

# Trabajo Fin de Grado Grado en Ingeniería Aeroespacial

## Modelo Transitorio de Compresor: Respuesta con Velocidad de Giro Variable

Autor: Pablo Pedrosa Fernández

Tutor: Francisco José Jiménez-Espadafor Aguilar

**Dpto. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2020





Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería Aeroespacial

# **Modelo Transitorio de Compresor: Respuesta con Velocidad de Giro Variable**

Autor:

Pablo Pedrosa Fernández

Tutor:

Francisco José Jiménez-Espadafor Aguilar

Catedrático

Dpto. Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020



Trabajo Fin de Grado: Modelo Transitorio de Compresor: Respuesta con Velocidad de Giro Variable

Autor: Pablo Pedrosa Fernández

Tutor: Francisco José Jiménez-Espadafor Aguilar

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

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:



# Agradecimientos

---

**T**ras casi seis años de grado no me he planteado en ningún momento qué escribir en este pequeño texto. Tal vez el poco tiempo que dejan los estudios y todos los "embolaos" en los que he participado no me han dejado ni siquiera un momento para pensar en algo que no se circunscribiera a ese ámbito, o porque vería demasiado lejos este momento que ni me daba cuenta de lo cerca que estaba. Ahora que lo tengo delante y hago memoria, sí que quiero agradecerle a mi familia, tanto a la que se fue como a la que se quedó, a mis amigos y amigas dentro y fuera de la universidad, a los profesores y profesoras, a los y las conserjes, a las limpiadoras, ... En general, a toda la gente buena que he conocido dentro y fuera de la universidad, a todos les tengo que agradecer haber llegado hasta aquí.

Y en especial, a mis padres, a Francisco, a Elena, y a mi compañero de proyecto, Benito, por haberme soportado durante la realización del Trabajo.

*Pablo Pedrosa Fernández  
Sevilla, 2020*



# Prefacio

---

**E**l presente documento trata de arrojar un poco de luz sobre los distintos ensayos y análisis computacionales de operación transitoria de compresores axiales. Consta de dos partes principales: primero se introducirá el modelo computacional que se ha modelado para realizar el análisis, dentro de la cual se expondrán por capítulos una descripción general y de los componentes que lo integran. En la segunda parte se realizará el análisis propiamente dicho, tomando el caso en que el compresor varíe su velocidad de giro.

El modelo a usar es un modelo del tipo capacitivo, usado para obtener una idea general del comportamiento de compresores frente a distintas variaciones. Sin embargo, no tiene en cuenta ciertos efectos que sí suceden en la realidad.

*Sevilla, 2020*



# Índice Abreviado

---

<i>Prefacio</i>	III
<i>Índice Abreviado</i>	V
<i>Notación</i>	IX
<b>Parte I    MODELO MATEMÁTICO DEL COMPRESOR</b>	<b>1</b>
<b>1    Introducción</b>	<b>3</b>
1.1    Antecedentes	5
<b>2    Componentes del modelo matemático</b>	<b>7</b>
2.1    Descripción general del modelo analítico	7
2.2    Fluido de trabajo	10
2.3    Válvulas	12
2.4    Volúmenes de trabajo	18
2.5    Compresor	20
<b>3    Resolución del modelo analítico</b>	<b>25</b>
3.1    Programación de componentes	25
<b>Parte II    ANÁLISIS DEL RÉGIMEN TRANSITORIO</b>	<b>33</b>
<b>4    Repuesta ante variaciones a altas velocidades de giro</b>	<b>37</b>
4.1    Disminución de velocidad	40
4.2    Aumento de velocidad	45
4.3    Resultados	51
<b>5    Repuesta ante variaciones a velocidades medias de giro</b>	<b>55</b>
5.1    Disminución de velocidad	58
5.2    Aumento de velocidad	64
5.3    Resultados	69
<b>6    Repuesta ante variaciones a bajas velocidades de giro</b>	<b>71</b>
6.1    Disminución de velocidad	75
6.2    Aumento de velocidad	81
6.3    Resultados	86

<b>7</b>	<b>Análisis de sensibilidad</b>	<b>87</b>
7.1	Respuesta ante variación simultánea de velocidad de giro y área de salida	88
7.2	Respuesta ante variación de la altitud	103
7.3	Respuesta ante otras leyes de variación de velocidad	109
7.4	Respuesta ante variaciones de volúmenes de descarga	115
7.5	Resultados	119
<b>8</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>123</b>
8.1	Dimensionamiento del compresor	123
8.2	Evolución temporal de las magnitudes del compresor	125
8.3	Resumen de conclusiones	127
	<b>Apéndice A Tablas de compresores</b>	<b>129</b>
A.1	Tabla Compresor 1	129
	<i>Índice de Figuras</i>	133
	<i>Índice de Tablas</i>	137
	<i>Bibliografía</i>	139

# Índice

---

<i>Prefacio</i>	III
<i>Índice Abreviado</i>	V
<i>Notación</i>	IX
<b>Parte I MODELO MATEMÁTICO DEL COMPRESOR</b>	<b>1</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>3</b>
1.1 Antecedentes	5
<b>2 Componentes del modelo matemático</b>	<b>7</b>
2.1 Descripción general del modelo analítico	7
2.1.1 Componentes	8
2.2 Fluido de trabajo	10
2.3 Válvulas	12
2.3.1 Flujo adaptado	15
2.3.2 Flujo bloqueado	15
2.4 Volúmenes de trabajo	18
2.5 Compresor	20
2.5.1 Mapa de compresor	20
2.5.2 Bombeo	21
2.5.3 Punto de Diseño y escalado de los mapas	22
2.5.4 Variables de control	23
<b>3 Resolución del modelo analítico</b>	<b>25</b>
3.1 Programación de componentes	25
3.1.1 Válvulas	26
3.1.2 Volúmenes	27
3.1.3 Compresor: dimensionamiento del mapa y geometría en base al punto de diseño	27
3.1.4 Compresor: evolución transitoria ante una perturbación en la velocidad de giro	29
<b>Parte II ANÁLISIS DEL RÉGIMEN TRANSITORIO</b>	<b>33</b>
<b>4 Repuesta ante variaciones a altas velocidades de giro</b>	<b>37</b>
4.1 Disminución de velocidad	40

4.2	Aumento de velocidad	45
4.3	Resultados	51
<b>5</b>	<b>Repuesta ante variaciones a velocidades medias de giro</b>	<b>55</b>
5.1	Disminución de velocidad	58
5.2	Aumento de velocidad	64
5.3	Resultados	69
<b>6</b>	<b>Repuesta ante variaciones a bajas velocidades de giro</b>	<b>71</b>
6.1	Disminución de velocidad	75
6.2	Aumento de velocidad	81
6.3	Resultados	86
<b>7</b>	<b>Análisis de sensibilidad</b>	<b>87</b>
7.1	Respuesta ante variación simultánea de velocidad de giro y área de salida	88
7.1.1	Disminución simultánea de N y área de salida	88
7.1.2	Aumento simultáneo de N y área de salida	94
7.2	Respuesta ante variación de la altitud	103
7.3	Respuesta ante otras leyes de variación de velocidad	109
7.3.1	Función Rectángulo	109
7.3.2	Función sinusoidal	112
7.4	Respuesta ante variaciones de volúmenes de descarga	115
7.5	Resultados	119
7.5.1	Respuesta ante velocidad de giro y área de salida variable	119
7.5.2	Respuesta frente a otras leyes de cambio	120
7.5.3	Respuesta frente a variación de volumen de descarga	121
<b>8</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>123</b>
8.1	Dimensionamiento del compresor	123
8.1.1	Temperatura estática	124
8.1.2	Gasto	124
8.1.3	Número de Mach y velocidad	124
8.2	Evolución temporal de las magnitudes del compresor	125
8.2.1	Temperatura en depósitos	125
8.2.2	Presión en los depósitos	125
8.2.3	Masa dentro de los volúmenes	125
8.2.4	Temperatura estática	125
8.2.5	Gasto	125
8.2.6	Número de Mach y velocidad	125
8.2.7	Relación de compresión	126
8.2.8	Rendimiento del compresor	126
8.3	Resumen de conclusiones	127
<b>Apéndice A</b>	<b>Tablas de compresores</b>	<b>129</b>
A.1	Tabla Compresor 1	129
	<i>Índice de Figuras</i>	133
	<i>Índice de Tablas</i>	137
	<i>Bibliografía</i>	139

# Notación

---

$\Pi_C$	Relación de compresión
$\dot{m}_C$	Gasto que atraviesa el compresor
$\eta_C$	Rendimiento del compresor
$T$	Temperatura Estática
$T_0$	Temperatura de Remanso
$P$	Presión
$P_0$	Presión de Remanso
$V$	Volumen
$A$	Área
$\rho$	Densidad
$C_{pi}$	Capacidad calorífica del gas i a presión cte
$C_{Vi}$	Capacidad calorífica del gas i a volumen cte
$R$	Constante de los gases
$\gamma$	Relación entre $C_p$ y $C_v$
$h_i$	entalpía estática del gas i
$h_{0i}$	entalpía de remanso del gas i
$s_i$	entropía del gas i
$\mu$	Volumen específico, magnitud inversa de la densidad
$C$	Velocidad absoluta
$C_d$	Coefficiente de descargar
$M$	Número de Mach
$G_{in}$	Gasto entrante
$G_{out}$	Gasto de salida
$\beta$	Parámetro característico del compresor, sin significado físico. Marca el avance entre líneas de $N_C$ cte.
$F.E.\Pi_C$	Factor de Escalado de la Relación de Compresión
$F.E.\dot{m}_C$	Factor de Escalado del Gasto Circulante
$F.E.\eta_C$	Factor de Escalado del Rendimiento
$\frac{\partial X}{\partial t}$	Derivada parcial temporal de la magnitud X.



**Parte I**

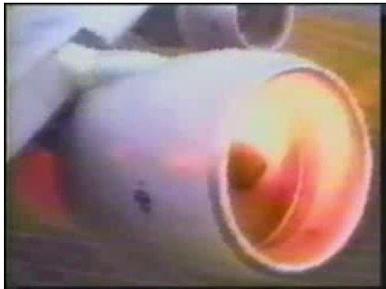
**MODELO MATEMÁTICO DEL  
COMPRESOR**



# 1 Introducción

---

En los distintos cursos de grado en Ingeniería que versan sobre el análisis de los comportamientos de aerorreactores se suele focalizar el estudio en el comportamiento del motor en régimen permanente. Si bien este estudio es bastante amplio y necesario para comprender y diseñar un motor que deba dar unas prestaciones específicas, no un análisis completo de los mismos ya que pasa por alto el régimen transitorio de los mismos. El comportamiento de los motores en su arranque o en operaciones donde varíe su punto de operación no es menos importante que el régimen permanente, ya que en esos periodos de operación el motor puede llegar a zonas de diseño peligrosas que puede comprometer fuertemente su operación. Por ejemplo, pueden llegarse a zonas de bombeo (*Surge*) de compresor, en donde el flujo dentro del mismo se revierte y puede dar a una destrucción completa del motor. Es crucial analizar en qué casos y cómo se puede llegar a esas condiciones para evitarlas, y son muy probables que se den en la operación transitoria de un motor, con lo que el análisis de la misma cobra mucha más importancia. A su vez, es importante analizar las causas de esos problemas para saber diseñar un motor y elegir un punto de diseño correcto lo suficientemente alejado de esas zonas.



**Figura 1.1** Motor en pérdida. Nótese como el flujo quemado vuelve a la entrada del mismo.

Cabe decir que aunque el estudio de la operación transitoria de motores es perfectamente factible en laboratorios con los medios adecuados, es perfectamente posible realizarlas también a través de computación matemática, lo que evita que tengamos que disponer, primero de una zona de ensayos válida para realizarlos, y de un motor que ensayar, con lo que se gana mucho en experimentación. Si bien no hay que olvidar que los resultados no son reales, si serán próximos a ellos. Solo hay que disponer de datos experimentales derivados del régimen permanente del motor, derivados de ensayos anteriores.

Para llevar a cabo el estudio mediante computación es necesario desarrollar un modelo matemático que implementar en un programa de cálculo. El método que se va a utilizar es el *Inter-Component Volume Method*[1], basado en la introducción de varios volúmenes de control que servirán, por un lado para imitar el volumen del compresor en el que se acumulará el aire, y otro para imitar el resto del motor, en caso de que estuviera integrado en un motor real. Este método, que se usa en ensayos reales de compresores, se implementará en el programa de cálculo que se va a usar (MATLAB) y permitirá obtener resultados muy aproximados a partir de datos reales de compresores en régimen permanente. A su vez, la unión entre volúmenes se llevará a cabo a través de válvulas de control que también se utilizarán para introducir distintas situaciones de operación del compresor.

La presente memoria surge de la necesidad de comprender qué tipo de comportamientos sufren las máquinas y motores térmicos durante su operación transitoria. Si bien el estudio del comportamiento de un aerorreactor en régimen permanente se puede modelar en toda su complejidad solo por ecuaciones algebraicas o sistemas de ecuaciones algebraicas, el periodo de operación transitoria de los motores, al ser dependiente del tiempo debe incluir este aspecto en sus ecuaciones, con lo que el estudio de estos solo es posible mediante ecuaciones diferenciales. Dicho análisis no es trivial y solo se puede llevar a cabo a través de una serie de métodos numéricos. Gracias a la tecnología actual estos problemas son perfectamente abordables y se puede resolver con un margen de error bastante pequeño, con lo que sus resultados son perfectamente extrapolables a la realidad, o por lo menos válidos para llegar a conclusiones que si lo sean.

También se decide abordar este estudio debido a que hay mucha menos información disponible respecto a los análisis de motores e operación transitoria que en operación permanente. Es entendible ya que es un problema que se a podido abordar hasta hace relativamente poco tiempo, y que a ojos de un diseñador, creará un motor que se amolde a las prestaciones requeridas, pero por supuesto que cumpla con un comportamiento válido en régimen transitorio. Con el presente trabajo también se quiere arrojar un poco de luz a las investigaciones de este tipo de operaciones, aun con las limitaciones en las que se encuentra por tratarse de un Trabajo Final de Grado.

Un último aspecto a considerar es la posibilidad de instalar algoritmos de control que se basen en este método en motores de aeronaves. Como bien es sabido, actualmente los motores están equipados con unidades electrónicas de control (ECU) que se encargan de medir parámetros y monitorizar la operación del motor. Dichas unidades llevan integradas leyes de control y de comportamiento de los motores y por supuesto, métodos numéricos que a partir de los datos experimentales y de los que vaya midiendo, previenen el funcionamiento del motor. Poder implementar un método que pueda prevenir el fallo del compresor o del motor en su conjunto es una gran ventaja a la hora de evitar accidentes.

En la presente memoria, sin embargo, no se va a analizar el comportamiento de un motor entero, si no únicamente de compresores axiales. Es interesante observar el comportamiento del motor en su conjunto, pero se entiende que el alcance de ese estudio es demasiado para un trabajo de estas características. Aún así, se obtendrán conclusiones igual de interesantes que podrán complementarse a las de otros estudios de otros componentes de motor.

Aunque solo se vayan a analizar compresores, se hará un estudio lo suficientemente completo como para obtener dichas conclusiones y en el que se intentará introducir todas las casuísticas más comunes de operación de compresores. Por ejemplo, se introducirá el fenómeno de bombeo (*Surge*) que pueden dar lugar a la pérdida del compresor, para evitar los puntos de operación de esa zona. Para ello se introducirá además una zona de seguridad en canto a puntos de diseño en las que el compresor no deberá operar. Cualquier variación inesperada en el régimen transitorio en esa zona de seguridad puede llevar al motor a la zona de bombeo, y por tanto quedar completamente inutilizado. La entrada en pérdida de un compresor puede llegar a hacer que un vuelo se aborte, o peor, poder dar lugar a un accidente, como el que sufrió el vuelo 1549 de US Airways el 15 de enero de 2009, un Airbus A-320 que 5 minutos después de despegar sufrió la pérdida de sus dos motores y se vio obligado a realizar un amerizaje de emergencia en el río Hudson.[9]

Hay que decir que la presente memoria se centrará en el estudio de la operación transitoria de compresores a velocidad de giro variable. Se estudiará un compresor el cual se someterá a variaciones más o menos abruptas a distintos regímenes de giro. En cada régimen de giro, el área e salida del modelo varía y habrá que descubrir la adecuada según un dimensionamiento previo a cada análisis. Más aún, se darán pequeños pasos en el análisis haciendo que el área de salida también varíe, con lo que los efectos combinados de ambos parámetros serán objeto de observación y se deducirán conclusiones.

## 1.1 Antecedentes

Durante los últimos 60 años la operación de compresores axiales ha sido objetos de diferentes estudios para comprender qué es lo que sucede en su transcurso. Sobre todo, han sido estudios centrados en analizar la pérdida (*Stall*) del compresor, y en analizar el fenómeno denominado *Surge* que puede dar lugar a la pérdida. Es más, muchos de los análisis orientados a analizar el bombeo se ha centrado en la operación en régimen permanente de compresores, pero pocos se han dedicado a analizar la operación transitoria de ellos, debido a la no linealidad del proceso y la complejidad del problema y de la instrumentación necesaria. De hecho, la mayoría de técnicas usadas se basaban en obtener cuantos la mayor cantidad de datos de operación posible, modelar el fenómeno y empezar a obtener conclusiones. Por supuesto, los análisis que se realizaban sobre compresores centrífugos eran similares a los que se hacían sobre compresores axiales. El primer trabajo que se centró en crear un modelo que recreara el bombeo y la pérdida asociada data de 1955 (Emmons, et al). Distintos trabajos e investigaciones se han desarrollado desde entonces: Takata y Nagano en 1972 crearon uno de los primeros modelos no lineales para analizar la pérdida en compresores. Y de ahí en adelante distintos proyectos que intentaban analizar el bombeo y la pérdida en base a distintas técnicas, con mejor y peor resultado. Además, gran parte de los estudios sobre compresores se realiza junto a turbinas.

Por supuesto, en la gran mayoría de esos estudios se pueden encontrar conclusiones que afectan al diseño de álabes y áreas de los compresores. Sin embargo, aquí no se profundizará en ese aspecto, si no que el diseño de compresor ya vendrá dado.

Aunque aún se siguen realizando ensayos en laboratorios de compresores cuando es posible, en los últimos años se han empezado a desarrollar modelos computacionales que representen el funcionamiento de compresores axiales, integrados a su vez en un mismo conjunto con una turbina y una cámara de combustión, de manera que se modele el funcionamiento completo de un generador de gas. Por supuesto, estos modelos incluyen modelos termodinámicos de combustión que intentan acercarse lo máximo posible a la realidad, si bien es un proceso harto complejo por la cantidad de irreversibilidades que pueden encontrarse en ese punto. Por ello, intentan integrar modelos analíticos con modelos empíricos, de manera que puedan aproximarse aún más a la realidad.

Sin embargo, aún se pueden encontrar investigaciones que abarcan exclusivamente el estudio de la operación de compresores, como puede ser la que llevaron a cabo Marcin Plis y Henryk Rusinowski en 2016.[4]

Es interesante observar que dichos modelos que se usan actualmente se basan en modelos matemáticos ideados durante el siglo pasado, que sus creadores incluso llegaron a implementar en computadoras y que sentaron la base para que otros lo hicieran y que efectivamente eran funcionales. Aún siendo modelos poco pulidos, basados en operaciones matriciales para resolver las ecuaciones diferenciales, daban muy buenos resultados[6]. Es más, estos modelos incluso se llegaron a implementar en ámbitos como la climatización, para el diseño de aires acondicionados, o para el diseño de plantas energéticas térmicas de producción de electricidad.



## 2 Componentes del modelo matemático

---

Con objeto de comprender en su totalidad y detalladamente el modelo matemático de compresor que se implementará, en este capítulo se van a detallar las diferentes partes que integran el mismo. No solo se hablará de las distintas unidades básicas de las que se compone el modelo, si no también del fluido de trabajo que circula por el compresor, dado que es otra parte fundamental del análisis. Para ello se tomarán datos experimentales por un lado para modelar su composición, y para hallar las distintas propiedades y magnitudes termodinámicas se tomarán fórmulas empíricas de tipo polinómico que facilitarán en enorme medida la integración de esas magnitudes y el estudio de su evolución con el tiempo.

En lo que respecta a las unidades básicas del modelo, se empezará definiendo los distintos conductos y válvulas usadas en el estudio, detallando las ecuaciones que las gobiernan derivadas del tipo de flujo que se sigue en ellas. Se seguirá con los volúmenes de control, cuyas ecuaciones también se detallarán. Se terminará con el componente principal del modelo: el compresor, los mapas y ecuaciones que lo gobiernan.

### 2.1 Descripción general del modelo analítico

Como se ha indicado, la misión del presente proyecto es la realización de un análisis matemático que describa el funcionamiento del compresor ante perturbaciones para determinadas situaciones, para lo cual es fundamental la comprensión de su operación transitoria. Para ello se ha hecho uso de un modelo matemático en el que se variarán ciertos parámetros dependientes del tiempo. En esta sección se presentarán las distintas partes de las que consta el modelo y sus funciones.

Pero antes de comenzar siquiera a describir el modelo, es necesario indicar que el modelo aquí presentado es un **Modelo de Capacidad**, el cual calculará la variación de las magnitudes dentro del motor sin tener en cuenta la inercia del aire. Es decir, no habrá oscilaciones de presiones, temperaturas ni masa dentro del motor más allá de las provocadas por la inercia térmica del aire o la que pueda suministrar las variaciones de giro del compresor. Esto tendrá fuertes implicaciones a la hora de analizar el comportamiento del motor cuando la perturbación sea rápida.

Para subsanar esa falta hay que implementar las ecuaciones de momentum o de Cantidad de Movimiento del fluido, la cual viene dada por las ecuaciones de Navier-Stokes, en concreto su forma unidireccional. Si suponemos que la dirección de flujo viene dada por la coordenada X:

$$\frac{\partial(\rho V_x)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x^2)}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{Re} \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \quad (2.1)$$

Aunque también es posible encontrarla expresada de otras maneras, todas indican lo mismo.[3]  
Implementar esta ecuación en el modelo implicaría suponer que el aire dentro de los depósitos de

control que se van a presentar no está estratificado, lo que es condición de diseño del modelo.

### 2.1.1 Componentes

Para ilustrar de manera sencilla cual es el modelo a usar, se presenta un esquema con las distintas unidades que lo componen. Cada uno representa un elemento real dentro del cual el flujo circula siguiendo unas leyes físicas que se implementarán en el análisis, y que sustituirán los propios elementos. Es crucial saber cómo es la geometría de estos elementos y saber adaptarlas a las necesidades de cada caso a analizar, pues tienen una importancia muy notable en la interacción entre componentes.

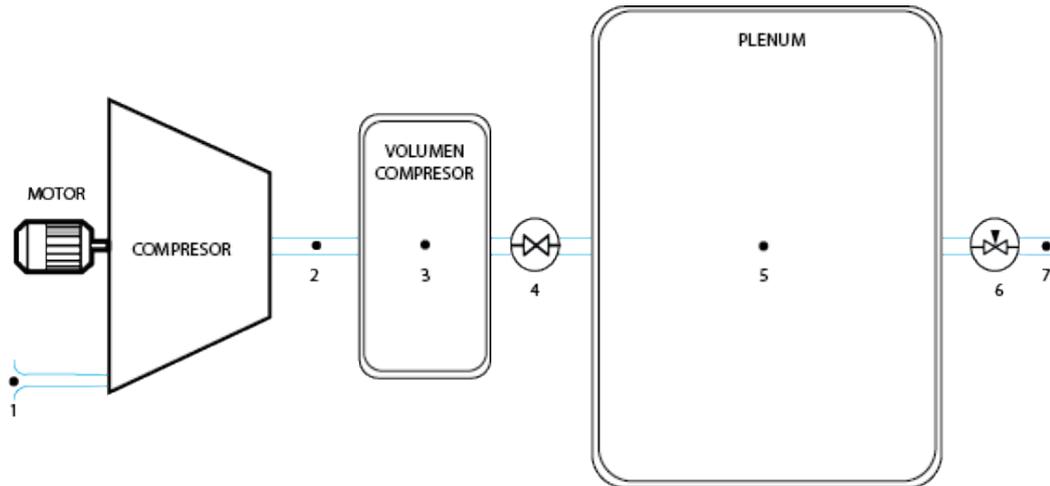


Figura 2.1 Esquema del modelo completo.

Cada elemento lleva asignado un número que lo identifica, y que servirá para controlar el flujo en cada uno. Cada número representa una etapa del modelo, y sobre ellos se variarán los parámetros. A continuación se explicará de manera somera cada elemento y su función. Más adelante se hablará en detalle de cada uno de ellos.

- **Motor:** Su única función es mover el eje del compresor. Servirá sobre todo para variar la velocidad de giro del compresor a la hora de analizar ese caso.
- **Compresor:** Elemento principal del análisis. El sujeto sobre el que se va a ocupar el presente documento. Su comportamiento se generará a partir de unas tablas experimentales, las cuales proporcionarán las curvas características del compresor, que deberán adaptarse al punto de diseño del compresor que se tenga en cada momento. Por tanto, gobiernan el flujo en ese componente. Los parámetros de interés de este elemento son: el gasto circulante ( $\dot{m}_c$ ), la relación de compresión ( $\pi_c$ ) y el rendimiento de compresor ( $\eta_c$ ).  
A parte, en los mapas aparecen las líneas que marcan el bombeo, además de la zona de seguridad.
- **Punto 1 - Condiciones ambientales:** Condiciones del fluido en el aire circundante al compresor, y por supuesto, antes de entrar en el mismo. Vienen dadas por la presión y temperatura de remanso. De ellas depende el resto de magnitudes dentro del modelo y el funcionamiento del compresor.
- **Punto 2 - Salida del compresor:** Elemento ficticio cuya única utilidad es controlar la temperatura y presiones a la salida del compresor. En el modelo se representa como un conducto entre el compresor y el volumen que representa su interior.

- **Punto 3 - Volumen de compresor:** Elemento que recoge el comportamiento transitorio del compresor. permite calcular la dependencia con el tiempo de cada magnitud que se quiera representar o sobre las cuales se apliquen las variaciones que se detallarán más adelante. Su capacidad se ha tomado de la literatura disponible.
- **Punto 4 - Válvula conectora:** Conexión entre el volumen de compresor y el de descarga (plenum), mediante una válvula. Matemáticamente se interpretará como una tobera convergente cuya garganta se diseñará de manera que el gasto pasante no supere un número de Mach de 0.5 aproximadamente.
- **Punto 5 - Plenum:** Volumen de descarga del compresor. Sirve para modelar físicamente el resto del motor y su interacción en la operación transitoria. El valor del volumen es estimativo. A su vez también es sujeto de análisis en cuanto a sensibilidad del compresor.
- **Punto 6 - Válvula de regulación:** Válvula de salida de gases del modelo. Es regulable, de manera que puede abrirse o cerrarse a conveniencia. Pueden darse condiciones sónicas en la garganta de la misma. Será a su vez objeto de variación ya que la apertura de la misma influye sobre el resto de componentes.

Mediante la unión coherente de estos elementos se puede conseguir un análisis temporal bastante realista de la operación transitoria.

El nodo de entrada para el análisis, más que la entrada al compresor, serán los volúmenes simultáneamente, ya que son los que encargados de representar físicamente el comportamiento transitorio de compresor.

Para conseguir el análisis, se perturbará el modelo mediante el motor variando su velocidad de giro, o la válvula de salida mediante su grado de apertura, modulando el gasto circulante.

## 2.2 Fluido de trabajo

Dado que en la vida normal de un compresor estos trabajan con aire sobre todo, el estudio se ha realizado tomando como fluido de trabajo **Aire húmedo**. Dado que la humedad varía según la altura, la zona del planeta y el día del ensayo, la inclusión de la misma en el estudio se vuelve más necesaria sabiendo que a nivel del suelo la humedad del aire es mayor que a altitudes mayores, siendo del orden del 1 % por unidad de volumen.

Dado que el aire se compone a su vez de varios gases es necesario disponer de datos experimentales que permitan modelar las distintas magnitudes termodinámicas que se usarán más adelante. Pero antes es preciso explicar qué ecuaciones se van a tomar para obtener dichas magnitudes: estas son expresiones polinómicas cuya variable es la temperatura. Se usarán ecuaciones para calcular: la *Capacidad Calorífica de cada gas a presión constante*,  $C_{P,i}$ , la *Entalpía estática específica de cada gas*,  $h_i$  y la *Entropía específica de cada gas*,  $S_i$ , siendo  $i$  cada gas que compone el aire. Con ellas se obtendrán valores para cada valor de la temperatura.

Las expresiones de cada una de ellas son las siguientes:

$$\frac{C_{P,i}}{R} = a_{i1} + a_{i2}T + a_{i3}T^2 + a_{i4}T^3 + a_{i5}T^4 \quad (2.2)$$

$$\frac{h_i}{RT} = a_{i1} + \frac{a_{i2}}{2}T + \frac{a_{i3}}{3}T^2 + \frac{a_{i4}}{4}T^3 + \frac{a_{i5}}{5}T^4 + \frac{a_{i6}}{T} \quad (2.3)$$

$$\frac{S_i}{R} = a_{i1} \ln T + a_{i2}T + \frac{a_{i3}}{2}T^2 + \frac{a_{i4}}{3}T^3 + \frac{a_{i5}}{4}T^4 + a_{i7} \quad (2.4)$$

Donde  $C_p$  tiene unidades de  $[kJ/kmolK]$ ,  $h_i$  se mide en  $[kJ/kmol]$  y  $R$  es la constante de los gases:  $R = 8.3143 kJ/kmolK$ . A su vez para la temperatura  $T$  y las demás magnitudes se usarán unidades del Sistema Internacional.

Como se puede apreciar, todas dependen de unos coeficientes  $a_{ij}$  que son experimentales, siendo  $i$  el gas y  $j$  el tipo de coeficiente correspondiente. Dichos coeficientes vienen recogidos en la siguiente tabla:

Coefficients for species thermodynamic properties								
Species	T range, K	$a_{i1}$	$a_{i2}$	$a_{i3}$	$a_{i4}$	$a_{i5}$	$a_{i6}$	$a_{i7}$
CO <sub>2</sub>	1000-5000	0.44608(+1)	0.30982(-2)	-0.12393(-5)	0.22741(-9)	-0.15526(-13)	-0.48961(+5)	-0.98636(0)
	300-1000	0.24008(+1)	0.87351(-2)	-0.66071(-5)	0.20022(-8)	0.63274(-15)	-0.48378(+5)	0.96951(+1)
H <sub>2</sub> O	1000-5000	0.27168(+1)	0.29451(-2)	-0.80224(-6)	0.10227(-9)	-0.48472(-14)	-0.29906(+5)	0.66306(+1)
	300-1000	0.40701(+1)	-0.11084(-2)	0.41521(-5)	-0.29637(-8)	0.80702(-12)	-0.30280(+5)	-0.32270(0)
CO	1000-5000	0.29841(+1)	0.14891(-2)	-0.57900(-6)	0.10365(-9)	-0.69354(-14)	-0.14245(+5)	0.63479(+1)
	300-1000	0.37101(+1)	-0.16191(-2)	0.36924(-5)	-0.20320(-8)	0.23953(-12)	-0.14356(+5)	0.29555(+1)
H <sub>2</sub>	1000-5000	0.31002(+1)	0.51119(-3)	0.52644(-7)	-0.34910(-10)	0.36945(-14)	-0.87738(+3)	-0.19629(+1)
	300-1000	0.30574(+1)	0.26765(-2)	-0.58099(-5)	0.55210(-8)	-0.18123(-11)	-0.98890(+3)	-0.22997(+1)
O <sub>2</sub>	1000-5000	0.36220(+1)	0.73618(-3)	-0.19652(-6)	0.36202(-10)	-0.28946(-14)	-0.12020(+4)	0.36151(+1)
	300-1000	0.36256(+1)	-0.18782(-2)	0.70555(-5)	-0.67635(-8)	0.21556(-11)	-0.10475(+4)	0.43053(+1)
N <sub>2</sub>	1000-5000	0.28963(+1)	0.15155(-2)	-0.57235(-6)	0.99807(-10)	-0.65224(-14)	-0.90586(+3)	0.61615(+1)
	300-1000	0.36748(+1)	-0.12082(-2)	0.23240(-5)	-0.63218(-9)	-0.22577(-12)	-0.10612(+4)	0.23580(+1)
OH	1000-5000	0.29106(+1)	0.95932(-3)	-0.19442(-6)	0.13757(-10)	0.14225(-15)	0.39354(+4)	0.54423(+1)
NO	1000-5000	0.31890(+1)	0.13382(-2)	-0.52899(-6)	0.95919(-10)	-0.64848(-14)	0.98283(+4)	0.67458(+1)
O	1000-5000	0.25421(+1)	-0.27551(-4)	-0.31028(-8)	0.45511(-11)	-0.43681(-15)	0.29231(+5)	0.49203(+1)
H	1000-5000	0.25(+1)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.25472(+5)	-0.46012(0)
Ar	300-5000	2.50003	-4.08999(-18)	1.01867(-20)	-1.0853(-23)	4.19052(-27)	-7.45384(2)	4.39173

Source: NASA Equilibrium Code.<sup>9</sup>

Figura 2.2 Coeficientes de propiedades termodinámicas para distintos gases.

Es necesario detallar que las condiciones estándar para el estudio de los gases son:

$$T_{ref} = 298.15K, P_{ref} = 100kPa$$

Antes de continuar, hay que tener en cuenta que estos coeficientes se refieren a gases que están presentes en el aire en determinadas proporciones. Aunque en el aire hay una gran cantidad de gases, en el presente trabajo solo se tendrán en cuenta los siguientes, en las distintas fracciones en volumen que se detallan:

**Tabla 2.1** Gases en el aire y sus fracciones molares.

Gas	Fracción en volumen
Nitrógeno	77.634 %
Oxígeno	20.446 %
Argón	0.934 %
Dióxido de Carbono	$3.5 \cdot 10^{-2}$ %
Hidrógeno	$5.5 \cdot 10^{-5}$ %
Vapor de Agua	0.95 %

Con todo esto, ya se pueden calcular algunas magnitudes más importantes para cada valor de T, como puede ser la entalpía:

$$h(T) = \int_{T_{ref}}^T C_p(T) dT \quad (2.5)$$

O la relación entre presión de remanso y estática:

$$P_r = \exp\left(\frac{\Phi - \Phi_0}{R}\right) \quad (2.6)$$

donde  $\Phi$  se expresa según:

$$\Phi(T) = \int_{T_{ref}}^T \frac{C_p(T)}{T} dT \quad (2.7)$$

El resto de magnitudes se pueden obtener para cualquier proceso a partir de la Relación De Gibbs:

$$T dS = dh - v dp \quad (2.8)$$

Si se particulariza para un proceso isoentrópico, se pueden obtener la presión estática y de remanso entre 2 estados como:

$$\Phi_2 - \Phi_1 = R \ln \frac{p_2}{p_1} \rightarrow \frac{p_2}{p_1} \Big|_{scte} = \frac{Pr_2}{Pr_1} \quad (2.9)$$

con 1 y 2 los estados inicial y final de un determinado sistema termodinámico.

Para cerrar el problema es necesaria también la ecuación de estado de los gases. Se supondrá que los gases que se estudiarán son ideales, por lo que la ecuación es:

$$P = \rho RT \quad (2.10)$$

## 2.3 Válvulas

Son las distintas unidades que unen el compresor con los volúmenes de trabajo o con el exterior. No solo sirven para conducir el fluido, si no también para controlar sus características en cada análisis. Recordando, el modelo trata de sustituir el motor completo por varios elementos más sencillos, los cuales también deben modelar el flujo. No todo el flujo ha de controlarse desde el compresor, y las válvulas son elementos de control muy útiles.

En concreto, se tienen 3, cada una distinta y con una misión diferente.

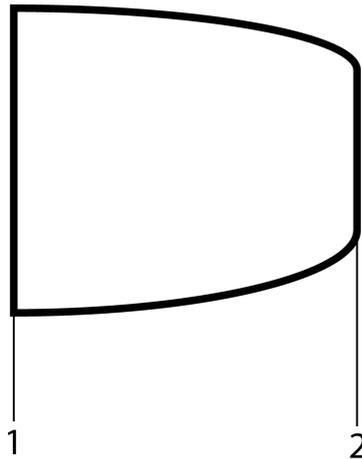
Por un lado tenemos el conducto que une el compresor con el volumen del mismo, donde se notarán parte de efectos del régimen transitorio. Esta válvula se corresponde con el punto 2 en el esquema del proceso, y en ella no hay limitaciones de ningún tipo, su única misión es transportar el flujo. También servirá como punto de control de temperaturas y presiones, además del gasto que circula por el mismo, de cara a calcular y controlar el resto de variables en el compresor y el resto de componentes. En un ensayo real no existe este conducto, si no que se controla las presiones a la salida del compresor mediante termopares y tomas barométricas (de Pitot) pero en el modelo servirá para controlar el flujo en ese punto.

Por otro lado tenemos las otras dos válvulas, que si tienen restricciones, bien en términos geométricos, o de índole termodinámica, como ya se irá describiendo.

En la primera de ellas, que se corresponde con el punto 4 del esquema, se tiene la válvula que conduce el fluido desde el volumen de compresor hasta el volumen de descarga. Dicha válvula está diseñada de manera que el flujo de salida no supere un Mach de 0.45 aproximadamente, por lo que nunca se alcanzarán condiciones de bloqueo. El hecho de que se puedan alcanzar condiciones de bloqueo en esta válvula puede comprometer el funcionamiento del sistema y anular cualquier ensayo que se realice. El área de paso de la válvula se calculará teniendo en cuenta esta limitación. El diseño típico de estas válvulas es tal que el Mach de salida se encuentra en valores próximos a 0.4-0.5.

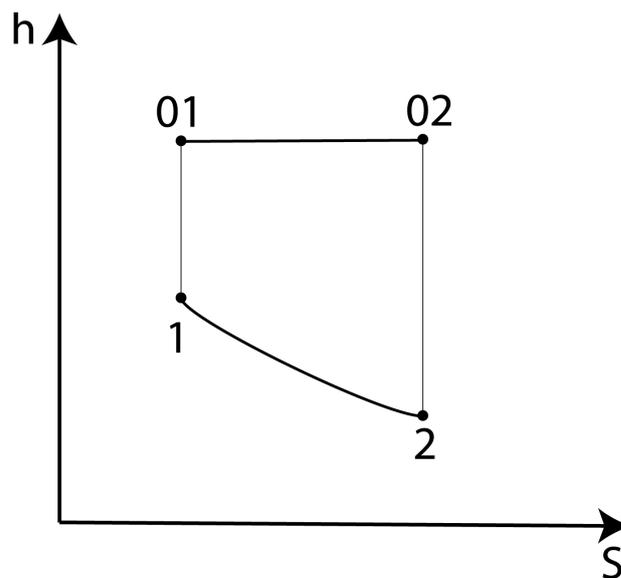
La válvula restante es la que conduce el flujo de vuelta al medio ambiente. Dicha válvula no tiene restricciones en términos geométricos, por lo que su área es variable. Así, uno de los estudios posibles para el análisis transitorio del compresor está relacionado con una variación temporal del área de paso del flujo en esa válvula. En esta válvulas sí se podrán alcanzar condiciones de bloqueo. A revoluciones constantes del eje de compresor, al cerrar la válvula de paso las presiones en el plenum aumentarán considerablemente.

La ley horaria que regulará la apertura de la válvula se detallará en el análisis complementario. El esquema básico de cualquier válvula a tratar es el siguiente:



**Figura 2.3** Esquema de la válvula en el modelo.

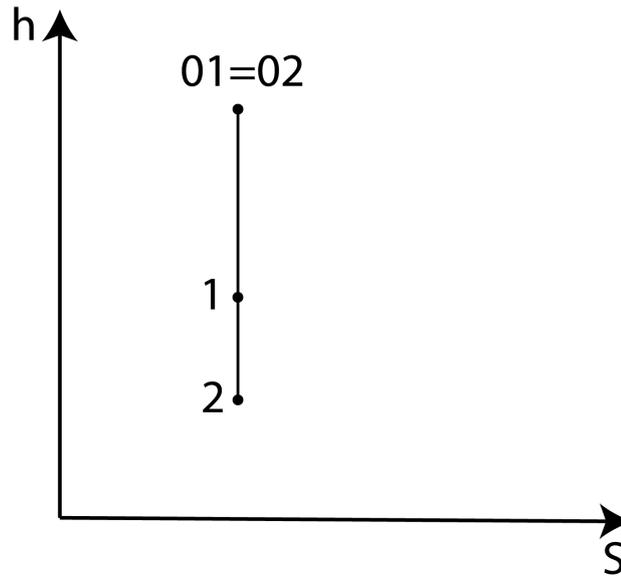
Hay que especificar qué tipo de proceso es el que se va a analizar. El flujo a través de cada válvula se puede asimilar como el de un flujo a través de un difusor de entrada, con lo que su diagrama h-s real sería el siguiente:



**Figura 2.4** Diagrama del proceso real del flujo a través de la válvula.

Donde los puntos 1 y 2 se corresponden a la entrada y salida de la válvula respectivamente. Dentro de cada válvula se conservará la entalpía de remanso, lo que se tendrá en cuenta a la hora de calcular las variaciones de magnitudes dentro de ellas.

Sin embargo, el cálculo de las magnitudes termodinámicas y su variación dentro de cada válvula se puede simplificar bastante a un proceso isoentrópico, simplificación bastante usual en ensayos de este tipo, y donde el gasto a través de la válvula se vea penalizado por un factor  $C_d$  experimental, y manteniendo las demás variables y magnitudes conforme al proceso isoentrópico. De esta manera, el diagrama entalpía-entropía del proceso simplificado es el siguiente:



**Figura 2.5** Diagrama del proceso isoentrópico del flujo a través de la válvula.

A continuación se presentan las ecuaciones que gobiernan el flujo a través de las válvulas en el proceso isoentrópico:

Por un lado, la expresión del gasto a la salida de la válvula:

$$\dot{m}_2 = \rho_2 C_2 A_2 C_d \quad (2.11)$$

La expresión del Mach de salida del conducto:

$$M_2 = \frac{C_2}{\sqrt{\frac{C_P(T_2)}{C_P(T_2) - R} RT_2}} \quad (2.12)$$

La entalpía de remanso a la salida: teniendo en cuenta la ecuación 2.5:

$$\int_{T_{ref}}^{T_{02}} C_P(T) dT = \int_{T_{ref}}^{T_2} C_P(T) dT + \frac{C_2^2}{2} \quad (2.13)$$

La última de las ecuaciones se obtiene teniendo en cuenta la ecuación 2.8 para un proceso a entropía constante y la ecuación de estado para gases ideales, teniéndose:

$$\int_2^{02} \frac{C_P(T)}{T} dT = \int_2^{02} R \frac{dp}{\rho} + \frac{C_2^2}{2} \quad (2.14)$$

donde se ha tenido en cuenta:

$$C_P(T) dT = \frac{RT}{\rho} d\rho \quad (2.15)$$

Sin embargo, aún queda por establecer la relación que existe en cada estado entre la presión estática y de remanso. Dicha relación viene dada por la expresión:

$$\int_T^{T_0} \frac{C_P(T)}{T} dT = R \ln \frac{P_0}{P} \quad (2.16)$$

que se deriva de la expresión 2.6.

Es momento de explicar que son cada una de las variables que se indican en las expresiones:

- $C$  hace referencia a la Velocidad del flujo.
- $\rho_i$  es la Densidad del flujo en cada estado  $i$ .
- $A_i$  es el área de paso de la válvula en la sección donde se calcule el estado  $i$ .
- $T_2$  hace referencia a la Temperatura Estática de salida del flujo.
- $P$  y  $P_0$  son las presiones estática y de remanso de cada estado.

La resolución del proceso a través de las válvulas difiere según si el flujo a la salida, que en adelante se supondrá la garganta del conducto es adaptado o se produce el bloqueo sónico. A continuación se van a presentar los procedimientos de resolución según cada caso:

### 2.3.1 Flujo adaptado

En principio todas las válvulas del modelo podrán presentar esta situación, aunque dependiendo de la evolución temporal puedan llegar a bloquearse o no.

Los datos de partida para afrontar la resolución son: Temperatura y Presión de remanso en la garganta:  $T_0$ ,  $P_0$ , presión estática en la garganta:  $P$ , y área de garganta. El procedimiento para calcular la velocidad de salida de gases  $C$ , el Mach de salida  $M$ , el Gasto  $\dot{m}$  y la Temperatura estática  $T$ , es secuencial:

Se empieza calculando la temperatura estática a partir de la temperatura de remanso y de la relación entre presión de remanso y estática, con la expresión 2.16 aplicando el método de Newton de ecuaciones no lineales, y a continuación, la velocidad de salida de gases a partir de la ecuación 2.13:

$$C = \sqrt{\left[ \int_{T_{ref}}^{T_0} C_P(T) - \int_{T_{ref}}^T C_P(T) \right]} \quad (2.17)$$

El Mach de salida es fácil obtenible a partir de la expresión 2.12:

$$M = \frac{C}{\sqrt{RT \frac{C_P(T)}{C_P(T)-R}}} \quad (2.18)$$

Por último, el gasto de salida se obtiene con la ecuación 2.11:

$$\dot{m} = C_d \frac{P}{RT} AC \quad (2.19)$$

donde  $C_d$  es el factor de forma del conducto. Para el presente análisis se ha tomado con un valor  $C_d = 0.87$ .

### 2.3.2 Flujo bloqueado

Es posible que en la operación del compresor algunas de las válvulas puedan bloquearse. De hecho en algunos casos se buscará que se bloqueen para poder analizar como opera el compresor en ese caso. Salvo la válvula que comunica los dos volúmenes, el resto podrán llegar a esta situación, cuya resolución no es secuencial. Los datos de partida para resolver el flujo son: la Temperatura y Presión de remanso,  $T_0$  y  $P_0$ , el área de garganta,  $A$ , y el Mach de salida de gases,  $M$ , que por tratarse de un flujo bloqueado se sabe que unidad. Sabiendo esto se llega a un sistema de ecuaciones algebraico

no lineal cuyas ecuaciones están acopladas entre sí:

$$\left\{ \begin{array}{l} M = \frac{C}{\sqrt{RT \frac{C_P(T)}{C_P(T)-R}}} \\ \frac{C^2}{2} = \int_{T_{ref}}^{T_0} C_P(T) dT - \int_{T_{ref}}^T C_P(T) dT \\ R \ln \frac{P_0}{P} = \int_{T_{ref}}^{T_0} \frac{C_P(T)}{T} dT - \int_{T_{ref}}^T \frac{C_P(T)}{T} dT \end{array} \right.$$

de donde obtenemos la velocidad  $C$ , y la presión y temperaturas estáticas:  $P$  y  $T$ .

