1983, Vol. 105 pp. 288-295. **Aparece en el Cap.2**
- [16] Cervello C. "Experimentación y Modelado de Turbinas Centrípetas" Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. **Aparece en el Cap.3**
- [17] Cervello, C., "Contribución a la Caracterización Experimental y al Modelado de Turbinas de Geometría Variable en Grupos de Sobrealimentación", Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia. **Aparece en el Cap.4**
- [18] Chen H., Hakken I., Martinez-Botas R. F. "Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions" Proc. IMech Engrs. Part A. A04695. Vol 210 pp 397-408. 1996. **Aparece en el Cap.3**
- [19] Chen, Y., Haupt, U., Rautenberg, M., "On the Nature of Rotating Stall in Centrifugal Compressor with Vaned Diffuser. Part II: Karman Vortices as the Controlling Mechanism", ASME paper 87-GT-23, 1987. **Aparece en el Cap.2**
- [20] Chesse, P., Hétét, J.F., Frayret, J.P., "Détermination par Simulation d` une Zone Critique des Champs Compresseur Située entre le Pompage et la Stabilité. Application aux Moteurs Diesel de Forte Puissance", ENTROPIE, N° 201, 1996, pp. 9-18. **Aparece en el Cap.2 y Cap.4**
- [21] Chesse, P., Hétét, J.F., Tauzia, X., Frayret, J.P., "Influence des Circuits de Liaison Moteur/Compresseur sur le Fonctionnement des Moteurs Diesel à Suralimentation bi-étagée", ELSEVIER Rev. Gén. Therm. 1998, Vol.37 pp. 801-812. **Aparece en el Cap.6**
- [22] Chesse, P., Hétét, J.F., Tauzia, X., Roy, P., Inozu, B., "Performance Simulation of Sequentially Turbocharger Marine Diesel Engines with Applications to Compressor Surge", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1985, Vol. 107 pp. 562-569. **Aparece en el Cap.4 y Cap.6**
- [23] Coppinger, M., Swain, E., "Performance Prediction of an Industrial Centrifugal Compressor Inlet Guide Vane System", IMechE, Part A: Journal of Power and Energy 2000, Vol. 214 pp. 153-164. **Aparece en el Cap.5**

- [24] Corberán, J.M., "Contribución al Modelado del Proceso de Renovación de la Carga en Motores de Combustión Interna alternativos", Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia. **Aparece en el Cap.4**
- [25] Cudina, M., "Noise Generation in Vane Axial Fans Due to Rotating Stall and Surge" IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 2001, Vol. 215 pp. 57-64. **Aparece en el Cap.2**
- [26] Day, I.J., Greitzer, E.M., Cumpsty, N.A., "Prediction of Compressor Performance in Rotating Stall", ASME, Journal of Engineering for Power, January 1978 Vol.100 N°1. pp 1-14. **Aparece en el Cap.4**
- [27] de Jager, B., "Rotating Stall and Surge Control: A Survey". Proceedings of the 35<sup>th</sup> Conference on Decision and Control. New Orleans, L.A. 1995 pp. 1857-1862. **Aparece en el Cap.2**
- [28] Delagrammatikas, G.J., Assanis, D.N., "The Reverse Engineering of a Turbocharger Diesel Engine through a Unified System Approach", SAE 2001-01-1244, 2001. **Aparece en el Cap.1**
- [29] Desantes, J.M., Benajes, J., Urchueguía, J., "Evaluation of the Non-Steady Flow Produced by Intake Ports of Direct Injection Diesel Engines", Exp. Fluids 19 Vol. 1 pp.51-60. **Aparece en el Cap.3 y Cap.5**
- [30] Desantes, J.M., Chust, M.D., Llorens, J., "Análisis Comparativo de Métodos Numéricos para la Resolución del Flujo no Estacionario en Colectores de Motores de Combustión Interna Alternativos", 1993, Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería. **Aparece en el Cap.4**
- [31] Douglas Mast, T., Pierce, A.D., "Describing Function Theory for Flow Excitation of Resonators", Journal Acoustic Soc. Am. 1995, Vol. 97 pp. 163-172. **Aparece en el Cap.2**
- [32] Elder, R.L., Gill, M.E., "A Discussion of the Factors Affecting Surge in Centrifugal Compressors", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1985, Vol. 107, pp. 499-506. **Aparece en el Cap.4**
- [33] Emmons, H.W., Pearson, C.E., and Grant, H.P., "Compressor Surge and Stall Propagation", ASME Vol.77 N° 4, May 1955, pp. 455-469. **Aparece en el Cap.2, Cap.4 y Cap.6**