El gasto se calcula nuevamente con la ecuación 2.11, de manera similar al caso anterior.

Todas estas magnitudes se pueden representar frente al tiempo, de manera que es perfectamente posible observar su evolución. A modo de ejemplo, se presentan la evolución de la Temperatura estática, el Gasto, el Mach y la Velocidad de salida de gases para nas válvulas cuyas áreas de garganta son:

- Conducto compresor(2):  $A_2=0.166 \text{ m}^2$
- Válvula unión volúmenes(4):  $A_4=0.13 \text{ m}^2$
- Válvula control(6):  $A_6=0.1 \text{ m}^2$

A su vez los volúmenes tienen las siguientes características:

- Volumen de compresor:  $V = 0.8 \text{ m}^3$ ,  $P_{ini} = 90 \text{ kPa}$ ,  $T_{ini} = 685 \text{ K}$ .
- Volumen de descarga (plenum):  $V = 2 \text{ m}^3$ ,  $P_{ini} = 70 \text{ kPa}$ ,  $T_{ini} = 685 \text{ K}$ .

Teniéndose el siguiente resultado:

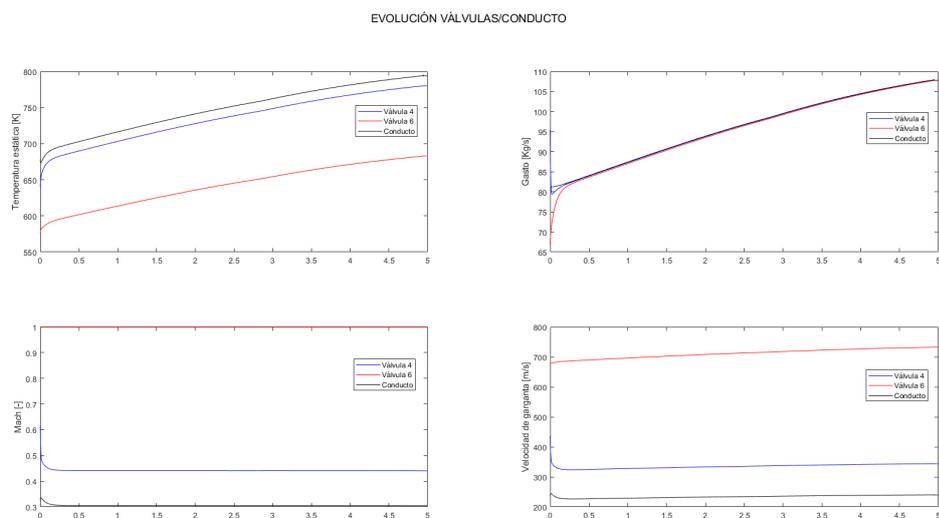


Figura 2.6 Evolución temporal obtenida de las válvulas y conducto.

donde la evolución se ha obtenido para un estudio de velocidad de giro variable del compresor. Como se puede apreciar, la salida del flujo al exterior es en todo momento supersónica, aspecto que se ha tenido en cuenta anteriormente.

## 2.4 Volúmenes de trabajo

A continuación se van a mostrar los componentes fundamentales para implementar el modelo transitorio del compresor. A su vez son pieza fundamental en los ensayos físicos en laboratorios. En nuestro modelo se van a usar dos volúmenes de control: uno asociado al volumen del compresor, que simulará la acumulación de aire dentro del mismo en funcionamiento; y otro mayor de descarga del compresor, el plenum, cuya misión es recrear los componentes aguas abajo del compresor, si este estuviera inserto dentro de un motor real. De esta manera no es necesario tener disponible todo el aerorreactor para estudiar un compresor, si no que con materiales más versátiles y sencillos se puede conseguir el mismo efecto.

Ambos volúmenes son adiabáticos y la presión, temperatura y masa dentro de ellos se considerarán uniformes en cada instante (no hay estratificación). El valor de cada volumen se obtiene según sus propios criterios. El volumen de compresor se ha tomado siguiendo la literatura disponible basada en otros ensayos computacionales de compresor[1].[2] Por su parte, la capacidad del volumen de descarga es estimativa. La relación entre los volúmenes tendrá implicaciones en el comportamiento del flujo y en la evolución temporal del mismo, lo que se verá reflejado en el análisis.

En primer lugar se empezará hablando del volumen inmediatamente después del compresor. Como ya se ha dicho, este tiene la misión de modelar la acumulación de gas dentro del propio compresor en la operación real. El flujo dentro del cada depósito estará gobernado por 3 ecuaciones diferenciales acopladas entre ellas, a saber: la ecuación de Estado del gas, en su forma diferencial y el primer principio de la termodinámica, la ecuación de la continuidad. La integración temporal de todas ellas dará la evolución de la temperatura  $T$ , la presión  $P$  y la masa  $m$  dentro del volumen, que serán variables de salida del volumen y del modelo.

Ecuación de estado y su forma diferencial:

$$P = \rho RT \quad (2.20)$$

$$\frac{dp}{dt} = [R/V](T \frac{dm}{dt} + m \frac{dT}{dt}) \quad (2.21)$$

Primer principio de la termodinámica aplicado al volumen:

$$\frac{d}{dt}[m(t)C_v(t,T)] + m_{out}(t)[h_{out}(t,T) + \frac{1}{2}C_{out}^2(t)] - m_{in}(t)[h_{in}(t,T) + \frac{1}{2}C_{in}^2(t)] = 0 \quad (2.22)$$

La tercera ecuación diferencial es la Ecuación de la continuidad de Navier-Stokes:

$$\frac{dm}{dt} = G_{in} - G_{out} \quad (2.23)$$

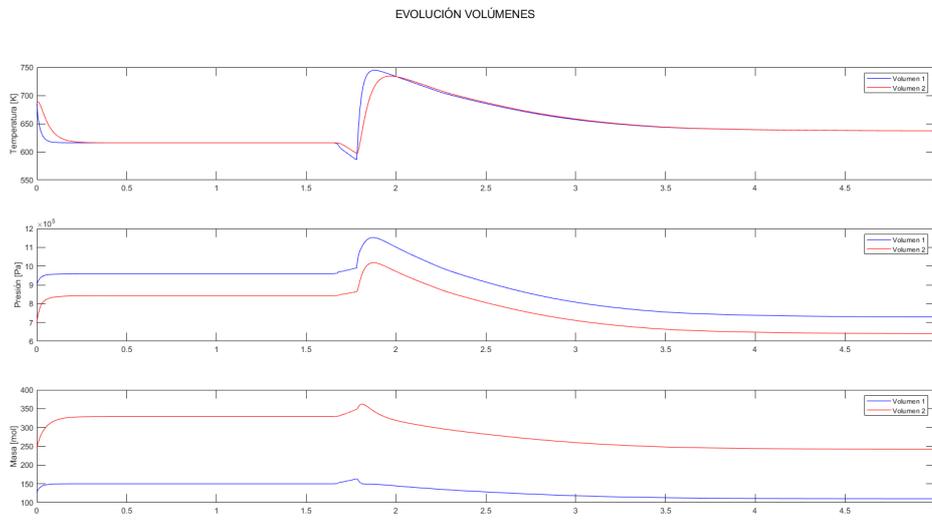
donde los subíndices *in* se refieren a la entrada al volumen y *out* a la salida, y  $G$  se refiere a Gasto. Se trabajará teniendo en cuenta que los volúmenes solo tienen una entrada y una salida.

A modo de ejemplo de la evolución de magnitudes dentro de los volúmenes, se presenta esta para la Temperatura, presión y masa dentro de cada uno, para el caso en el que el volumen de compresor tenga una capacidad  $V_{compresor} = 0.8 \text{ m}^3$ , y el volumen de plenum,  $V_{plenum} = 2 \text{ m}^3$ , con valores iniciales de  $T$  y  $P$ :

- V. Compresor:  $T_{ini} = 685 \text{ K}$ ,  $P_{ini} = 9 \text{ bar}$
- V. Plenum:  $T_{ini} = 685 \text{ K}$ ,  $P_{ini} = 7 \text{ bar}$

La masa inicial se calcula según la ecuación 2.20.

La respuesta del compresor obtenida en este caso se presenta a continuación, donde se ha aplicado un aumento a la velocidad de giro del compresor a partir del instante  $t=1,5$  segundos:



**Figura 2.7** Evolución temporal obtenida de los volúmenes de trabajo.

## 2.5 Compresor

Principal objeto de análisis y parte esencial del modelo. Su caracterización vendrá dada por los mapas de compresor, que se pueden visualizar a su vez en el Apéndice A: **Tablas de compresores**.

El compresor modifica el flujo entre la entrada 1 y su salida 2 a través de la relación de compresión  $\pi_C$  y el rendimiento  $\eta_C$ . Así, se obtiene la evolución de las presiones y temperatura de remanso:  $P_0, T_0$ .

Mediante un conducto se conecta a su volumen donde se acumula el aire que fluye a través del mismo. En el presente apartado se va a detallar cuáles son las ecuaciones que gobiernan su flujo y como tratar este elemento.



**Figura 2.8** Compresor axial.

### 2.5.1 Mapa de compresor

Un mapa de compresor es un gráfico creado para un compresor en un motor de turbina de gas. Los mapas completos se consiguen a través de los resultados en experimentos reales del propio compresor o se predicen mediante un software específico. El presente análisis se realiza con los mapas dados y no se centra sobre el modo de obtención de los mismos.

La obtención de estos mapas es fundamental para caracterizar la operación, no solo transitoria, si no permanente también de un motor basado en turbina de gas. De él se obtienen cuales son las zonas seguras para operar y cuales pueden dar lugar a inestabilidades, o zonas en las que el motor ni siquiera es capaz de arrancar. Otros elementos típicos de aerorreactores como fans o turbinas tienen a su vez mapas propios de operación, ya que se basan en el mismo principio de funcionamiento, ya sea para comprimir como este caso, o para expandir en el caso de turbinas.

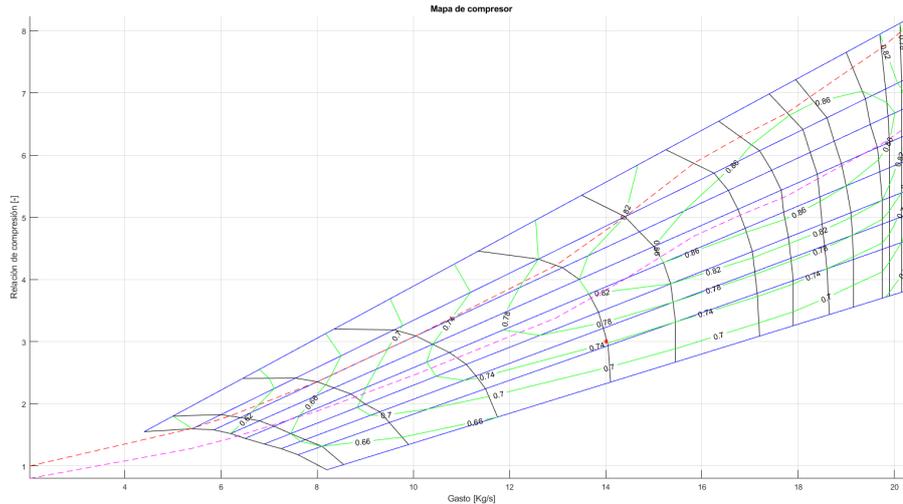


Figura 2.9 Mapa de compresor típico.

La información que se muestra en el mapa es la siguiente:

- **Gasto corregido:** En el eje de abscisas se muestra el gasto circulante por el compresor. Es típico representar el Gasto corregido para mejor comprensión del mismo a la hora de representarlo e introducirlo en el modelo.
- **Relación de compresión:** En el eje de ordenadas se representa la relación de presiones, típicamente entre presiones de remanso:  $P_{02}/P_{01}$
- **Líneas de velocidad de giro  $N_C$  cte:** Las líneas curvas verticales (negras) representan diferentes velocidades de giro del compresor.
- **Líneas de  $\beta$  cte:** El parámetro  $\beta$  no tiene sentido físico, aunque se puede asociar a la capacidad de compresión del compresor. Se representa según las líneas azules.
- **Línea de bombeo o Surge:** Límite de operabilidad estable del compresor. Representado por la línea discontinua roja.
- **Margen de seguridad de Surge:** Para garantizar que la operación del compresor no atravesará la línea de bombeo se define una zona de seguridad variable por debajo de ella que no deberá atravesarse. Viene dado por la línea discontinua morada.
- **Líneas de isorrendimiento:** Vienen dadas por las líneas verdes del compresor. Con ellas se observa el rendimiento del compresor en cada punto de diseño y de operación.
- **Punto de operación del compresor:** Indica el punto en el que se encuentra actualmente operando el compresor. Se representa a través del punto rojo. Como ejemplo, en el mapa ??, se encuentra en el punto de coordenadas  $m = 14$  y  $\pi_c = 3$ .

Para analizar las zonas por las que opera el compresor, en cada caso de análisis se representarán los sucesivos puntos de operación mediante círculos azules.

## 2.5.2 Bombeo

Cuando la operación del compresor llega a la zona denominada de Bombeo o *Surge*, el fluido dentro del compresor se inestabiliza y su comportamiento es impredecible.

Existen multitud de explicaciones acerca de las causas que provocan este fenómeno, pero la mayoría convergen en que el suceso se da cuando la energía del gas tras la compresión es igual o mayor que la que tiene el gas que se está comprimiendo. Como resultado, el gas fluye en dirección contraria al flujo determinado por el compresor, produciendo su pérdida operativa.

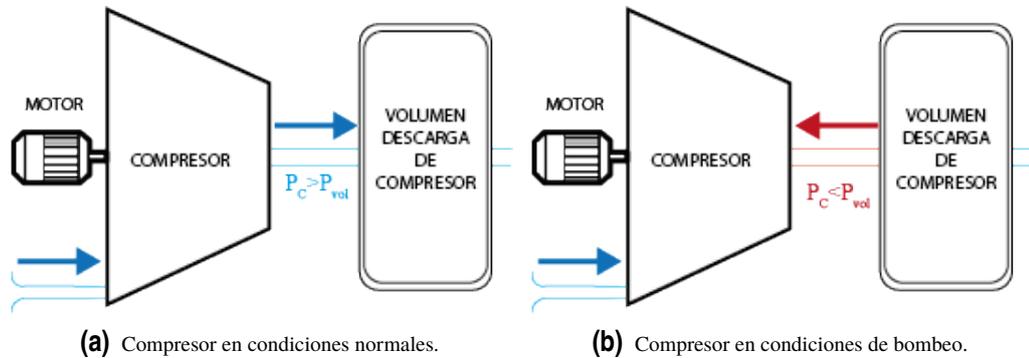


Figura 2.10 Esquema de flujo en operación normal/bombeo.

La anterior figura representa el efecto de bombeo. En condiciones normales de compresión, las presiones del elemento al que descarga el compresor son menores que las presiones del flujo que se está descargando. En condiciones de bombeo esto no se cumple, si no que la presión del fluido descargado es mayor que la del entorno en la que se encuentra. Como resultado, este fluye en dirección contraria a zonas de presiones menores, por lo que vuelve al compresor. La mezcla entre sentido de flujos provoca una operación anormal en el compresor y la pérdida de su función. Especialmente peligroso es el caso en el que al flujo dentro de cámaras de combustión de reactores le ocurra este fenómeno, pues puede hacer retroceder la llama al interior del compresor, provocando daños irreversibles en el mismo.

El efecto perdura hasta que el exceso de energía del flujo que retrocede se disipa. En ese instante el funcionamiento del compresor vuelve a niveles estables, pero siempre puede volver a caer en condiciones de bombeo. Así, **el bombeo puede volverse un fenómeno cíclico**, con frecuencia variable dependiente del diseño del compresor y los volúmenes del motor.

Las frecuencias de bombeo para compresores axiales oscilan entre los 3 y 20 segundos, y entre 1 y 5 segundos para los centrífugos.

Entre las posibles consecuencias del bombeo se encuentran:

- Anulación y posterior revisión del sistema de equilibrado del compresor, pues se generan cargas anormalmente altas que afectan a los cojinetes (sobre todo los de empuje) y los sellos.
- Amplitudes y frecuencias de vibración demasiado altas y aumento del gas en el interior del compresor como resultado.
- Pérdida del compresor e incapacidad de proporcionar las prestaciones de presiones requeridas.

Para gran parte de los compresores actuales, la sobrecarga puede resultar destructiva. Por ello, se debe evitar con especial énfasis el funcionamiento del compresor cerca de esta zona y por supuesto, detener el motor en caso de que llegue a operación crítica de bombeo, ya que puede volverse cíclico.

### 2.5.3 Punto de Diseño y escalado de los mapas

Si se tiene intención de operar en Puntos de Diseño reales que no se pueden recoger en los mapas de compresor, se pueden escalar estos para obtener el comportamiento del sistema en esas condiciones.

Este escalado se realiza a través de unos **Factores de Escalado**, que permiten transformar el rango de representación del mapa.

Dichos factores se aplican sobre las magnitudes que se han definido como fundamentales para caracterizar al compresor, o sea, sobre la Relación de compresión, el Gasto corregido y el rendimiento. Son los siguientes:

$$\text{F.E de Relación de Compresión} = \frac{\pi_c \text{ nuevo ciclo} - 1}{\pi_c \text{ generalizado} - 1}$$

$$\text{F.E de gasto corregido} = \frac{\dot{m}_c \text{ nuevo ciclo}}{\dot{m}_c \text{ ciclo generalizado}}$$

$$\text{F.E de Rendimiento} = \frac{\eta_{\text{nuevo}}}{\eta_{\text{generalizado}}}$$

El escalado varía según el rango de operaciones que se desee del compresor, siempre que sean razonables. Los valores exactos se establecerán cuando proceda.

#### 2.5.4 Variables de control

Como ya se ha comentado, el funcionamiento del compresor viene determinado a partir de sus tres variables esenciales:  $\pi_C$ ,  $\eta_C$  y  $\dot{m}_C$ . Así, el punto de operación en cada instante se obtiene resolviendo el siguiente sistema:

$$\left. \begin{aligned} \pi_C &= f_{C\pi}(\beta_C, N_C) \\ \eta_C &= f_{C\eta}(\beta_C, N_C) \\ \dot{m}_C &= f_{C\dot{m}}(\beta_C, N_C) \end{aligned} \right\}$$

Estas variables se pueden corregir y de hecho se realiza para al resolución del sistema. La corrección no es más que una adimensionalización de las variables, realizada a través de las siguientes expresiones:

$$N_C = \frac{N/N_{\text{ref}}}{\sqrt{T/T_{\text{ref}}} \sqrt{\frac{\gamma R}{\gamma_{\text{ref}} R_{\text{ref}}}}}$$

$$\dot{m}_C = \dot{m} \frac{\sqrt{T/T_{\text{ref}}} \sqrt{\frac{R\gamma_{\text{ref}}}{R_{\text{ref}}\gamma}}}{P/P_{\text{ref}}}$$

Donde las magnitudes de referencia son:

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{ref}} &= 1,4 \\ R_{\text{ref}} &= 287 \frac{J}{kgK} \\ N_{\text{ref}} &= \text{varía según caso} \\ P_{\text{ref}} &= 1\text{bar} \\ T_{\text{ref}} &= 298K \end{aligned}$$

La resolución de este sistema se hace teniendo en cuenta las variables de referencia de la segunda columna. Para ello se necesitan la presión y temperatura de remanso de entrada, y la compatibilización con el conducto de salida a través del gasto, es decir, que estas variables cumplan con los requisitos de gasto del punto de diseño. Una vez resuelto, se consigue la evolución de las magnitudes fluidas a la salida de compresor, las cuales vienen dadas por:

$$P_{02} = \pi_C P_{01}$$

$$\eta_C = \frac{\pi_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_{02}/T_{01} - 1} \implies T_{02} = T_{01} \left( 1 + \frac{\pi_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_C} \right)$$

Con todo esto, es posible obtener la variación de las magnitudes fluidas en el compresor con el tiempo. Un ejemplo de la variación de las magnitudes y del punto de operación del compresor, en caso de que se varíe la apertura de la válvula de salida, es:

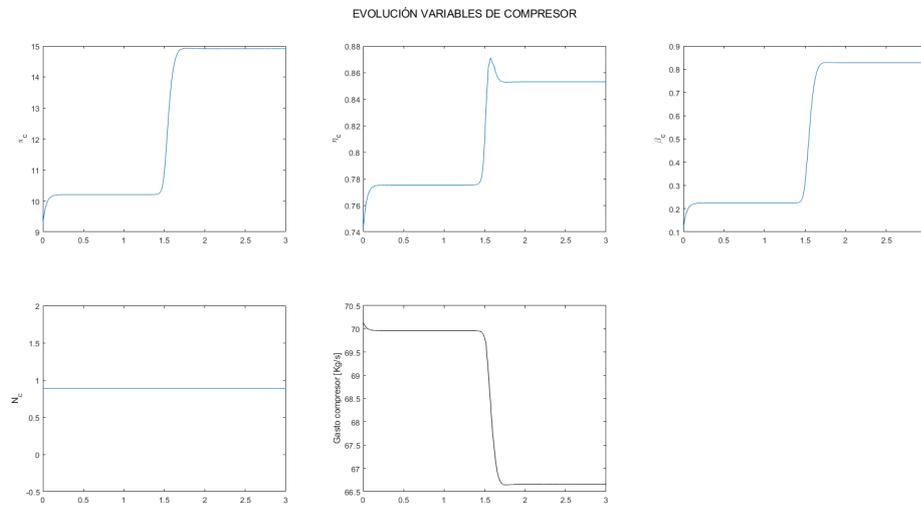


Figura 2.11 Variación de magnitudes en el compresor.

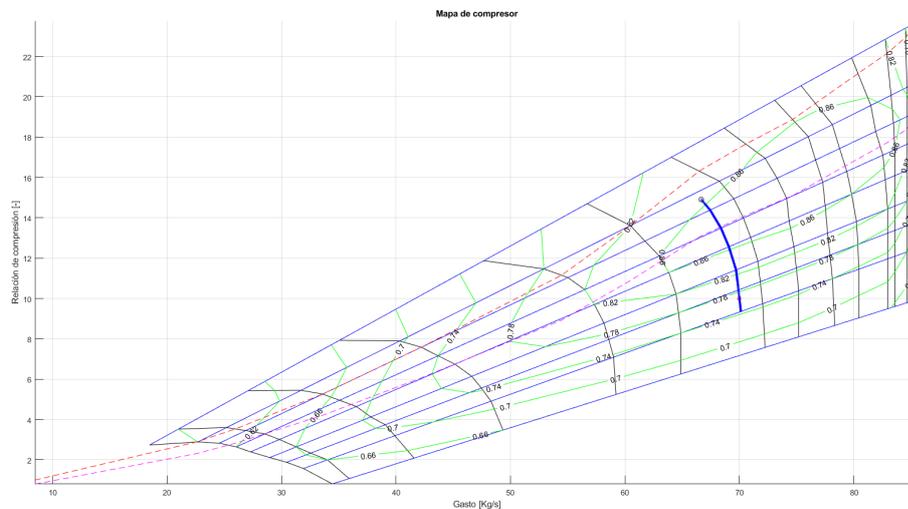


Figura 2.12 Variación del punto de diseño.

Se trata de un proceso a  $N_c$  constante en el cual se ha producido una variación en las condiciones aguas abajo del compresor, provocando así una variación en los parámetros que lo identifican. En la primera figura se representa la evolución de  $\pi_c$ ,  $\eta_c$ ,  $\beta$ ,  $N_c$  y  $m_c$  frente al tiempo. En la segunda figura, sin embargo, se puede obtener información muy valiosa, ya que se observa directamente la evolución completa en el proceso del punto de operación del compresor. en este caso, por ejemplo, hay que tener especial cuidado ya que termina en un punto próximo a la línea de bombeo. El análisis de resultados es posible a través de representaciones como esta, por lo que se usarán con asiduidad en el posterior análisis.

## 3 Resolución del modelo analítico

---

Una vez que se han expuesto las ecuaciones y las distintas partes integrantes del modelo matemático hay que implementarlo en un programa de cálculo numérico, de manera que en distintos programas se recojan estas partes y se consiga que interaccionen entre ellas de forma congruente. Además, hay que conseguir que el problema se resuelva en un tiempo razonable, si bien típicamente cuanto más tiempo deba usar el programa para calcular más exacta será la solución, no siempre puede ser conveniente ya que con un margen de error más grande, que se puede imponer, se consiguen resultados muy óptimos. Además, el hecho de que necesite más tiempo de cálculo puede estar asociado a bucles infinitos dentro de los programas que no son nada deseables.

También se van a comentar los motivos que llevan a considerar las distintas geometrías de los componentes que integran el modelo. Aunque ya se han comentado algunas (áreas de garganta), es preciso comentar también la elección de volúmenes además de repasar las áreas de válvulas.

El programa usado para la realización del modelo y las distintas simulaciones ha sido **MATLAB**. La versatilidad que ofrece dicho programa es suficiente para realizar el análisis propuesto. Para programar el modelo se han ido implementando los componentes de menor a mayor dificultad, intentando que interaccionen entre ellos cuando se daba la oportunidad. Además de testear cada programa por separado, las verdaderas pruebas se daban cuando debían interaccionar entre ellos, lo que permitía pulirlos y perfeccionarlos cuando se necesitaba. Aún así, es posible mejorar mucho más de lo que está programado el modelo, pero para los objetivos buscados cumple su cometido.

### 3.1 Programación de componentes

Antes de nada, es preciso comentar que para facilitar el cálculo de integrales embebidas en las magnitudes a calcular, como la temperatura a partir de la entalpía, se ha visto necesario construir varios programas que incluyan funciones que las calculen. Con estos se calculan los coeficientes  $a_i$  necesarios para resolver las ecuaciones 2.4. Por último, solo hay que calcular las integrales dentro de esos programas. Dado que son polinómicas, se pueden hacer analíticamente e implementar la primitiva dentro de la propia función.

Se han creado funciones para calcular:

$$C_P(T) \tag{3.1}$$

$$\int_T^{T_0} C_P(T) dT \int_T^{T_0} \frac{C_P(T)}{T} dT \tag{3.2}$$

Cada programa recoge los datos de cada gas, que son los presentados en la figura 2.2, los cuales hay que pasar a un formato útil para el programa de cálculo. Dentro de estos programas a su vez hay que introducir las fracciones molares en el aire de cada gas. Una vez recogidos todos estos datos, solo hay que calcular los coeficientes  $a_i$  de cada gas mediante una suma de cada fracción por el coeficiente correspondiente. Hecho esto, se calcular analíticamente la integral que corresponda.

### 3.1.1 Válvulas

El elemento más sencillo de programar son las válvulas, que luego servirán de conectores entre volúmenes, los cuales se programan aparte. Además, el módulo de compresor integra en sí mismo los mapas de referencia para el compresor a analizar, además de la ley de velocidad de giro del mismo.

Hay que diferenciar entre una válvula cuyo flujo esté adaptado y otra de flujo bloqueado, ya que como se ha visto las ecuaciones son diferentes. Tanto en un caso como en otro no hay más que implementar dichas ecuaciones en sendos programas, a las cuales entre los datos conocidos del problema y se obtengan las salidas que también se han comentado.

Para el caso adaptado la resolución es secuencial. Con las ecuaciones anteriores se obtienen las salidas de la siguiente manera:

$$T_{est} \rightarrow C \rightarrow M \rightarrow \dot{m} \quad (3.3)$$

Para calcular la temperatura estática hay que resolver una ecuación no lineal: 2.16. la cual se ha resuelto con el método de Newton-Raphson. Las demás ecuaciones son algebraicas y las magnitudes se pueden averiguar despejando simplemente. En el caso de la válvula 4, una de las entradas estaba asociada al área de garganta de la válvula, la cual se calcula con anterioridad para garantizar que el flujo en ningún momento sobrepasa un Mach de 0.5 aproximadamente.

Cada válvula funciona con un dato de área que también hay que introducir en los programas. Debido a la complejidad del problema íntegro, solo ha podido ser posible hallar estas áreas una vez armado todo el modelo. Probando para distintos valores de áreas en los 2 puntos se ha llegado a una convergencia en los requisitos para los siguientes valores:

$$A_2 = 0.166m^2; A_4 = 0.175m^2 \quad (3.4)$$

El área de la válvula 6 de variará según el caso de estudio.

El punto inicial para la resolución del ecuación de la temperatura estática se ha escogido lo suficientemente cerca de la temperatura de remanso, de manera que converja con rapidez.

Para el caso bloqueado la resolución no es secuencial, si no que hay que resolver el sistema 2.3.2. Dicho sistema debe programarse para que reciba los datos conocidos de entrada y devuelva las salidas buscadas. Como en el caso adaptado, el sistema se resuelve mediante el método de Newton-Raphson, con valores iniciales suficientemente cercanos a las entradas para garantizar la convergencia.

Dicho esto, queda decir que tanto la velocidad como el gasto deben corregirse para que puedan usarse tanto en el mapa de compresor como en las ecuaciones de los volúmenes. La corrección del gasto ha sido:

$$\dot{m}_c = \dot{m} \frac{\sqrt{T_0}}{P_0}; \quad (3.5)$$

Por su parte la velocidad, calculada mediante el procedimiento anterior tiene unidades de  $\frac{m}{s} \sqrt{Kg/mol}$ , por lo que debe re-expresarse en unidades del Sistema Internacional. Para ello hay que crear otro archivo de conversión de unidades, en el que se incluyan tanto las masas molares de los gases que

integran el aire como sus fracciones molares. La conversión se realiza sumando las multiplicaciones de estas masas por sus fracciones correspondientes, y esta cantidad se debe multiplicar a la magnitud a convertir.

El proceso inverso se puede conseguir de igual forma, salvo que en lugar de multiplicar se debe dividir.

### 3.1.2 Volúmenes

El apartado dedicado a volúmenes es un poco más complejo, dado que por un lado hay que conseguir implementar las ecuaciones diferenciales que gobiernan el flujo dentro de ellos por un lado, y conectarlos entre sí y al compresor mediante las válvulas.

Cabe decir que la implementación del volumen será el elemento principal de implementación del modelo, después del compresor. Es más, hay que decir con respecto a la integración volumen-compresor que hay dos modos de usar el bloque conjunto: uno, para dimensionar los volúmenes y válvula de salida de manera que el modelo tenga las dimensiones correctas para que en el régimen permanente se obtenga el punto de diseño buscado, y otro modo de uso que consiste en el funcionamiento transitorio del modelo completo. Para ello, hay que introducir en el programa los datos que se obtengan del dimensionamiento previo.

Más allá de eso, la implementación de los volúmenes comienza por introducir valores iniciales del ambiente y de las capacidades de los volúmenes. Tal y como se ha explicado anteriormente, la relación entre estos volúmenes se han obtenido de manera que no haya oscilaciones de magnitudes dentro de ellos.

Con los datos iniciales de presión, temperatura y masa dentro de los volúmenes se puede resolver el paquete de ecuaciones diferenciales que gobiernan el flujo, o sea, las ecuaciones 2.21, 2.22 y 2.23, para lo que se ha usado el método de Runge-Kutta, que en el programa usado (MATLAB) viene dado por el comando *ode45*. Es importante tener en cuenta que las magnitudes dentro del volumen dependen del tiempo, por lo que hay que modificar las variables de entrada al volumen en cada instante según lo que se vaya obteniendo del compresor en cada instante.

Para calcular la evolución dentro de los volúmenes, hay que integrar todas las ecuaciones de los 2 volúmenes al mismo tiempo. Llegados a este punto hay que tener especial cuidado a la hora de entrar la resolución de las ecuaciones diferenciales, ya que el sentido del flujo condiciona la solución. Por ello, antes de entrar, hay que integrar las válvulas a los volúmenes y calcular las magnitudes que se dan en ellas. Una vez calculadas, hay que compararlas con las que se tienen dentro del volumen y de esta forma discernir si el conducto o la válvula correspondiente actúa como entrada o como salida. Según cada caso, se debe entrar en las ecuaciones diferenciales con el sentido de flujo adecuado en cada volumen, y de esa forma obtener las magnitudes reales dentro de los mismos.

Las ecuaciones que gobiernan el sentido de flujo en los depósitos varían según qué caso se esté dando en cada instante. Así, para el volumen de compresor por ejemplo tenemos 4 formas de definir las ecuaciones de flujo, dependiendo de si hay 2 entradas, 2 salidas, una entrada por el conducto y una salida por la válvula conectora, o una salida por el conducto y una entrada por la válvula conectora.

Como magnitudes de salida, se obtienen la evolución temporal de la presión, temperatura y masa dentro de ellos, además de la evolución en cada válvula, lo cual permite saber si en algún momento se ha invertido el flujo en el proceso, lo que llevaría a pensar que se ha producido una fuerte inestabilidad en el compresor debida al bombeo, por ejemplo.

### 3.1.3 Compresor: dimensionamiento del mapa y geometría en base al punto de diseño

Merece una sección aparte el tratamiento del compresor, ya que su complejidad es algo mayor al resto de componentes y su integración también.

El tratamiento del compresor parte de su mapa. Dentro de este se encontrará el punto de diseño con el que se trabajará. Dicho punto de diseño variará según el caso de análisis y el compresor debe adaptarse a él mediante el **dimensionado** del mismo, el cual se realiza mediante el diagrama de flujo que se presenta a continuación:

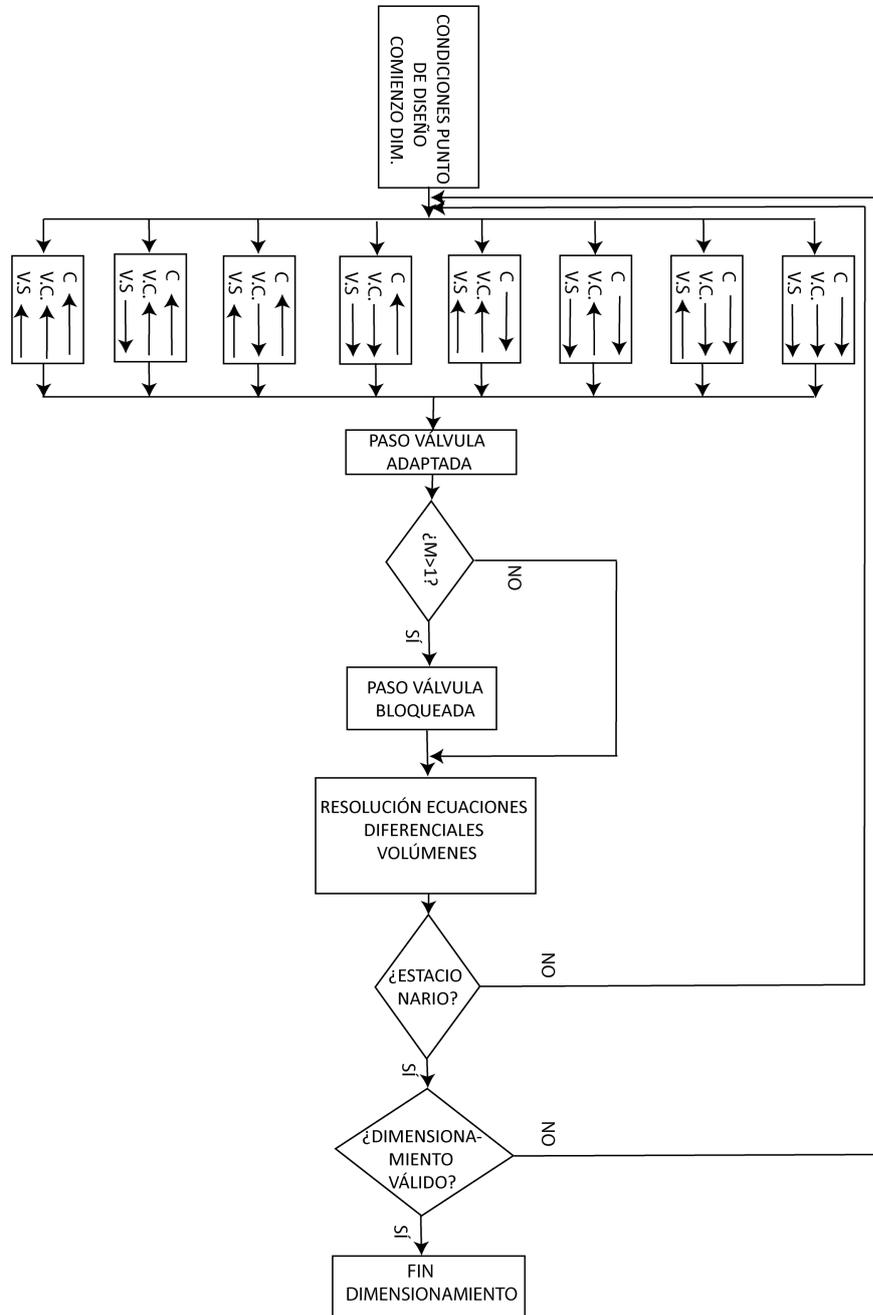


Figura 3.1 Diagrama de flujo del proceso de dimensionamiento.

A su vez, se deben hacer uso de las variables de control que se ha definido en su momento. Estas son: la relación de compresión ( $\Pi_C$ ), el rendimiento del compresor ( $\eta_C$ ) y el gasto que lo atraviesa ( $\dot{m}_C$ ). Dichas variables se deben obtener interpolando de los propios mapas de compresor a partir del sistema de ecuaciones del apartado 2.5.4.

Con este dimensionamiento lo que se busca es, por un lado, conseguir los valores de presión y temperatura iniciales en los volúmenes, y por otro conseguir la dimensión de área de salida adecuada para que el sistema evolucione hacia el punto de diseño. Es decir, obtener las dimensiones de los parámetros del modelo adecuados en régimen permanente del compresor.

Así, para el análisis deben tenerse dos paquetes de programas distintos: uno para dimensionar adecuadamente el modelo, y otro para poner en marcha el análisis, a partir de los datos obtenidos en el dimensionamiento.

Al presente programa se entra con los valores de la atmósfera ambiente, con los factores de escalado convenientes para poder conseguir un mapa razonable, y el punto de diseño en el lugar deseado del mapa. A su vez, el punto de diseño debe ser entrada. Así, el programa empieza por calcular las magnitudes  $\beta$ ,  $N_C$  del compresor a partir de la relación de presiones y gasto del compresor. Dichas ecuaciones son las dos primeras del sistema del apartado 2.5.4. Dichas ecuaciones se resuelven aplicando el método de Newton-Raphson ya que no son lineales. Es más, la solución debe hallarse interpolando en las tablas de datos de compresor. El rendimiento se halla con la tercera ecuación del sistema, interpolando directamente en los mapas con los datos de  $\beta$  y  $N_C$ .

Una vez obtenidos estos valores, se puede calcular la temperatura y presión de remanso tras el compresor a través de las siguientes expresiones:

$$P_{02} = \Pi_C P_{01} \quad (3.6)$$

$$T_{02} = T_{01} \left( 1 + \frac{\Pi_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_C} \right) \quad (3.7)$$

Las mismas expresiones que se indicaron en el apartado 2.5.4. El valor del área de válvula de salida debe modificarse en este programa hasta conseguir los valores de gasto y Mach requeridos en todos los componentes. Se trata de un proceso iterativo que debe realizarse en cada caso de análisis.

Calcular estos valores es una tarea que debe realizarse una vez integradas todas las partes del modelo. La temperatura y presión que se hallen influyen sobre el resto de componentes y por supuesto sobre la evolución de los mismos. Así, tras analizar la evolución dados esos valores de T y P tras el compresor se pueden hallar los valores finales de presión y temperatura en los volúmenes, que a su vez serán los iniciales en el proceso de análisis.

Cabe decir que, con intención de acortar el tiempo de cálculo, se ha decidido implantar una condición de parada del sistema una vez que se llegue al régimen estacionario. Esta condición se ha llevado a cabo mediante la función *Events*, según la cual se impone que, si el valor obtenido entre la iteración anterior y el actual difieren menos de un valor de tolerancia, se considera que el sistema ha dejado de variar y se detiene su funcionamiento.

Una vez conseguidos los valores de presión, temperatura iniciales de los volúmenes y área de la válvula, se puede comenzar el análisis transitorio del compresor.

#### 3.1.4 Compresor: evolución transitoria ante una perturbación en la velocidad de giro

Con los valores de temperatura, presión y área anteriores, llegamos al paquete de programas que implementa el análisis transitorio íntegramente.

Dicho programa sigue una estructura similar al anterior: recibe los Factores de Escalado, el punto de diseño y lee los mapas de compresores para situar el punto de diseño en ellos, los valores de la presión y temperatura en régimen permanente de volúmenes y el área de salida necesario. Una vez recibidos también los valores de gasto y relación de presiones iniciales, calcula los valores de  $\beta$ , velocidad de giro y rendimiento iniciales. Con todos estos datos, el programa entra a resolver la temperatura y presión tras el compresor ( $T_{02}$  y  $P_{02}$ ), de manera análoga al caso anterior. Sin embargo, estos valores variarán a lo largo de la evolución, no como en el dimensionamiento, donde

permanecían constantes y se hallaba la evolución del sistema para estos valores.

Igual que antes, aunque no se explicitara, el programa calcula la evolución de volúmenes y válvulas mediante el método ya explicado para cada componente. En este momento entra en juego toda la casuística relacionada con el sentido de flujo en las válvulas que se detalla en el diagrama de flujo y con ellas se obtienen en cada instante las magnitudes necesarias de interés.

Una vez resuelto el flujo se puede representar todas las magnitudes deseadas con respecto al tiempo. También se puede representar la evolución del punto de diseño en el mapa de compresor en toda la transición. De esta manera se puede ver gráficamente si en algún momento el compresor entra en la zona de bombeo o sufre algún tipo de variación no contemplada. Resultará muy útil más adelante esta representación.

También se puede representar la variación de las variables de control en el compresor, pero no serán tan ilustrativas como la representación en el mapa.

Dentro de este análisis se aplicará una ley de velocidad de giro variable. Dicha ley puede tener muchas formas y expresiones, pero se ha elegido en concreto una ley de variación típica en ensayos: un escalón. Sin embargo, físicamente es imposible conseguir un escalón perfecto, pues en la realidad ningún motor varía sus magnitudes de manera repentina. Por ello, se ha decidido implementar una ley matemática muy similar al escalón, que además permite variar su variación, de manera que puede ser más lenta o más rápida. Dicha ley es la **Sigmoide**, y tiene la siguiente expresión:

$$S(x) = \frac{1}{1 + e^{-x}} \quad (3.8)$$

Dicha función tiene la siguiente representación

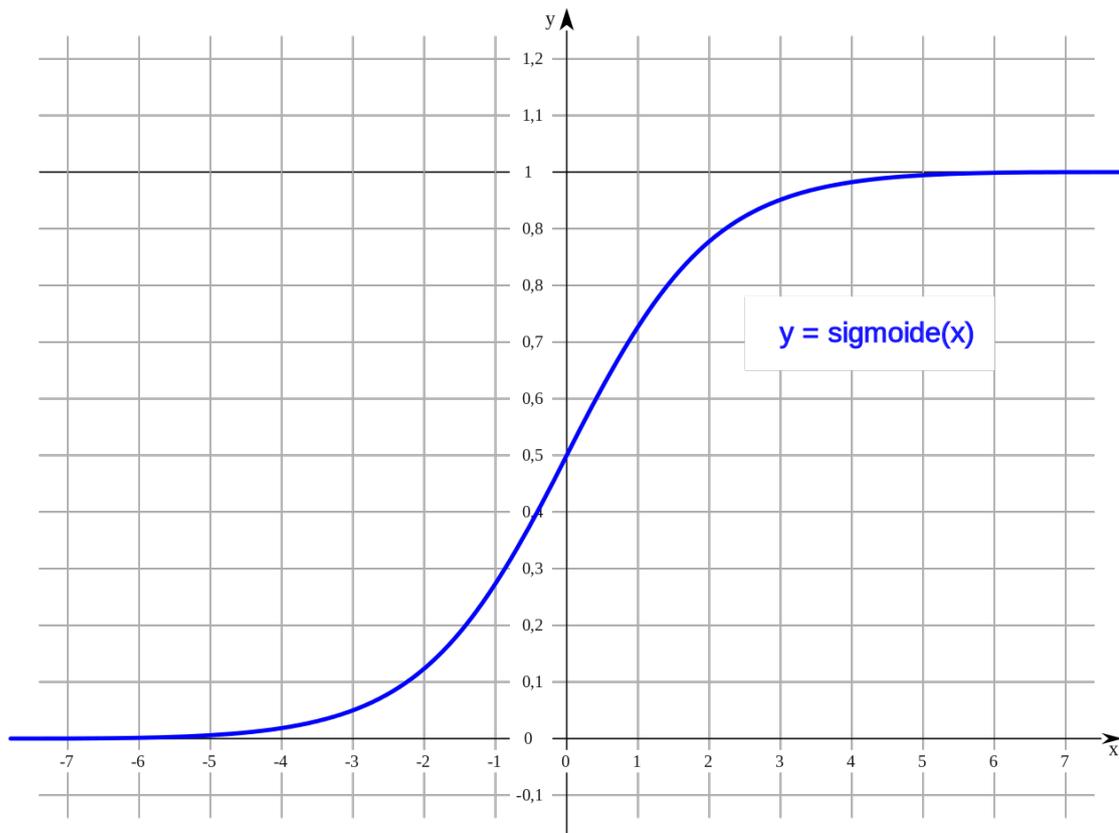


Figura 3.2 Función Sigmoide.

Dicha función se puede parametrizar de forma que su pendiente sea mayor o menor, además de poder desplazarla en el tiempo para que se de en el momento en el que se desee. Dicha expresión parametrizada es:

$$S(t) = \frac{1}{1 + e^{-a(t-c)}} \quad (3.9)$$

donde:

- **a** es el factor de la pendiente de la sigmoide. Cuanto mayor sea *a* mayor será la pendiente de la sigmoide y más se parecerá a un escalón. Será interesante para analizar en cuanto tiempo se estabiliza el compresor.
- **c** hace referencia al tiempo en el que la función se encuentra a la mitad de su evolución. Será interesante para ver en qué momento se empieza a dar la variación en el compresor.

Con esto, se puede implementar la ley de variación de velocidad de giro. Impuesta una velocidad de giro inicial y final, la ley matemática que regula el giro del compresor es:

$$N_C(t) = N_{C_{ini}} + \frac{N_{C_{fin}} - N_{C_{ini}}}{1 + e^{-a(t-c)}} \quad (3.10)$$

cuya variación es análoga a la figura 3.2.

El modelo necesitará que en la ley de giro entre el valor obtenido a su vez del dimensionamiento anterior para que haya una variación coherente. En cada instante se tomará un valor de la velocidad de giro y con ella se calcularán todas las magnitudes de salida del compresor.



## **Parte II**

# **ANÁLISIS DEL RÉGIMEN TRANSITORIO**



# Introducción

---

En esta parte del documento se presentará el análisis de la operación transitoria del compresor. Para ello, se someterá como ya se ha comentado varias veces el compresor a una variación en su velocidad de giro. Para poder obtener resultados lo más amplios posibles, se somete el compresor a variaciones en 3 regímenes de giro distintos: a alta velocidad de giro, a velocidades medias de giro y a bajas velocidades de giro.

En cada uno de ellos se analizará el comportamiento del mismo frente a una variación abrupta de la variación de velocidad y a una variación mucho más suave. Para obtener aún más resultados, se harán frente a un aumento de la velocidad de giro y frente a una disminución.

Para obtener una idea de la variación de la velocidad de giro hay que definir una velocidad de referencia de giro:  $N_{ref}$ , que se elige según el mapa a tratar. Para el que se ha presentado, se escoge una velocidad de referencia cercana a los valores nominales de compresores usuales:

$$N_{ref} = 10000\text{rpm}$$

Aunque en los programas del modelo hay que entrar con la velocidad de giro ya corregida (adimensionalizada), resulta poco visual mostrar los resultados para variaciones de la velocidad adimensional, por lo que se mostrarán para la velocidad de referencia anterior. Recordando la corrección de la velocidad de giro:

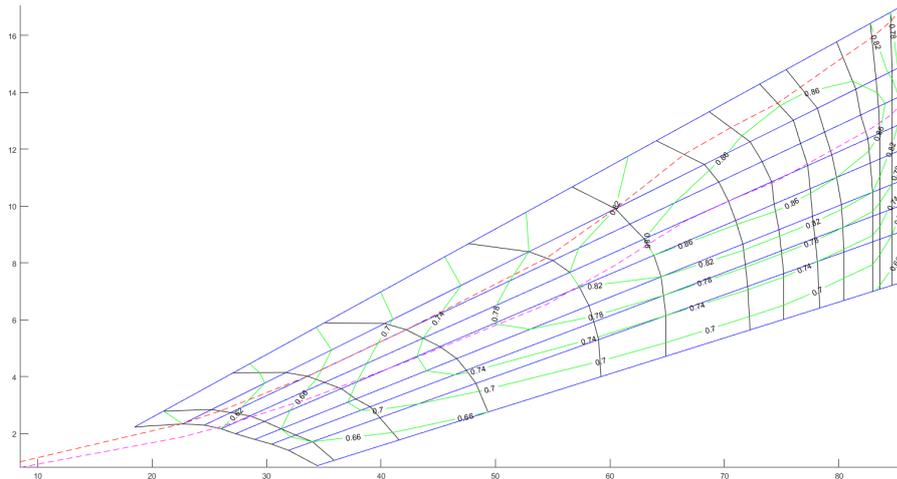
$$N_C = \frac{\frac{N}{N_{ref}}}{\sqrt{\frac{T}{T_{ref}} \sqrt{\frac{\gamma R}{\gamma_{ref} R_{ref}}}}} \quad (3.11)$$

donde las demás magnitudes de referencia ya se definieron en su momento.

Además de esto, hay que determinar el escalado del mapa de compresor. El escalado se ha tomado teniendo en cuenta valores coherentes del gasto y de la relación de compresión que puede alcanzar un compresor usual, de manera que los puntos de diseño que se escogerán sean lo más realistas posibles. El escalado tomado para el mapa ha sido:

$$\text{F.E. Gasto} = 4.2; \text{ F.E. } \Pi_C = 2.22 \quad (3.12)$$

Con lo que el mapa sobre el que se va a trabajar será el siguiente:



**Figura 3.3** Mapa de compresor.

Donde se pueden apreciar los valores de gasto y relación de presiones límites.

Los valores del punto de diseño se detallarán en cada análisis, pero si que podemos adelantar que más allá de los análisis ya comentados es interesante observar el comportamiento del compresor frente a variaciones que no solo tengan que ver con la velocidad de giro. Así, como última etapa del análisis se realizará otro de Análisis de Sensibilidad complementario, donde se someterá al compresor a variaciones:

- No solo en la velocidad de giro, si no **también en la apertura de la válvula de salida**: Así, el análisis se realizará frente a dos variaciones simultáneas.
- **Análisis frente a variaciones en el volumen de descarga**: ya que el volumen de compresor es invariable por ser intrínseco al mismo.
- **Análisis del comportamiento del compresor a distinta altura**: así, se considerará el caso en el que el compresor pueda estar operando a una altitud de 10000 metros.
- **Respuesta frente a otras leyes de giro**: para observar el comportamiento del compresor frente a otras operaciones un poco más complejas.

De esta forma se obtiene una idea más o menos completa de la capacidad de operación del compresor. Aunque en cada caso se intentarán hacer observaciones más o menos someras, al término de cada caso de análisis se hará una descripción de los resultados obtenidos. Por último, se dedicará un apartado propio a plasmar las conclusiones más importantes que se hayan deducido.

## 4 Repuesta ante variaciones a altas velocidades de giro

---

Este capítulo está dedicado al primer caso de análisis: a altas velocidades de giro.

Una vez que se ha definido los escalados y la velocidad de referencia, es momento de elegir un Punto de Diseño adecuado en este régimen. Como se dijo en la primera parte, antes de comenzar el análisis, hay que dimensionar el compresor para que el análisis se haga cuando el compresor se encuentra en régimen permanente. Entonces se aplica la perturbación, que se expondrá a continuación.

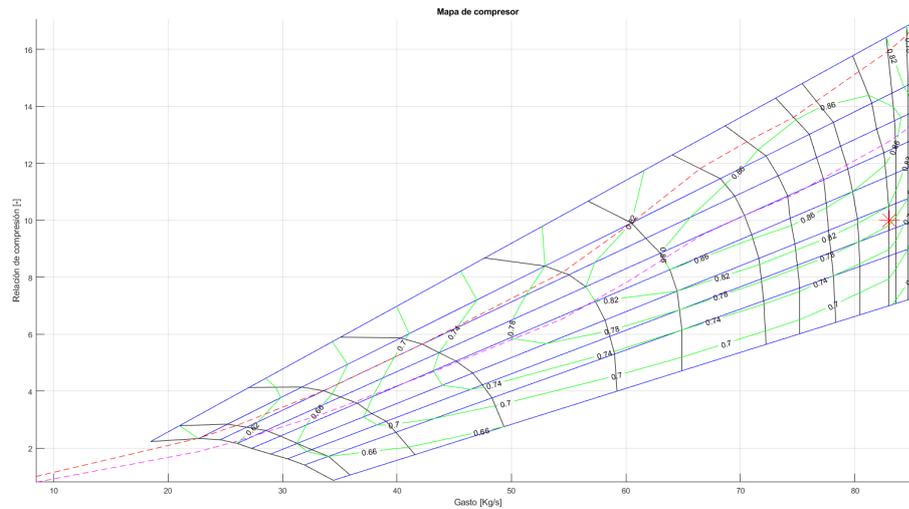
El Punto se ha elegido de manera que quede lo suficientemente lejos de la zona de seguridad de bombeo, pero sin disminuir en demasía la capacidad de compresión del compresor, pues entonces no sería útil operar en el mismo.

El Punto de Diseño elegido es el siguiente:

**Tabla 4.1** gasto y relación de presiones en punto de diseño a N altas.

Gasto (Kg/s)	Relación de presiones (-)
83	10

Este punto tiene la siguiente localización el mapa:



**Figura 4.1** Punto de Diseño en altos regímenes de giro.

Representado por el punto rojo.

Con este punto hay que dimensionar el modelo para que cumpla con los requisitos exigidos para cada componente del mismo. Hay que variar el área de salida del modelo para que en régimen permanente el compresor ceda los 83 Kg/s de gasto que se han impuesto. Así, probando para distintas áreas de salida se llega a una que permite que el gasto sea muy cercano al requerido. Dicha área de salida ha resultado ser  $A_6 = 9.65 \cdot 10^{-2} m^2$ .

A su vez, las condiciones en régimen permanente de los depósitos han resultado ser:

- Volumen de compresor:  $T_{ini} = 649 K$ ,  $P_{ini} = 936096 Pa$ .
- Volumen de descarga:  $T_{ini} = 649 K$ ,  $P_{ini} = 874049 Pa$ .

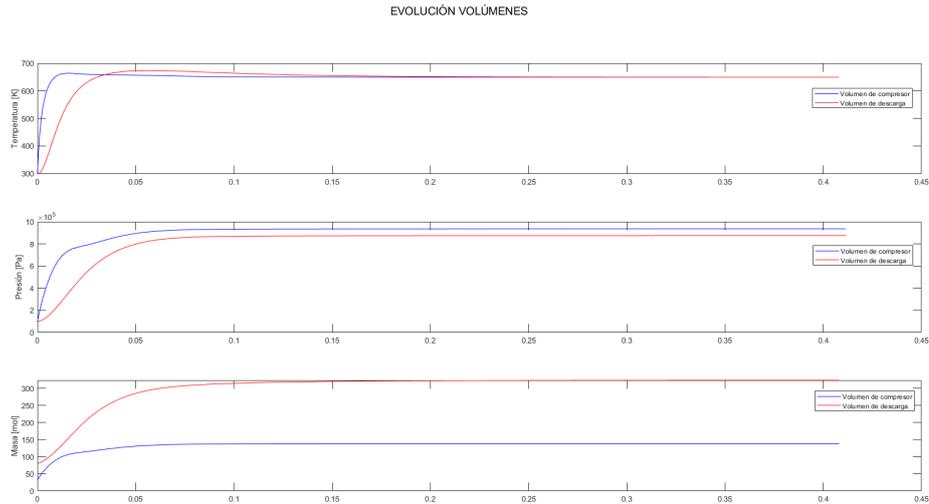
Por otra parte, se ha obtenido una velocidad de giro adimensional tal que:

$$N_{C_{ini}} = 0.98158$$

transformando a rpm teniendo en cuenta la velocidad de giro de referencia  $N_{ref}$  se obtiene:

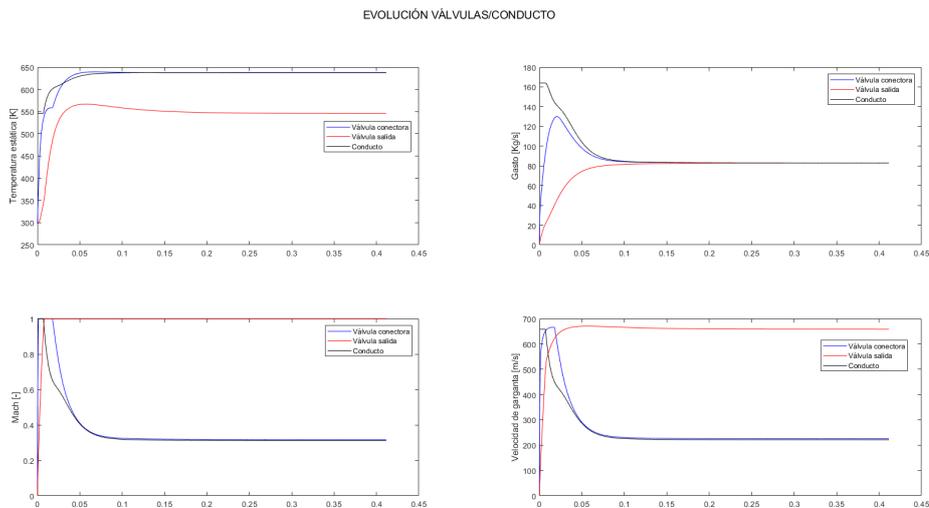
$$N = 14484.53 \text{rpm}$$

La evolución de estas magnitudes hasta el estacionario se puede ver en las siguientes representaciones, primero para los volúmenes, donde se representan (de arriba a abajo): la temperatura en su interior, la presión en su interior y la masa de aire dentro de los mismos:



**Figura 4.2** Transición a permanente de volúmenes.

Y también la evolución de las magnitudes en las válvulas. De izquierda a derecha y de arriba a abajo se representan: la Temperatura estática de cada garganta, el gasto circulante por ellas, el número de Mach en las mismas y la velocidad de salida de gases.



**Figura 4.3** Transición a permanente de las válvulas.

Se aprecia que efectivamente todas las válvulas convergen a un mismo valor de gasto, que es el impuesto en esta operación.

Con todo esto, es momento de aplicar las variaciones. En primer lugar, se va a implementar una variación consistente en una disminución de la velocidad de giro. El valor final de la velocidad de giro es:  $N_{fin} = 10477 \text{ rpm}$ . Así, hay una disminución de casi 4000 rpm.

A la hora de presentar los resultados

## 4.1 Disminución de velocidad

En primer lugar se va a mostrar la variación ante una variación abrupta de dicha velocidad. Atendiendo a la ley impuesta de velocidad, esta se ha aplicado haciendo que sea lo más parecida posible a un escalón, por lo que el coeficiente de pendiente es:  $a = 30$  y se aplica a los 5 segundos de simulación, o sea,  $c = 5$ . Una vez implementada y simulada, se ha obtenido la siguiente evolución del punto de operación:

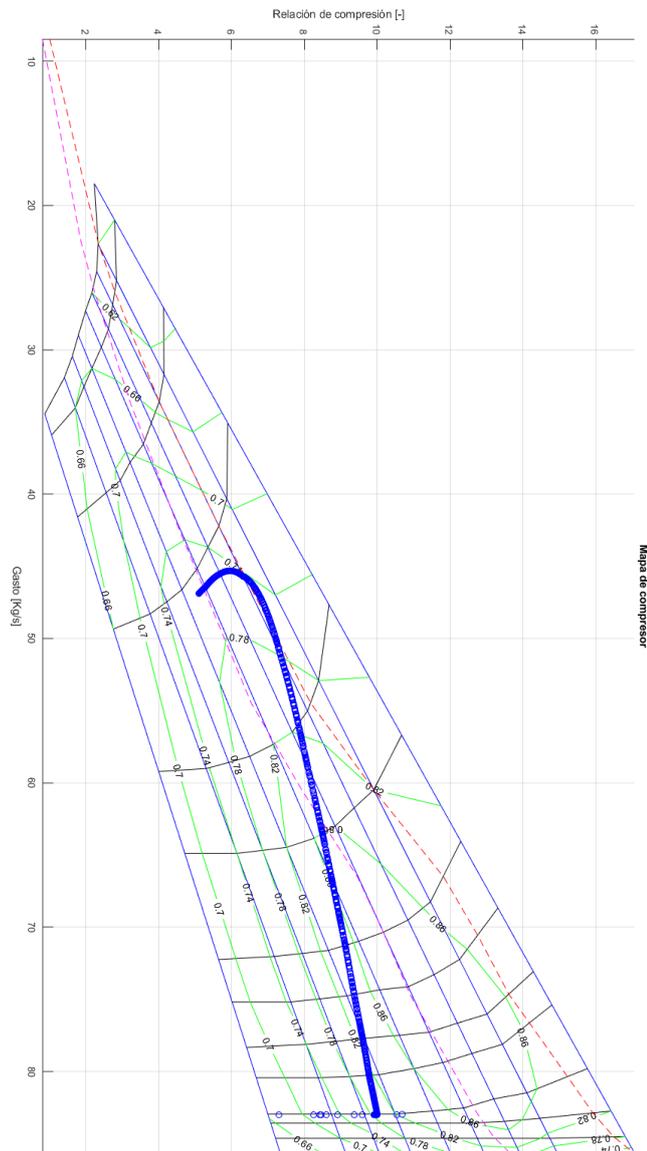
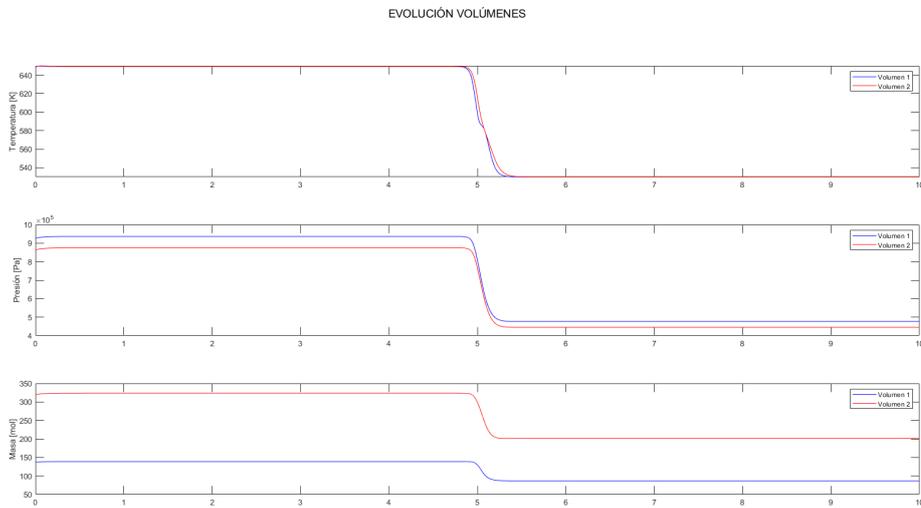


Figura 4.4 Recorrido del punto de operación.

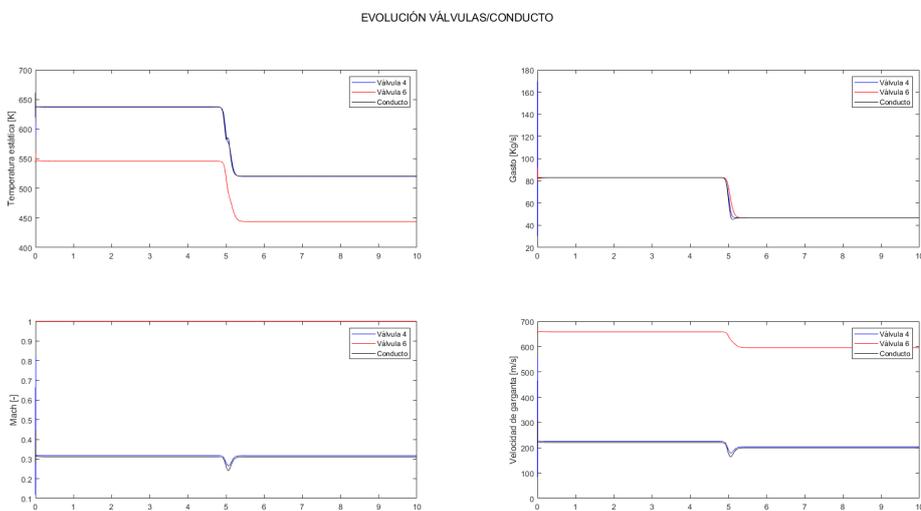
El recorrido del punto viene dada por la sucesión de círculos azules. Como se observa, la evolución atraviesa zonas no deseadas.

Igual que antes, se pueden mostrar cuál ha sido la evolución temporal de las magnitudes dentro de los volúmenes y válvulas en este proceso.



**Figura 4.5** Evolución temporal de volúmenes frente a variación abrupta a N altas.

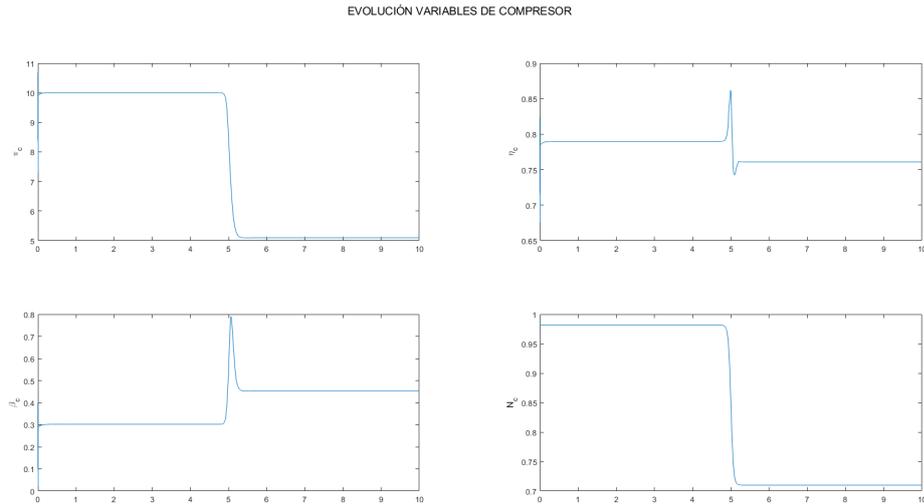
Como era de esperar, la variación de las magnitudes fluidas en los volúmenes ha sido abrupta.



**Figura 4.6** Evolución temporal de válvulas frente a variación abrupta a N altas.

La evolución de las magnitudes en las válvulas también han sufrido variaciones más o menos extremas. Hay que destacar la disminución momentánea del número de Mach (y por tanto la velocidad de gases) en el instante en el que se daba la disminución.

por último, es interesante observar también cuál ha sido la evolución de los parámetro característicos del compresor en el proceso:

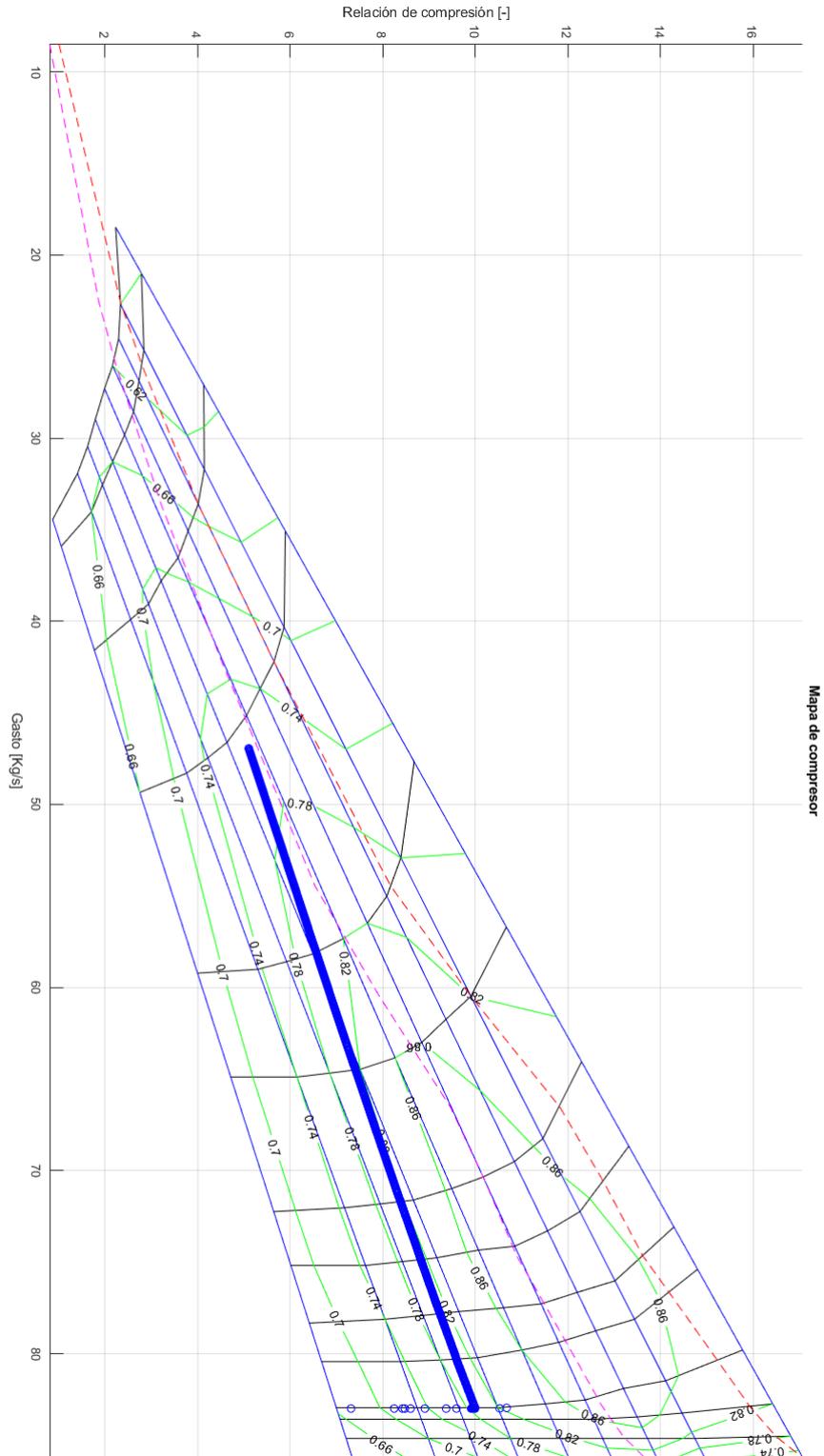


**Figura 4.7** Evolución temporal de parámetros del compresor.

Donde se ha representado, de izquierda a derecha y de arriba a abajo: la relación de compresión, el rendimiento del compresor, el parámetro  $\beta$  y la ley de variación de velocidad de giro. Resulta interesante observar la variación que ha sufrido el rendimiento del compresor.

Una vez observado el caso en que la variación es rápida, queda por ver el caso en el que la variación es suave. Para implementar este caso en la ley de velocidades solo hay que atender a los coeficientes  $a$  y  $c$ . Para este caso, y para todos los siguientes donde haya que aplicar una variación lenta de la velocidad de giro, se toma como coeficiente de pendiente:  $a = 1$ , de manera que, al ser una variación que va a llevar más tiempo en completarse y el sistema en alcanzar un estado permanente otra vez, primero se prolonga el tiempo de simulación a 15 segundos, y luego se aplica esta variación de manera que la mitad de la misma se alcance a los 7.5 segundos, por lo que  $c = 7.5$ .

De igual forma que en el caso anterior, se presenta por un lado la variación sufrida por el punto de operación en este proceso:



Mapa de compresor

Figura 4.8 Recorrido del punto de operación.

Como observación, en este caso el punto de operación no atraviesa zonas peligrosas para el diseño, si no que la evolución es aproximadamente lineal. La evolución en los depósitos obtenida ha sido:

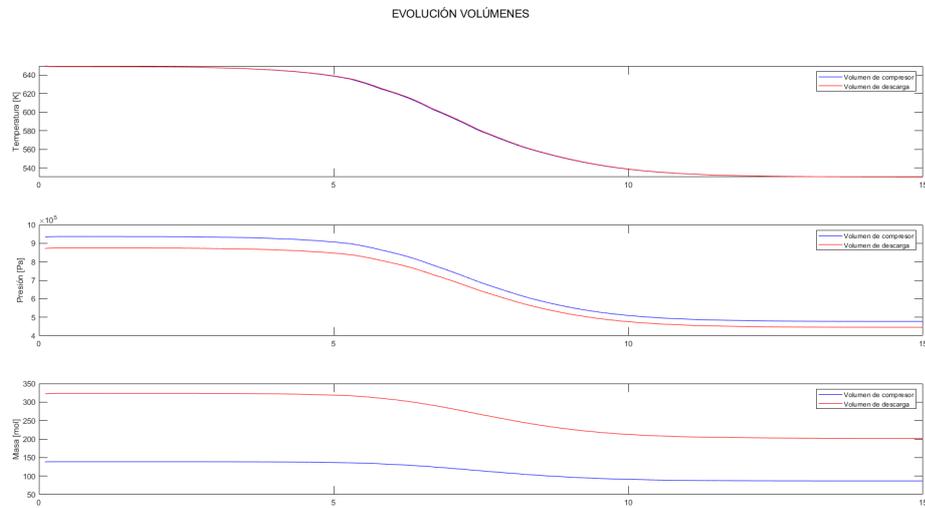


Figura 4.9 Evolución temporal de los volúmenes frente a variación suave a N altas.

Y para los depósitos se muestran igual que antes:

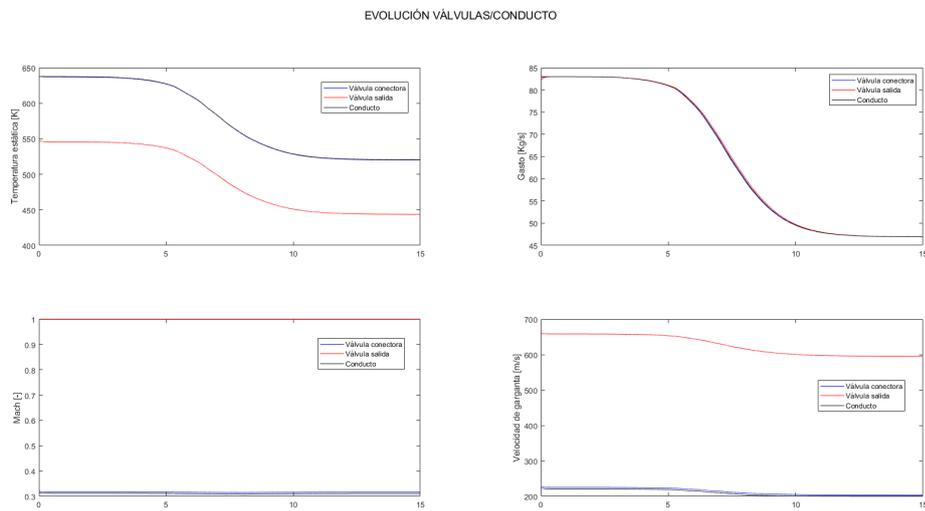
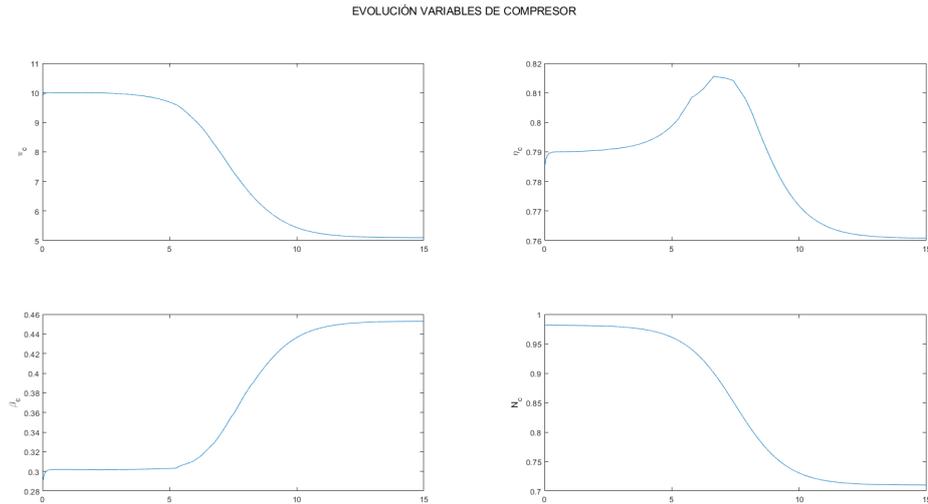


Figura 4.10 Evolución temporal de las válvulas frente a variación suave a N altas.

y por último, la variación de parámetros del compresor:



**Figura 4.11** Evolución temporal de parámetros del compresor frente a variación suave a  $N$  altas.

Por supuesto se observan diferencias con respecto al caso anterior, siendo la más notable quizás la del rendimiento.

Como resultado de este análisis se puede deducir la peligrosidad que tiene una variación abrupta de la velocidad de giro. Si es lo suficientemente rápida puede provocar la entrada del compresor en condiciones de bombeo, con lo que se debe tener especial cuidado a la hora de variar  $N$ . Por otra parte, vemos que en el caso suave apenas se llega a tocar dicha zona, teniéndose además un comportamiento lineal del punto de operación.

A parte, esto tiene consecuencias en el rendimiento del compresor, pues se observa que para el caso de variación rápida el rendimiento sufre un pico de disminución que el caso suave no se observa, lo que afecta a las propiedades del fluido dentro del compresor y provocar posibles daños.

## 4.2 Aumento de velocidad

Una vez planteado el análisis para una disminución de velocidades, queda por ver el efecto de un aumento de la misma. Dado que el Punto de Diseño está cerca del límite de datos obtenidos en el mapa, el aumento no podrá tener la misma magnitud que la disminución ya que además el programa de cálculo falla, pero será lo suficiente como para obtener resultados. La velocidad de giro final es:  $N_{fin} = 15495 \text{ rpm}$ , con lo que la variación es de alrededor de 1000 rpm.

De igual forma que en el apartado anterior, se presenta primero la evolución temporal frente a una variación rápida, y tras ello la evolución frente a variación suave.

Empezando por el cambio abrupto, se obtiene la siguiente evolución del punto de diseño sobre el mapa:

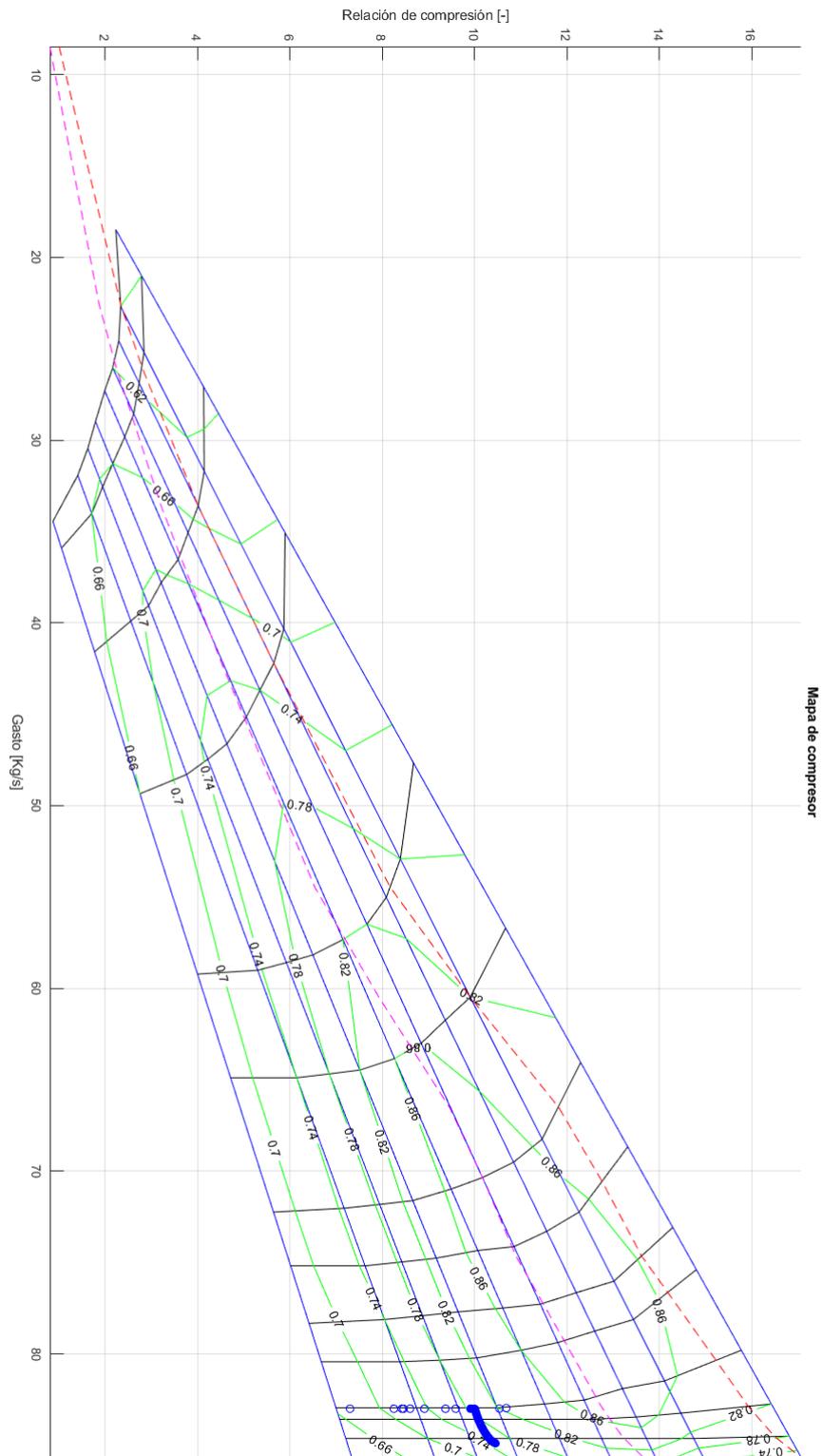


Figura 4.12 Recorrido del punto de operación.

Por supuesto es menor que en el caso anterior. Aún así, es posible observar que la variación no es lineal.

Respecto a los volúmenes, válvulas y compresor se ha obtenido:

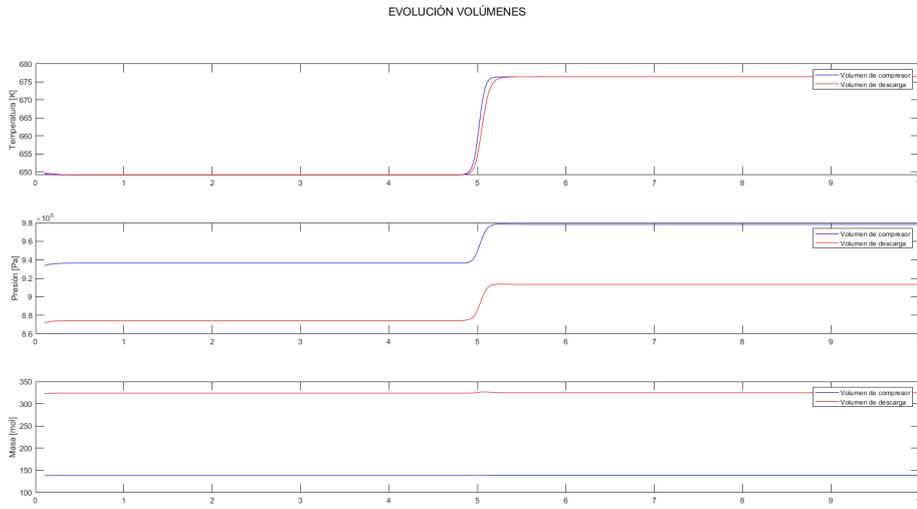


Figura 4.13 Evolución temporal de los volúmenes frente a variación abrupta a N altas.

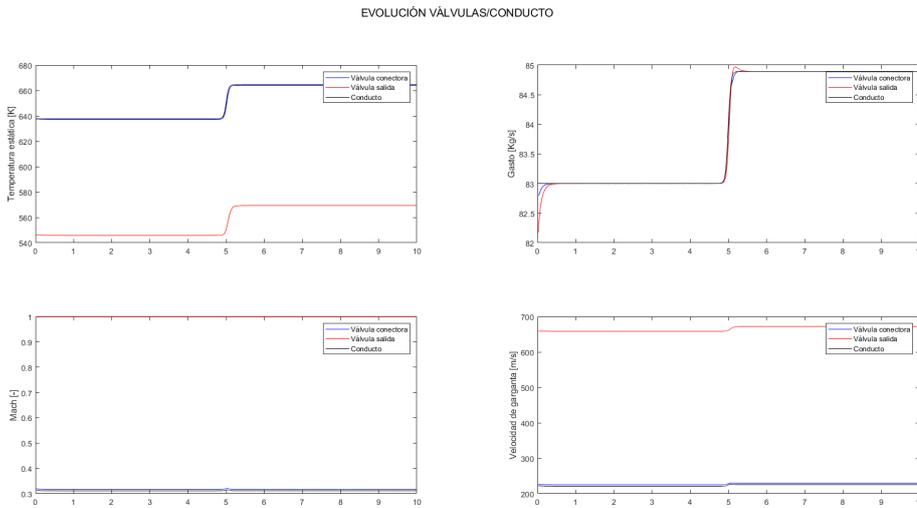
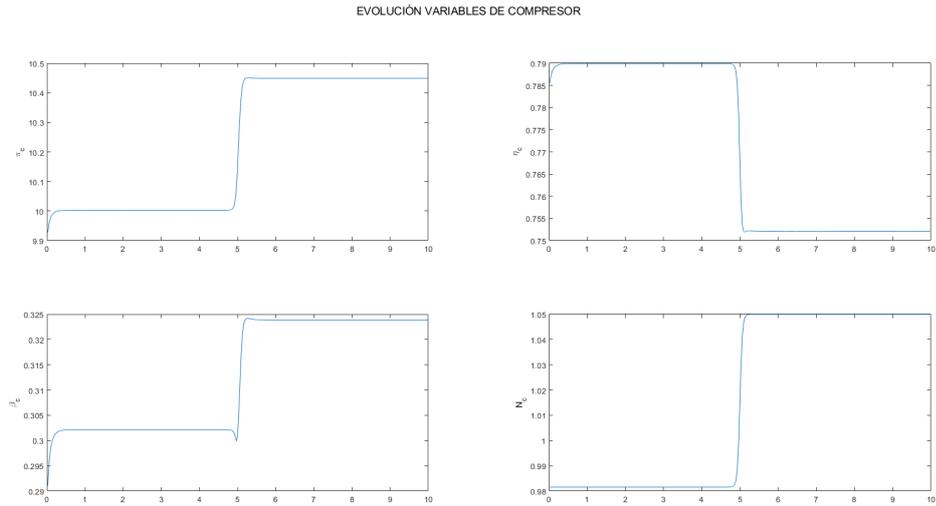


Figura 4.14 Evolución temporal de las válvulas frente a variación abrupta a N altas.



**Figura 4.15** Evolución temporal del compresor frente a variación abrupta a N altas.

Se puede apreciar que la variación de temperatura en el flujo que atraviesa las válvulas no varía demasiado. Sin embargo, el gasto que atraviesa la válvula de salida sufre un pequeño repunte al final del cambio.

Pasando al mismo análisis pero frente a una variación lenta de N, se tiene una evolución del punto de operación tal que:

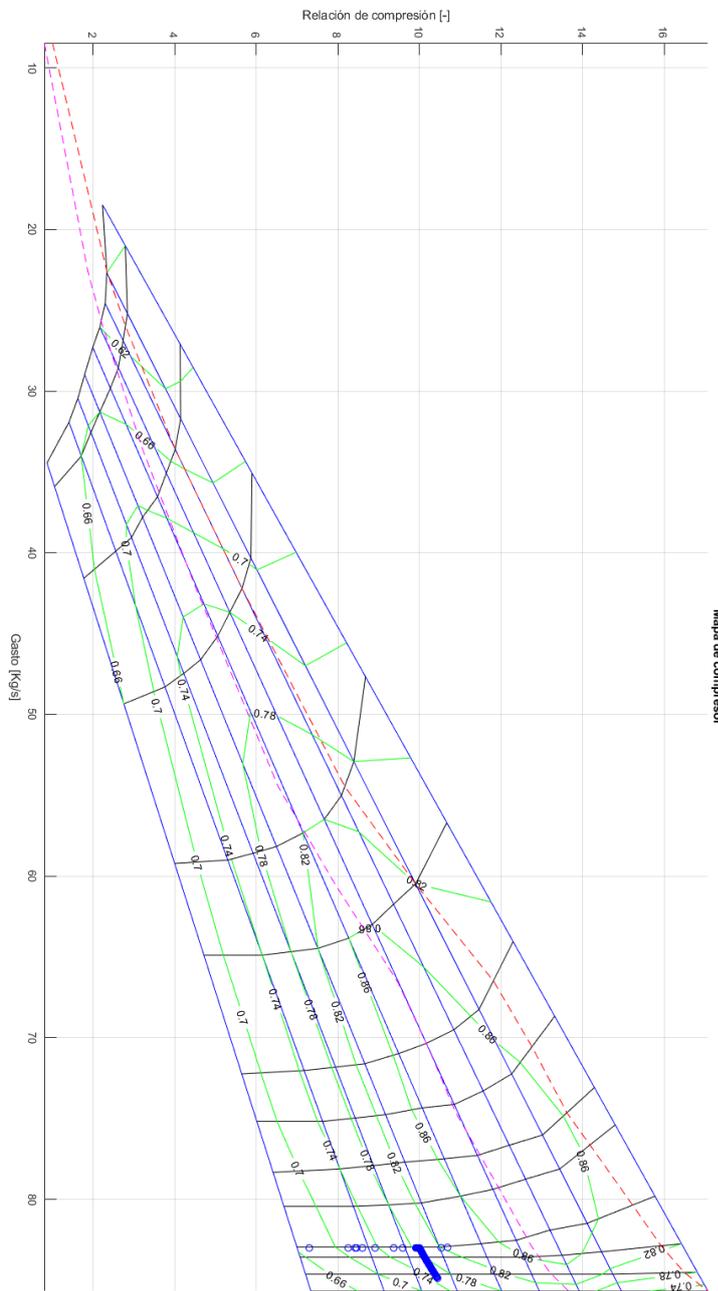


Figura 4.16 Recorrido del punto de operación.

Donde, al igual que antes, es aproximadamente lineal.  
Respecto a los volúmenes, válvulas y compresor se ha obtenido:

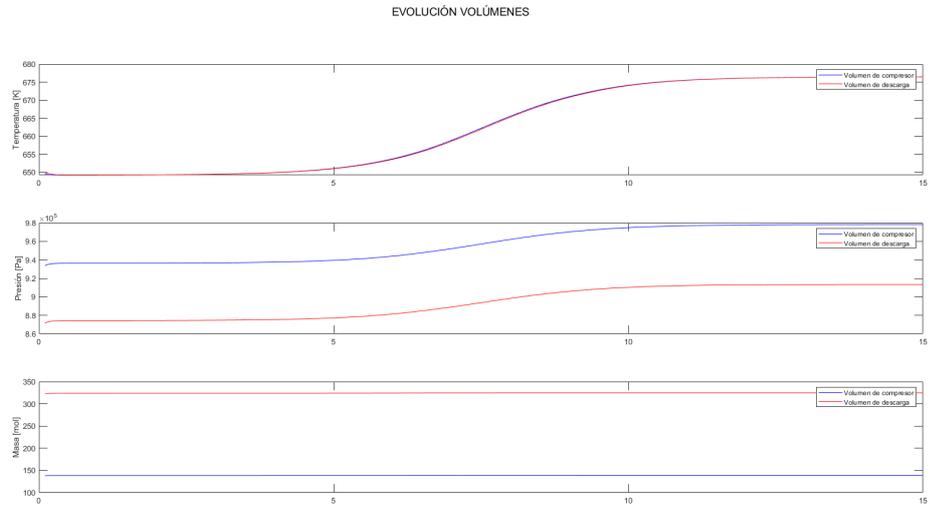


Figura 4.17 Evolución temporal de los volúmenes frente a variación suave a N altas.