- [34] Engada, A., "Experimental and Numerical Investigation of the Performance of a 240 kW Centrifugal Compressor with Different Diffusers" ELSEVIER Experimental Thermal and Fluid Science, 2003 Vol. 28, pp. 55-72. **Aparece en el Cap.2**

- [35] Engada, A., Kim, Y., Aungier, R., Direnzi, G., "The Inlet Flow Structure of Centrifugal Compressor Stage and Its Influence on the Compressor Performance", ASME, Journal of Fluid Engineering, September 2003, Vol. 125, pp. 779-785. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**
- [36] Engeda, A., "Analyses of the Blade-Blade Pressure Field in a Centrifugal Compressor", AIAA-95-2658. **Aparece en el Cap.2**
- [37] Epstein, A.H., Ffowcs Williams J.E., Greitzer E.M., "Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachinery", Journal Propulsion, Vol. 5 N°2, March-April 1989, pp. 204-211. **Aparece en el Cap.2, Cap.4 y Cap. 6**
- [38] Escobar, J. "Turbine Engine History", Aircraft Maintenance Technology Magazine, April, 2006. **Aparece en el Cap.1**
- [39] European Directives 98/69/EC and 2002/80/EC. **Aparece en el Cap.1**
- [40] Eynon, P.A., Whitfield, A., "The Effect of Low-solidity Vaned Diffusers on the Performance of a Turbocharger Compressor", IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1997, Vol. 211 pp. 325-339. **Aparece en el Cap.2**
- [41] F. Payri, J. Galindo, J.R. Serrano, F.J. Arnau "Analysis of Numerical Methods to Solve One-Dimensional Fluid-Dynamic Governing Equations under Impulsive Flow in Tapered Ducts", International Journal of Mechanical Sciences Volume 46, Issue 7, July 2004, pp. 981-1004. **Aparece en el Cap.1**
- [42] Ffowcs Williams, J.E., Huang, X.Y., "Active Stabilization of Compressor Surge", Journal of Fluid Mechanic 1989, Vol. 204. pp. 245-262. **Aparece en el Cap.2 y Cap.4**
- [43] Fink, D.A., Cumpsty, N.A., Greitzer, E.M., "Surge Dynamics in Free Spool Centrifugal Compressor System", ASME, Journal of Turbomachinery, April 1992, Vol.114, pp. 321-332. **Aparece en el Cap.2, Cap.3, Cap.4, y Cap.6**
- [44] Fisher, F.B., "Application of Map Width Enhancement Devices to Turbocharger Compressor Stages", SAE paper 880794, April 1988. **Aparece en el Cap.2**
- [45] Frigne, P., Van de Braembussche, R., "A Theoretical Model for Rotating Stall in the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1985, Vol. 107, pp.507-513. **Aparece en el Cap.2**
- [46] Frigne, P., Van Den Braembussche, R., "Distiction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor With Vaneless Diffuser", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1984, Vol. 106 pp. 468-474. **Aparece en el Cap.2**

- [47] Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Cervello C. "Surge Limit Definition in a Specific Test Bench for the Characterization of Automotive Turbochargers with Pulsating and Continuous Flow". *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol 30/5 pp. 449-462. 2006. **Aparece en el Cap.2, Cap.3 y Cap.5**
- [48] Galindo, J., Lujan, J.M., Climent, H., Guardiola, C., "Turbocharging System Design of a Sequentially Turbocharged Diesel Engine by Means of Wave Action Model", SAE 2007-01-1564. **Aparece en el Cap.6**
- [49] Galindo, J. L., "Diseño de Uniones de Colectores de Escape de Motores Alternativos", Tesis Doctoral, Universidad politécnica de Valencia. **Aparece en el Cap.4**
- [50] Gascon, Ll., "Estudio de Esquemas en Diferencias Finitas para el Cálculo del Flujo Compresible Unidimensional no estacionario y no Isentrópico". Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. 1995. **Aparece en el Cap.4**
- [51] Gourdain, N., Burguburu, S., Leboeuf, F., Miton H. "Numerical simulation of rotating stall in a subsonic compressor", *Aerospace Science and Technology* Volume 10, Issue 1, January 2006, pp. 9-18. **Aparece en el Cap.2**
- [52] Gravdahl J.T., Egeland O., "Compressor Surge and Rotating Stall, modeling and control", Springer-Verlag London Berlin Heidelberg, 1999, ISBN-1-85322-067-8. **Aparece en el Cap.2 y Cap.3**