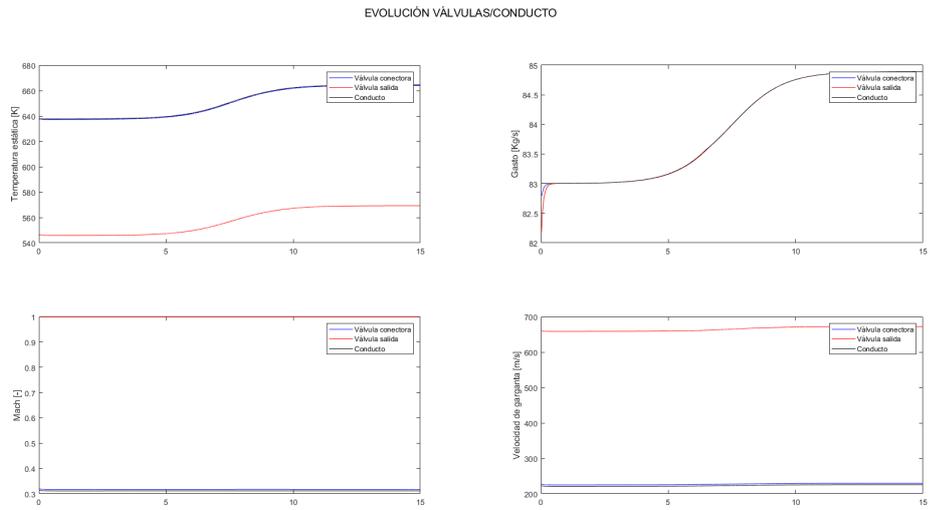
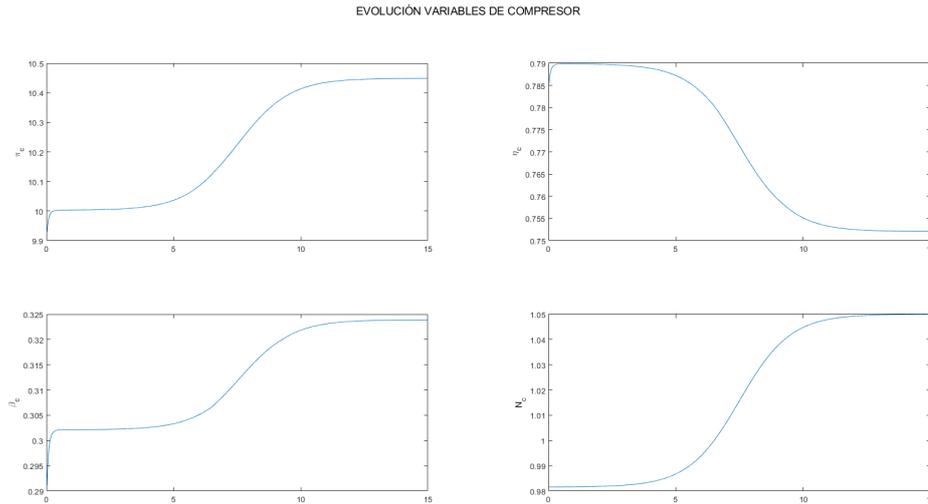


Figura 4.18 Evolución temporal de las válvulas frente a variación suave a N altas.



**Figura 4.19** Evolución temporal del compresor frente a variación suave a  $N$  altas.

### 4.3 Resultados

Con todo esto, se ve que a velocidades altas de giro no es demasiado peligroso una operación que aumente la velocidad de giro del compresor. sin embargo, hay que decir que la variación aquí mostrada ha sido la suficiente para que se pueda representar. Un  $\Delta N$  mayor hubiera conllevado un fallo en el programa y la incapacidad del mismo para poder representar resultados. Aún así, si extrapolamos los resultados obtenidos para una rango de variación mayor, tendríamos que para un rango importante de velocidades no entrañaría peligro alguno una variación. Sin embargo, se ve que antes de alcanzar el nuevo estado permanente hay un aumento del parámetro  $\beta$ , lo que conlleva que el punto se acerque más al límite de la zona de seguridad. Ante variaciones más altas, hay que tener especial cuidado con la cercanía del punto de operación a esta zona. Esto cobra más importancia para el caso de una variación abrupta que para una suave, ya que la variación tan corta en el tiempo de la  $N$  provoca que la inercia de temperatura y de presiones en el compresor sea tal que alcance zonas altamente peligrosas para su funcionamiento.

Como conclusión importante, hay que destacar que un cambio abrupto en el compresor puede resultar destructivo, por lo que no es nada aconsejable realizarlo. A su vez, hay que proteger al compresor de posibles causas que puedan provocar el mismo, como puede ser un atasco en el flujo por desprendimiento de un componente o por la entrada de un cuerpo externo, como un pájaro. Si se quiere realizar tanto una disminución como un aumento de la velocidad de giro, debe hacerse de manera suave para que el compresor vaya adaptándose de manera gradual a los sucesivos estados transitorios hasta llegar al final.

Analizando primero el caso en el que las revoluciones disminuyen, se encuentra que para cada volumen, independientemente de la velocidad a la que se opere, los valores finales de presión, temperatura y masa dentro de los volúmenes son los mismos. Solo difieren en la rapidez con la que se alcanzan estos valores. Hay que ser escépticos y no confiar en la realidad de estas evoluciones, no es falso que convergan a los mismos valores, es falsa la evolución que siguen. realmente, ante un cambio repentino de las revoluciones de giro el flujo dentro del compresor oscila alrededor del valor final de manera que estas ondulaciones se van amortiguando en el tiempo. el modelo usado, que es un modelo de capacidad no tiene en cuenta la inercia del aire y por tanto cualquier efecto

asociado a ella queda anulado o totalmente amortiguado.

Respecto a las válvulas, se observa que tanto para una velocidad como para la otra, los valores finales de sus magnitudes son las mismas. Sin embargo, para el caso de cambio repentino se observa cierta anomalía en los valores de  $\beta$  número de Mach y por tanto de la velocidad, disminuyendo momentáneamente durante la variación, debido a la disminución drástica de gasto por ellas. Se observa que la válvula de salida en ningún momento deja de estar bloqueada debido en parte a la amortiguación de efectos del volumen de descarga, aunque la velocidad de gases por ella si descienda de forma mucho menos acusada que para las otras válvulas.

Para el compresor, es notable la disminución de la relación de compresión por la disminución a su vez de las revoluciones de giro. A menor velocidad del eje, menor energía le trasfiere este al fluido y menos presión gana. Las variaciones de  $\beta$  y  $\eta_C$  son particulares: en ambas se producen picos acusados para una variación repentina y, aunque se alcancen los mismos valores en el nuevo estado estacionario, es necesario tener en cuenta que  $\beta$  sufre un pico muy acusado par al variación repentina que no se da cuando la variación es mucho más lenta. La disminución drástica de  $N$  provoca que el compresor recorte distancia con la zona peligrosa de operación, para luego volver a alejarse cuando llega al nuevo estado estacionario. Esta cercanía no se tiene para una variación lenta ya que el compresor es capaz de adaptarse progresivamente a las nuevas condiciones de operación. Algo similar ocurre con el rendimiento, aunque en ambos casos termina descendiendo por la disminución de velocidades de giro. La relación entre la relación de presiones, el rendimiento y la velocidad de giro en cada escalonamiento de compresor viene dada por:

$$\Pi_c = \left[ \frac{\eta_C U}{C_p T_{01}} \Delta C_\theta + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.1)$$

done  $U$  es la velocidad del flujo a la entrada, y  $\Delta C$  se refiere a la variación de velocidad angular que sufre el flujo en el escalonamiento, íntimamente ligada a la velocidad de giro del eje ya que es directamente proporcional. De esta ecuación se extrae que al disminuir  $\Pi_c$  disminuye  $\eta_C$  y lo mismo ocurre al disminuir la velocidad de giro. Aunque no explica el aumento de rendimiento en la variación, sí que explica la posterior disminución en el nuevo estado estacionario. Durante la transición el compresor sufre un aumento de rendimiento debido a que las condiciones del flujo dentro del mismo permiten que se transfiera mayor capacidad compresiva, pero esto puede resultar peligroso ya que luego sufre una disminución de la misma. Esta disminución puede provocar severos problemas en el flujo y daños en el compresor. También hay que notar que para el caso repentino aumenta más que para el caso suave, teniendo además una depresión justo antes de alcanzar el nuevo estado estacionario. Esta depresión está provocada por lo que ya se ha dicho y puede conllevar los mismos efectos.

Como apunte último respecto a esto, la forma tan peculiar de la curva de la evolución del rendimiento cuando está transicionando en el caso suave se debe a que los datos que toma parten de una interpolación de datos experimentales, lo que puede resultar en algunos casos un poco problemático a la hora de calcular datos exactos.

Observando los mapas para ambos tipos de variación, se observa por un lado que la variación abrupta provoca un comportamiento no deseado del compresor que en el caso suave no sufre, que a su vez provoca el aumento del factor  $\beta$  durante esta etapa, y por otro que para una transición suave la evolución del gasto con la relación de compresiones se puede modelar mediante una recta con resultados muy aproximados. En el mapa también podemos observar cómo va cruzando zonas de mayores rendimientos para luego alejarse. Se trata de representaciones muy ilustrativas donde con poco se puede obtener gran cantidad de información y extraer las mismas conclusiones que se han obtenido antes.

Un apunte necesario para este mapa y para todos los siguientes es observar que antes de empezar a calcular el primero estado permanente gráfica puntos de operación sobre la misma línea de  $N$

constante hasta que se da fijado en el punto de diseño, y de ahí empieza a calcular. Dicho comportamiento está provocado porque se trata de un proceso iterativo que en sus primeras iteraciones trata de localizar el punto de diseño para empezar a calcular desde él, no se trata de ningún error del modelo ni de razonamiento.

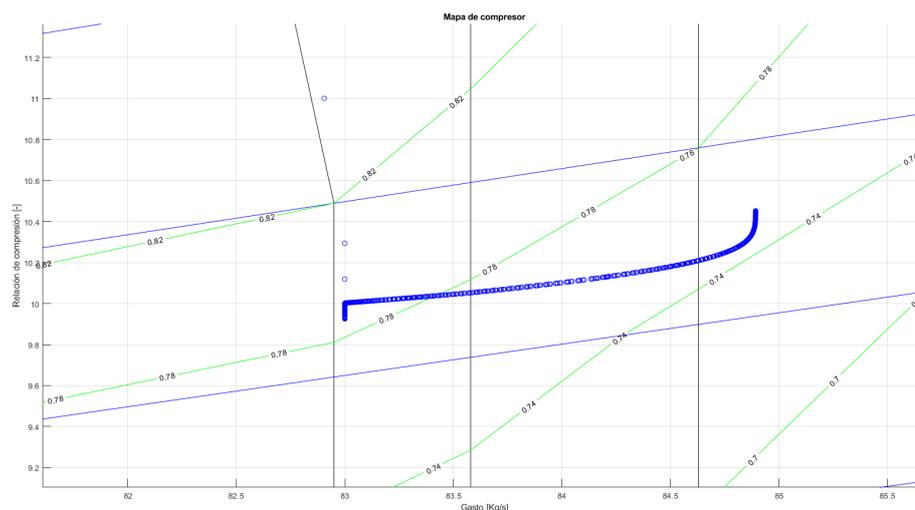
Una vez visto el caso de disminución de revoluciones, se puede hacer lo mismo para el caso en el que estas aumenten. Un inconveniente de esta operación es el poco margen de variación de dichas revoluciones, pero que aún así son útiles para mostrar resultados.

Respecto a los depósitos, al igual que ocurriría en el caso de bajada de  $N$ , ambas evoluciones (repentina y suave) desembocan en los mismos valores de  $T$ ,  $P$  y masa dentro de los volúmenes, solo diferenciándose en la velocidad en la que alcanzan estos estados. De nuevo no se observan fenómenos asociados a la inercia. Es interesante observar que la cantidad de aire dentro de los volúmenes apenas varía, por la poca variación de revoluciones.

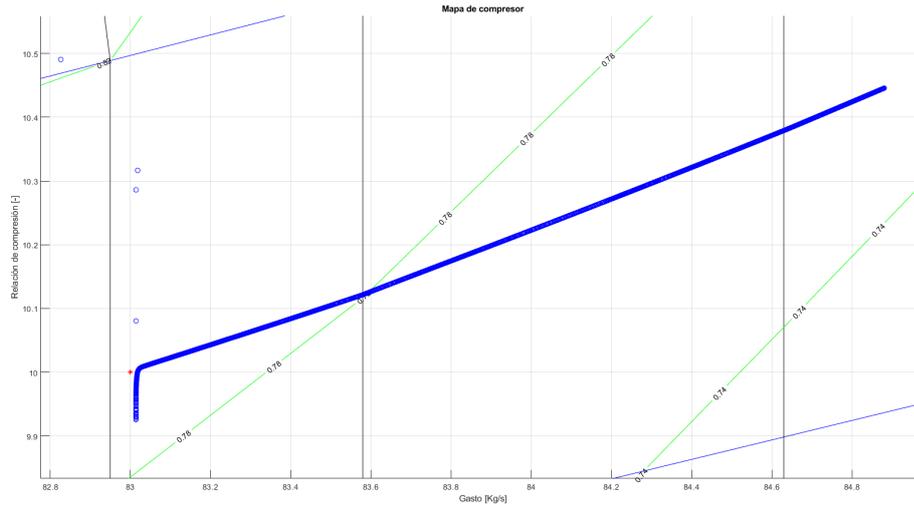
Observando la evolución de las válvulas y conducto, se observa que al igual que antes la velocidad no influye sobre los valores tras la variación. sí que influye sobre cómo transiciona el compresor, ya que en el caso suave ni el Mach ni la velocidad ni el gasto sufre repuntes momentáneos, los cuales sí sufre en el caso repentino. Para este caso, la velocidad aumenta debido al aumento de Mach y de la temperatura estática, influyendo más la temperatura que el número de Mach.

De nuevo con los parámetros del compresor, se observa que, como antes, la relación de compresión aumenta al aumentar la velocidad de giro, pero no implica un aumento del rendimiento. Esto se debe, tal y como se observa en el mapa, a que el punto de operación evoluciona hacia zonas de menores rendimientos porque son zonas para las que el compresor deja de ofrecer buenos resultados operativos. Es decir, se acerca al límite útil del compresor. Este acercamiento es tanto más rápido o más lento según el caso correspondiente. Por su parte, el parámetro  $\beta$  aumenta para los dos casos, ya que el compresor se acerca a la zona de bombeo, en parte debido a que se opera cerca de su límite operativo. Aumenta poco ya que las revoluciones aumentan poco también.

Volviendo a observar los mapas, es necesario que se haga un poco de zoom en ellos para observar bien que es lo que ocurre en ellos:



**Figura 4.20** Zoom en el mapa de compresor a  $N$  altas: variación rápida.



**Figura 4.21** Zoom en el mapa de compresor a N altas: variación suave.

Donde se observa mejor cuál ha sido la evolución del punto de operación. Viendo ambas se puede deducir que la evolución es similar, si bien en el caso rápido la evolución es completamente no lineal. De estas gráficas se puede obtener también porque el rendimiento disminuye, o porque  $\beta$  aumenta.

## 5 Repuesta ante variaciones a velocidades medias de giro

---

En este capítulo se va a analizar el comportamiento ante perturbaciones del compresor para el caso en el que se encuentre operando a velocidades medias de giro. En este análisis sí que se puede aplicar un rango de variaciones de velocidad de giro más alto ya que el análisis se realiza en las zonas medias del mapa, con distancia suficiente entre los valores mínimos y máximos disponibles. El Punto de Diseño se ha elegido con los mismos criterios del caso anterior: suficientemente lejos de la zona a evitar y con una zona amplia a su alrededor para que el punto de operación pueda moverse sin problemas y sin que el funcionamiento se vea comprometido por llegar a relaciones de compresión muy bajas.

El Punto de Diseño elegido ha sido:

**Tabla 5.1** gasto y relación de presiones en punto de diseño a N medias.

Gasto (Kg/s)	Relación de presiones (-)
60	6

Dicho punto se identifica en el mapa en el siguiente lugar:

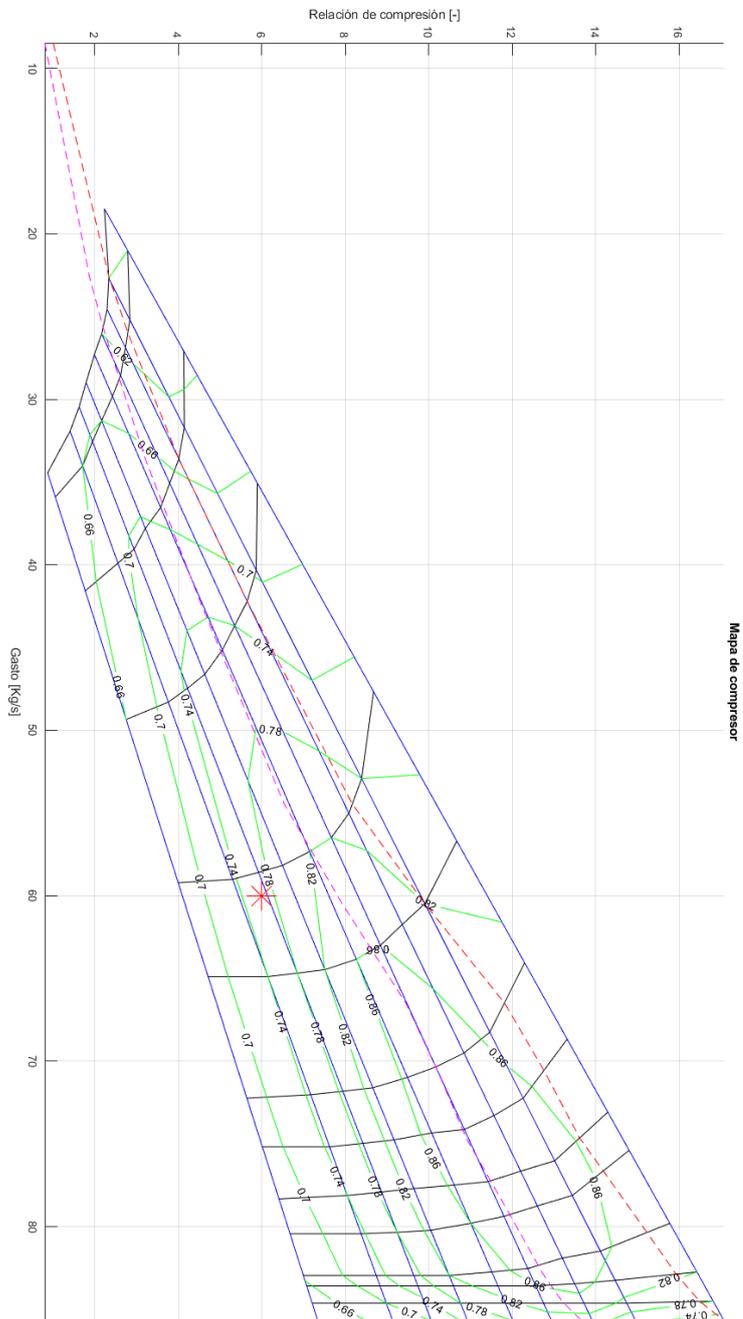
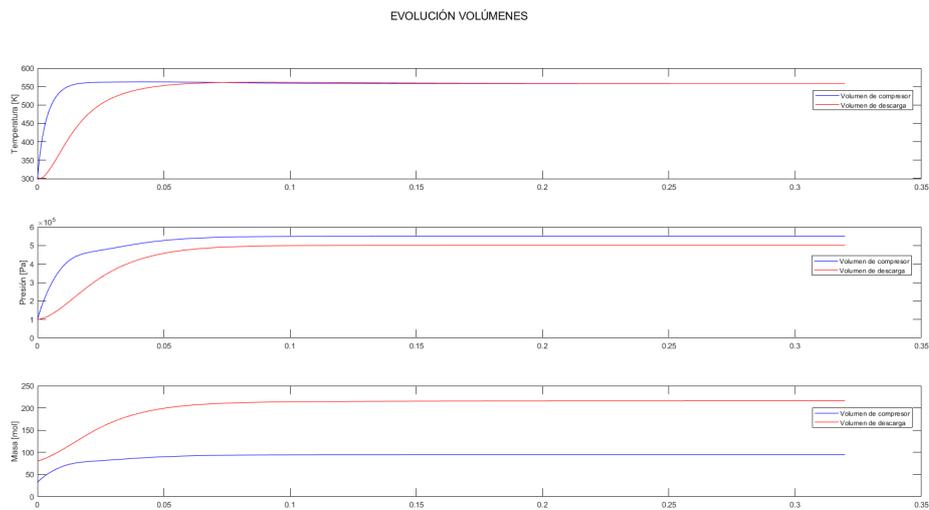


Figura 5.1 Punto de Diseño en regímenes medios de giro.

Siguiendo con el proceso, hay que dimensionar el modelo para que el compresor de las prestaciones requeridas ahora. Para ello hay que modificar de nuevo el área de la válvula 6 de salida. Tras varias pruebas de dimensionamiento, el área obtenida ha sido:  $A_6 = 1.13 \cdot 10^{-1} m^2$ . Junto con el área se han obtenido los nuevos valores de temperatura y presión en los depósitos para el nuevo punto de diseño. Tales valores son los siguientes:

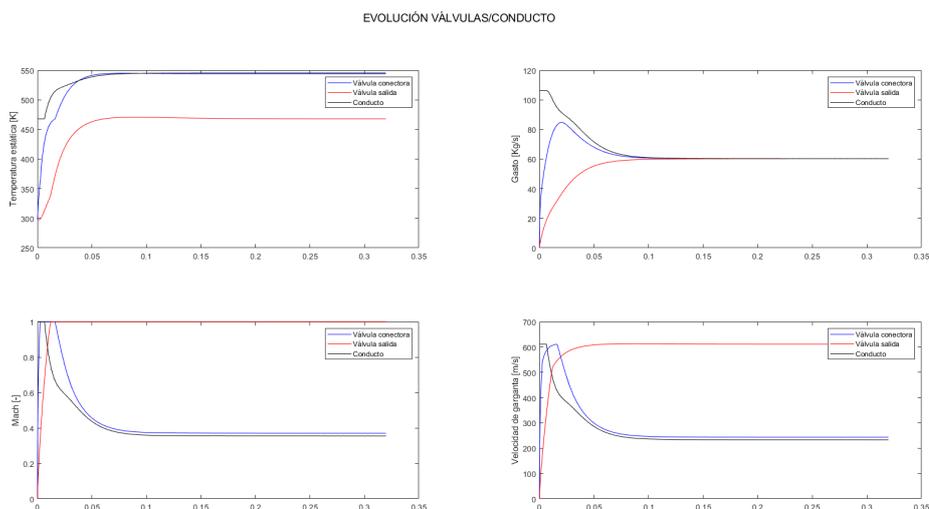
- Volumen de compresor:  $T_{ini} = 558.39 K$ ;  $P_{ini} = 550678 Pa$ .
- Volumen de descarga:  $T_{ini} = 558.39 K$ ;  $P_{ini} = 501561 Pa$ .

La velocidad adimensional de giro que lleva el compresor es:  $N_C = 0.81097$ , lo que equivaldría a una velocidad de unos 11100 rpm aproximadamente. Los valores de la temperatura y presión en el régimen permanente se pueden observar en las siguientes representaciones:



**Figura 5.2** Transición a régimen permanente en los depósitos del modelo.

A su vez, la transición dentro de las válvulas ha sido:



**Figura 5.3** Transición a régimen permanente en las válvulas del modelo.

## 5.1 Disminución de velocidad

En primer lugar se desarrolla el análisis para una disminución de velocidades. Dicha variación se realiza desde la velocidad obtenida en el Punto de Diseño hasta un valor adimensional  $N_{fin} = 0.6$ , lo que equivale a unas 8213 rpm. Con esto conseguimos reducir casi en 3000 rpm la velocidad de giro del compresor.

Como antes, el análisis se hará primero para una variación abrupta y en segundo lugar para una variación suave. Par la transición abrupta se toman una ley de variación con parámetros:  $a = 30; c = 5$ , con lo que se consigue una pendiente muy pronunciada a 5 segundos de comenzar la simulación. Aplicada esta ley, se obtiene la siguiente evolución de la operación del compresor:

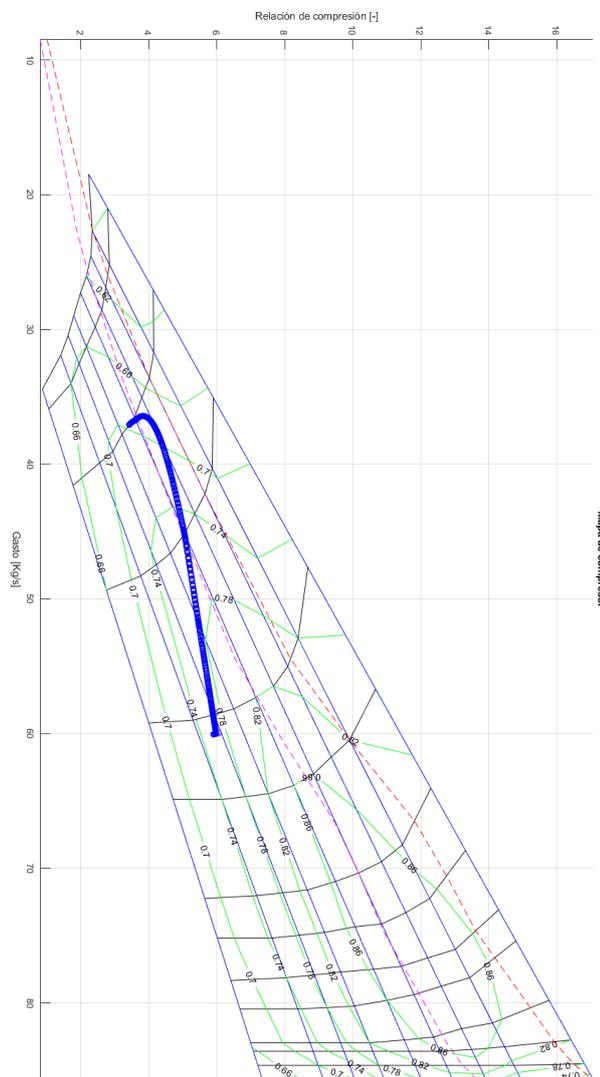


Figura 5.4 Evolución del punto de operación sobre el mapa.

Donde se vuelve a hacer patente la peligrosidad de una operación como esta.

Por su parte las evoluciones temporales de volúmenes, válvulas y compresor son:

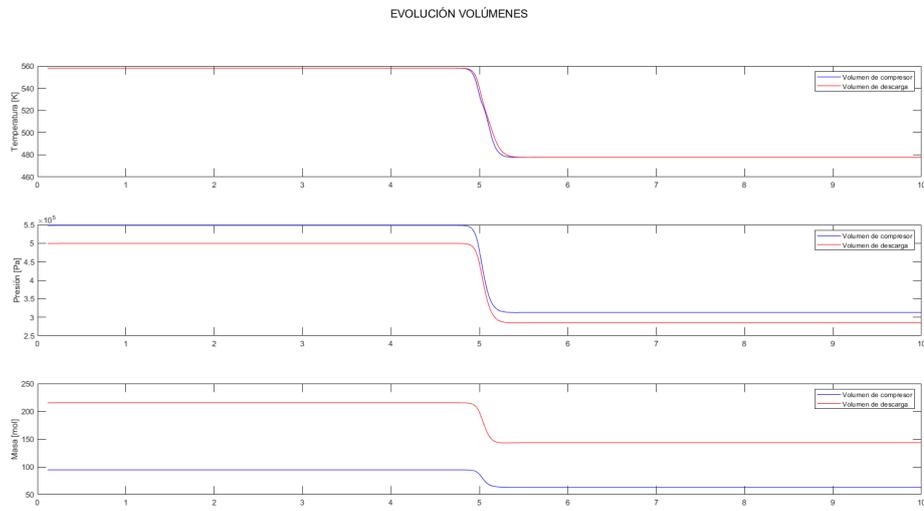


Figura 5.5 Evolución temporal de los depósitos frente a una variación abrupta a N medias.

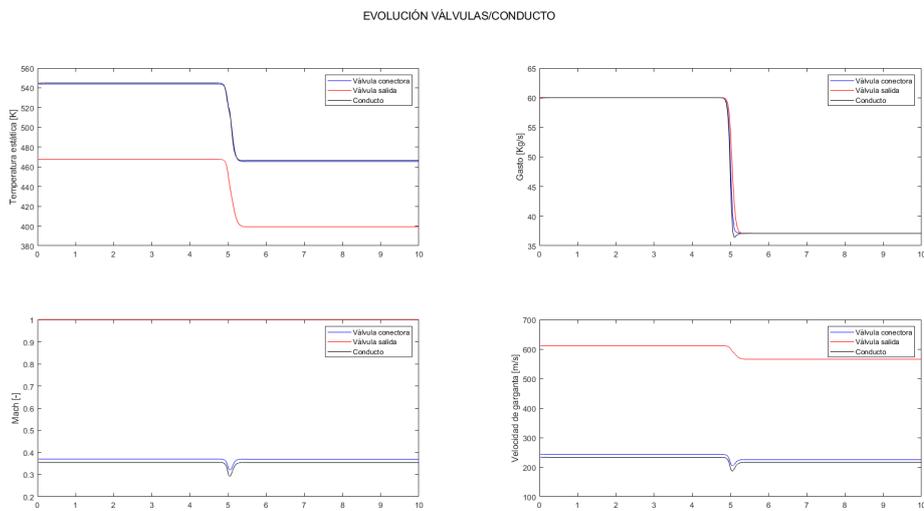
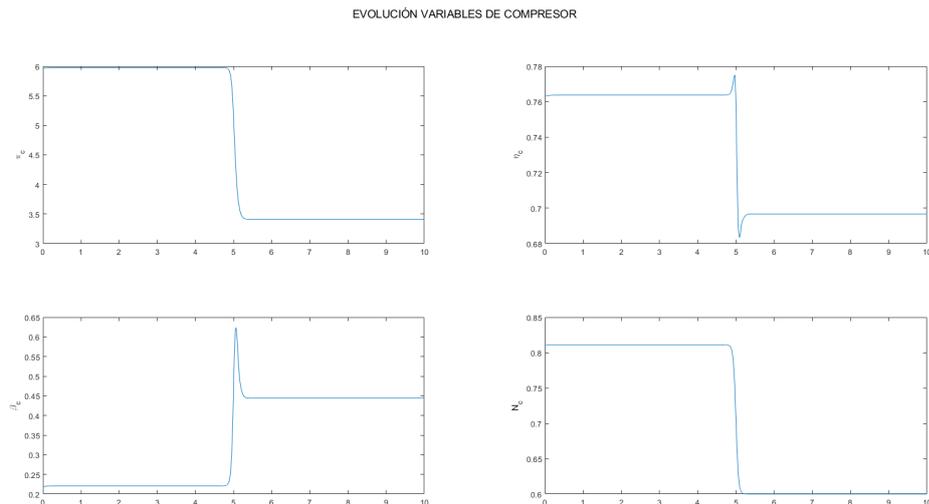


Figura 5.6 Evolución temporal de las válvulas frente a una variación abrupta a N medias.



**Figura 5.7** Evolución temporal del compresor frente a una variación abrupta a  $N$  medias.

Se vuelve a tener una evolución similar a la anterior, o sea, para el caso de velocidades altas, no habiendo muchas diferencias.

A continuación se presenta la evolución para una operación de transición lenta. Los coeficientes escogidos de los que depende la ley son:  $a = 1$ ;  $c = 7.5$ , por lo que se ha prolongado también el tiempo de simulación.

Si se expone el caso en el que la variación es lenta, para el mismo valor de  $\Delta N$ , se tiene:

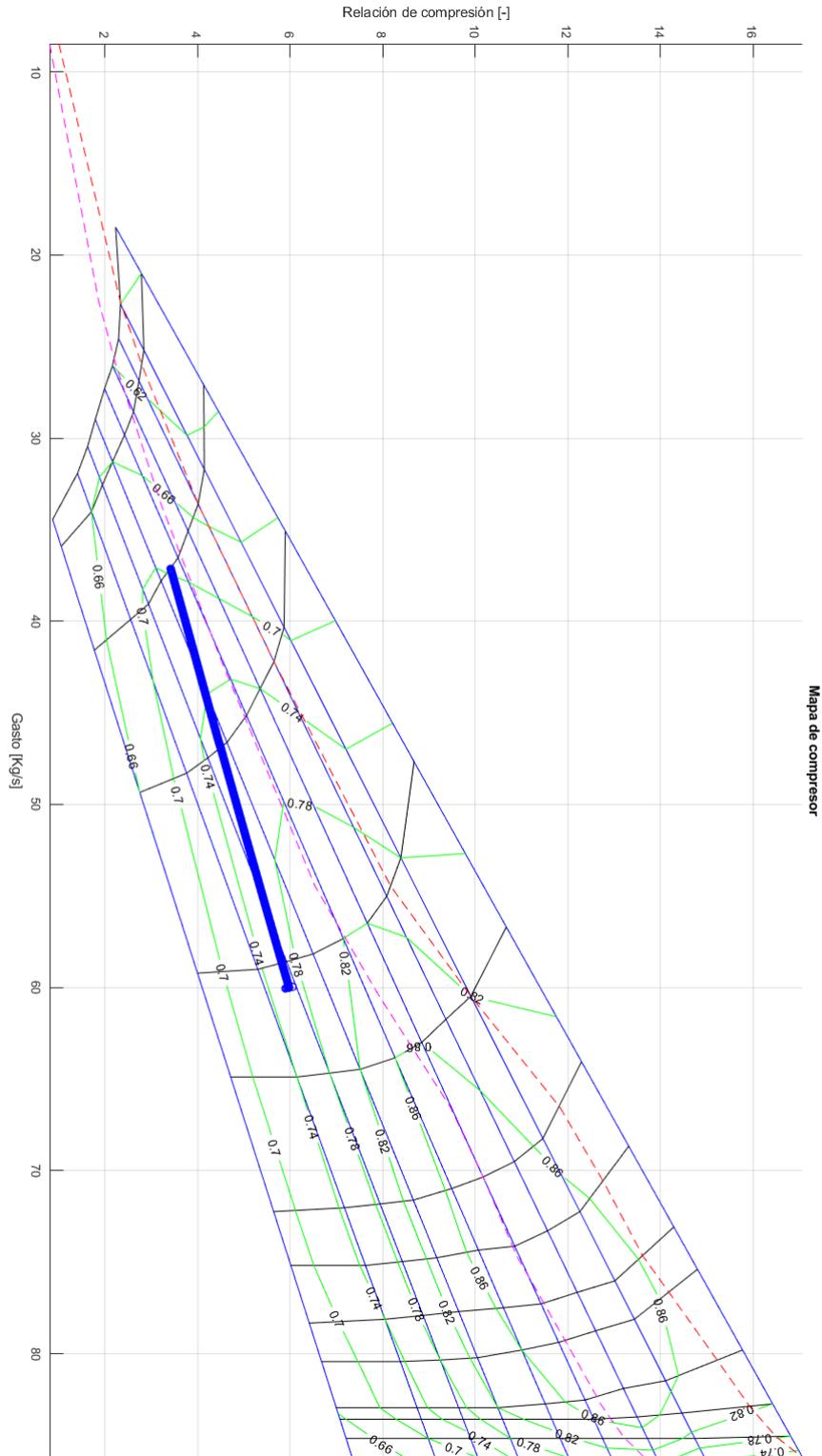
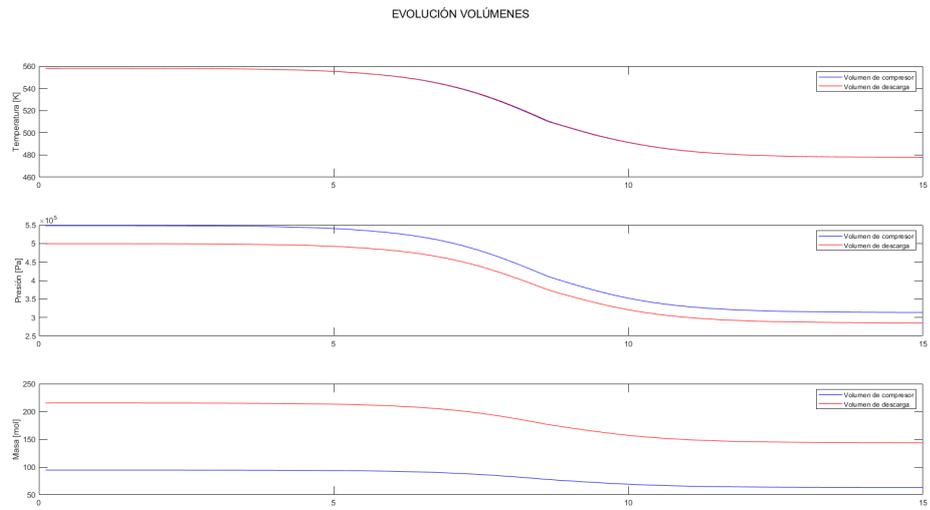
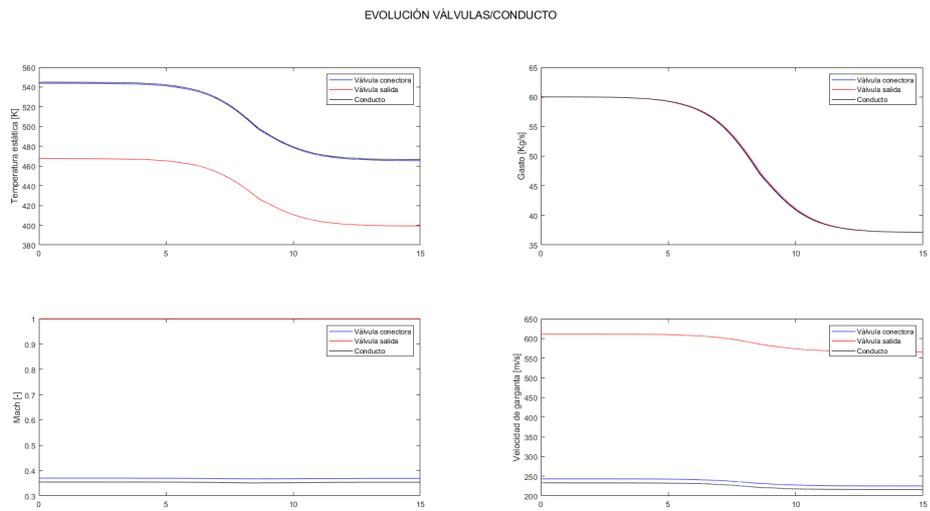


Figura 5.8 Evolución del punto de operación sobre el mapa.

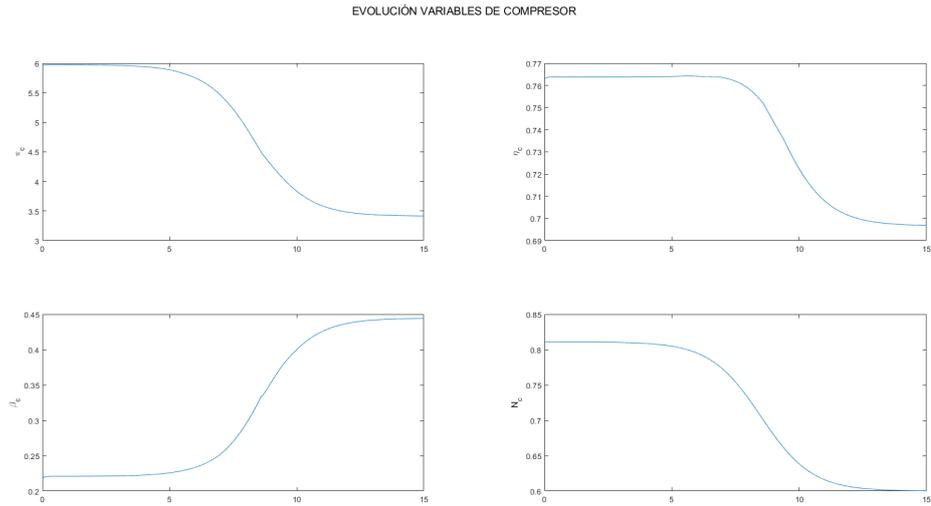
Con la consecuente variación del resto de elementos del modelo:



**Figura 5.9** Evolución temporal de los depósitos frente a una variación suave a N medias.



**Figura 5.10** Evolución temporal de las válvulas frente a una variación suave a N medias.



**Figura 5.11** Evolución temporal del compresor frente a una variación suave a  $N$  medias.

Como se observa, los efectos de las variaciones no distan mucho de las ya obtenidas para el caso anterior.

## 5.2 Aumento de velocidad

Aprovechando que el compresor opera en una zona con mayor margen de cambio, se puede aplicar una variación más amplia que la implementada en el caso de velocidades altas. La velocidad angular final aplicada es:  $N_{fin} = 1.05$ , que se corresponde con una velocidad de valor  $N=14373$  rpm aprox. Así, conseguimos una variación de más de 6000 revoluciones por minuto.

Como se viene haciendo, en primer lugar se aplicará un cambio repentino en las condiciones de giro y luego se aplicará un cambio más ligero.

El cambio repentino se realiza con los mismos coeficientes de la ley de giro que se vienen aplicando, por lo que en adelante no se volverán a explicitar. Igual con los coeficientes usados en la variación suave. Sin más, se presenta la evolución para el cambio repentino:

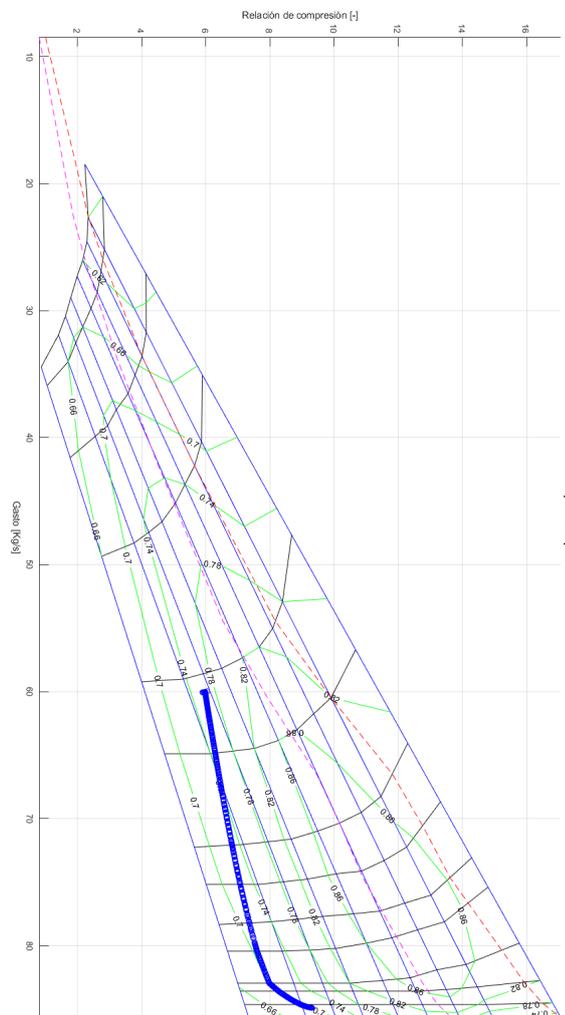


Figura 5.12 Evolución del punto de operación sobre el mapa.

Es destacable como en todos los casos repentinos la evolución guarda cierta linealidad en las primeras etapas para variar hacia el punto final al final de la variación de forma completamente no lineal. Es interesante observar como, a mayor brusquedad de la variación, la evolución torna hacia zonas más bajas del mapa, perdiéndose capacidad de compresión a velocidades de giro más altas, hasta casi el final de la transición, cuando esta aumenta.

La consecuente variación del resto de elementos del modelo ha sido:

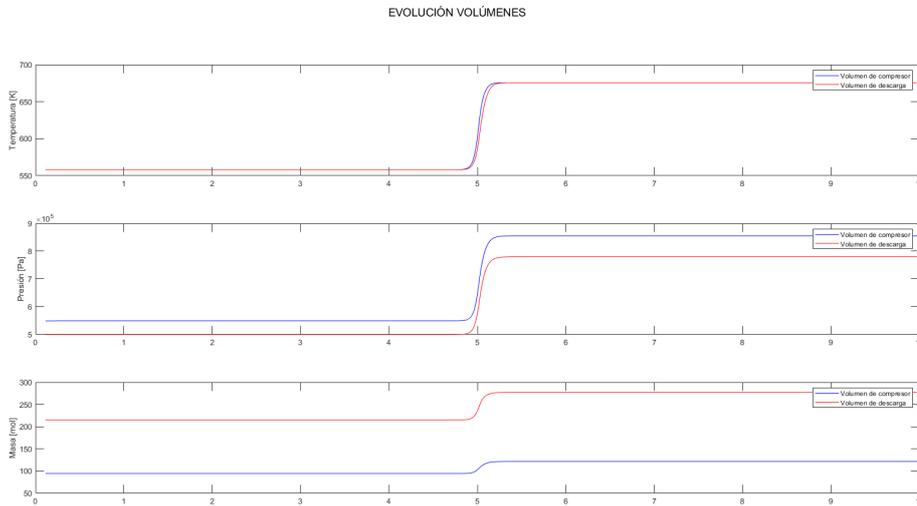


Figura 5.13 Evolución temporal de los depósitos frente a una variación repentina a N medias.