- [53] Gravdahl, J.T., Egeland, O., "Centrifugal Compressor Surge and Speed Control", *IEEE, Transation on Control Systems Technology*, Vol. 7, N°. 5, September, 1999. **Aparece en el Cap.2**
- [54] Gravdahl, J.T., Egeland, O., Vatland, S.O., "Active Surge Control of Centrifugal Compressors Using Drive Torque", *Proceeding of the 40th IEEE Decision and Control*, 2001, Vol.2 pp. 1286-1291. **Aparece en el Cap.6**
- [55] Gravdahl, J.T., Egeland, O., Vatland, S.O., "Drive Torque Actuation in Active Surge Control of Centrifugal Compressors", *PERGAMON Automatica*, 2002, Vol. 38 pp. 1881-1893. **Aparece en el Cap.2**
- [56] Gravdahl, J.T., Willems, F., de Jager, B., Egeland, O., "Modeling for Surge Control of Centrifugal Compressors: Comparison with Experiment", *Proceeding of the 39th IEEE Conference*, December 2000, pp. 1341-1346. **Aparece en el Cap.2, Cap.4 y Cap.6**
- [57] Greitzer, E.M., "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model", *ASME, Journal of Engineering for Power*, April 1976, vol.98 pp.190-198. **Aparece en el Cap.2, Cap.4 y Cap.6**

- [58] Greitzer, E.M., "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part II: Experimental Results and Comparison with Theory", ASME, Journal of Engineering for Power, April 1976, vol.98 pp. 199-217. **Aparece en el Cap.2, Cap.3, Cap.4 y Cap.6**
- [59] Gunter, E.J., Chen, W.J., "Dynamic Analysis of a Turbocharger in Floating Bushing Bearings", ISCORMA-3 Conference, Cleveland Ohio, EEUU, September 2005. **Aparece en el Cap.2**
- [60] Gysling, D.L., Dugundji J., Greitzer, E.M., Epstein A.H., "Dynamic Control of Centrifugal Compressor Surge Using Tailored Structures", ASME Journal of Turbomachinery, October 1991, Vol. 113. pp. 710-722. **Aparece en el Cap.2 y Cap.4**
- [61] Hansen, K.E., Jorgensen, P., Larsen, P.S., "Experimental and Theoretical Study of Surge in a Small Centrifugal Compressor", ASME, Journal of Fluids Engineering, September 1981, Vol. 103 pp. 391-395. **Aparece en el Cap.2, Cap.3, Cap.4 y Cap.6**
- [62] Harada, H., Nishiwaki, S., Takei, K., "Turbomachinery Having Variable Angle Flow Guiding Device", U. S. Patent, N° 5873696, February 1999. **Aparece en el Cap.2**
- [63] Hayama, H., Senno, Y., Ueki, H., "Flow in the Inducer of a Centrifugal Compressor Measured With a Laser Velocimeter", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1985, Vol. 107 pp. 534-540. **Aparece en el Cap.3**
- [64] Holset Turbocharger, "HTi.", Issue N° 2 Holset Engineering Company Ltd., 2003 pp8-9. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**
- [65] Holt, C., San Andrés, L., Sahay, S., Tang, P., La Rue, G., Gjika, K., "Test Response and Nonlinear Analysis of Turbocharger Supported on Floating Ring Bearings", ASME, Journal of Vibration and Acoustics, April 2005, Vol. 127. pp. 107-115. **Aparece en el Cap.2**
- [66] Hunzinker, R., Dickmann, H.P., Emmrich, R., "Numerical and Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor with an Inducer Casing Bleed System", IMechE, part A: Journal of Power and Energy 2001, Vol. 215 pp. 783-791. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**
- [67] Huppert, M.C., "Compressor Surge", NASA SP-36, August 1965, pp. 331-340. In Compressor Surge and Stall ISBN 0-933283-05-9. **Aparece en el Cap.2 y Cap.4**



- [68] Ivaldi, E., "New Generation of Gasoline Engine: The Real Engines Diesel Challenge" Conference Thiesel 2006, Valencia September 2006. **Aparece en el Cap.1 y Cap.6**
- [69] Japikse D., "Centrifugal Compressor (Design and Performance)", Concepts ETI, Inc. 1996, ISBN 0-933283-03-2. **Aparece en el Cap.2, Cap.4 y Cap.5**
- [70] Japikse, D., Baines, N.C., "Introduction to Turbomachinery", Concepts ETI, 1997 ISBN 0-933283-10-5. **Aparece en el Cap.2 y Cap.6**
- [71] Jenny E., "Über Instationnäre Vorgänge in Radialverdichtern Insbesondere in Aufladegruppen Von Verbrennungsmotoren", Schweiz.Bauzeitung, Bd.79 N<sup>o</sup>.49 pp. 802-817. **Aparece en el Cap.6**
- [72] Jiang, P.M., Whitfield, A., "Investigation of Vaned Diffusers as a Variable Geometry Device for Application to Turbocharger Compressor", IMechE, part D: Journal of Automobile Engineering 1992, Vol. 206 pp. 209-220. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**
- [73] Johnson, M.W., Moore, J., "Secondary Flow Mixing Losses in a Centrifugal Impeller", ASME, Journal of Engineering for Power, January 1983, Vol. 105 pp. 24-33. **Aparece en el Cap.2**
- [74] Johnson, M.W., Moore, J., "The Influence of Flow Rate on the Wake in a Centrifugal Impeller", ASME, Journal of Engineering for Power, January 1983, Vol. 105 pp. 33-39. **Aparece en el Cap.2**
- [75] Kämmerer, S., Mayer, J.F., Stetter, H., Paffrath, M., Wever, U., Jung, A.R., "Development of a Three – Dimensional Geometry Optimization Method for Turbomachinery Applications, Proc. 9th Int. Symposium on Transport Phenomena and –Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC – 9), Honolulu USA February 10-14, 2002. **Aparece en el Cap.3**
- [76] Kim, Y., Engeda, A., Aungier, R., Direnzi, G., "The Influence of Inlet Flow Distortion on the Performance of the Centrifugal Compressor and he Development of an Improved Inlet Using Numerical Simulations", IMechE, Part A: Journal of Power and Energy 2001, Vol. 215 pp. 323-338. **Aparece en el Cap.4 y Cap.5**
- [77] Kindl, H., Schorn, N., Schulte, H., Serrano, J.R., Margot, X., Donayre J.C., "Influence of Varius Compressor Inlet Designs on Compressor Performance", September 2004 Valencia España THIESEL 2004, pp. 103-115. **Aparece en el Cap.5**
- [78] Kindl, H., Schorn, N., Schulte, H., Serrano, J.R., Margot, X., Tiseira, A., "Influence of Various Compressor Inlet Designs on Compressor

- Performance”, 9th Supercharging Conference, 2004 Dresden Germany. **Aparece en el Cap.1**
- [79] Kinoshita, Y., Senno, Y., “Rotating Stall Induced in Vaneless Diffuser of Very Low Specific Speed Centrifugal Blowers”, ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1985, Vol. 107, pp. 514-521. **Aparece en el Cap.2**
- [80] Koff, S.G., Greitzer, E.M., “Axisymmetrically Stalled Flow Performance for Multistage Axial Compressors”, ASME, Journal of Turbomachinery October 1986, Vol. 108, pp. 216-223. **Aparece en el Cap.4**
- [81] Koumoutsos A., Tourlidakis, A., Elder, R.L., “Computational Studies of Unsteady Flows in a Centrifugal Compressor Stage”, IMechE, part A: Journal of Power and Energy 2000, Vol. 214 pp. 611-633. **Aparece en el Cap.2**
- [82] Krain, H., “A CAD Method for Centrifugal Compressor Impellers”, ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1984, Vol. 106 pp. 482-488. **Aparece en el Cap.2**
- [83] Kyrtatos, N, Watson, N., “Application of Aerodynamically Induced Prewhirl to a Small Turbocharger Compressor”, ASME Journal of Engineering for Power, October 1980, Vol. 102 pp. 943-950. **Aparece en el Cap.2**
- [84] Lakshminarayana, B. “Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery”. Wiley-Interscience. ISBN 0-471-85546-4. **Aparece en el Cap.2 y Cap.6**
- [85] Lakshminarayana, B., Sitaram, N., “Wall Boundary Layer Development Near the Tip Region of an IGV of an Axial Flow Compressor”, ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1984, Vol. 106 pp. 377-345. **Aparece en el Cap.2**
- [86] Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J.R., Sánchez, C.A., “Estudio del Efecto de la Altitud sobre el Comportamiento de M.C.I. Parte 1: Funcionamiento, Información Tecnológica, 2006 Vol. 17 N°5 pp.21-30. **Aparece en el Cap.1.**
- [87] Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J.R., Agudelo, A.F., “Estudio del Efecto de la Altitud sobre el Comportamiento de M.C.I. Parte 2: Motor Diesel, Información Tecnológica, 2006 Vol. 17 N°5 pp.31-42. **Aparece en el Cap.1.**