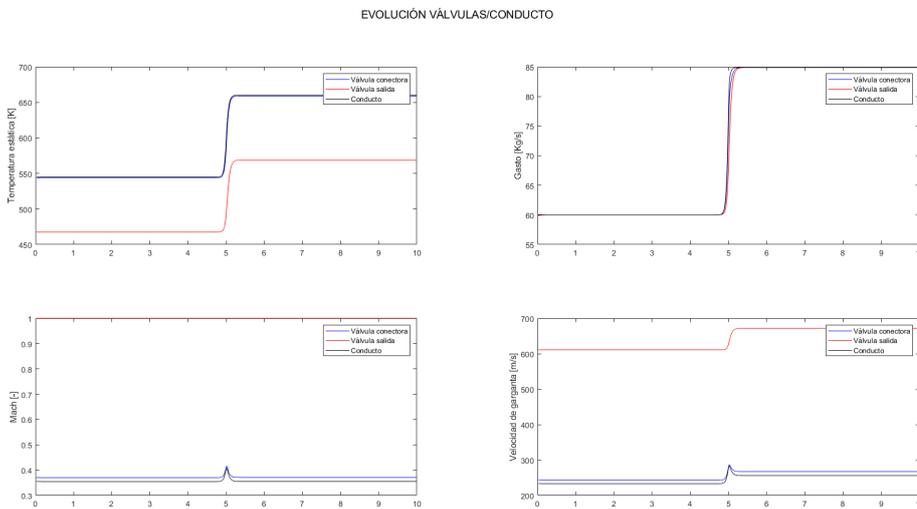
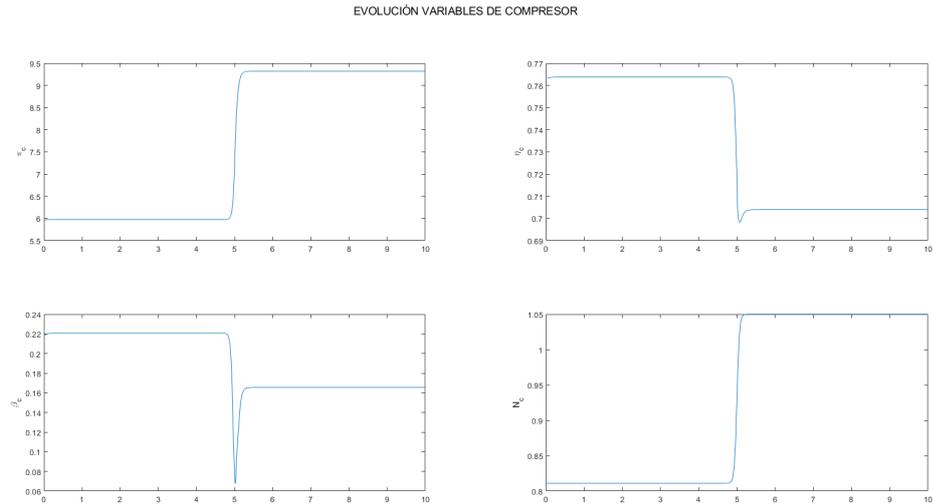


Figura 5.14 Evolución temporal de las válvulas frente a una variación repentina a N medias.



**Figura 5.15** Evolución temporal del compresor frente a una variación repentina a  $N$  medias.

Obteniéndose información más amplia a lo que respecta a aumentos de velocidad angular ya que la variación posible ha sido mayor también. En la línea de lo comentado con el mapa, se observa una variación repentina del parámetro  $\beta$ , significando una pérdida de la capacidad compresora, para luego alcanzar un nuevo estable una vez finalizada la transición.

El siguiente paso es repetir el mismo proceso, en el supuesto de que la variación de  $N$  sea más suave. Para este caso se obtiene la siguiente variación del punto de operación:

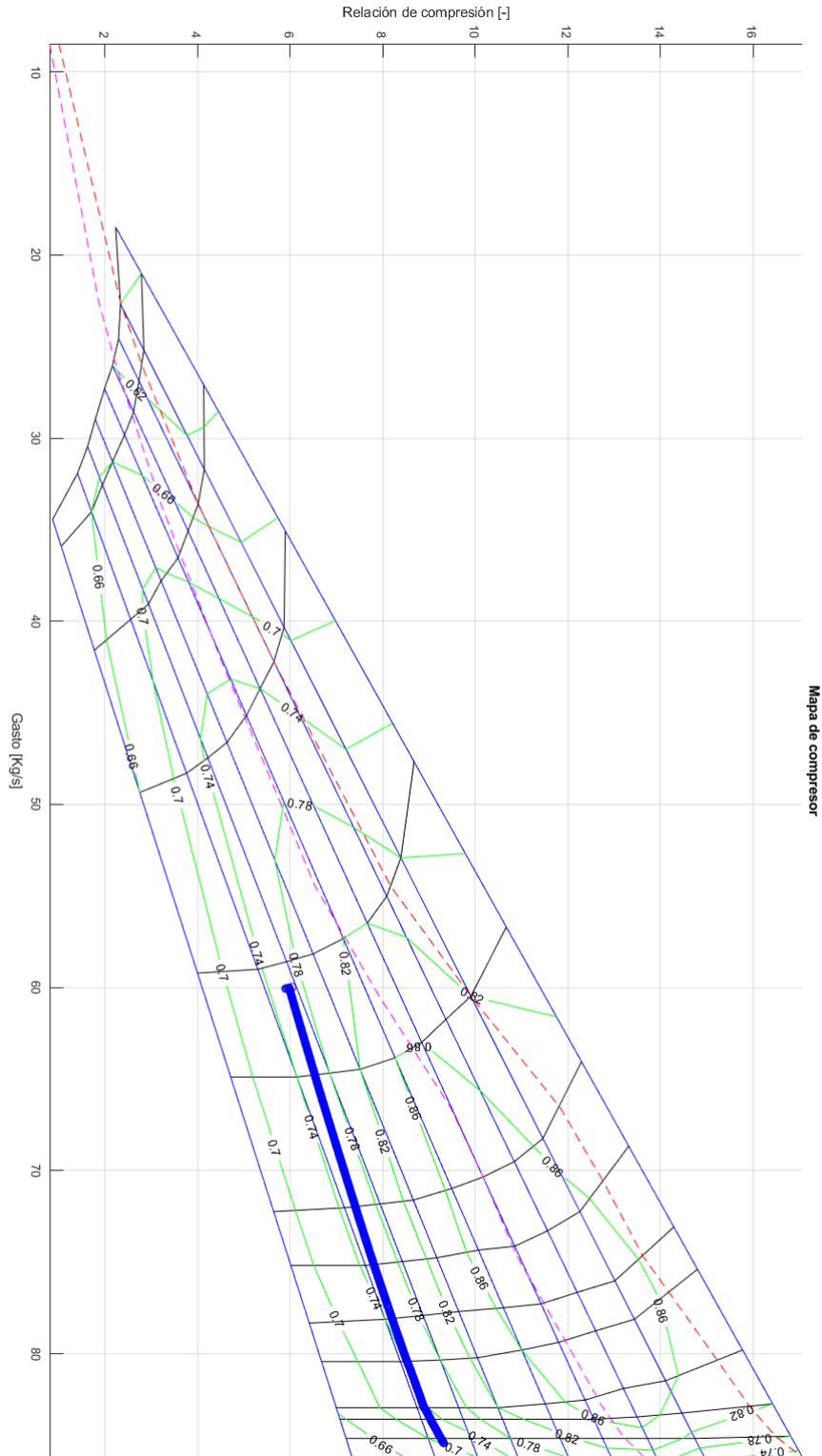


Figura 5.16 Evolución del punto de operación sobre el mapa.

Con la consecuente variación del resto de elementos del modelo:

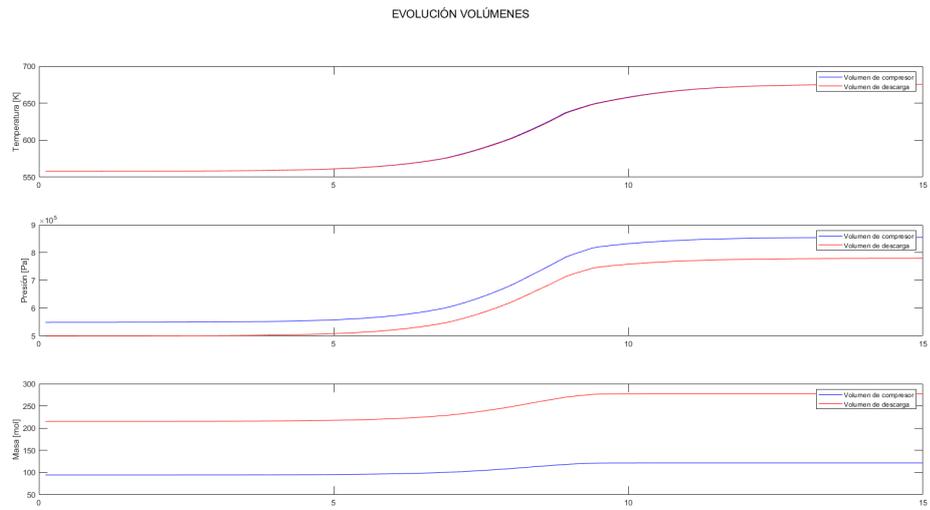


Figura 5.17 Evolución temporal de los depósitos frente a una variación suave a N medias.

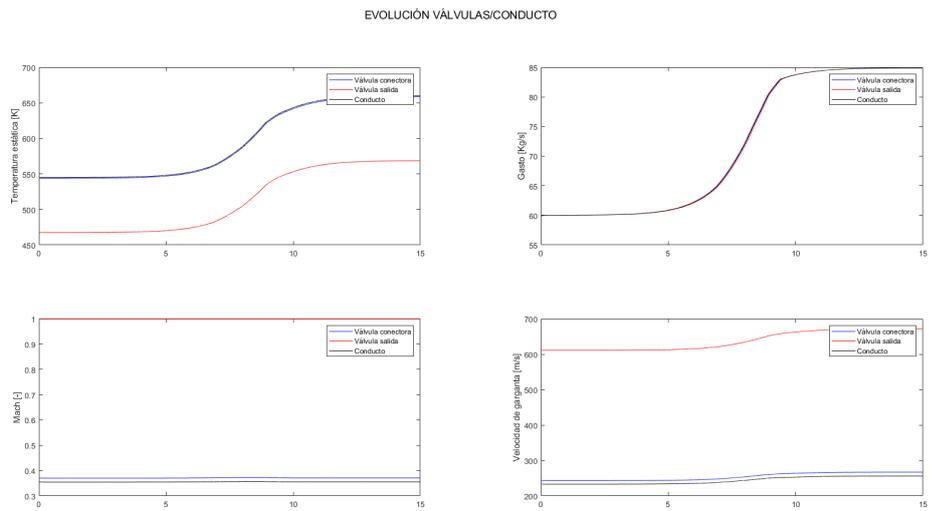
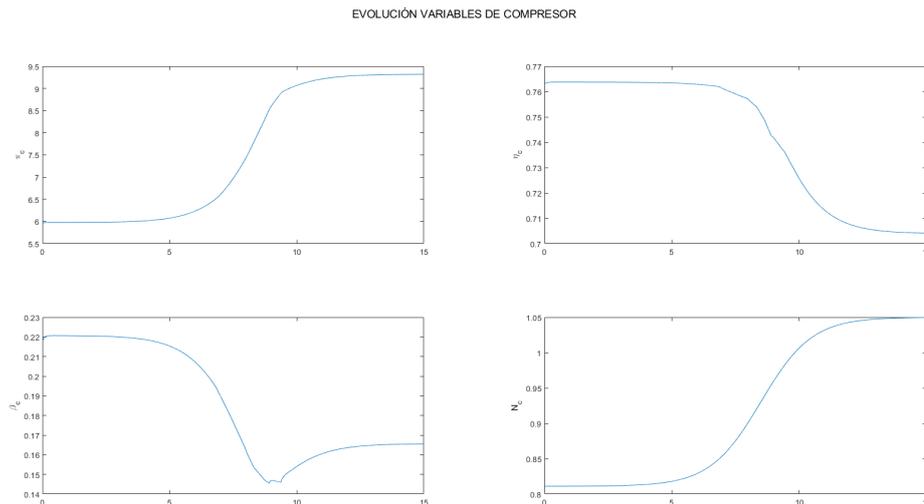


Figura 5.18 Evolución temporal de las válvulas frente a una variación suave a N medias.



**Figura 5.19** Evolución temporal del compresor frente a una variación suave a  $N$  medias.

### 5.3 Resultados

De este análisis se puede extraer de nuevo la peligrosidad asociada a una variación repentina de las condiciones operativas de la máquina. Se puede observar que para la variación suave apenas se acerca a la zona peligrosa, y las magnitudes tanto en depósitos como en válvulas sufren una variación menos peligrosas que para su integridad. Es interesante observar que en el último caso también se ha dado una pérdida de capacidad compresiva al disminuir  $\beta$ , sin embargo es mucho más gradual y suave que para el caso repentino lo que no debería suponer un riesgo ni mucho menos un problema. Si que habría que guardar cierta reticencia al aumentar la velocidad de giro y hacerla aún más gradual. De esta manera, la disminución es mucho menor y el compresor no perdería gran parte de sus prestaciones en el proceso (aunque depende del punto al que derive tras el proceso). Teniendo en cuenta de que las operaciones suaves suelen ser las que se dan de forma controlada, por ejemplo en una variación de operación en mitad de un vuelo, se puede medir la variación de manera que no se pierda capacidad compresora. En el momento en el que la máquina se somete a operaciones no controladas, que derivan en variaciones abruptas de las condiciones de operación, es cuando surgen los problemas que hay que evitar.

En primer lugar se analizan los casos en los que se disminuyen las velocidades de giro:

Respecto a los depósitos, se vuelve a ver que independientemente de la velocidad alcanzan los mismos valores sin haber efectos de inercia alguno. La única diferencia radica en la rapidez con la que se alcanzan estos.

En las válvulas se observa más de lo mismo. si bien en la variación abrupta se da una pequeña disminución del número de Mach y de la velocidad, esta no se da para la variación suave. Una observación es que pese a la disminución de revoluciones, el número de Mach en las válvulas apenas varía entre un estado y otro, aunque haya una pequeña bajada del mismo en la transición. Esta bajada en sí no debería entrañar peligros mientras esté controlada. Un descontrol podría provocar la aparición de cargas en los volúmenes y en las válvulas que pudiera provocar su fallo y posterior rotura.

En el compresor se encuentra una evolución similar al caso en el que las velocidades eran más altas. Una disminución de revoluciones implica una disminución del rendimiento y de la relación de presiones. Por su parte, haciendo patente el riesgo que conlleva esta operación, el factor  $\beta$  aumenta,

sufriendo un repunte para el caso repentino que hace que el compresor entre en condiciones críticas, y no sufriendolo ante una variación suave, pero indicando su cercanía a la zona prohibida.

En el mapa a su vez se obtiene una evolución similar a la anterior, con el mismo tipo de curva. Se puede observar la misma variación que se ha visto para las variables del compresor pues el mapa depende directamente de ellos.

Pasando al caso de aumento de revoluciones, mirando el mapa en primer lugar se encuentra una variación muy similar a la análoga para el caso de revoluciones altas. Las mismas deducciones que se tomaron entonces se pueden tomar aquí.

Respecto a volúmenes y válvulas se vuelven a tener las mismas evoluciones que para el caso de revoluciones altas. En compresor también, pero se vuelve a hacer notable como el rendimiento disminuye al aumentar las revoluciones, ya que se obliga funcionar al motor para unas condiciones fuera de diseño aunque no esté cerca del límite de operación.

Como observación, el parámetro  $\beta$  vuelve a bajar indicando una pérdida de la capacidad compresiva de la máquina, algo que se puede observar en los mapas, viendo como la curva se acerca al límite inferior de operación. Disminuye tanto más tanto más repentino en el cambio de revoluciones, aunque luego aumente. si el proceso fuera lo suficientemente lento, el cambio sería más parecido a la variación del rendimiento para ese caso.

## 6 Repuesta ante variaciones a bajas velocidades de giro

---

En el presente capítulo se van a tratar los resultados obtenidos a partir del análisis efectuado a velocidades bajas de giro de la máquina. Se trata del último caso de análisis antes de pasar al análisis de sensibilidad. En este caso se va a proceder a operar en torno a un Punto de Diseño elegido que se encuentra en la parte más baja del mapa que se viene tratando. Es un caso muy peculiar pues no es un punto usual de operación en compresores, si no que se es más común en los arranques de los mismos o en condiciones de ralentí. Aún así, es interesante observar que sucede en estos casos cuando se somete el compresor a una variación ya sea programa o no, de sus condiciones operativas.

Como se viene haciendo, el Punto de Diseño se elige de manera que haya cierto margen de maniobra, siempre fuera de la zona no segura, y sin que se pierda demasiada capacidad compresiva de la máquina.

Así, el punto elegido ha sido:

**Tabla 6.1** gasto y relación de presiones en punto de diseño a N bajas.

Gasto (Kg/s)	Relación de presiones (-)
40	3

Este punto tiene la siguiente localización en el mapa:

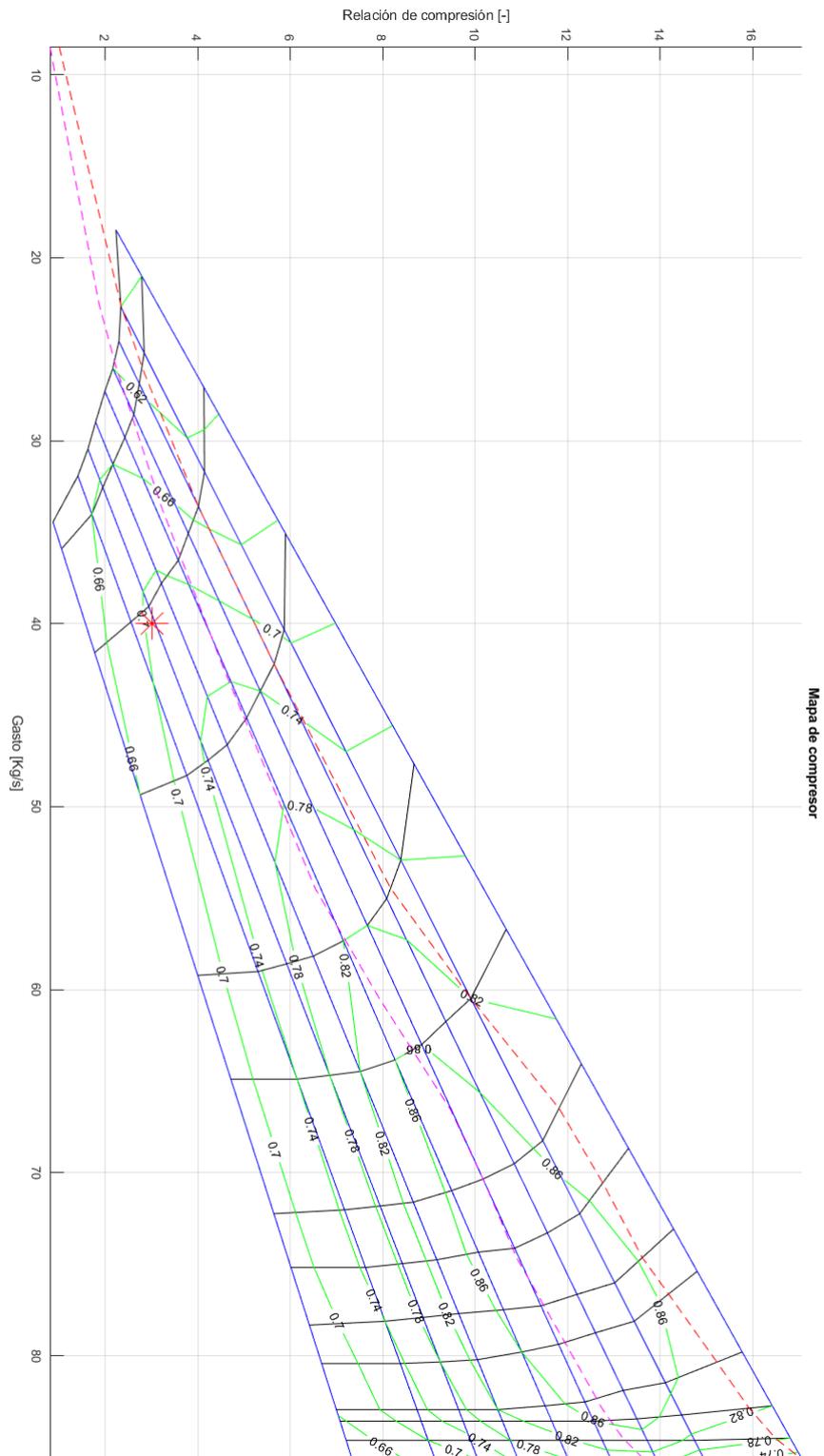


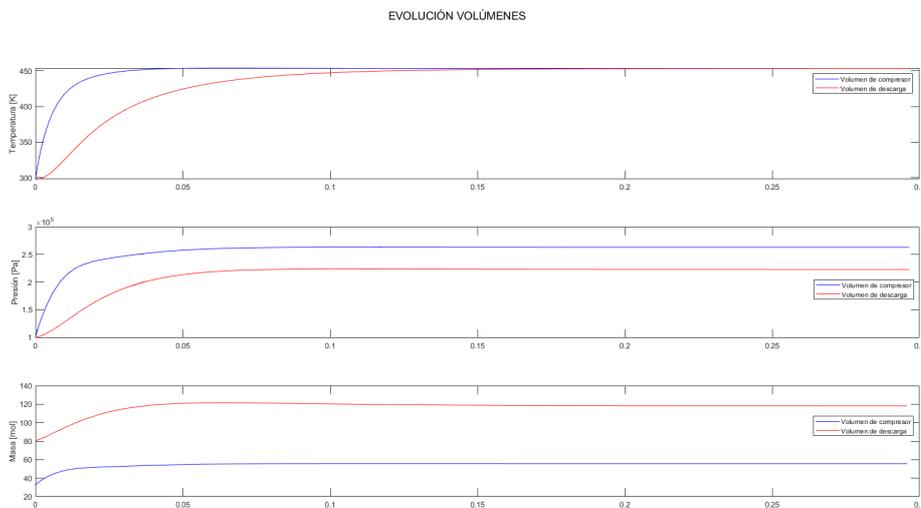
Figura 6.1 Punto de Diseño en bajos regímenes de giro.

Igual que ocurriría en el caso con N altas, el margen de disminución de velocidades vendrá limitado por los datos disponibles en el mapa. Sin embargo, podremos obtener un buen margen de variación a la hora de aumentarlas.

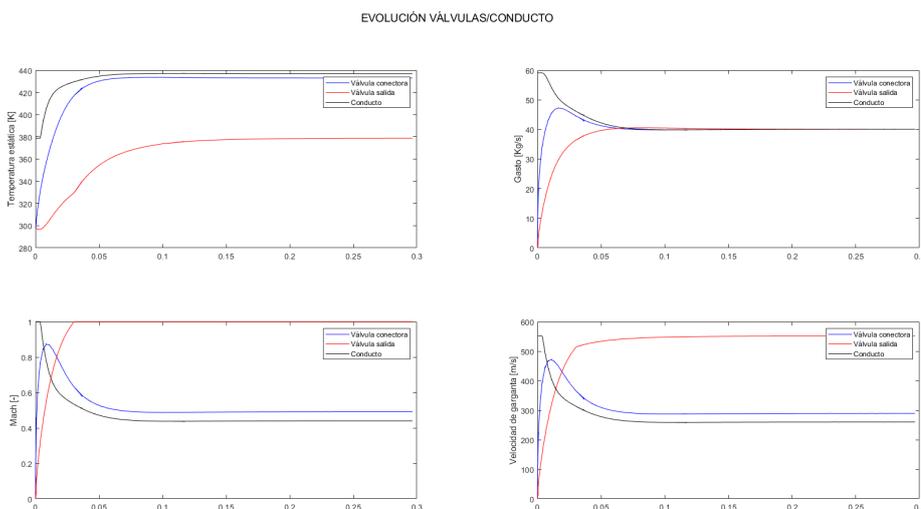
Pasando al dimensionamiento previo del compresor, se ha de modificar de nuevo el área de salida para que el compresor devuelva el gasto necesitado en este punto. Dicho área ha resultado ser:  $A_6 = 1.52 \cdot 10^{-1} m^2$ . Nótese que, a medida que se disminuye la relación de compresión y el gasto del punto de diseño, hay que abrir más la válvula de salida para cumplir con los requisitos de gasto. Los valores de temperatura y presiones que se tienen en régimen permanente en este punto son:

- Volumen de compresor:  $T_{ini} = 453 K$ ;  $P_{ini} = 262794 Pa$ .
- Volumen de descarga:  $T_{ini} = 453 K$ ;  $P_{ini} = 222933 Pa$ .

Recogidos de la evolución tenida, la cual se puede observar a continuación:



**Figura 6.2** Evolución transitoria inicial de los depósitos hasta régimen permanente.



**Figura 6.3** Evolución transitoria inicial de las válvulas y conductos hasta el régimen permanente.

A su vez, también se obtiene la velocidad de giro del motor en este punto. Esta, que el programa devuelve en forma adimensionalizada, es:  $N_C = 0.60964$ , transformándola a unidades físicas es:  $N=7516$  rpm, aproximadamente.

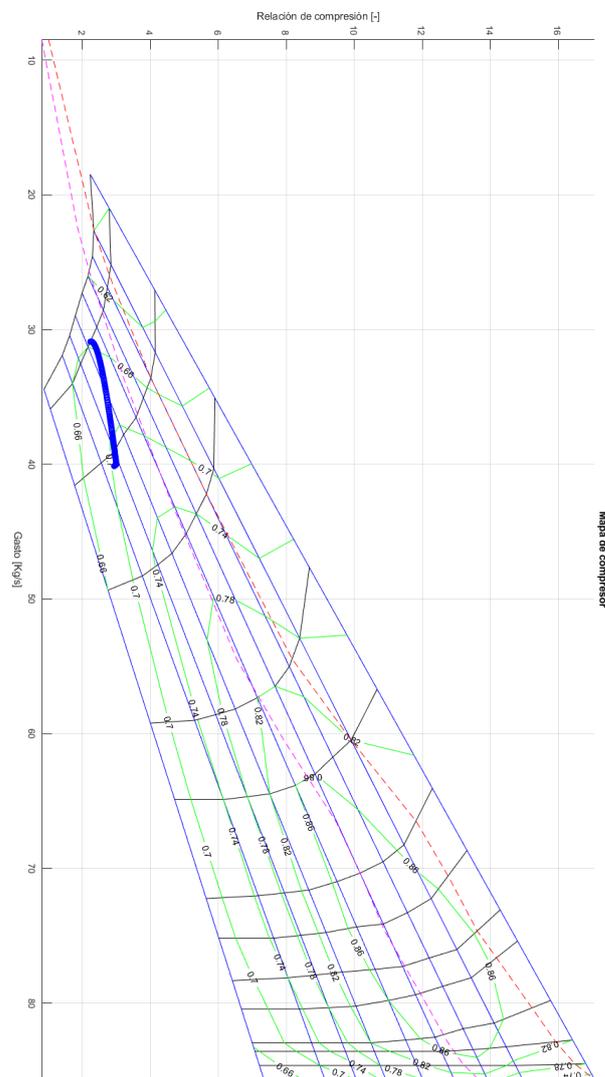
Con esto por delante, se puede empezar a operar en el compresor. Como antes, en primer lugar se implementa una disminución, seguida de un aumento. En cada caso se opera frente a variaciones repentinas y suaves. Las leyes de cambio son las mismas que se han usado antes, si bien los valores finales de la velocidad de giro son cambiantes según si se aumentan o disminuyen las rpm.

## 6.1 Disminución de velocidad

Se vuelve a aplicar una ley de disminución. El valor final elegido para la velocidad de giro es:  $N_{fin} = 0.5$ , que en unidades físicas viene a ser una velocidad  $N=6164$  rpm. Al igual que en el caso en el que se analizaron  $N$  altas, la variación es de unos 1000 rpm.

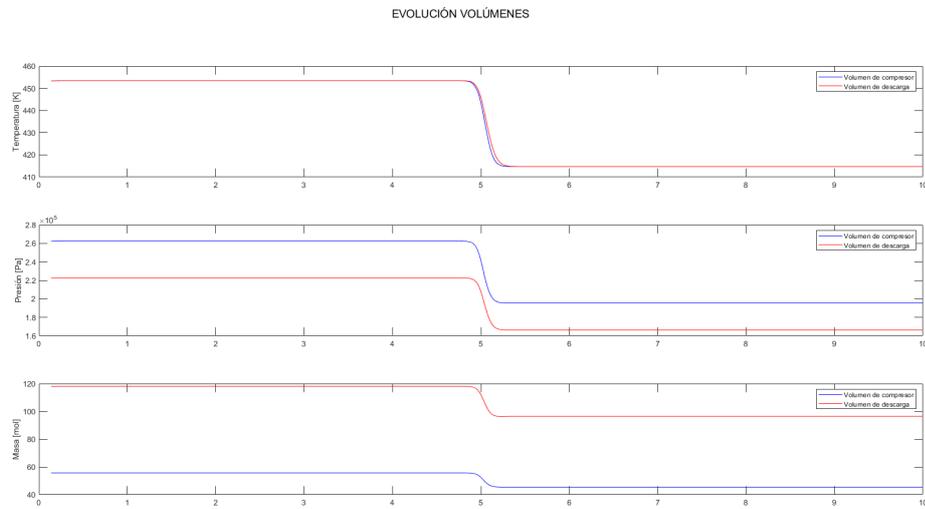
Introducido lo anterior en la ley de velocidades, se presenta a continuación la evolución para el caso en el que la variación es repentina.

Igual que antes, primero la evolución del punto de operación sobre el mapa:

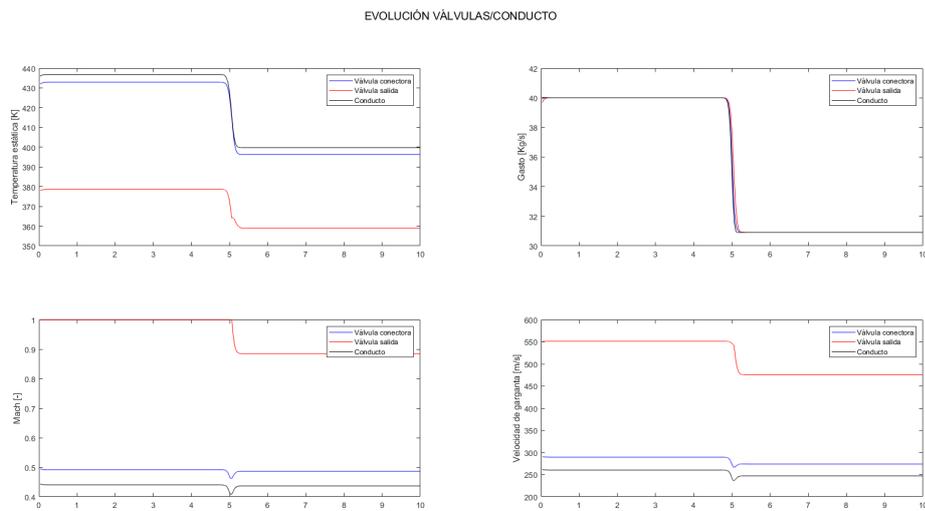


**Figura 6.4** Evolución del punto de operación sobre el mapa en una disminución a velocidades bajas de giro.

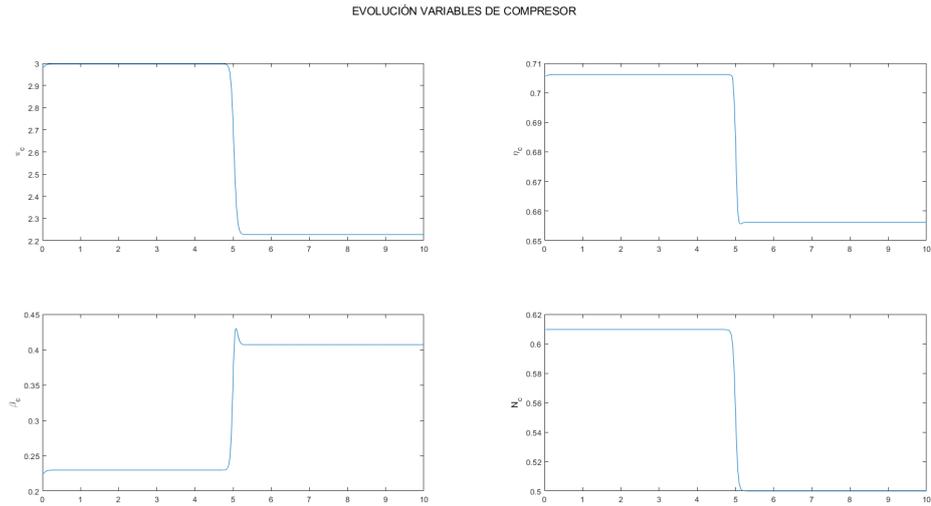
Obteniéndose una evolución similar a las anteriores para estos casos.  
 Por su parte, los depósitos, válvulas y compresor han sufrido la siguiente variación:



**Figura 6.5** Evolución temporal de los depósitos a velocidades bajas de giro.



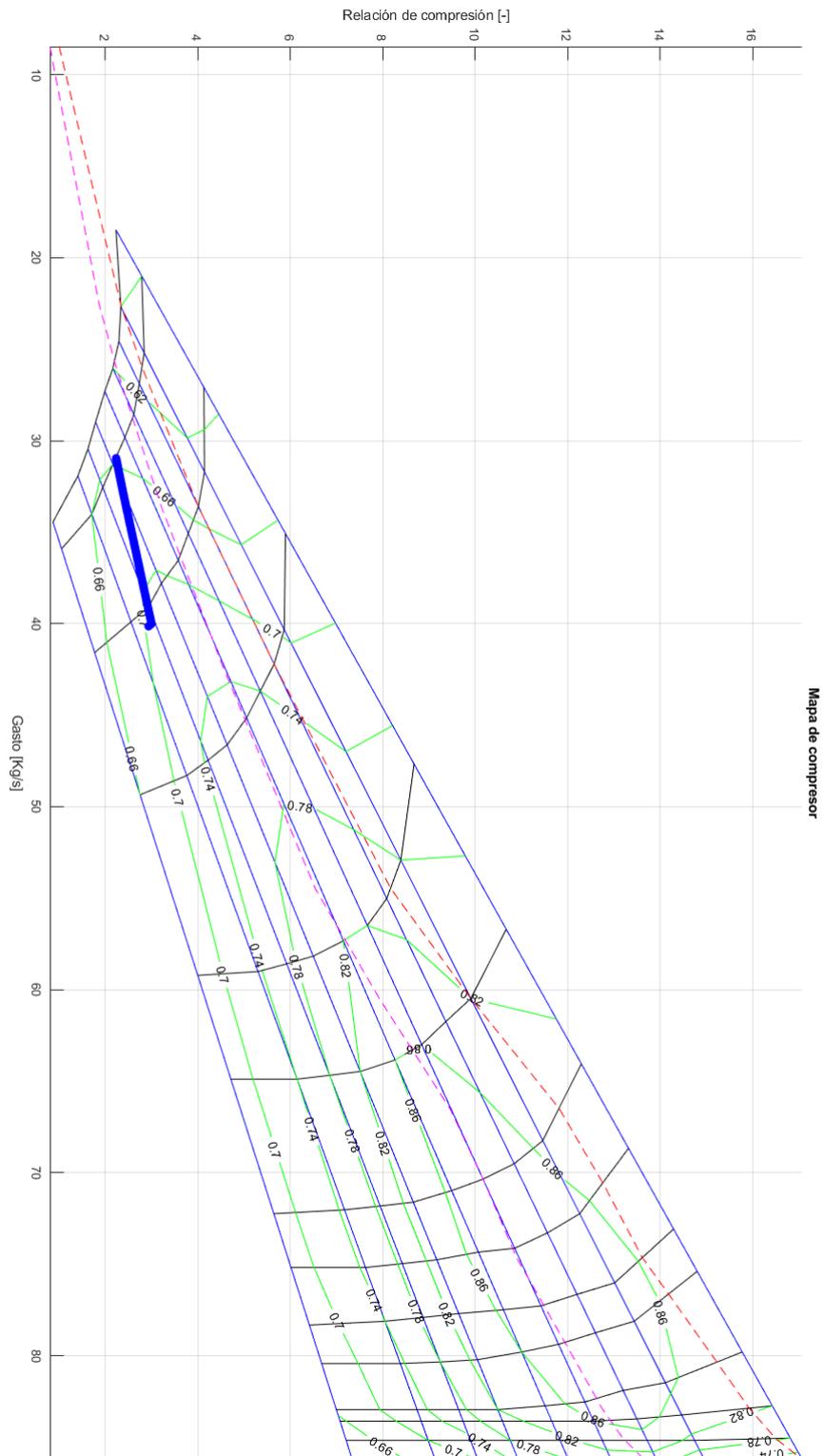
**Figura 6.6** Evolución temporal de las válvulas y conducto a velocidades bajas de giro.



**Figura 6.7** Evolución de parámetros del compresor a velocidades bajas de giro.

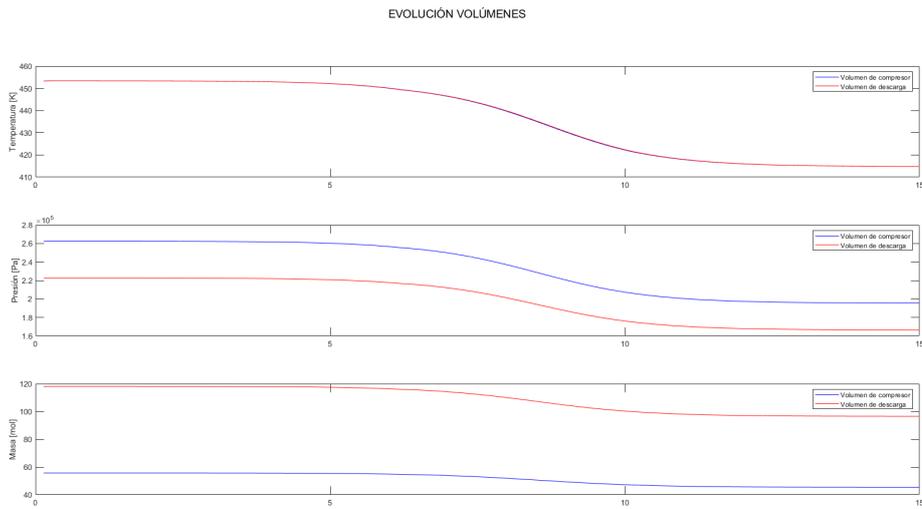
Sin novedades notables en comparación con los otros casos ya analizados.

Sin más, se presenta todas las variaciones frente a un cambio suave:

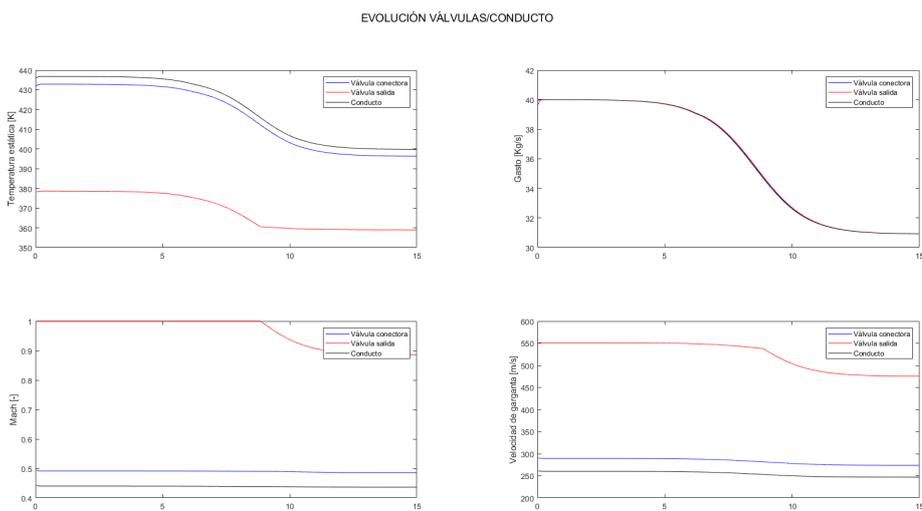


**Figura 6.8** Evolución del punto de operación sobre el mapa en una disminución a velocidades bajas de giro.

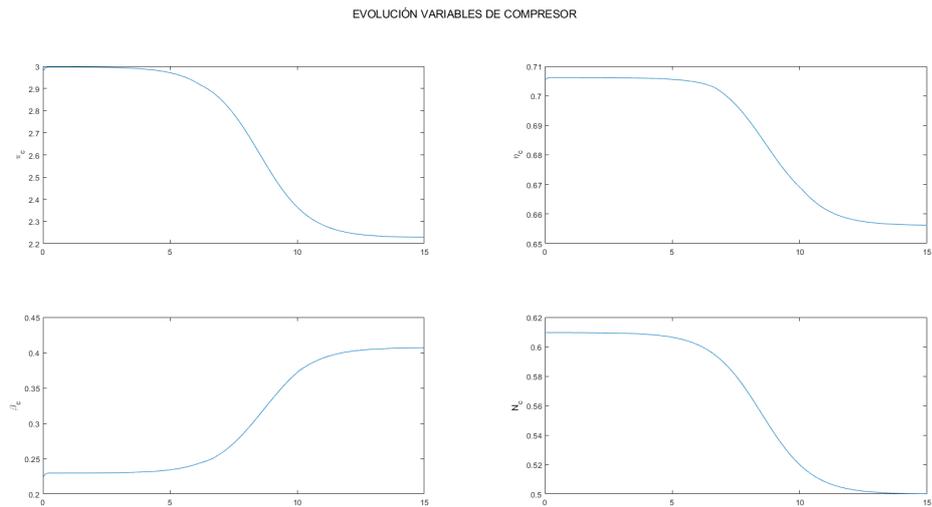
Por su parte, los depósitos, válvulas y compresor han sufrido la siguiente variación:



**Figura 6.9** Evolución temporal de los depósitos a velocidades bajas de giro.



**Figura 6.10** Evolución temporal de las válvulas y conducto a velocidades bajas de giro.



**Figura 6.11** Evolución de parámetros del compresor a velocidades bajas de giro.

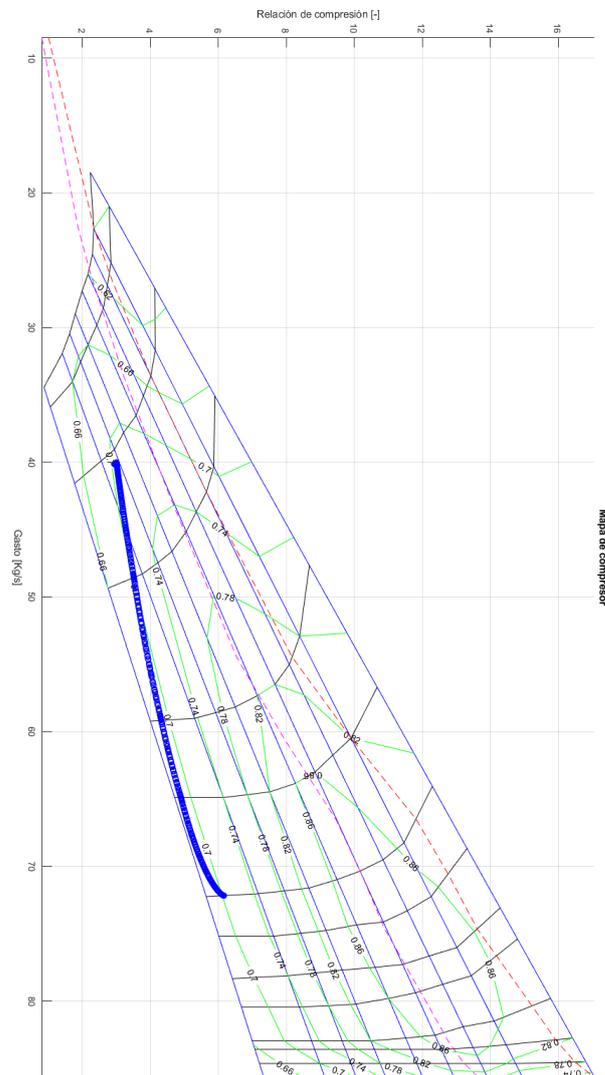
Aunque la variación de  $N$  es poca, se obtiene unas evoluciones considerables y de las que se pueden obtener conclusiones que se expondrán más adelante. Si no se explican más exhaustivamente las que se acaban de presentar es porque no existe gran variación de resultados frente a los casos similares anteriores.

## 6.2 Aumento de velocidad

Igual que antes, se termina el análisis con una operación de aumento de velocidad del compresor. La ley de velocidades es la misma que para casos anteriores, difiriendo en los valores finales de  $N$ , que para este caso se ha elegido:  $N_C = 0.9$ , y que transformando a unidades físicas se tiene  $N=11096$  rpm, lo que significa un aumento con respecto al inicial de 4000 rpm.

Por tanto, no queda más que presentar los resultados, primero para una variación abrupta, y luego para una suave:

Para la abrupta se obtiene:



**Figura 6.12** Evolución del punto de operación sobre el mapa en un aumento a velocidades bajas de giro.

Por su parte, los depósitos, válvulas y compresor han sufrido la siguiente variación:

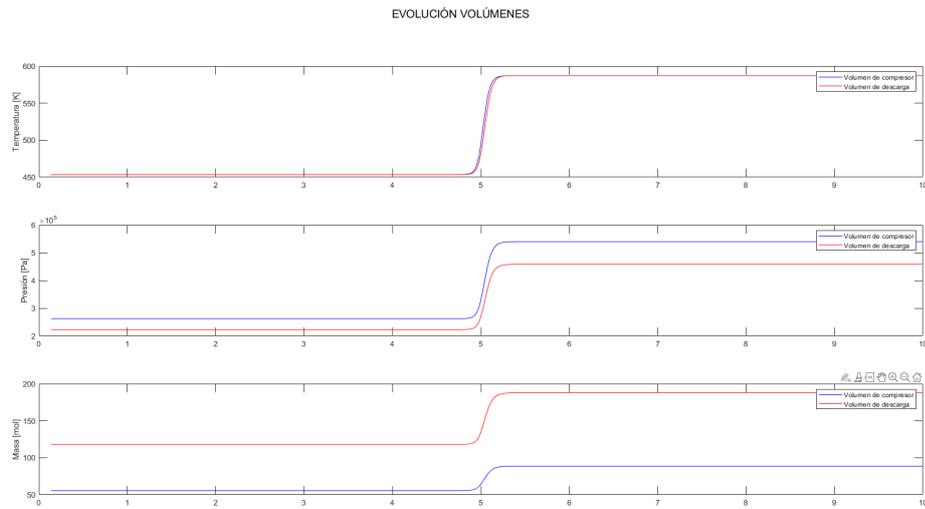


Figura 6.13 Evolución temporal de los depósitos a velocidades bajas de giro.