- [88] Larosiliere, L. M., Skoch, G.J., Prahst, P.S., “Aerodynamic Synthesis of a Centrifugal Impeller Using CFD and Measurements”, NASA Technical Memorandum 107515, AIAA-97-2878, 1997. **Aparece en el Cap.2**
- [89] Lázaro, J.L., Garcia-Bernard, Pérez C., Galindo, L., Climent, H., Arnau, F.J., “Cooled EGR Modulation: A Strategy to meet EURO IV Emission Standards in Automotive DI Diesel Engines”, SAE 2002, 2002-01-1154. **Aparece en el Cap.4**

- [90] Ledger, J.D., Benson, R.S., Furukawa, H., "Improvement in Transient Performance of a Turbocharged Diesel Engine by Air Injection into the Compressor", SAE-730665, 1973. **Aparece en el Cap.5**
- [91] Ludtke, K., "Aerodynamic Tests on Centrifugal Process Compressors, the Influence of the Vaneless Diffuser Shape", ASME Journal of Engineering for Power, October 1983, Vol. 105, pp. 902-909. **Aparece en el Cap.2**
- [92] Lujan J. M., Bermúdez V., Serrano J. R., Cervello C. "Test Bench for Turbocharger Groups Characterization" SAE 2002-01-0163, 2001. **Aparece en el Cap.3 y Cap.5**
- [93] Luján, J.M, Serrano, J.R., Arnau, F., Dolz, V., "Heat Transfer Model to Calculate Turbocharged HSDI Diesel Engine Performance", SAE-2003-01-1066, 2003. **Aparece en el Cap.1 y Cap.6**
- [94] Mailach, R., Lehmann, I., Vogeler, K., "Rotating Instabilities in Axial Compressor Originating from the Fluctuating Blade Tip Vortex", ASME Journal of Turbomachinery, July 2001, pp. 453-463. **Aparece en el Cap.2**
- [95] Mäiz, J., Hah, C., Neise, W., "An Experimental and Numerical Investigation into the Mechanisms of Rotating Instability", ASME, Journal of Turbomachinery July 2002, Vol.124, pp. 367-375. **Aparece en el Cap.2**
- [96] Moore, F.K., "A Theory of Post-Stall Transient in Multistage Axial Compressor Systems", NASA, cr 3878, March 1985. **Aparece en el Cap.2**
- [97] Moore, F.K., "A Theory of Rotating Stall of Multistage Compressors: Part II: Finite Disturbances", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1984, vol.106 pp. 321-326. **Aparece en el Cap.6**
- [98] Moore, F.K., "A Theory of Rotating Stall of Multistage Compressors: Part III: Limit Cycles", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1984, vol.106 pp. 327-336. **Aparece en el Cap.6**
- [99] Moore, F.K., Greitzer, E.M., "A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression System: Part I: Development of Equations", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 1986, vol.108 pp. 68-76. **Aparece en el Cap.4 y Cap.6**
- [100] Moore, J., Moore, J.G., "Calculations of Three-Dimensional Viscous Flow and Wake Development in Centrifugal Impeller", Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, 1980, pp. 61-67. **Aparece en el Cap.2**
- [101] Moore, J., Moore, J.G., Timmis "Performance Evaluation of Centrifugal Compressor Impellers Using Three-Dimensional Viscous Flow Calculations",

- ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1984, Vol. 106 pp. 475-481. **Aparece en el Cap.2**
- [102] Naundorf D., Bolz H., Mandel M. "Design and Implementation of a New Generation of Turbo Charger Test Benches Using Hot Gas Technology" SAE 2001-01-279 2001. **Aparece en el Cap.3**
- [103] Nikpour, B., "Turbocharger Compressor Flow Range Improvement for Future Heavy Duty Diesel Engines", THIESEL 2004, Conference on Thermo- and Fluid Dynamics Processes in diesel Engines, pp. 125-143. **Aparece en el Cap.5**
- [104] Oh, H.W., Yoon, E.S., Chung, M.K., "An Optimun Set of Loss Models for Performance Prediction of Centrifugal Compressors", IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1997, Vol. 211 pp. 331-338. **Aparece en el Cap.2**
- [105] Paduano, L., Valavani, L., Epstein, A., Greitzer E., Guenette, G., "Modeling for Control of Rotating Stall", Automatica, Vol. 30, pp. 1357-1373. **Aparece en el Cap.2**
- [106] Pampreen, R.C., "Compressor Surge and Stall", 1993, Concepts ETI, Inc ISBN 0-933283-05-9. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**
- [107] Pan, D., Whitfield, A., Wilson, M., "Design Considerations for the Volutes of Centrifugal Fans and Compressors", IMechE, part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1999, Vol. 213 pp. 401-410. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**
- [108] Payri, F., Benajes, J., Chust, M.D., "Programme pour l' étude assistée par Ordinateur Système d'admission et d'échappement de Moteurs", Entropie, 1991, Vol. 162, pp. 17-23. **Aparece en el Cap.4**
- [109] Payri, F., Benajes, J., Galindo, J., Serrano, J.R., "Modelling of Turbocharged Diesel Engines in Transient Operation. Part 2: Wave Action Models for Calculating the Transient Operation in a High Speed Direct Injection Engine", Proc. IMechE Part D: J. Automobile Engineering 2002, Vol.216 pp.479-493. **Aparece en el Cap.4**
- [110] Payri, F., Boada, F., Requejo, I., "Modelado del Cálculo para la Determinación de las Condiciones de Trabajo de Motores Turboalimentados". Publicación Departamento de Maquinas y Motores Térmicos CMT-8711 pp. 99-105, Universidad Politécnica de Valencia. **Aparece en el Cap.4**
- [111] Payri, F., Corberán, J.M., Boada, F., "Modification to the Method of Characteristics for the Gas Exchange Process in the Internal Combustion Engines", Proc. IMechE part D-J. Automotive Eng., 1986, Vol.200 pp. 259-266. **Aparece en el Cap.4**

- [112] Pedersen, N., Larsen, P.S., Jacobsen, C.B., "Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions-Part I: Particle Image Velocimetry (PIV) and Laser Doppler Velocimetry (LDV) Measurements", ASME, Journal of Fluids Engineering, January 2003, Vol. 125 pp. 61-72. **Aparece en el Cap.3**
- [113] Pfister T., Bütter L., Czarske J., Krain H., Schodl R., "Turbo Machine Tip Clearance and Vibration Measurements Using a Fibre Optic Laser Doppler Position Sensor", Measures Science Technology. 2006 Vol.17 pp. 1693-1705. **Aparece en el Cap.3**
- [114] Pinkus, O., "Liquid Particle Dynamics and Rate of Evaporation in the Rotating Field of Centrifugal Compressors", Journal of Engineering for Power, January 1983, Vol.105, pp. 80-87. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**
- [115] Pinsley, J.E., Guenette, G.R., Epstein A.H., Greitzer E.M., "Active Stabilization of Centrifugal Surge", Journal of Turbomachinery, October 1991, Vol.113, pp. 723-732. **Aparece en el Cap.2 y Cap.4**
- [116] Predin, A., Bilus, I., "Influence of Additional Inlet Flow on the Prerotation and Performance of Centrifugal Impellers", Journal of Hydarulic Research 2003, Vol. 41 N°2 pp. 207-216. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**
- [117] Qi, D.T., Pomfret, M.J., Lam, K., "A New Approach to the Design of Fan Volute Profiles", IMechE, part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1996, Vol. 210 pp. 463-476. **Aparece en el Cap.2**
- [118] Onorati, A., Ferrari, G., D'Errico, G., "Fluid Dynamic Modeling of the Gas Flow Chemical Spacie Transport through the Exhaust Manifold of a Four Cylinder SI Engine", SAE 1999-01-557. **Aparece en el Cap.1**
- [119] Rahnke, C.J., Carmody R.H., "The Combined Transonic Axial and Centrifugal Compressor", SAE Technical Progress Series Vol. 3, 1961, pp. 51-57. **Aparece en el Cap.6**
- [120] Raily, J.W., Ekerol, H., "Influence of a Closely Coupled Throttle on the Stalling Behavior of a Radial Compressor Stage", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, April 1985, Vol. 107 pp. 522-527. **Aparece en el Cap.2 y Cap.4**
- [121] Rakopoulos C.D., Michos C.N., Giakoumis E.G., "A Computational Study of Compressor Surge During Transient Operation of Turbocharged Diesel Engines", International Journal of Alternative Propulsion (IJAP), Vol. 1, No. 2/3, 2007. **Aparece en el Cap.4 y Cap.6**

- [122] Rakopoulos C.D., Michos C.N., Giakoumis E.G., "Diesel Engine Including Compressor Surging Using a Linearized Quasi-Steady Analysis", SAE 2005-01-225. **Aparece en el Cap.6**
- [123] Requejo, I., "Contribución al Modelado de los Grupos de Turbosobrealimentación de los Motores de Combustión Interna Alternativos", Tesis Doctoral, 1987, Barcelona, 1987. **Aparece en el Cap.4**