Como observación, hay que resaltar que el punto de operación casi roza la zona límite del mapa. Si bien esto no quiere decir nada puesto que solo indica el fin de los datos disponibles, sí que puede resultar un problema ya que el compresor puede perder toda su capacidad compresiva y, si los datos corresponden a los límites operativos verdaderos del compresor, efectivamente puede implicar un riesgo en la operación del compresor.

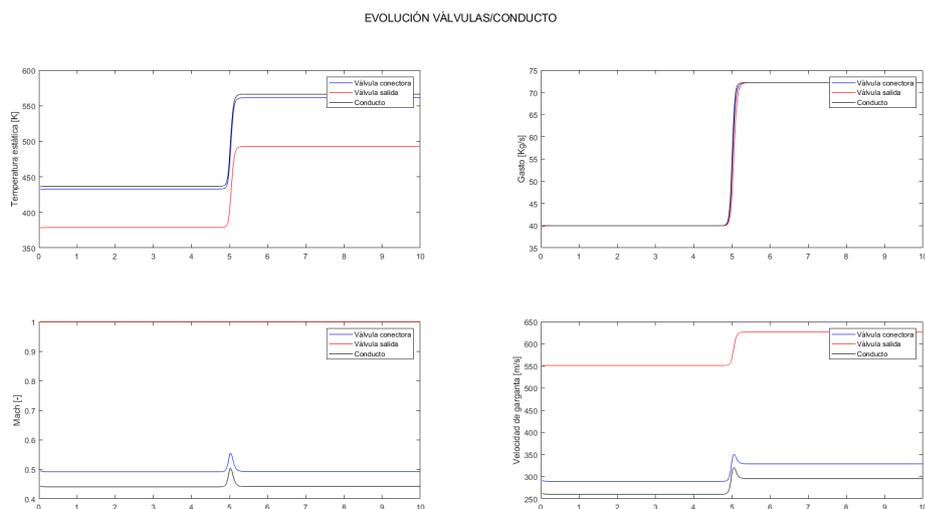
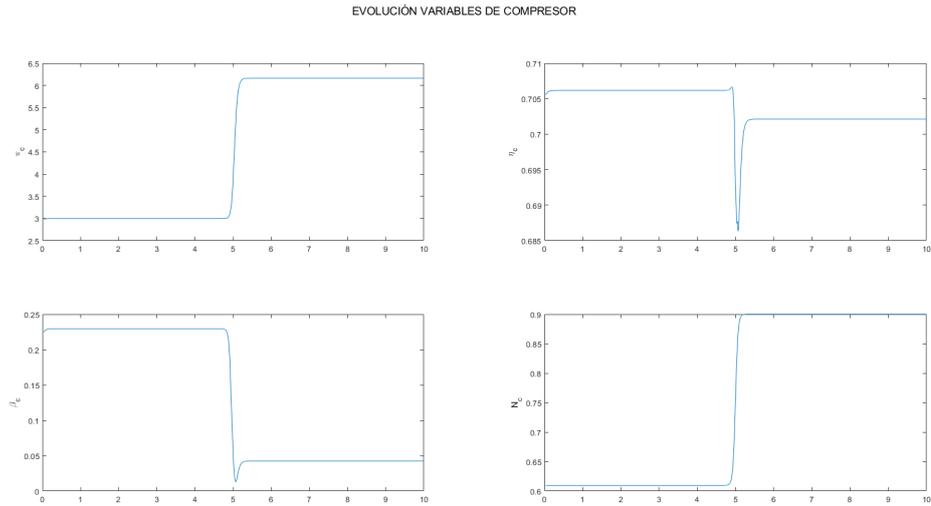


Figura 6.14 Evolución temporal de las válvulas y conducto a velocidades bajas de giro.



**Figura 6.15** Evolución de parámetros del compresor a velocidades bajas de giro.

Como observación, hay cierta variación notable en el rendimiento que se explicará más adelante.

Pasando a la variación suave de este proceso, se encuentra la siguiente evolución:

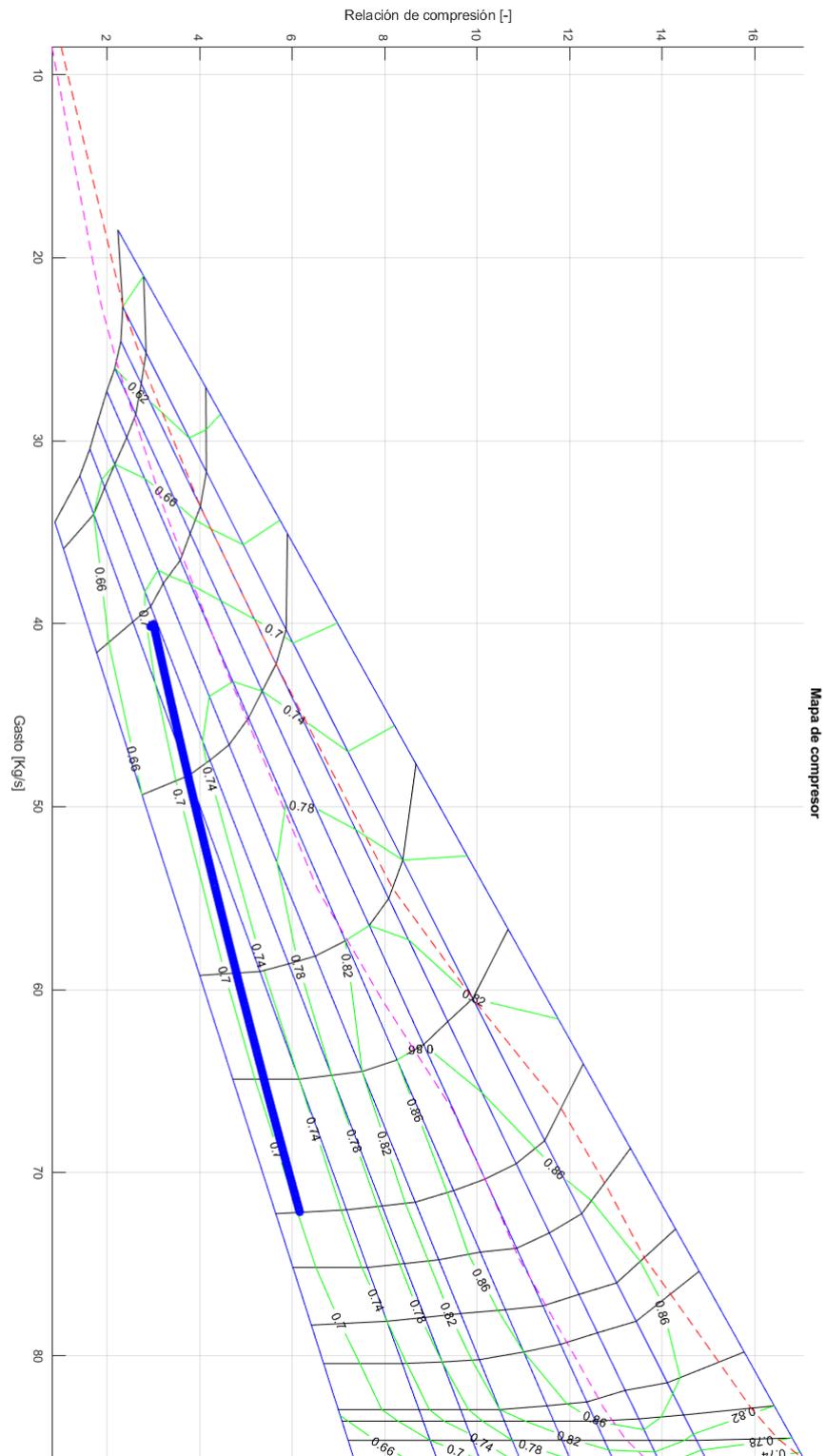


Figura 6.16 Evolución del punto de operación sobre el mapa en un aumento a velocidades bajas de giro.

Por su parte, los depósitos, válvulas y compresor han sufrido la siguiente variación:

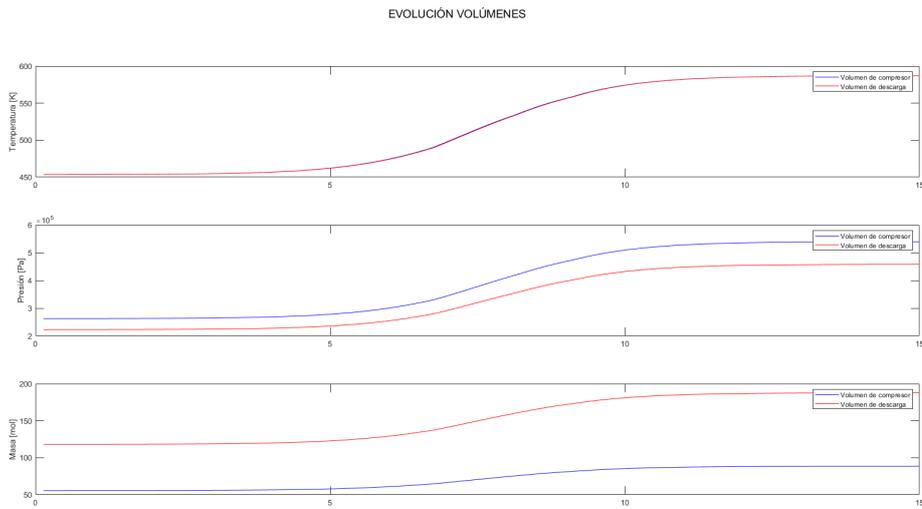


Figura 6.17 Evolución temporal de los depósitos a velocidades bajas de giro.

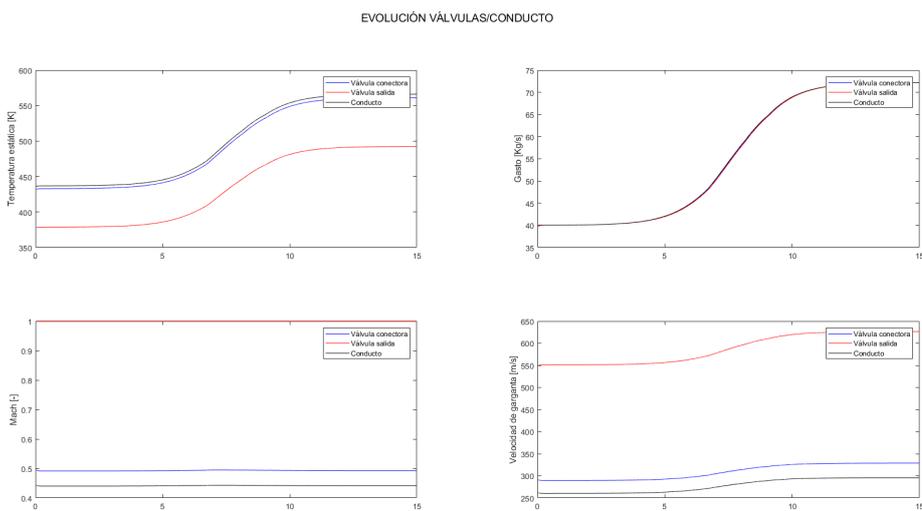
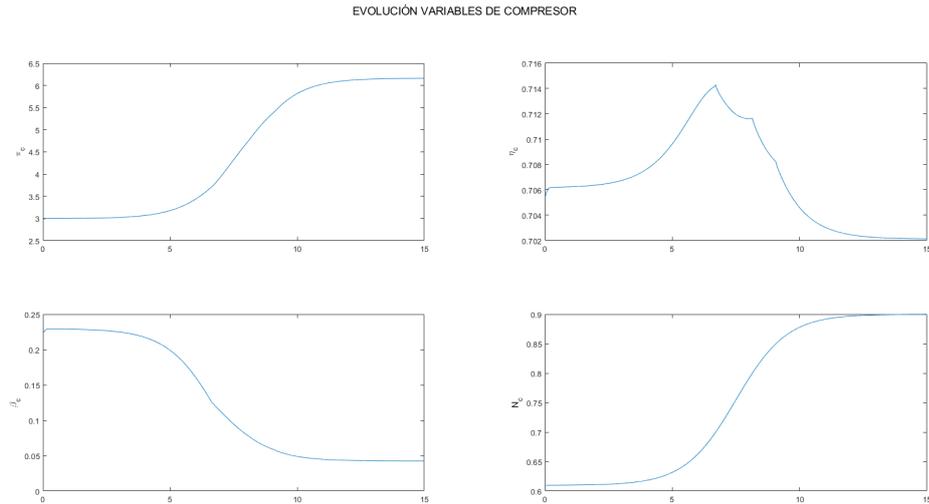


Figura 6.18 Evolución temporal de las válvulas y conducto a velocidades bajas de giro.



**Figura 6.19** Evolución de parámetros del compresor a velocidades bajas de giro.

Donde el efecto más notable de nuevo se puede encontrar en el rendimiento, pero sin ser demasiado alejado de lo esperable. Esa variación tan poco usual en el momento de la variación se debe a la interpolación de datos en la tabla donde se recogen sus datos.

### 6.3 Resultados

Los resultados obtenidos en estos casos no distan mucho de los obtenidos en casos anteriores. Por ello, no se ahondará mucho en explicarlos y la exposición y análisis de resultados será más breve.

Viendo el caso en el que se disminuyen revoluciones, se obtiene una evolución similar tanto en volúmenes, válvulas como en compresor, tanto para la variación rápida como lenta. Analizando el mapa se encuentra la misma variación, no siendo necesaria una ampliación de la operación como en el caso de  $N$  altas ya que, aunque la variación de revoluciones haya sido similar, se ve en el mapa que la evolución es similar a las anteriores. Las mismas causas y efectos que se dan para los dos análisis anteriores sirven para este también.

## 7 Análisis de sensibilidad

---

Para finalizar el estudio del compresor, se ve necesario complementar lo ya expuesto anteriormente con distintas casuísticas que se pueden dar en la operación normal del motor. Se hace con el objetivo de estudiar cómo se comportaría el compresor frente a situaciones que no dependen tanto del compresor, si no de elementos externos al mismo. También se hace con el objetivo de estudiar la sensibilidad del compresor frente a variaciones no contempladas anteriormente. Cada una de ellas puede dar lugar a todo un estudio propio, pero con ánimo de arrojar un poco de luz y relacionarlo con el estudio transitorio que ocupa a este documento, se mostrarán algunas situaciones, muy concretas, que servirán de sujeto de análisis y del que se van a obtener resultados ilustrativos que servirán para que cualquier persona que vaya a operar en esas condiciones tenga una idea general del comportamiento del compresor. También hay que salvar las limitaciones del modelo que se está usando: recordando, el modelo analítico es un modelo de capacidad en el que no se recoge la inercia del aire dentro de los volúmenes de estudio, con lo que algunos resultados pueden llevar a error y hay que identificar qué situaciones son las implementables sin lugar a errores graves en los resultados, y cuales sí.

Situaciones como la variación simultánea en la velocidad de giro y en elementos aguas abajo del compresor como la apertura de la tobera de salida, o el sangrado de gas en el propio motor se modelan matemáticamente como una variación simultánea de  $N$  y del área de salida del mismo. Este será un caso de análisis.

También hay que destacar que el único modelo de variación que se ha implementado en el modelo y del cual se han obtenido resultados es aquel que se daría si el motor sufriera una variación del tipo Escalón. sin embargo, no siempre se da esta variación, y es interesante estudiar el comportamiento del compresor frente a leyes más diversas, sin que escapen demasiado de la realidad.

Otra parte del análisis de sensibilidad va a constar de estudiar la variación de los volúmenes usados para modelar el motor. En concreto, se va a estudiar el comportamiento de la máquina frente a una variación del volumen de descarga, lo que en términos físicos implicaría el montaje en un motor diferente.

Por otra parte, normalmente los ensayos de compresores se realizan en un banco a nivel del suelo, donde las condiciones atmosféricas son completamente diferentes a las que se encuentra el propio compresor volando en operación normal. por ello, se torna interesante estudiar varios casos de los anteriores en condiciones atmosféricas diferentes. Por ejemplo, se implementarán las condiciones atmosféricas encontrables a una altitud de 10000 metros, una altitud usual en la operación normal de los aviones.

La mayoría de análisis se efectuarán de manera que el motor tenga un amplio margen de operabilidad y se pueda observar correctamente su evolución. Por ello, siempre que se pueda, el análisis se efectuará desde un Punto de Diseño colocado a velocidades medio-altas de funcionamiento. En caso de que no se efectúe en ese punto se indicará. Tomamos el mismo punto de diseño que se ha

usado en el análisis a velocidades medias de giro, ya que se conoce el dimensionamiento en ese punto del motor.

## **7.1 Respuesta ante variación simultánea de velocidad de giro y área de salida**

Sin ánimo de hacer un análisis exhaustivo de estas situaciones, se van a exponer 4 casos de análisis a diferentes velocidades de cambio como se viene haciendo. El estudio de los efectos derivados de la variación de estos parámetros bien merece todo un trabajo dedicado a ello. Para concretar el tipo de casos que se van a analizar, se hará el análisis para una ley de variación, tanto de  $N$  como de área de salida, iguales. Es decir, se hará uso de la función Sigmoide para modelar los cambios en los dos parámetros. Además, se usarán los mismos coeficientes para cada parámetro, de forma que variarán de la misma manera, o sea, al mismo tiempo. Esto no quiere significar que variarán en el mismo rango, ya que este está limitado por la capacidad operativa del compresor. También se efectuará una variación abrupta y suave de los parámetros.

Recordando de antes, se usará el compresor funcionando a rpm medias, desde donde se puede aplicar tanto una disminución como un aumento notables de ambos parámetros.

Hay que tener en cuenta la tremenda complejidad que cobra un problema como éste. Es a veces difícil averiguar cuáles pueden ser las causas y efectos de la variación de un parámetro  $X$  de una turbomáquina. Adivinar cuáles pueden ser cuando varían dos de ellos puede ser una tarea titánica que requiera mucha experiencia. Además, el abanico de posibilidades de que pueden ofrecer estos cambios a la hora de efectuarse hace aún más extenso el estudio. Sin embargo, parte de los objetivos de este documento es analizar la operación transitoria que se da en esos casos y con ayuda del programa y de los conocimientos adquiridos en el Grado se puede dar una explicación somera.

### **7.1.1 Disminución simultánea de $N$ y área de salida**

En primer lugar, se va a mostrar los efectos de una disminución simultánea de la velocidad de giro y del área de salida. Dichas variaciones se darán entre los siguientes rangos:

- $N \in [0.8109, 0.6] \rightarrow N \in [11096, 8209]$  rpm.
- $A_6 \in [1.13 \cdot 10^{-1}, 0.5 \cdot 10^{-1}] m^2$ .

Para una variación rápida se han tomado de coeficientes de la ley de cambio:  $a = 100$ ,  $c = 5$ , teniéndose el siguiente resultado:

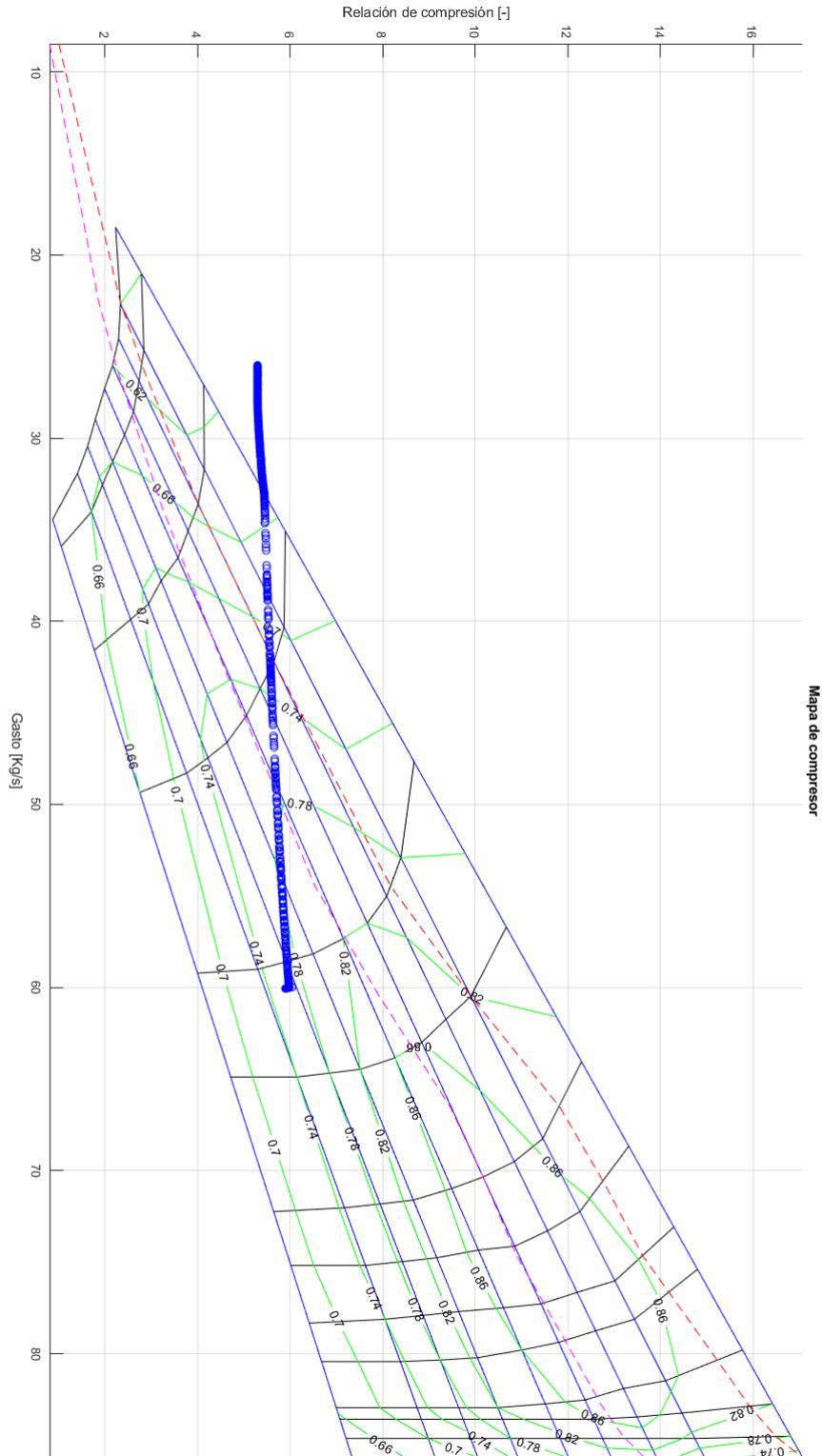
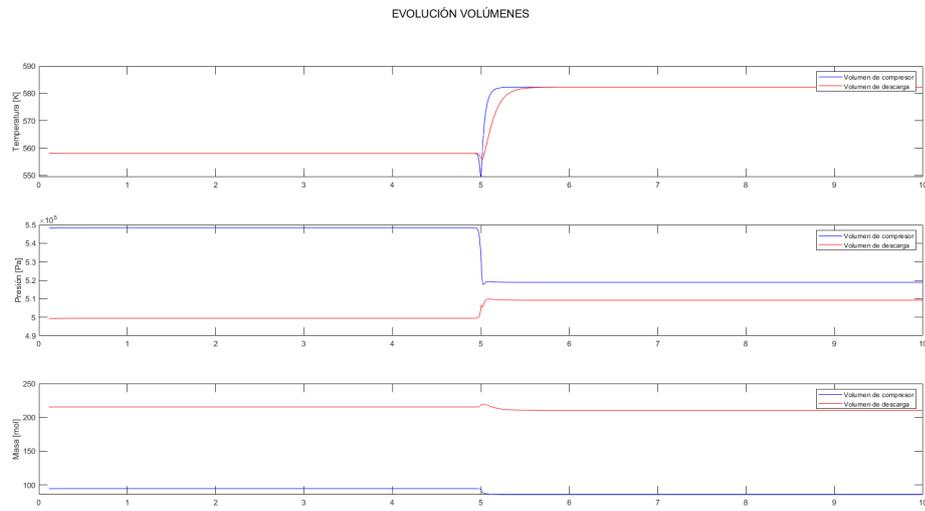
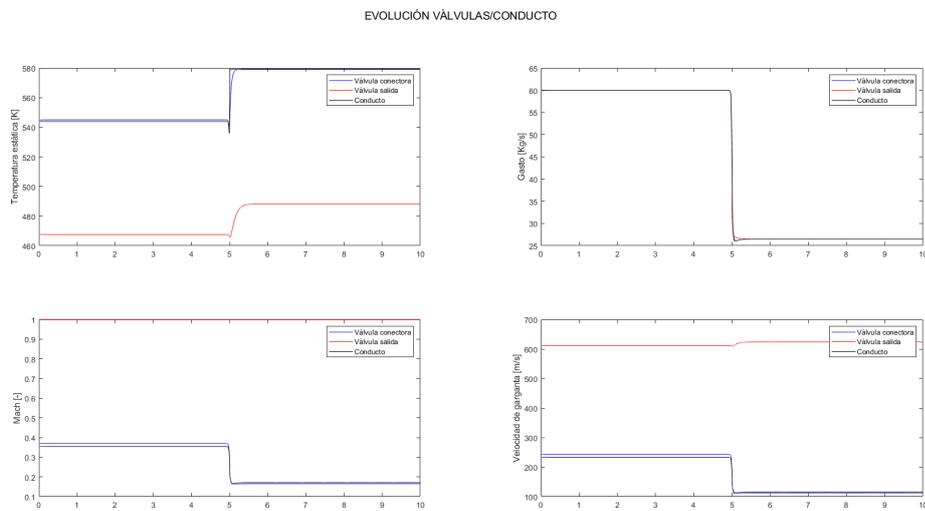


Figura 7.1 Evolución del punto de operación sobre el mapa frente a aumento simultáneo de N y área de salida.

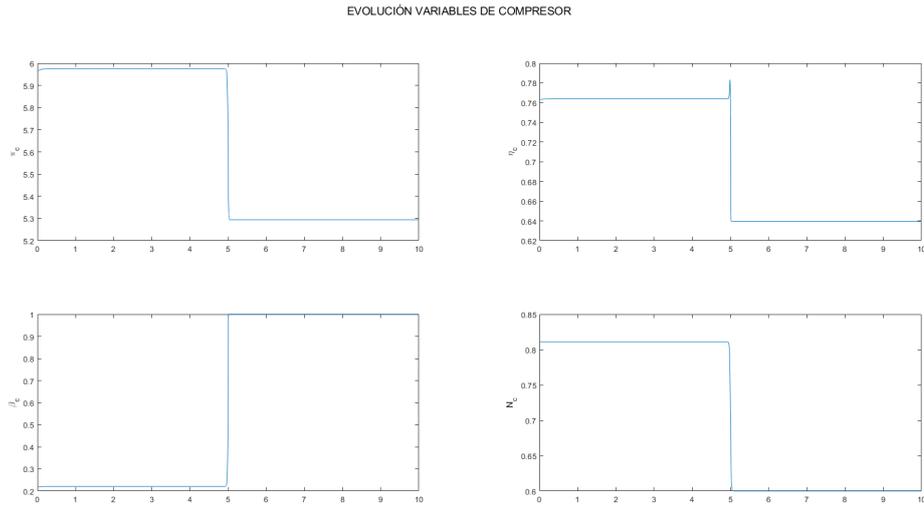
Como detalle, se observa que hay un cruce directo de la línea de bombeo y no solo eso, si no que parece que no hay posibilidad de que vuelva a operar normalmente. A su vez, la evolución seguida en los demás elementos ha sido la siguiente:



**Figura 7.2** Evolución de parámetros de los depósitos frente a aumento simultaneo de N y área de salida.



**Figura 7.3** Evolución de parámetros de las válvulas frente a aumento simultaneo de N y área de salida.



**Figura 7.4** Evolución de parámetros del compresor frente a aumento simultaneo de N y área de salida.

Los resultados más estrafalarios se pueden encontrar en los volúmenes, donde la variación de presión en los depósitos deja de ser pareja.

Probando para una variación lenta de dicha operación, se obtiene el resultado que se presenta a continuación:

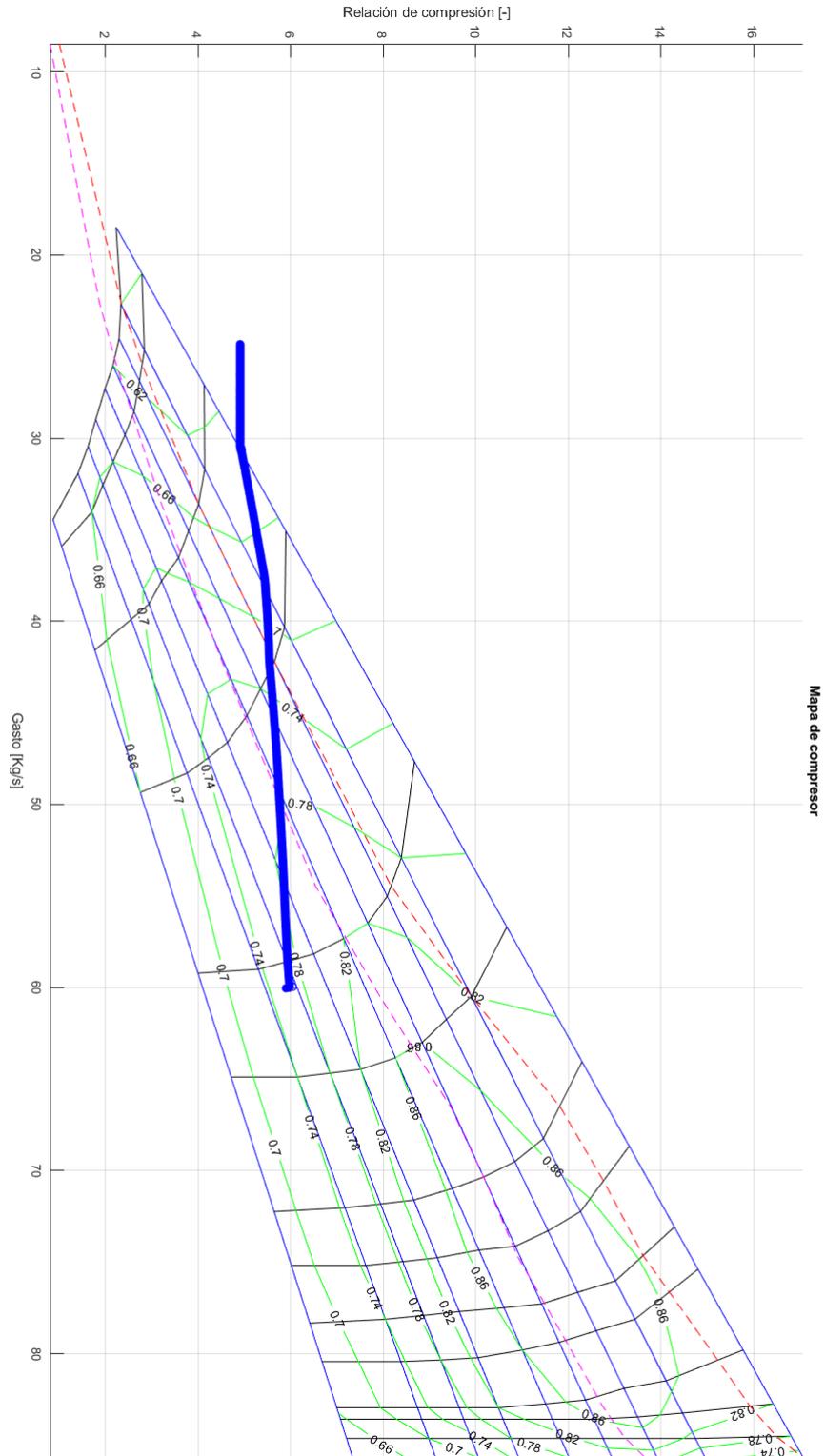
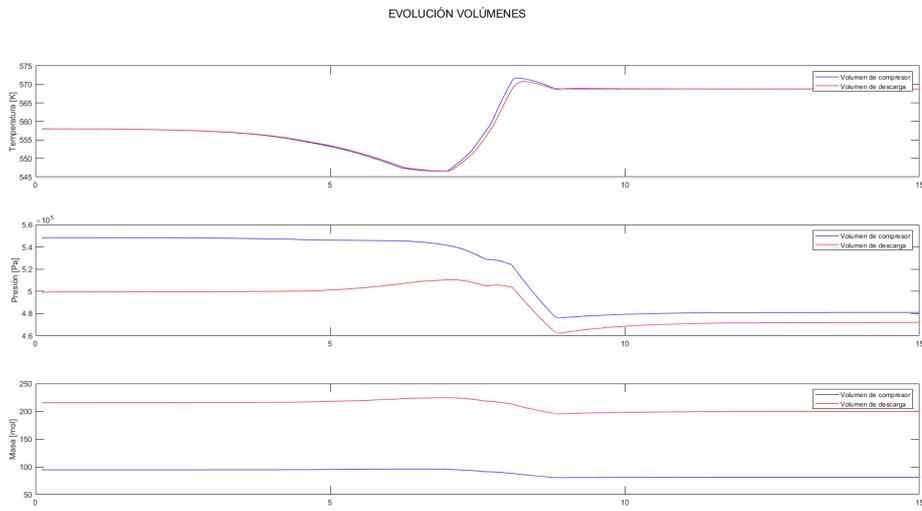


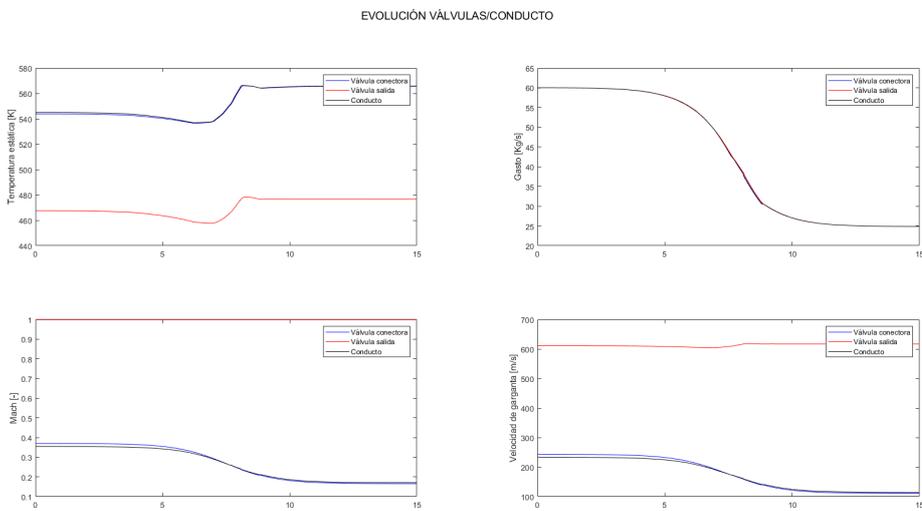
Figura 7.5 Evolución del punto de operación sobre el mapa frente a aumento simultáneo de  $N$  y área de salida.

El compresor vuelve a entrar en zonas peligrosas, no dependiendo la entrada a esta de la velocidad de cerradura de la válvula de salida.

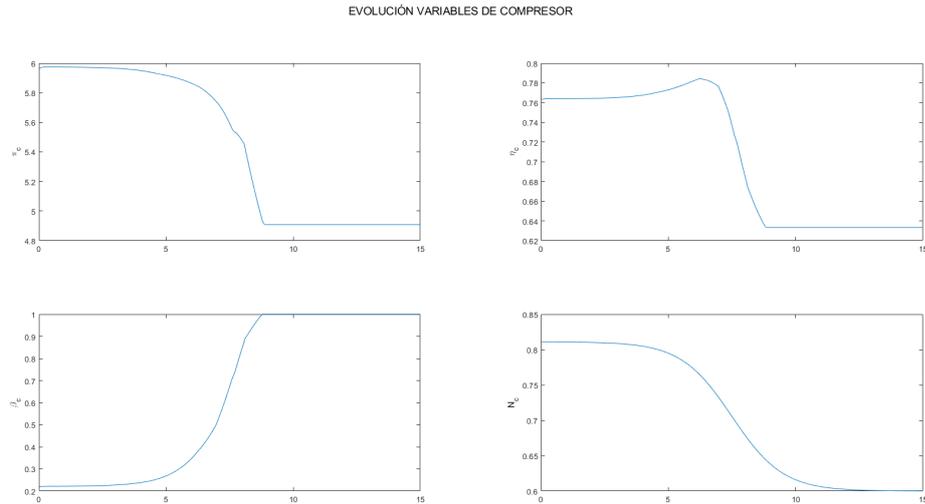
A su vez, la evolución seguida en los demás elementos ha sido la siguiente:



**Figura 7.6** Evolución de parámetros de los depósitos frente a aumento simultaneo de N y área de salida.



**Figura 7.7** Evolución de parámetros de las válvulas frente a aumento simultaneo de N y área de salida.



**Figura 7.8** Evolución de parámetros del compresor frente a aumento simultáneo de  $N$  y área de salida.

Como se puede observar, una disminución del área de paso puede hacer que el gasto disminuya tanto que el compresor entre en una zona indeseable de funcionamiento, por lo que es altamente peligroso el disminuir el área de paso del flujo aguas abajo del compresor.

### 7.1.2 Aumento simultáneo de $N$ y área de salida

Se toma ahora el caso contrario, en el que aplicamos una variación a los dos parámetros. Las leyes de cambio serán iguales que las usadas en el caso anterior, aunque el rango de variación de parámetros es el que se muestra a continuación:

- $N \in [0.8109, 1.05] \rightarrow N \in [11096, 14366]$  rpm.
- $A_6 \in [1.13 \cdot 10^{-1}, 7 \cdot 10^{-1}] m^2$ .

A su vez, los dos tipos de evolución han sido abrupto y suave como se viene haciendo. Para una variación abrupta de los parámetros, se encuentra la siguiente evolución:

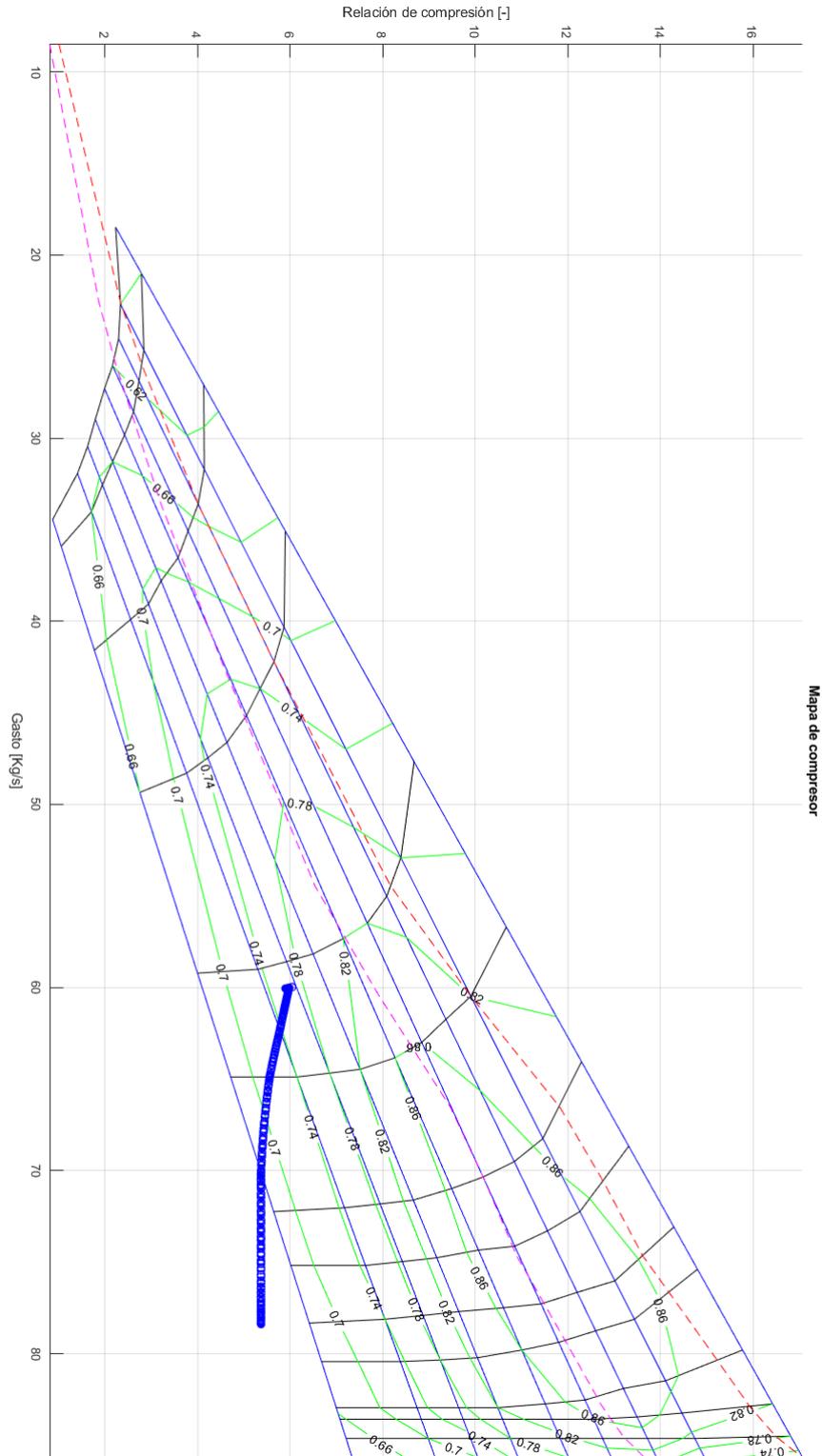
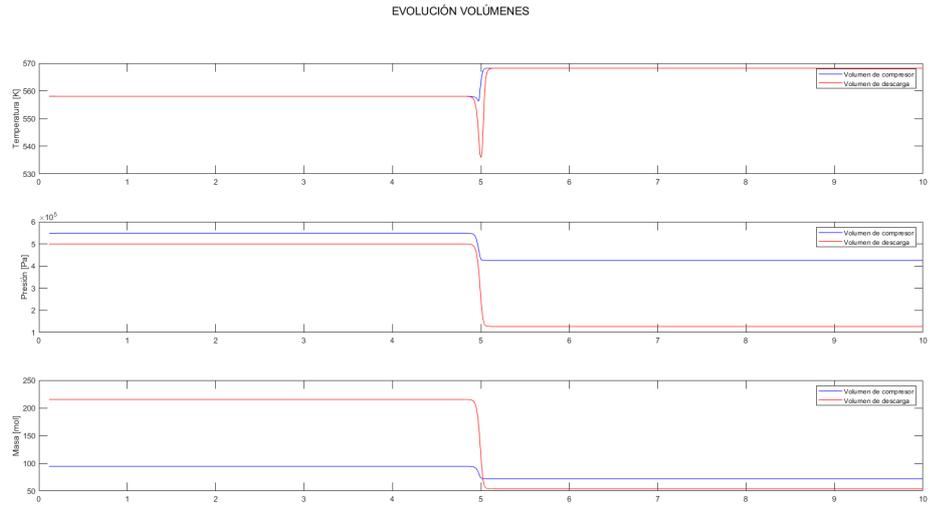
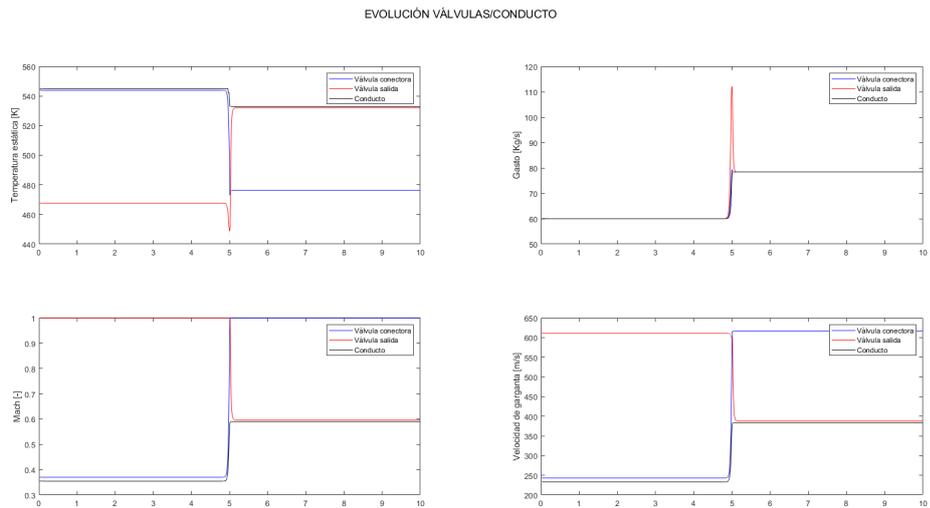


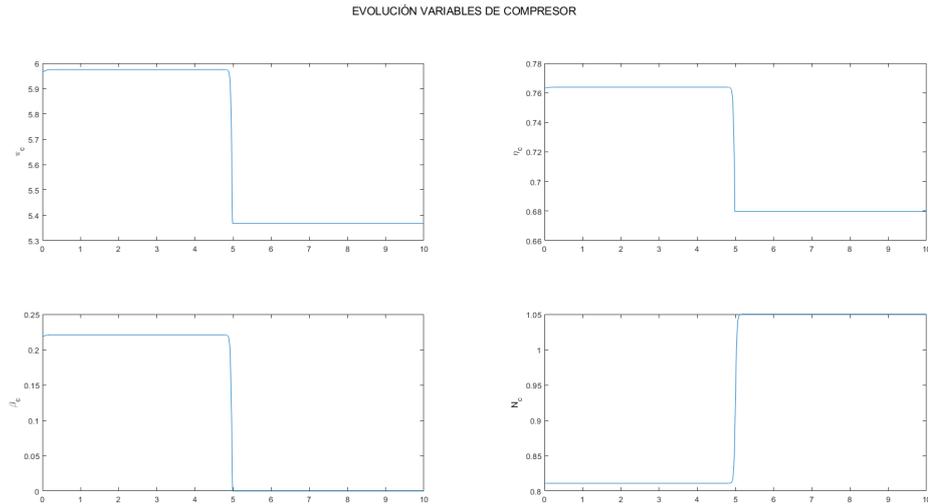
Figura 7.9 Evolución del punto de operación sobre el mapa frente a aumento simultáneo de N y área de salida.