- [124] Reyes M., "Contribución al Modelado del Proceso de Transferencia de calor en Colectores de Escape de Motores Alternativos", Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia. **Aparece en el Cap.4**
- [125] Riemann, B., "Über die Fortpflanzung ebener Luftwellen von endlicher Schwingungsweite", Gott. Abh., 1958. Vol.8 (Math.) pp.43-65. **Aparece en el Cap.4**
- [126] Rolls-Royce "The Jet Engines", Fifth Edition 1996, ISBN 0902121-235. **Aparece en el Cap.2**
- [127] Rowley, C.W., Colonius, T., Basu, A.M., "On Self-Sustained Oscillation in Two-Dimensional Compressible Flow Over Rectangular Cavities", Journal of Fluid Mechanics 2002, Vol. 455, pp. 315-346. **Aparece en el Cap.2**
- [128] Selamet, A., Radavich, P.M., "Helmholtz Resonator: A Multidimensional Analytical, Computational, and Experimental Study", 951263, pp. 227-239. **Aparece en el Cap.2**
- [129] Serrano, J.R., "Análisis y Modelado del Transitorio de Carga en MEC Turboalimentados", Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia. **Aparece en el Cap.4**
- [130] Serrano, J.R., Climent, H., Arnau, F.J., Traumat, G., "Global Analysis of the EGR Circuit in a HSDI Diesel Engine in Transient Operation", SAE 2005-01-0699. **Aparece en el Cap.4**
- [131] Siedel, U., Chen, J., Haupt, U., Hasemann, H., Jin, D., Rautenberg, "Rotating Stall Flow and Dangerous Blade Excitation of Centrifugal Compressor Impeller, Part 1 Phenomenon of Large -Number Stall Cells", ASME 1991, Paper No. 91-GT-102. **Aparece en el Cap.2**
- [132] Simon, J.S., Valavani, L., Epstein, A.H., Greitzer, E.M., "Evaluation of Approaches to Active Compressor Surge Stabilization", ASME, Journal of Tubomachinery, January 1993, Vol. 115.pp. 57-67. **Aparece en el Cap.2 y Cap.4**
- [133] Skoch, G.J., "Centrifugal Compressor Surge Margin Improved with Diffuser Hub Surface Air Injection", NASA, Annual Report RT 2001. **Aparece en el Cap.5**

- [134] Skopil, M., Bulaty, T., "Calculation of Compressor Surge with Unsteady Flow Model", IMechE 1998, C554/018. pp. 218-225. **Aparece en el Cap.4**
- [135] Soranna, F., Chow, Y.C., Uzol, O., Katz, J., "The Effect on Inlet Guide Vanes Wake Impingement on the Flow Structure and Turbulence around a Rotor Blade", ASME Journal of Turbomachinery 2006, Vol.128, pp.82-95. **Aparece en el Cap.2**
- [136] Sparks, C.R., "On the Transient Interaction of Centrifugal Compressors and Their Piping Systems", ASME, Journal of Engineering for Power, October 1983, Vol. 105, pp. 891-901. pp. 891-901. **Aparece en el Cap.2 y Cap.4**
- [137] Staroselsky, N., Ladin, L., "Improved Surge Control for Centrifugal Compressors", Chemical Engineering 1979, Vol. 86 pp. 175-184. **Aparece en el Cap.2**
- [138] Stembler E., Lawless P. "The design and operation of a turbocharger test facility designed for transient simulation". SAE 970344, 1997. **Aparece en el Cap.3**
- [139] Stenning, A., Kriebel, A., Montgomery, S., "Stall Propagation in Axial Compressors", NACA, TN 3580, May 1955. In Compressor Surge and Stall ISBN 0-933283-05-9. **Aparece en el Cap.2**
- [140] Street V.L., Wylie E.B., Bedford K.W., "Fluid Mechanics" McGraw-Hill, Inc., 1999, ISBN-0-07-062537-9. **Aparece en el Cap.2**
- [141] Supercharger Testing Standard. 1995. SAE J1723 ISSUED AUG95. Society of Automotive Engineers, Inc. **Aparece en el Cap.3 y Cap.5**
- [142] Talon, V., Tabet, T., Castric, S., Emery, P., "Engine Control Model Based Design with Achille Library", E-COSM- Rencontres Scientifiques de l'IFP, Octobre 2006. **Aparece en el Cap.1, Cap.4 y Cap.6**
- [143] Tange, H., Ikeya, N., Takanashi, M., Takanashi, H., "Variable Geometry Diffuser of Turbocharger Compressor for Passenger Vehicles", SAE 2003-01-0051, 2003. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**
- [144] Theotokatos, G., Kyrtatos, N.P., "Diesel Engine Transient Operation with Turbocharger Compressor Surging", SAE 2001-01-1241, 2001. **Aparece en el Cap.2, Cap.4 y Cap.6**
- [145] Torregrosa, A.J., Serrano, J.R., Dopazo, J.A., Soltani, S., "Experiments on Wave Transmission and Reflection by Turbochargers in Diesel Operating Conditions", SAE, 2006-01-0022. **Aparece en el Cap.4**
- [146] Treml, B.J., Lawless, P.B., Fleeter, S., "Passive and Active Control of Rotating Stall onset in a Centrifugal Compressor" AIAA-1996-3175. **Aparece en el Cap.2**

- [147] Turbocharger Gas Stand Test Code. 1995. SAE J1826 REAF. MAR95. Society of Automotive Engineers, Inc. **Aparece en el Cap.3 y Cap.5**
- [148] Van Helvoirt, J., de Jager, B., Steinbuch, M., Smeulders, J. "Modeling and identification of centrifugal compressor dynamics with approximate realizations", Control Applications, 2005. CCA 2005. Proceedings of 2005 IEEE Conference on 28-31. Aug. 2005 pp. 1441 – 1447. **Aparece en el Cap.2 y Cap.6**
- [149] Wallace, F.J., Whitfield A., "Experimental and Theoretical Performance of a Radial Flow Turbocharger Compressor with Inlet Prewirl", IMechE 1991, C433/063. pp. 9-18. **Aparece en el Cap.5**
- [150] Wang, X.F., Xi, G., Wang, Z.H., "Aerodynamic optimization design of centrifugal compressor's impeller with Kriging model", Sep.2006. Vol.220 N°6. **Aparece en el Cap.2**
- [151] Wang, Y., Xu, Z., "Design and Performance Prediction of Centrifugal Impellers", IMechE, Part A: Journal of Power and Energy 1996, Vol. 210 pp. 463-476. **Aparece en el Cap.2**
- [152] Watanabe, T., Koike, T., Furukawa, H., Ikeya, I., Sakakida, M., "Development of Turbocharger for Improving Passenger Car Acceleration", SAE, 1996, 960018. **Aparece en el Cap.2**
- [153] Watson, N., Janota, M.S., "Turbocharging the Internal Combustion Engine", MacMillen Publishers Ltd, 1982 ISBN 0-333-24290-4. **Aparece en el Cap.2 y Cap.4**
- [154] Wernet, M.P., Van Zante, D., Strazisar, T.J., John, W.T., Prahst, P.S., "Characterization of the tip clearance flow in an axial compressor using 3-D digital PIV", Experiments in Fluids, 2005, Volume 39, N° 4, pp.743-753. **Aparece en el Cap.3**
- [155] White, F.M., "Fluid Mechanics", McGraw-Hill, Inc., 2003, ISBN-0-07-240217-2. **Aparece en el Cap.3**
- [156] Whitfield, A., "Nom-Dimensional Aerodynamic Design of a Centrifugal Compressor Impeller", IMechE, Part A: Journal of Power and Energy 1991, Vol. 205 pp. 257-268. **Aparece en el Cap.2**
- [157] Whitfield, A., Sutton, A.J., Leonard, H.J., "The Development of Turbocharger Compressors with Improved Surge Margin", IMechE 1991, C433/063. pp. 9-18. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**
- [158] Whitfield, A., Wallace, F.J., "Performance Prediction for Automotive Turbocharger Compressors", IMechE 1975, Vol. 189 12/75 pp. 59-68. **Aparece en el Cap.6**



- [159] Willems, F., de Jager, B., "Modeling and Control of Compressor Flow Instabilities", IEEE Control System, 1999, Vol.19, N°.5 pp. 8-18. **Aparece en el Cap.2, Cap.3 y Cap.6**
- [160] Willems, F., Heemes, W.P.M.H., de Jager, B., Stoorvogel, A.A., "Positive Feedback Stabilization of Centrifugal Compressor Surge", Pergamon, Automatica, 2002, Vol. 38 pp. 311-318. **Aparece en el Cap.2**
- [161] Willems, F.P.T., "Modeling and Bounded Feedback Stabilization of Centrifugal Compressor Surge", Technische Universiteit Eindhoven, 2000, ISBN-90-386-2931-1. **Aparece en el Cap.3 y Cap.6**
- [162] Yano, T., Nagata, B.I., "A Study of Surging Phenomena in Diesel Engine Air Charging System", JSME 1971, Vol.14 N°70, pp. 364-376. **Aparece en el Cap.6**
- [163] Yeung, S., Murray, R.M., "Redction of Bleed Valve Rate Requeriments for Control of Rotating Stall Using Continuous Flow Injection", Proc. 1997 IEEE Conference Control Applications, pp. 683-690. **Aparece en el Cap.2**
- [164] Yoshinaka, T., "Surge Responsibility and Range Characteristics of Centrifugal Compressors". Second International Congress on Gas Turbines, Tokio, Japan 1977. **Aparece en el Cap.2 y Cap.5**