**Figura 7.10** Evolución de parámetros de los depósitos frente a aumento simultáneo de N y área de salida.



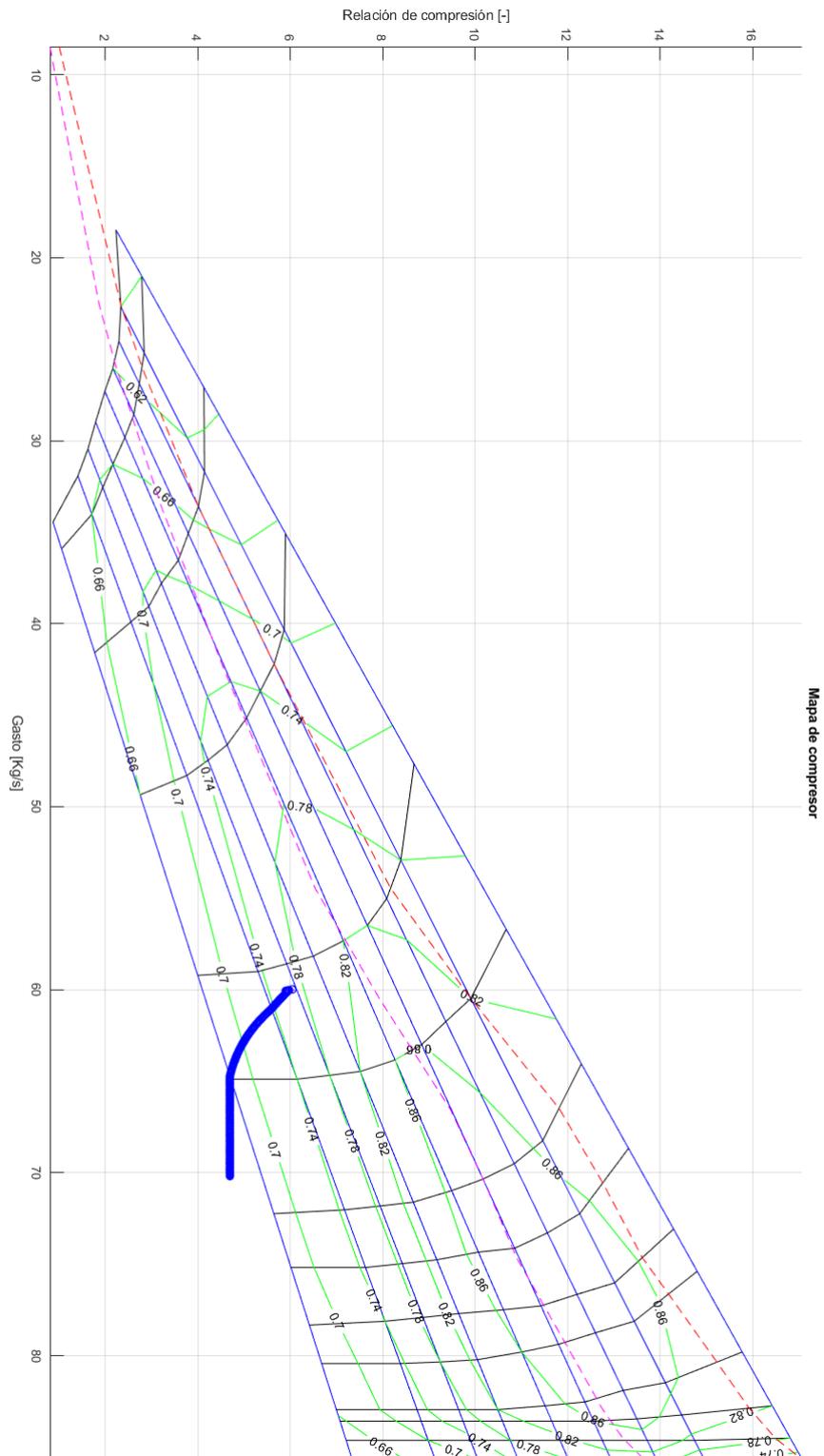
**Figura 7.11** Evolución de parámetros de las válvulas frente a aumento simultáneo de N y área de salida.



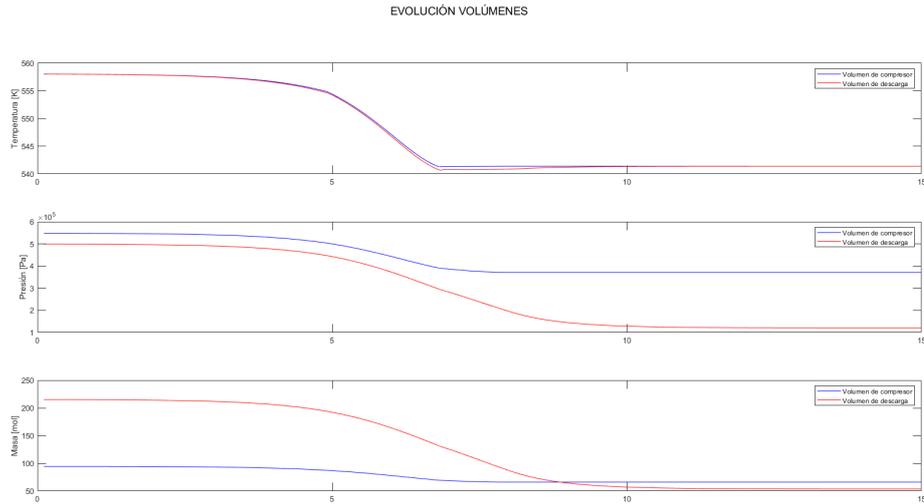
**Figura 7.12** Evolución de parámetros del compresor frente a aumento simultaneo de N y área de salida.

Como resultado, se tiene que el compresor pierde totalmente su capacidad compresora llegados a un punto de la evolución, sin posibilidad aparente de recuperarse. Así, el gasto aumenta en demasía más de lo que puede soportar el compresor, llegando a un límite operativo.

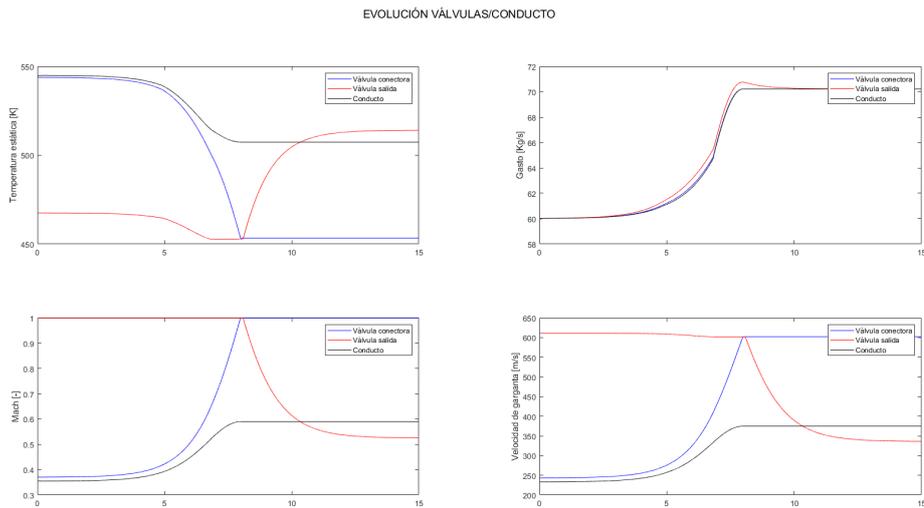
Para una variación lenta no se encuentran demasiadas diferencias tampoco:



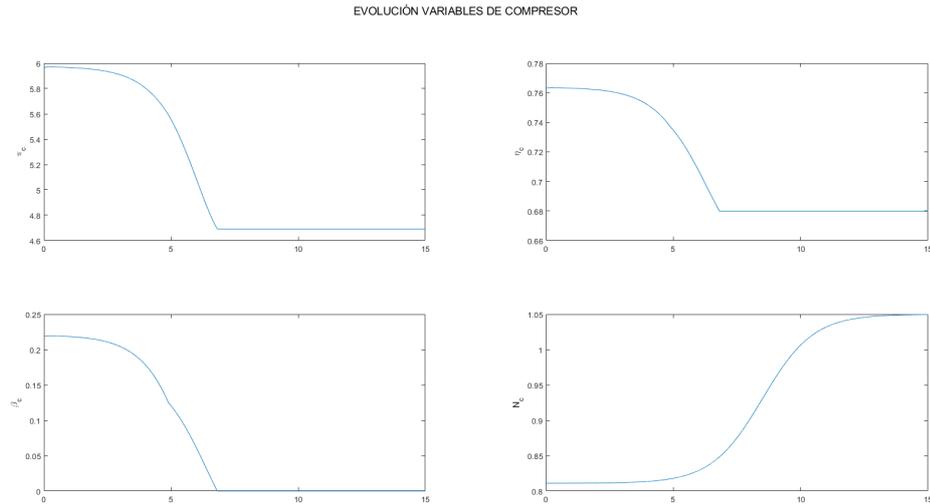
**Figura 7.13** Evolución del punto de operación sobre el mapa frente a aumento simultáneo de  $N$  y área de salida.



**Figura 7.14** Evolución de parámetros de los depósitos frente a aumento simultaneo de N y área de salida.



**Figura 7.15** Evolución de parámetros de las válvulas frente a aumento simultaneo de N y área de salida.

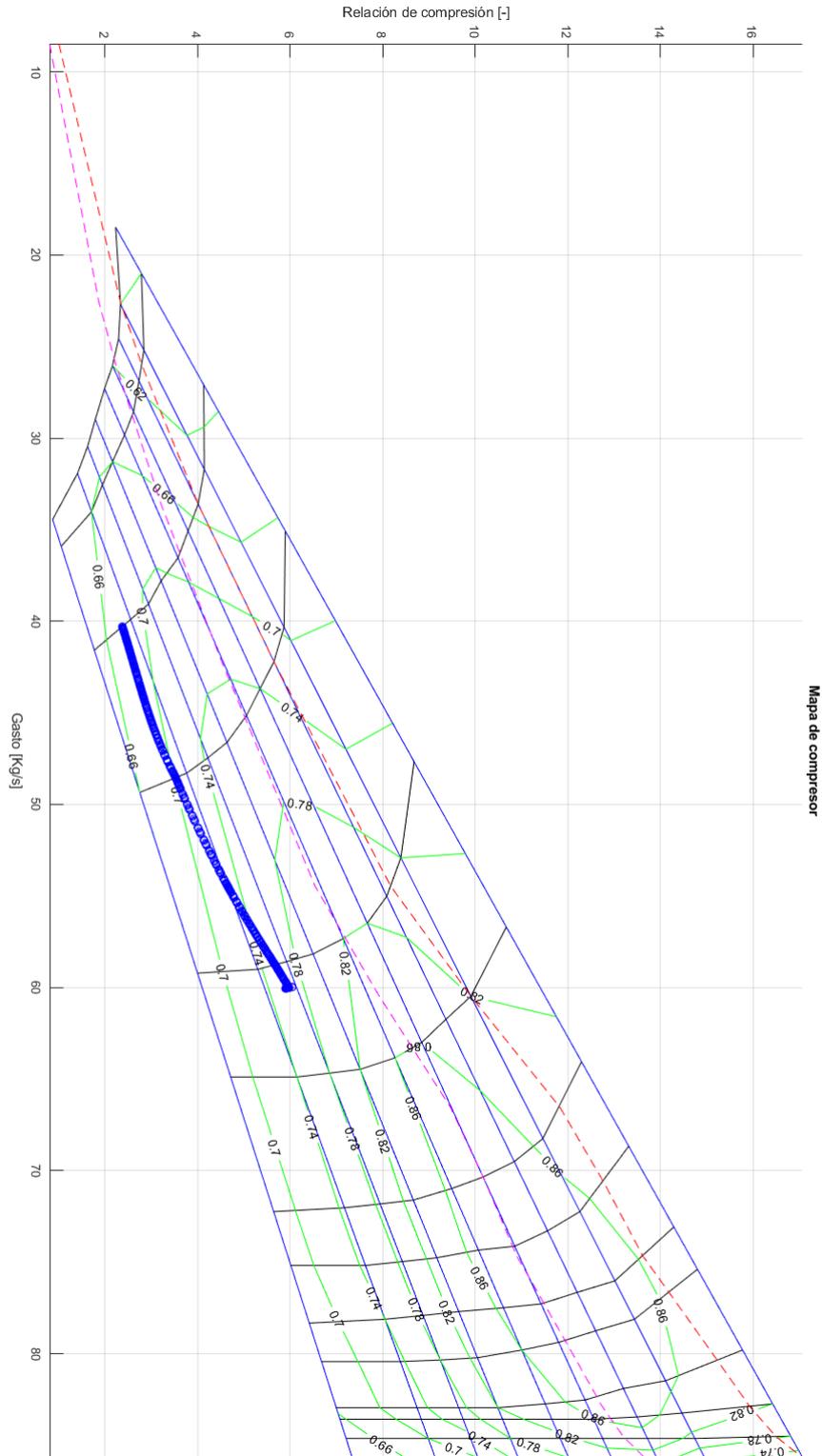


**Figura 7.16** Evolución de parámetros del compresor frente a aumento simultáneo de  $N$  y área de salida.

El compresor ha salido de sus límites operativos de igual manera sin posibilidad de recuperación. De aquí se hace patente también el riesgo que conlleva aumentar demasiado el área de paso de flujo aguas abajo del compresor. Una apertura de una válvula, una apertura demasiado alta de la tobera de salida en un motor puede conllevar la pérdida de la capacidad de compresión del motor, quedando inutilizado por lo menos mientras se mantengan esas condiciones.

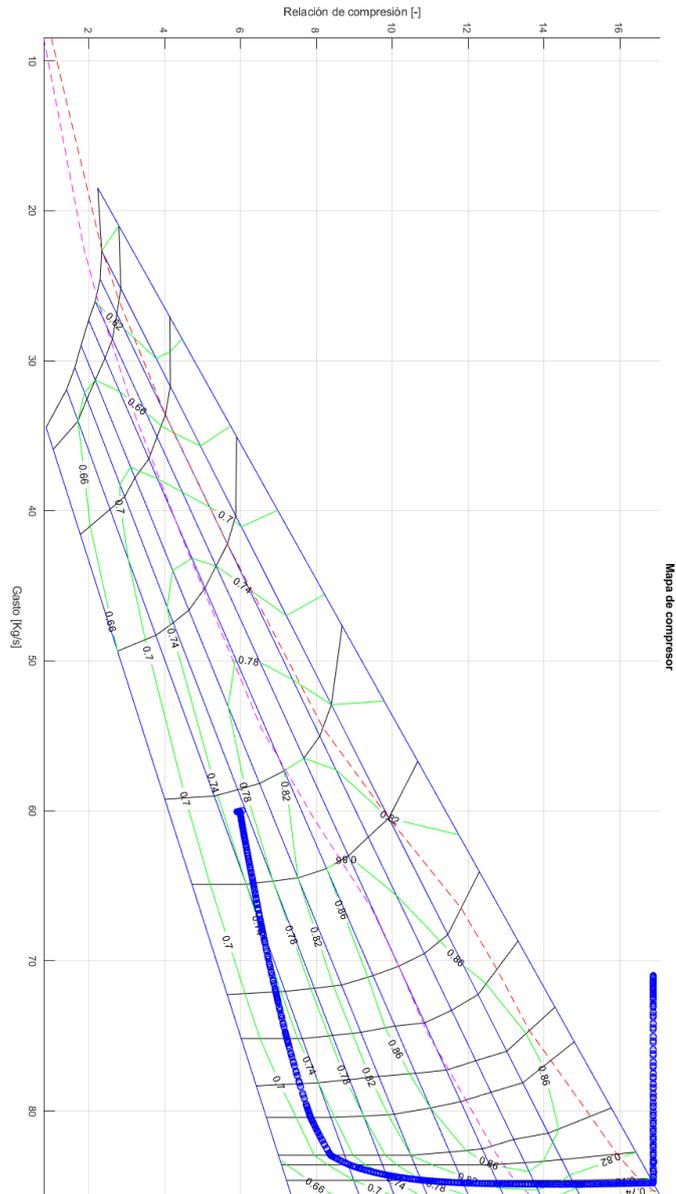
Con todo esto, a su vez es interesante, por lo menos observar cómo varía el punto de operación, cuando un parámetro aumenta y el otro disminuye. aplicando las mismas leyes de variación de estos casos más recientes, pero solo teniendo en cuenta el caso de variación abrupta, se aplica una disminución en un parámetro a la vez que se disminuye el otro.

Para una disminución de la velocidad de giro y un aumento del área de salida, se tiene la siguiente evolución del punto de operación:



**Figura 7.17** Evolución de parámetros del compresor frente a una disminución de  $N$  y un aumento del área de salida.

Si bien parece una operación segura independientemente de la velocidad, hay que tener especial cuidado con perder la capacidad compresiva de la máquina. Sin embargo, si es completamente prohibitiva la operación que se presenta a continuación: un aumento de la velocidad de giro a la par que se reduce el área de salida, teniéndose la siguiente evolución:



**Figura 7.18** Evolución de parámetros del compresor frente a un aumento de N y una disminución del área de salida.

El efecto combinado de la cerradura del área y el aumento de la velocidad angular del motor provoca un aumento enorme de la presión que provoca la entrada irreversible del compresor en la zona de bombeo. Las operaciones que conlleven este tipo de situaciones deben tratarse como críticas.

## 7.2 Respuesta ante variación de la altitud

Volviendo a las situaciones en las cuales únicamente se varía un parámetro, es interesante observar el funcionamiento del compresor en una atmósfera más similar a la que se va a encontrar en su vida útil mayormente.

Se va a analizar tanto un aumento como una disminución de velocidades giro frente a unas condiciones atmosféricas a 10000 metros de altitud. Para modelar tanto la temperatura como la presión que se dan a esa altitud se hace uso de la Atmósfera Estándar internacional (ISA), la cual modela la T y P en base a las siguientes expresiones:

$$T(h) = T_{SL} - \alpha h; P(h) = P_{SL} \left( 1 - \frac{\alpha h}{T_{SL}} \right)^{\frac{g}{R\alpha} - 1}$$

donde:

- $T_{SL}$  y  $P_{SL}$  son la temperatura y presión a nivel del mar.
- h: altitud, en metros. En este caso: h=10000 metros.
- $\alpha = 6.5 \cdot 10^{-3} \text{ K/m}$ .
- R es la constante de los gases.
- g es la aceleración de la gravedad:  $g=9.8 \text{ m/s}^2$ .

Los resultados son para la altitud escogida:

$$T(h) = 233 \text{ K}$$

$$P(h) = 92649 \text{ Pa}$$

Para analizar este caso es necesario redimensionalizar el compresor. Si bien el Punto de Diseño se mantiene siendo el que se tenía para N medias, las condiciones en régimen permanente del modelo y el área de salida de gases no serán los mismos y habrá que averiguar cuáles son los nuevos valores. Tras realizar varias pruebas, se ha llegado a los valores que se muestran a continuación:

- Volumen de compresor:  $T_{ini} = 436 \text{ K}$ ,  $P_{ini} = 514971 \text{ Pa}$ .
- Volumen de descarga:  $T_{ini} = 436 \text{ K}$ ,  $P_{ini} = 474719 \text{ Pa}$ .
- Área de salida:  $A_6 = 1.05 \cdot 10^{-1} \text{ m}^2$ .

Por su parte, la velocidad de giro en régimen permanente no ha variado de una altitud a otra, por lo que se remite al capítulo 5 para consultarla.

Se llevarán a cabo tanto un aumento como una disminución de dicha velocidad, las dos para el caso de que la variación sea abrupta.

Para el caso en el que se aumenta la velocidad de giro, se tiene la siguiente evolución del punto de operación:

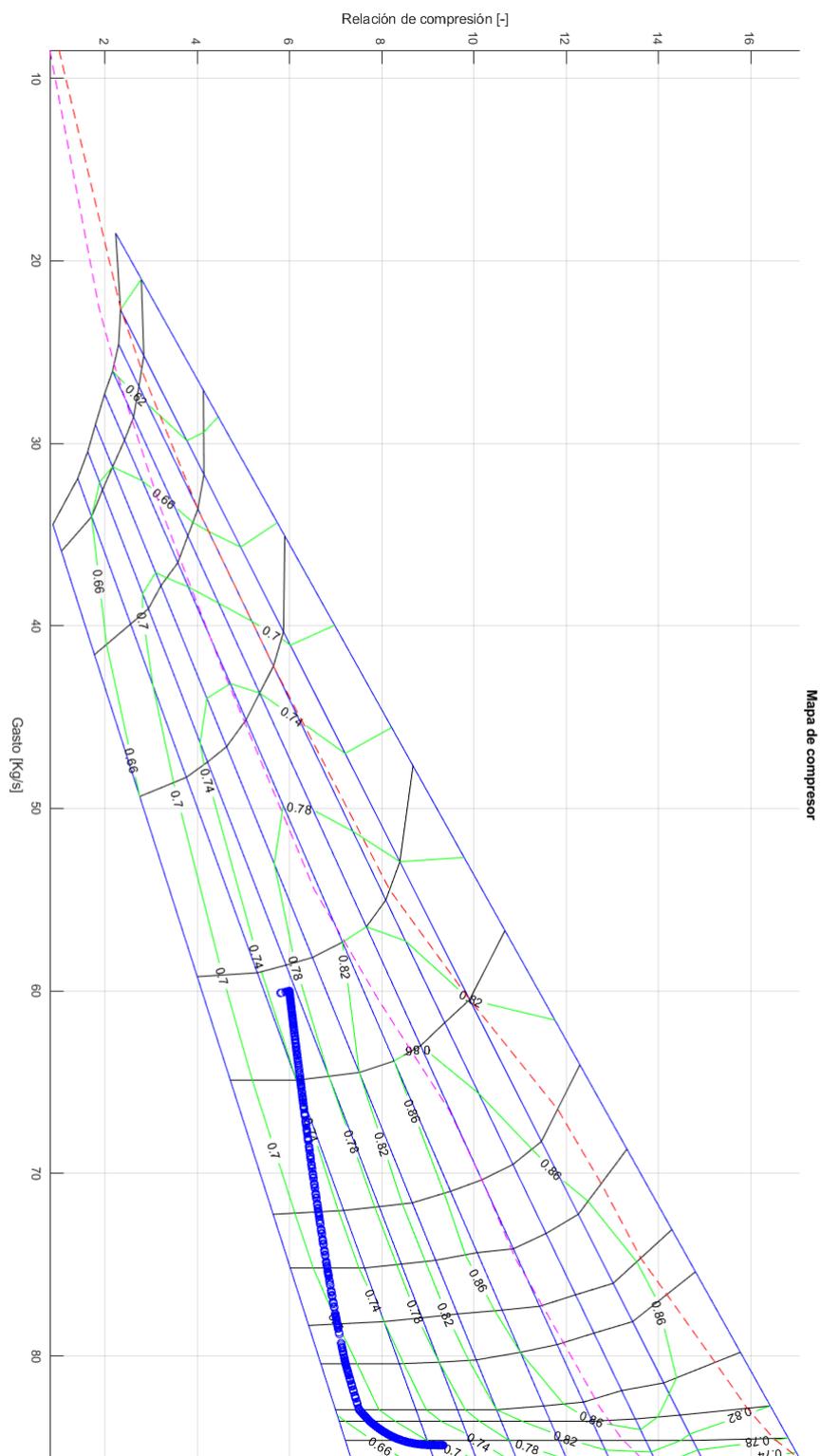


Figura 7.19 Evolución del punto de operación frente a un aumento de N a 10000 m.

Con la consiguiente evolución de los parámetros del modelo:

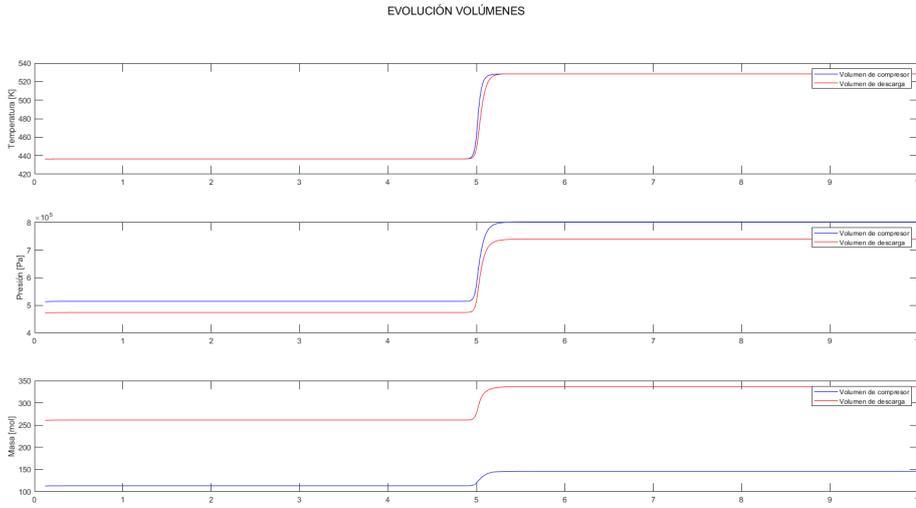


Figura 7.20 Evolución temporal de los volúmenes frente a un aumento de N a 10000 m.

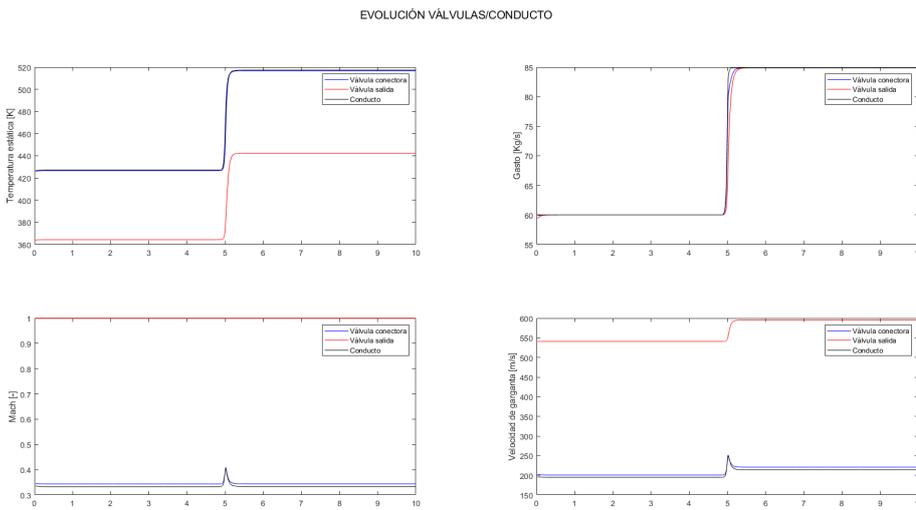
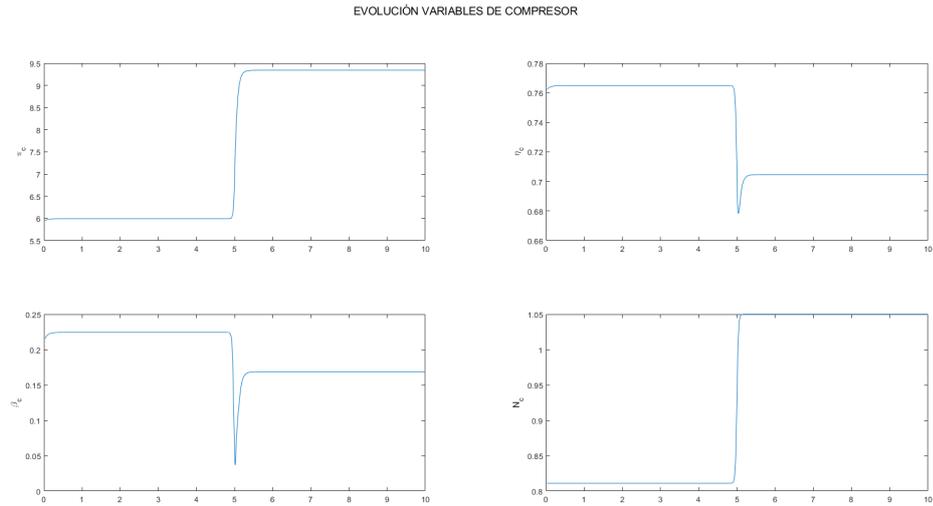


Figura 7.21 Evolución temporal de las válvulas frente a un aumento de N a 10000 m.



**Figura 7.22** Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a un aumento de  $N$  a 10000 m.

Aunque la evolución parece similar, hay que comparar directamente con su caso análogo ya expuesto para obtener conclusiones exactas.

Mostrando ahora la disminución de velocidades se tiene:

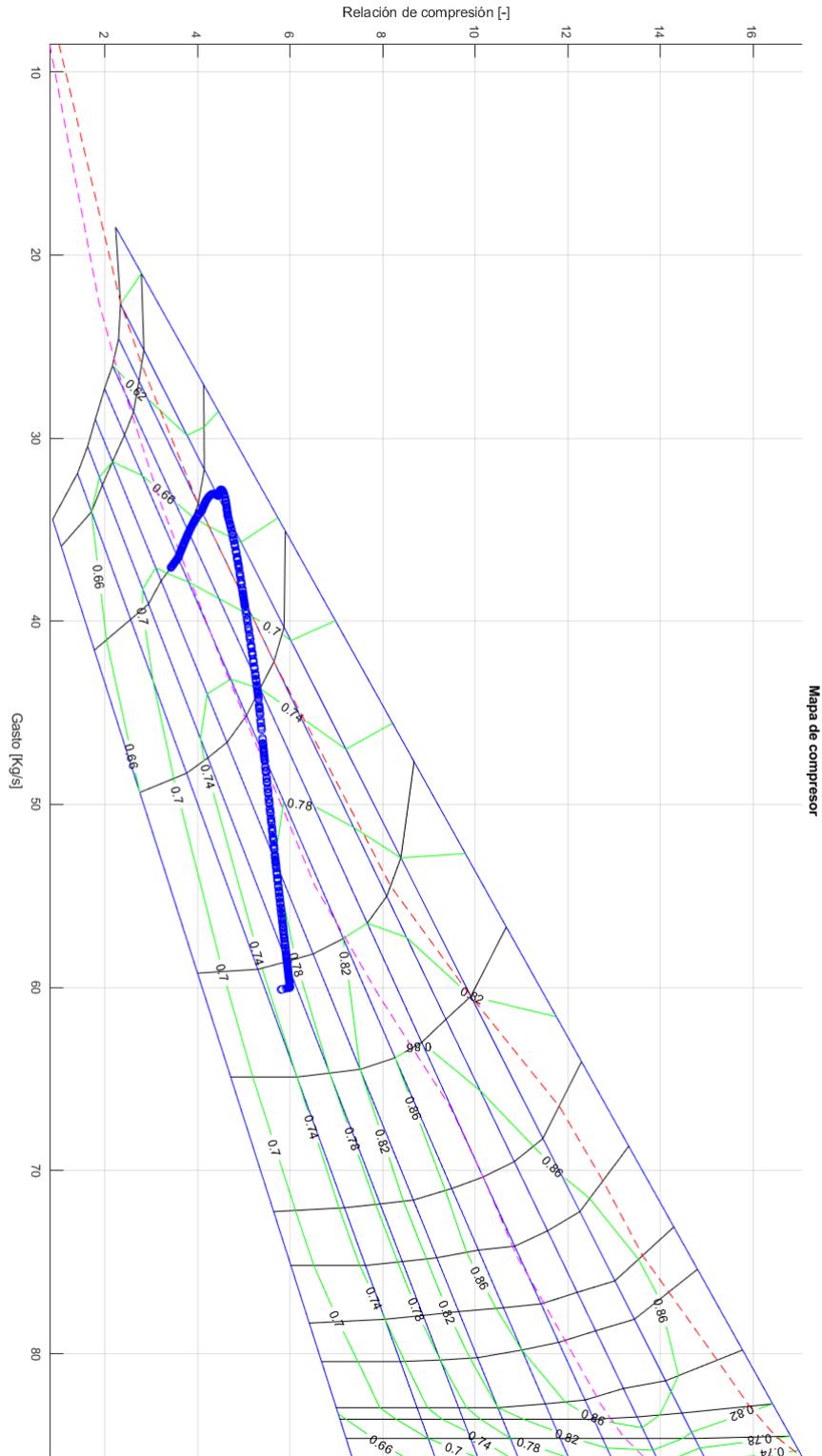


Figura 7.23 Evolución del punto de operación frente a una disminución de N a 10000 m.

Con la consiguiente evolución de los parámetros del modelo:

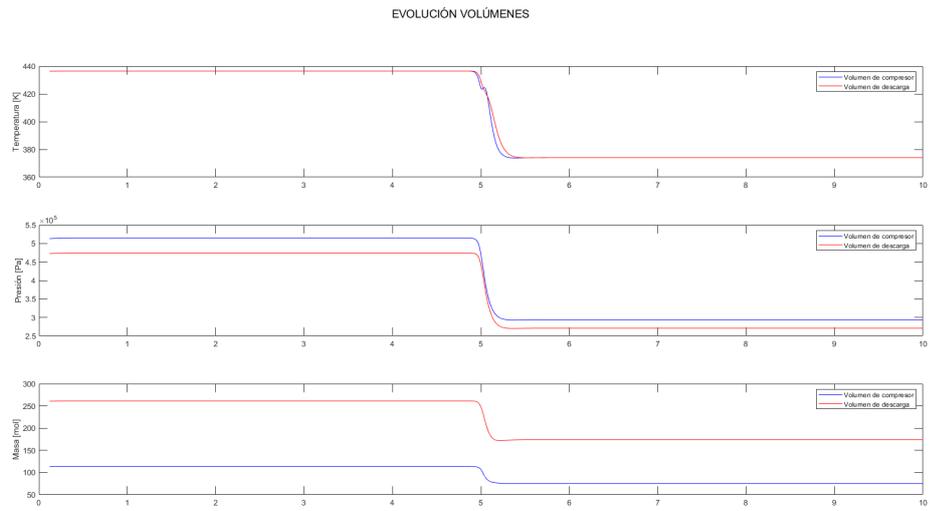


Figura 7.24 Evolución temporal de los volúmenes frente a una disminución de N a 10000 m.

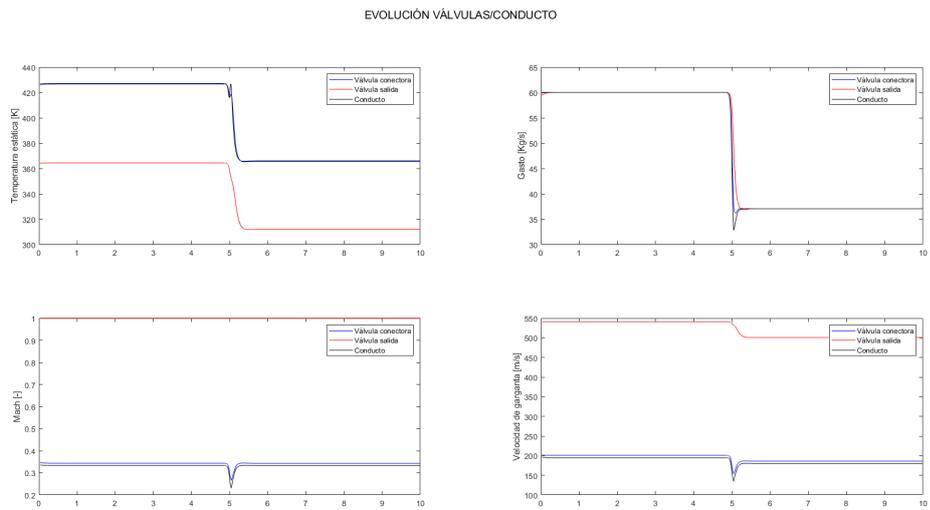
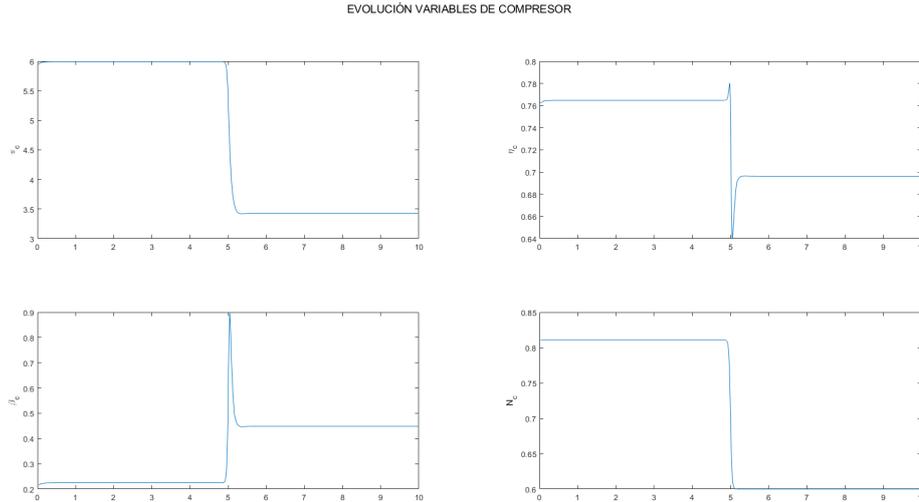


Figura 7.25 Evolución temporal de las válvulas frente a una disminución de N a 10000 m.



**Figura 7.26** Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a una disminución de N a 10000 m.

De igual manera que en el caso análogo a nivel del suelo, se alcanzan zonas peligrosas para el funcionamiento del compresor. Además, se puede observar que la variación es más abrupta y se alcanzan zonas de menores gastos antes de salir de la zona de bombeo, con lo que la operación es más peligrosa si cabe.

Al hilo de lo comentado para el aumento, hay que comparar directamente esta evolución con su análogo para obtener resultados certeros y extraer conclusiones, lo que se hará más adelante.

### 7.3 Respuesta ante otras leyes de variación de velocidad

Aunque la ley modelada mediante la sigmoide da una idea muy buena de cómo se comportaría el compresor frente a un escalón, es interesante observar cómo podría comportarse el compresor frente a otras leyes de variación de N no tan simples. Se refiere a situaciones más complejas y que tal vez se muy difícilmente se puedan llevar a cabo en la práctica, pero son ilustrativas y dan una idea del comportamiento del compresor en tales situaciones, además de ser, porque no decirlo, divertidas. Sin ánimo tampoco de ahondar demasiado en el análisis de estos, se mostrarán las evoluciones que se vienen mostrando: cómo se mueve el punto sobre el mapa, y la evolución de magnitudes en válvulas, conducto, depósitos y compresor. Las leyes que se van a aplicar se basan en: la función rectángulo y en la función senoide. Si bien en la primera se alcanza un segundo estado estacionario tras cada salto, en la segunda no se dará pero ayudará a ver qué aguante tiene el compresor frente a estas perturbaciones.

#### 7.3.1 Función Rectángulo

La función rectángulo implementada consta de dos escalones: uno de subida y otro de bajada, que se ha modelado matemáticamente como sigue:

$$R(t) = N_{Cini} + \frac{N_{Cfin} - N_{Cini}}{1 + e^{-a(t-c1)}} - \frac{N_{Cfin} - N_{Cini}}{1 + e^{-a(t-c2)}} \tag{7.1}$$

con  $a$  suficientemente alto, y  $c_1$  y  $c_2$  los momentos en los que se dan los flancos del rectángulo.

Una vez implementada la ley y simulada, se obtienen los siguientes resultados:

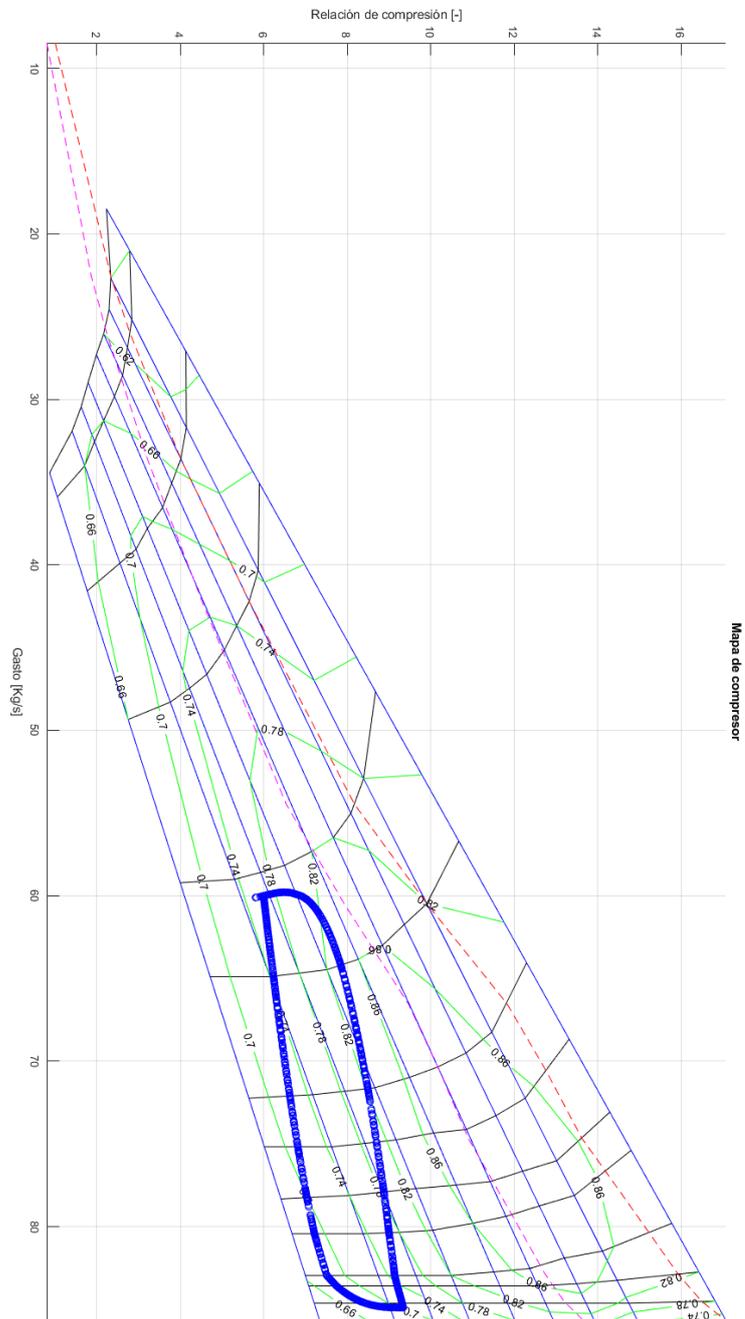


Figura 7.27 Evolución del punto de operación frente a una ley rectangular de giro.

Con la consiguiente evolución de los parámetros del modelo:

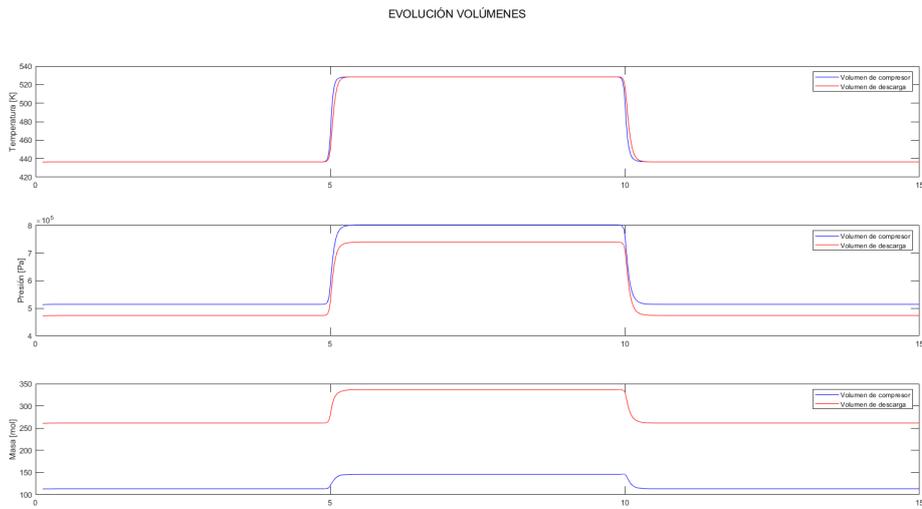


Figura 7.28 Evolución temporal de los volúmenes frente a una ley rectangular de giro.

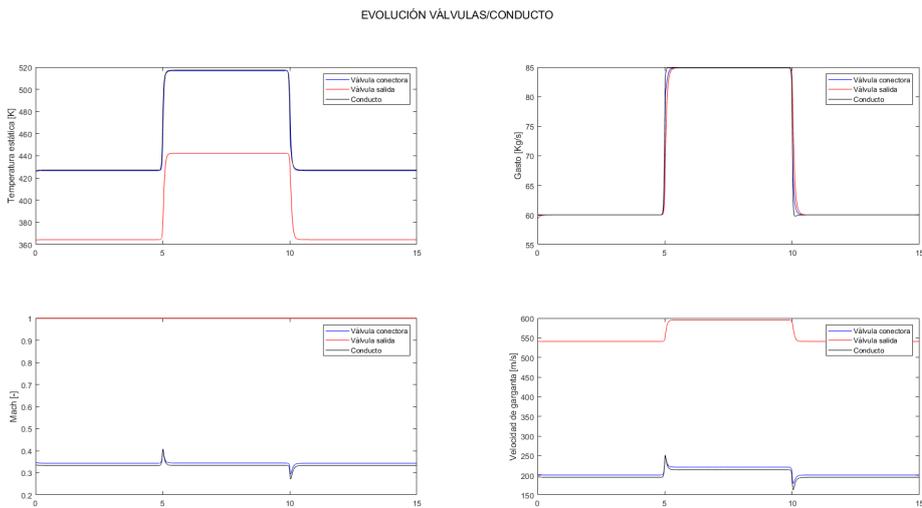
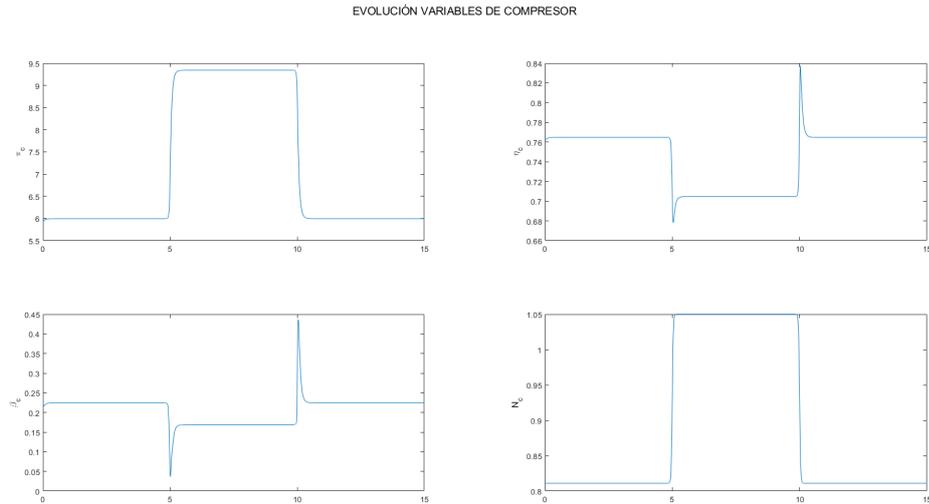


Figura 7.29 Evolución temporal de las válvulas frente a una ley rectangular de giro.



**Figura 7.30** Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a una ley rectangular de giro.

Como se observa, todas las magnitudes vuelven a su estado original una vez completada la perturbación. Además, en el mapa de operación se puede observar cierto "ciclo de histéresis" del compresor. Hay que decir que la variación no es por supuesto suave, si no que al ser un rectángulo es similar a someter a dos escalones al compresor, de ahí que la evolución sea tan similar a la ya observada anteriormente.

El estudio de este "ciclo de histéresis" puede resultar interesante como objeto de análisis de trabajos futuros.

### 7.3.2 Función sinusoidal

A continuación se va a presentar la evolución del compresor frente a una función cuanto menos particular. Al tratarse una función sinusoidal, los parámetros a controlar serán, por un lado la amplitud de la onda, y por otro, la frecuencia de repetición del senoide. Con intención de acercarlo a lo ya expuesto y a ensayos que podrían darse en la realidad, se ha implementado la ley de forma que la amplitud  $A$  sea el valor más alto de  $N$  que se mostró para el estudio de aumentos de  $N$  cuando el compresor giraba en régimen intermedios de giro. el periodo de repetición a su vez se ha establecido como  $T=5$  segundos para poder observar varias oscilaciones del motor.

La función programada ha sido la siguiente:

$$O(t) = N_{C_{ini}} + (N_{C_{fin}} - N_{C_{ini}}) \sin 2\pi t / T \quad (7.2)$$

Una vez implementada esta función los resultados obtenidos han sido los que se muestran a continuación:

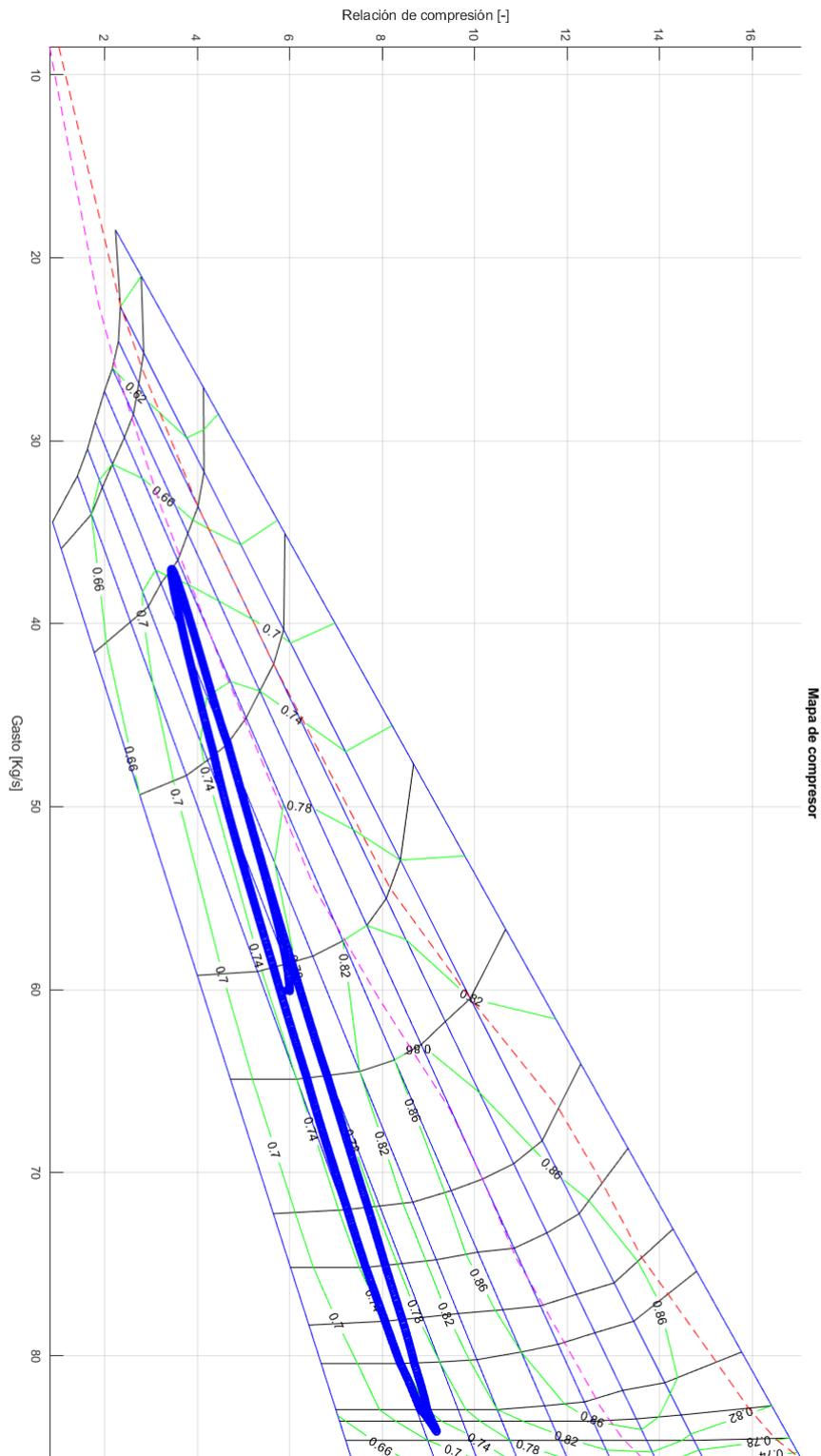


Figura 7.31 Evolución del punto de operación frente a una ley sinusoidal de giro.

Con la consiguiente evolución de los parámetros del modelo:

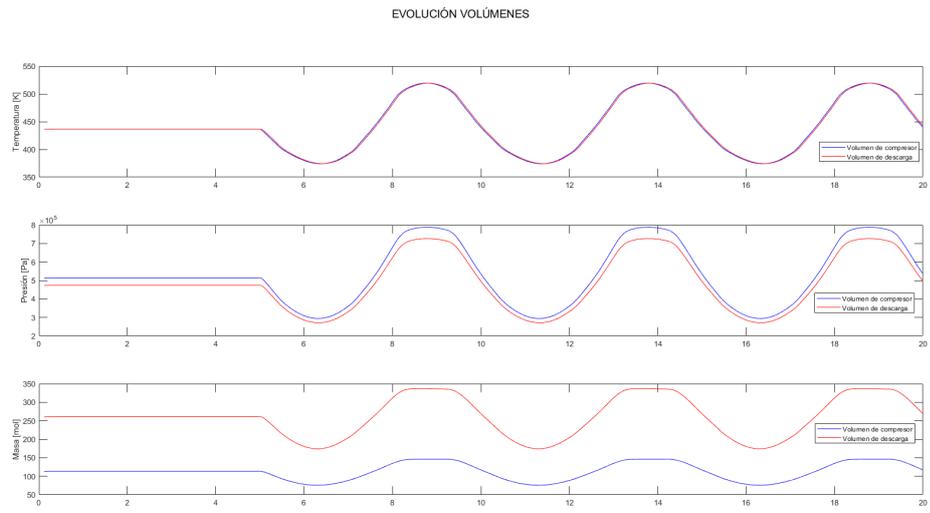


Figura 7.32 Evolución temporal de los volúmenes frente a una ley sinusoidal de giro.

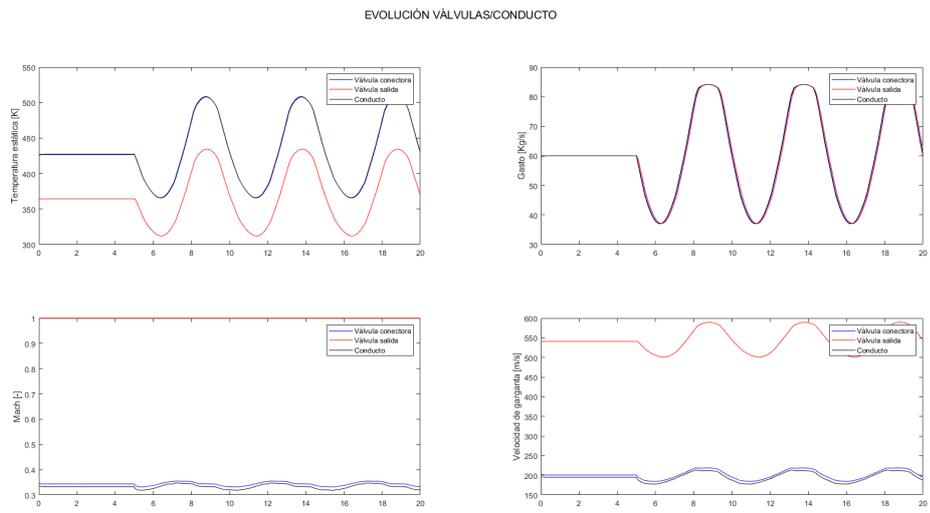
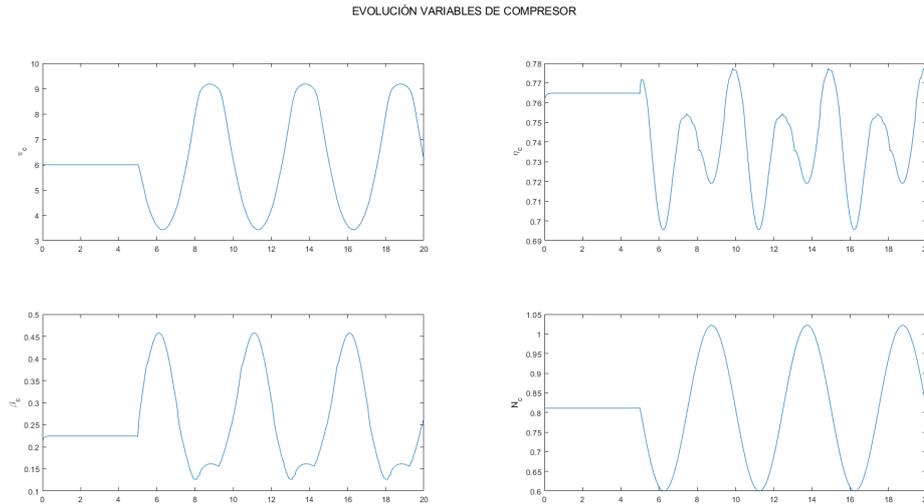


Figura 7.33 Evolución temporal de las válvulas frente a una ley sinusoidal de giro.



**Figura 7.34** Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a una ley sinusoidal de giro.

Donde vuelve a encontrarse un "ciclo de histéresis" similar al obtenido antes. Nótese como el ciclo que sigue el compresor no se adentra en la zona peligrosa, dando a entender que una operación como esta apenas entrañaría peligro. No hay que olvidar que se está analizando un modelo matemático que no está sujeto a otros fenómenos que se pueden implementar como puede ser la inercia del aire dentro del compresor, o efectos de sobrecarga en los componentes del mismo que puedan afectar a sus prestaciones. En una operación real es muy posible que el compresor terminara entrando en condiciones de bombeo, o con piezas dañadas, ya que operaciones como esta además pueden dar lugar a cargas de fatiga que pueden resultar destructivas.

## 7.4 Respuesta ante variaciones de volúmenes de descarga

Por último, el caso con el que se terminará el análisis de sensibilidad será aquel en el que se varía el volumen de descarga. Como ya se ha dicho, este volumen se ha tomado de la literatura con intención de que modele el resto del motor, pero al fin y al cabo es estimativo y resulta interesante observar qué sucede en el compresor cuando este varía.

Hay que decir que solos e varía el volumen de descarga ya que es el único que tiene sentido variar. El volumen del compresor está íntimamente asociado al mismo, y cambiarlo implicaría variar el propio compresor, por lo que para hacer un análisis realista no se va a variar este.

Para ello, se van a estudiar el aumento de revoluciones en régimen intermedio de giro para dos volúmenes distintos, uno mayor al actual y otro menor. Estos volúmenes tienen de capacidad:  $V_1 = 0.5 m^3$  y  $V_2 = 5 m^3$ .

Por un lado se presenta la evolución de los elementos del compresor sin el mapa para un volumen más pequeño que el analizado anteriormente:

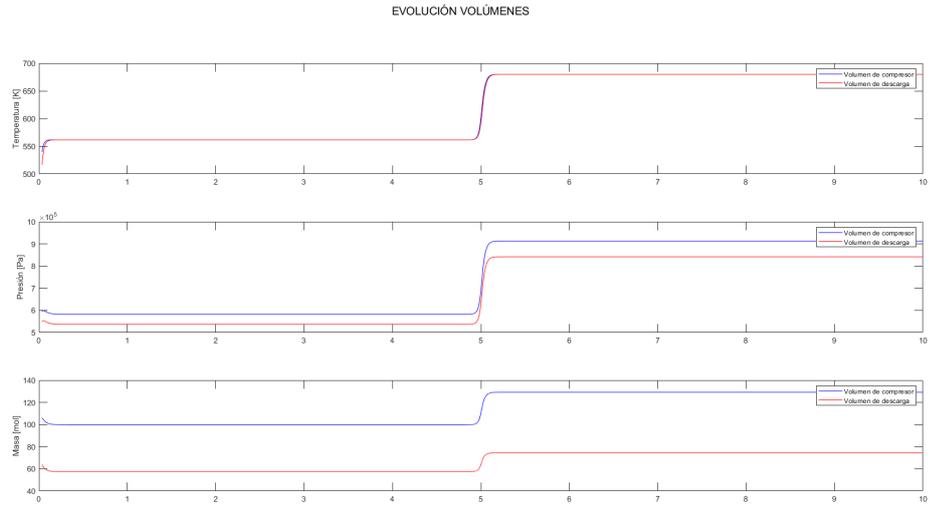


Figura 7.35 Evolución temporal de los volúmenes frente a una disminución de su capacidad.

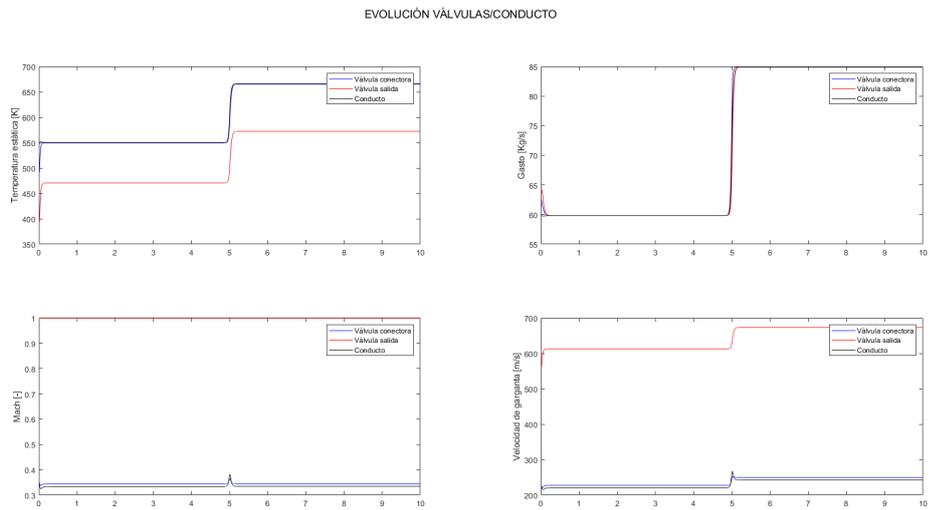
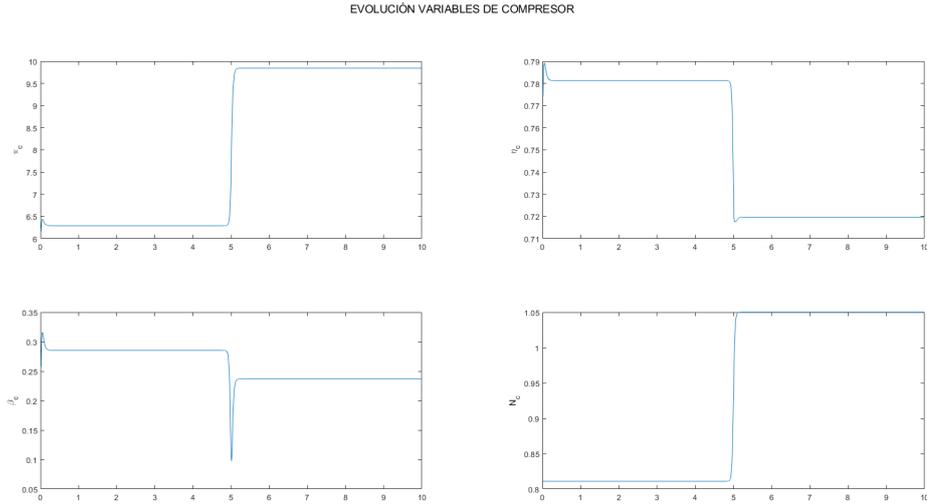


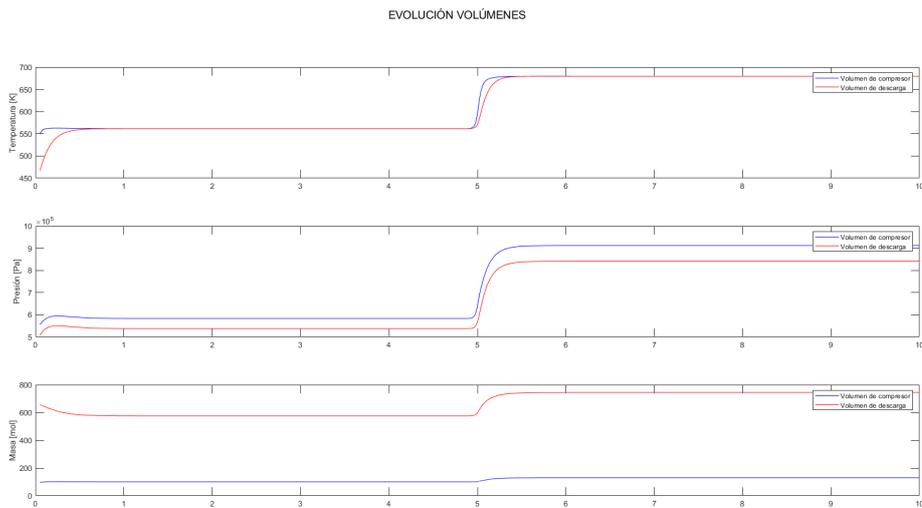
Figura 7.36 Evolución temporal de las válvulas frente a una disminución de su capacidad.



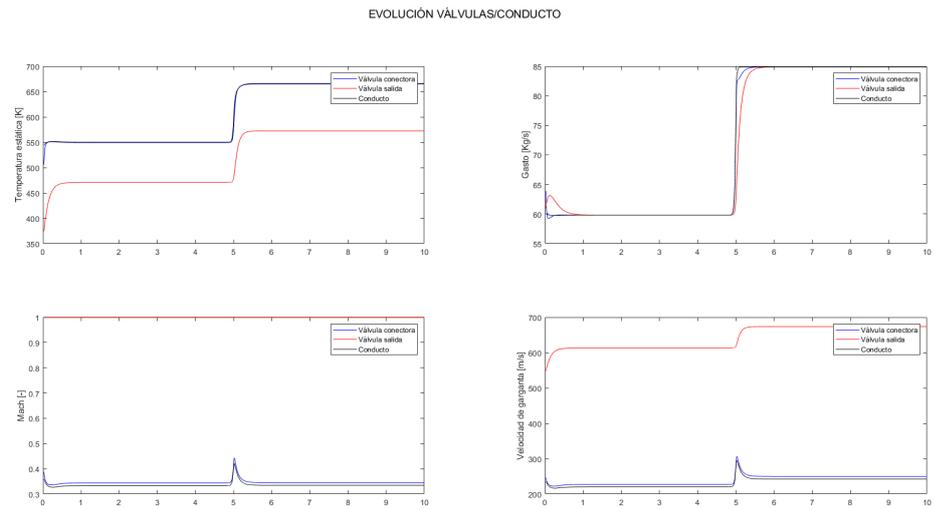
**Figura 7.37** Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a una disminución de su capacidad.

No se ha expuesto el mapa porque no ofrece ninguna información nueva con respecto al análogo en el estudio a N medias.

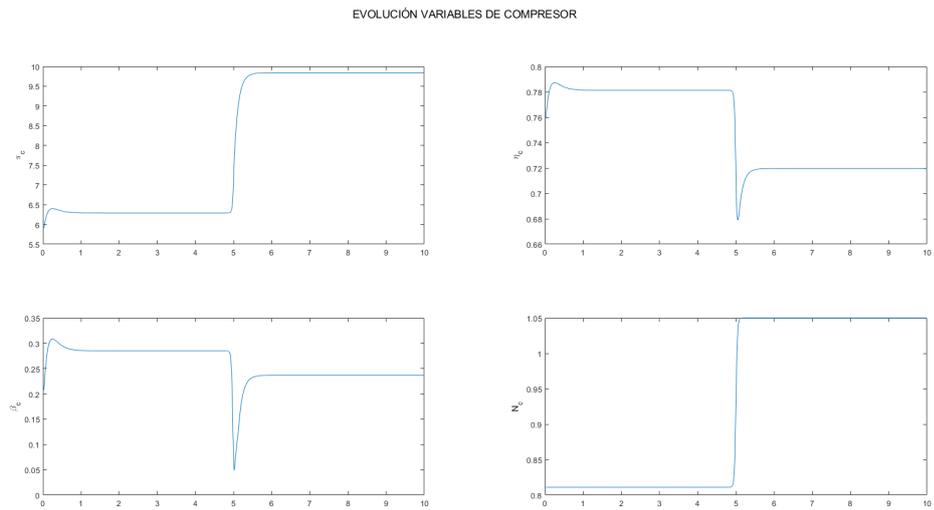
Igual se puede hacer para el caso en el que el volumen se mayor. En ese caso, se obtiene la siguiente evolución:



**Figura 7.38** Evolución temporal de los volúmenes frente a un aumento de su capacidad.



**Figura 7.39** Evolución temporal de las válvulas frente a un aumento de su capacidad.



**Figura 7.40** Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a un aumento de su capacidad.

## 7.5 Resultados

En este apartado se van a exponer los análisis obtenidos y posibles explicaciones a los fenómenos observados en el estudio complementario al principal.

### 7.5.1 Respuesta ante velocidad de giro y área de salida variable

Ante una disminución simultánea de  $N$  y área de salida, se obtiene un efecto combinado en los volúmenes de la disminución provoca una disminución muy tímida de la temperatura, para luego aumentar de forma notable. Es interesante observar que a velocidad más lenta de cambio, además de que la disminución primera se produce antes, la temperatura final que alcanza el volumen es menor que para el cambio repentino. De esta manera, la velocidad de cambio del área de salida influye sobre las condiciones de los volúmenes. Cuanto más lento se abra, menor temperatura final alcanzarán los depósitos. Por supuesto, la temperatura de ambos volúmenes se iguala en el nuevo estado estacionario. La disminución que sufren justo al principio del cambio es más notable en el volumen del compresor que en el de descarga.

Pasando ahora al caso en el que se aumente tanto una como otra, se vuelve a aumentar la temperatura en ambos volúmenes, para el caso en la que la variación se rápida. Para el caso en el que la variación es lenta la temperatura de ambos volúmenes disminuye. El hecho de que los depósitos puedan desahogar presiones a través de la válvula es mucho más notable a velocidades lentas que a velocidades altas, para las que un aumento abrupto de velocidades de giro provoca una sobrepresión que no puede aliviar inmediatamente por la válvula de salida, aunque se haya abierto aún más. En este caso, la disminución de presiones es más notable en el volumen de descarga que en el de compresor.

Igual de interesante resulta observar lo que ocurre con las presiones: para una disminución abrupta de ambos parámetros, el sistema responde aumentando la presión del volumen de descarga y disminuyendo la del volumen de compresor. Una variación de la velocidad de giro se nota antes en el volumen de compresor que en el de descarga, al contrario de lo que ocurre con el área de salida, donde se sufre antes una variación en el volumen de descarga que en el de compresor.

Ante un aumento de ambos parámetros se obtiene la misma evolución de presiones en ambos casos: una disminución en ambos depósitos. Para un cambio suave se obtiene una evolución diferente. En este caso tanto las presiones como en un volumen como en otro disminuyen, indicando que se dan condiciones en ambos volúmenes para que puedan aliviarse tanto la sobrepresión causada por una cerradura del área de salida, como la depresión causada por la bajada de rpm del compresor, aunque para una variación más lenta se consigue presiones finales menores. La diferencia de presiones entre los dos volúmenes termina aumentando independientemente de la velocidad de aumento.

Pasando a otras magnitudes más ilustrativas, es interesante observar la evolución de la velocidad de los gases a través del conducto y las válvulas: para una disminución de ambos parámetros el flujo a través del conducto y la primera válvula sufre una disminución de su velocidad de paso mientras que el flujo a través de la válvula sufre un aumento de velocidad debido a la disminución del área. Justo el efecto contrario se produce al aumentar ambos parámetros: el flujo a través del conducto y la válvula conectora aumenta su velocidad incluso llegando a bloquearse en la válvula conectora, mientras que el flujo en la válvula de salida termina adaptándose al exterior por la apertura.

Por su parte, las magnitudes asociadas directamente al compresor disminuyen en todos los casos: tanto la relación de presiones como el rendimiento disminuyen en cada caso.

Es interesante comprobar cómo varía el punto de operación en le mapa de compresor también. Para un aumento de ambos parámetros la operación del compresor conduce irremediamente hacia unas condiciones de bombeo de las que no sale el compresor. Una disminución de velocidad y área posterior al compresor desemboca en la pérdida del mismo a través de una situación asociada al

bombeo. Sin embargo, aumentos de  $N$  y  $A_6$  provocan el efecto contrario: la pérdida total de capacidad compresiva de la máquina, quedando inutilizada completamente, ya que no hay posibilidad de que vuelva a zonas de funcionamiento normal (siempre que se mantenga en las condiciones actuales).

Pero no todas las operaciones que impliquen variación de ambos parámetros desembocan en la pérdida del compresor, y si no, hay que fijarse en la figura 7.17. En este caso, la evolución del punto de operación se mantiene en zonas estables de operación, siempre y cuando se tenga cuidado con no perder la capacidad compresiva del compresor.

Por último, como ejemplo de operación sumamente prohibida, la ilustrada por el mapa 7.18. Como se aprecia, la operación termina cruzando rápidamente la zona de bombeo sin parada aparente, lo que puede desembocar en una pérdida total del compresor.

**Variación del altura de vuelo** En una operación más realista de vuelo, hay que volver a dimensionar el modelo para el punto de diseño escogido. Los resultados encontrados, en líneas generales no difieren demasiado de los análogos en tierra:

- Respecto a las magnitudes en los volúmenes, no hay gran diferencia, solo una disminución de los valores en régimen permanente debido a la disminución de presión y temperatura ambiente. Igual ocurre con la masa dentro de los mismos.
- Respecto a las magnitudes en las válvulas se encuentra una disminución en los valores de temperatura estática, número de Mach y velocidad de flujo debido a la disminución de las magnitudes ambiente. El gasto debe ser el impuesto por el punto de diseño y por ello el área necesaria es menor, ya que la presión y velocidad del flujo es a su vez menor.

Respecto a las operaciones llevadas a cabo en estas condiciones, tanto en la disminución de la velocidad de giro como en el aumento, las variaciones en volúmenes y válvulas son idénticas a las análogas en tierra, si bien los valores iniciales y finales son menores.

Sin embargo, en rendimiento del compresor se ve más afectado a mayor altitud que en tierra, debido a su vez a una disminución de la temperatura ambiente. A su vez, el parámetro  $\beta$  es más alto a a mayor altitud para una disminución de la variación de  $N$ , lo que indica que una operación como esta es más sensible a alcanzar condiciones de bombeo en pleno vuelo que en tierra. De igual manera, alcanza valores más bajos para un aumento de  $N$ , lo que hace más sensible al compresor a perder capacidad compresora.

En conclusión, operar a 10000 metros de altura conlleva más riesgo frente a cambios repentinos que volar a nivel del suelo.

### 7.5.2 Respuesta frente a otras leyes de cambio

Es interesante observar qué ocurre en el compresor cuando se ve sometido a una función rectángulo. Para todas las magnitudes del sistema, someter el compresor a una función rectángulo no implica ninguna variación final en el mismo. Todas las variables vuelven a sus valores iniciales como si nada hubiera ocurrido. Obviamente, esto ocurre porque no es modelo real ni se trata un modelo que tenga incluido los efectos de la fatiga, de la corrosión, de efectos de dilataciones y contracciones, etc. En un proceso real, el compresor vuelve a un estado muy cercano al inicial, si bien no es el mismo del que partió. Más aún cuando la variación ha sido repentina con el riesgo que eso conlleva para un compresor.

Para rizar el rizo se somete el compresor a una ley sinusoidal de cambio. Por supuesto, todo el sistema reacciona de la misma manera teniéndose variaciones periódicas de todas ellas. Se ve como ninguna de ellas resulta afectada entre las ondulaciones y, como tras cada ondulación se forma en el mapa de compresor una suerte de ciclo por el que pasa continuamente el punto de operación.

### 7.5.3 Respuesta frente a variación de volumen de descarga

Por último, es importante hacer patente que el modelo está muy limitado por sus propias características. Probando para un valor mayor y menor del volumen de descarga, no se consigue un gran cambio en el comportamiento del compresor, solo detalles menores como por ejemplo, ver que las presiones y las temperaturas dentro de un volumen más grande varían más lentamente debido a la amortiguación aún mayor del volumen de descarga.

Respecto al mapa del compresor, un volumen mayor implica que se acerque a zonas de  $\beta$  menores, perdiendo un poco de funcionalidad, como efectivamente se ve en la evolución seguida por este parámetro. Además se consigue que el rendimiento alcance un mínimo aún más bajo.

Respecto a las evoluciones seguidas en las válvulas, para un volumen mayor los repuntes que sufre el número de Mach y la velocidad son mayores, lo cual no es positivo para el análisis. A su vez, el efecto amortiguador del volumen mayor hace que la evolución del gasto sea un poco más lenta, pero no en gran cantidad.



## 8 Conclusiones

---

En el capítulo final de este documento se van a exponer los resultados de los análisis realizados y las conclusiones extraíbles de los mismos. La estructura que se va a seguir para exponerlos será análoga a la seguida para exponer las respuestas obtenidas: se comenzará con el análisis de la respuesta frente a distintas velocidades de giro, de la misma manera que se han mostrado anteriormente, si bien se va a analizar cada magnitud por separado para realizar un análisis más coherente. Por último se analizarán las evoluciones seguidas por los puntos de operación comparando los mapas asociados a cada caso de análisis.

### 8.1 Dimensionamiento del compresor

Se comienza observando las evoluciones seguidas para el dimensionamiento del compresor. Hasta ahora solo se había presentado las evoluciones seguidas para obtenerlo sin más, pero es interesante observar qué sucede para cada caso de análisis.

Comenzando por observar qué sucede en los depósitos, se observa que las temperaturas a las que se alcanza el estado estacionario de partida son tanto más menores tanto más se reduzca el gasto y la relación de presiones. Es normal dado que el compresor comprime menos y por tanto insufla menos energía al flujo, con lo que este tiene menos temperatura. Igual se puede decir de las presiones, llegándose a presiones estacionarias menores cuanto menor es la relación de presiones. La cantidad de aire dentro de los depósitos sufre una variación similar. A menor relación de presiones y menor gasto necesario, menor será la cantidad de aire que se tiene dentro del compresor. Dicha evolución está íntimamente ligada a la evolución de las presiones y al temperatura a través de la ecuación de estado, 2.20. Se puede observar también que en el volumen de descarga tanto la temperatura como las presiones son menores que en el volumen de compresor, no teniéndose el mismo resultado con la masa de aire interior. Esto se debe a la diferencia de capacidad entre un volumen y otro: un volumen más pequeño como el de compresor debe soportar presiones mayores aunque la cantidad de aire sea menor. Hay que tener en cuenta que estas magnitudes se relacionan a su vez con el gasto circulante entre las válvulas que les sirven de entrada y salida.

Aunque ya se ha repetido en bastantes ocasiones anteriormente, el modelo no tiene en cuenta en ningún momento los efectos de inercia del aire. Al tenerse en cuenta se observarían oscilaciones en el flujo en los volúmenes que incluso conllevarían una reversión en el flujo dentro del modelo. Así, nuestro modelo pasa a ser un modelo de capacidad, del que se pueden obtener ideas generales de cómo evolucionaría el flujo pero no representaciones completamente realistas.

Como último apunte, es interesante observar que para  $N$  pequeñas el programa necesita menos tiempo de cálculo para encontrar las condiciones estacionarias que para  $N$  más altas. Se debe a que los valores de las magnitudes para  $N$  altas son mayores que para  $N$  más bajas, por lo que llegar a

ellas desde las condiciones ambiente conllevan más tiempo físico par aun motor real, y por supuesto para el modelo matemático que intenta emularlo.

Continuando por la evolución de las válvulas y el conducto, se observan distintas evoluciones que merecen ser tratadas por separado:

### **8.1.1 Temperatura estática**

En general en los 3 casos: 4.3, 5.3 y 6.3, se encuentra la misma evolución. Sin embargo, hay cierto efecto de inercia térmica en el caso de variaciones a velocidades altas: antes de pasar a un estado estacionario las temperaturas alcanzan valores más altos de los que corresponderían a su valor en régimen permanente. Además se observan variaciones bruscas en su evolución, pero es debido a que el modelo matemático se basa en un proceso simplificado dentro de las válvulas. Para más información sobre esto, se puede consultar el capítulo 2.

Dentro de esta evolución se puede notar el efecto del volumen de descarga: si bien la temperatura estática en el conducto y en la válvula conectora apenas difieren demasiado, la temperatura que se encuentra en la válvula de salida es notablemente menor debido al efecto amortiguador de temperaturas del plenum. De hecho es capaz de amortiguar la inercia térmica de los gases a velocidades medias y bajas de giro, pero no es capaz de amortiguarla del todo a velocidades más altas.

### **8.1.2 Gasto**

El gasto evoluciona según los requisitos de diseño para cada caso. A regímenes de giro más altos le corresponden gastos mayores, y para poder operar correctamente el motor, también relaciones de compresión más altas. La variación del mismo es coherente con los ensayos experimentales, consiguiéndose una uniformización del gasto en el estado estacionario.

### **8.1.3 Número de Mach y velocidad**

Se analizan los dos a la vez ya que están íntimamente ligados. La relación entre el número de Mach y la velocidad el aire es la velocidad del sonido en cada punto y momento, siendo matemáticamente la relación que se da en la ecuación 2.12.

Es interesante observar cómo el número de Mach en todas las válvulas aumenta en muy poco tiempo por la sobrecarga de aire que recibe en tan poco tiempo. De hecho, el número de Mach al inicio tanto en el conducto como en la válvula conectora es igual a la unidad al comienzo de la simulación. No ocurre lo mismo con la válvula de salida debido al efecto amortiguante del volumen de descarga. Sin embargo, en poco tiempo para a estar bloqueada esta para cada caso, siendo ese su estado final. La otra válvula y el conducto por su parte disminuyen su número de Mach a medida que avanza el tiempo, llegándose en los dos puntos a un valor final muy similar y por debajo del Mach asociado al requisito de diseño de la válvula conectora(Mach $\sim$ 0.5).

A la vez, la velocidad sufre una evolución similar, llegándose a valores muy cercanos entre el conducto y la válvula conectora y llegando a valores más alto, incluso más del doble, en la válvula de salida, debido al bloqueo sónico. Las variaciones de velocidad una vez alcanzado el bloqueo sónico se deben a las variaciones e temperatura estática.

## 8.2 Evolución temporal de las magnitudes del compresor

Se analizará cada variable por separado, teniendo en cuenta todos los casos de análisis presentados.

### 8.2.1 Temperatura en depósitos

No hay mucho más que comentar acerca de la temperatura a parte de lo ya comentado. Sin embargo, se puede destacar que en todo momento se cumple el equilibrio térmico, y que las variaciones son parejas en cada caso tanto para un volumen como para otro. Aún así, se puede observar que la temperatura del volumen de descarga es un poco menor en cada caso que la dada en el volumen de compresor, debido a la diferencia de capacidad.

También se observa cierto efecto de amortiguación del volumen de descarga pues tarda un poco más en responder que el del compresor frente a variaciones. Este efecto es más notable en el caso de variación rápida que en el lento, donde el modelo se adapta progresivamente a los nuevos estados y ambos depósitos evolucionan casi simultáneamente. Además, es más notable altos regímenes de giro que en los menores.

También es posible ver que, igual que ocurría en el dimensionamiento, las temperaturas de operación son tanto más pequeñas tanto más se reduzca la relación de presiones.

### 8.2.2 Presión en los depósitos

Igual que antes, la evolución no guarda mucho más misterio. Sí que se puede observar que la diferencia de presiones entre los dos volúmenes es mayor para regímenes de giro mayores, y menor para velocidades más bajas. Por lo demás, no hay más que comentar.

Sin embargo, aunque es poco perceptible, es observable que, en los casos en los que se disminuya la velocidad de giro, la diferencia de presiones entre los depósitos tras la variación es menor que antes, y ocurre lo contrario cuando se aumenta la velocidad de giro. La velocidad a la que varíe la velocidad de giro parece no influir en este aspecto.

### 8.2.3 Masa dentro de los volúmenes

Igual que con las presiones, la diferencia entre los dos volúmenes se acentúa con el aumento de velocidades de giro. Las evoluciones de la masa y de la presión están muy amortiguadas por la caracterización del modelo.

### 8.2.4 Temperatura estática

La temperatura estática en las gargantas sufre una evolución congruente con lo dicho anteriormente. Como observación, la temperatura de la válvula de salida es menor que la de las otras dos, que es muy similar. La diferencia de temperaturas entre la válvula de salida y las otras disminuye al disminuir las velocidades de giro.

### 8.2.5 Gasto

El gasto en cada punto permanece casi sin diferencia entre cada uno de ellos en todos los procesos. Solo en los casos de variación rápida estos sufren un pequeño repunte al finalizar la variación, y solo a grandes velocidades de giro. Para velocidades de giro bajas este efecto apenas se produce.

### 8.2.6 Número de Mach y velocidad

Resulta interesante observar que el número de Mach en el conducto y en la válvula conectora apenas varían antes y después de la transición. Otro efecto es la observación de que en los casos en los que se aumenta la velocidad de giro el Mach en las gargantas aumenta momentáneamente por la

sobrecarga de gasto, y cuando disminuye se produce una pequeña disminución momentánea del número de Mach por la disminución drástica del gasto. Este efecto apenas se produce en los casos de variación suave. Esta disminución es tanto más acusada cuanto mayor sea la velocidad de giro, ya que los gastos a mover son mayores, y tanto mayor sea la velocidad de variación, por lo que en los casos de variación suave no se tiene este efecto. Es interesante observar que existen casos en los que el número de Mach alcanzado durante esa variación puede sobrepasar el requisito de diseño de la válvula conectora, por lo que hay que tener especial cuidado en esas operaciones ya que pueden comprometer al sistema.

Por su parte, la válvula de salida permanece casi en todo momento bloqueada. Solo en los casos a bajas velocidades de giro cuando se disminuyen estas es cuando deja de estar bloqueada, ya que los gastos se reducen mucho y no son suficientes como para que se de el bloqueo sónico a al salida.

La velocidad a su vez sigue una evolución similar a lo comentado con el Mach. Sufre los mismos repuntes en las mismas circunstancias. Sin embargo, debido al efecto combinado con la temperatura estática, esta no guarda el mismo valor antes y después de la transición, si no que aumenta cuando se aumenta la velocidad de giro, y disminuye cuando disminuye la velocidad de giro.

### **8.2.7 Relación de compresión**

Como era de esperar,  $\Pi_C$  disminuye al disminuir las velocidades de giro y aumenta al aumentar la velocidad de giro. Dicho aumento o disminución es tanto mayor tanto mayor sea la variación de velocidades de giro, tal y como indica la expresión 4.1. Varía lentamente cuando la variación de N es suave, y varía rápidamente cuando la variación de N es abrupta.

### **8.2.8 Rendimiento del compresor**

Respecto al rendimiento del compresor, cabría esperar por la expresión 4.1 que, al aumentar la velocidad del eje de giro, aumentara también el rendimiento ya que además aumenta la relación de presiones. Para una disminución de revoluciones se cumple pero no sucede lo mismo cuando se aumentan. En todos los casos de análisis el rendimiento del compresor termina disminuyendo. Esto es así ya que el compresor opera fuera de su punto de diseño, sometiéndose a unas situaciones a las que no está establecido que funcione. Es posible que el compresor, para la velocidad final de giro pudiera tener un rendimiento mayor, pero habría que rediseñarlo y volver a dimensionar el motor. De aquí se pone de manifiesto la importancia de diseñar bien el compresor y el cuidar de que no salga de sus zonas de diseño inicial, ya que una disminución del rendimiento provoca que el aire dentro del compresor, o no se comprima todo lo que debiera, o se caliente demasiado, o el compresor provoque turbulencias, vibraciones u otro efectos adversos que puedan comprometer su funcionamiento.

Más allá de esto, y volviendo a la tarea principal, se observa que la variación del rendimiento es pareja a la de la velocidad angular del eje. Ya se puso de manifiesto en su momento que el rendimiento sufría picos durante la transición, siendo estos más acusados cuando la variación era abrupta. Ante esto hay que decir que los picos aparecen siguiendo cierto patrón: a velocidades muy altas se produce un pico de aumento antes de disminuir, este se va relajando a medida que la variación se produce a N más bajas y termina por aparecer un pico análogo de disminución después de la disminución cuando la variación se produce a N bajas. Este pico queda muy amortiguado cuando la variación es lenta, pero puede darse igualmente, como se ve en la figura 4.11. Es interesante observar que para N bajas, ante un aumento muy notable de las velocidades de giro también se da un aumento momentáneo del rendimiento, porque el punto de operación llega a niveles de revoluciones muy altos produciéndose el mismo efecto.

## 8.3 Resumen de conclusiones

Con ánimo de concentrar las observaciones más importantes del análisis completo, se van a exponer las principales conclusiones deducidas de todo lo ya expuesto. Sin duda el análisis de sensibilidad ha sido de gran utilidad para obtener estas conclusiones y se pone de manifiesto la necesidad de ahondar en todos ellos con intención de deducir más conclusiones de cara a un futuro.

Entre las conclusiones más importantes que se obtienen, destacan:

- Cualquier operación que conlleve llevar al compresor a unas condiciones de operación fuera de su punto de Diseño conlleva la pérdida de alguna de sus prestaciones, bien sea su capacidad de compresión, o el rendimiento con el que trabaja.
- La operación transitoria de un compresor llevada a cabo mediante una variación repentina de la velocidad de giro resulta claramente más comprometedor para el funcionamiento del mismo que una a velocidades más suaves. Así, mientras en los casos en los que se varía lentamente la velocidad  $N$  se guarda un comportamiento lineal dentro de las zonas válidas de operación, para variaciones más extremas esta se pierde y el compresor sufre una suerte de "ciclo de histéresis" que puede hacer que entre en zonas no deseadas.
- Concretamente, los riesgos que pueden conllevar una variación rápida de las condiciones de giro son, por un lado, ante una disminución de  $N$ , el compresor puede entrar en condiciones de bombeo y, para un aumento, puede perder toda su capacidad compresiva, quedando en ambos casos inutilizado.
- Un aumento de revoluciones de giro puede conllevar un aumento notable en las velocidades alcanzadas en ciertas zonas del modelo, haciendo que se provoquen cargas que puedan comprometerlo.
- Las operaciones asociadas a variaciones combinadas de  $N$  y área de salida pueden resultar muy peligrosas si no se tiene especial cuidado en toda su evolución y siempre que se hagan de manera controlada.
- Volar a altitudes mayores puede amplificar todos estos efectos antes descritos.



# Apéndice A

## Tablas de compresores

---

En este apéndice se aportan los datos de los diferentes modelos de compresores. Los datos se estructuran en 4 tablas diferentes. Las tres primeras muestran la variación del **gasto, rendimiento o relación de compresión** con los parámetros  $N_c$  y  $\beta$ , siendo el primero la velocidad de giro del compresor y el segundo un parámetro sin sentido físico que se usa para representar el mapa. La última tabla muestra los puntos de la línea de Surge.

### A.1 Tabla Compresor 1

**Tabla A.1** Tabla compresor 1: Gasto.

		$\beta$								
		0	0,125	0,25	0,375	0,5	0,625	0,75	0,875	1
$N_c$	0,45	8,2	7,6	7,25	6,9	6,5	6,2	5,85	5,4	4,4
	0,5	8,55	8,1	7,75	7,45	7,1	6,8	6,4	6	5
	0,6	9,9	9,5	9,3	9	8,7	8,35	8	7,55	6,45
	0,7	11,75	11,5	11,3	11,1	10,75	10,4	10,05	9,6	8,35
	0,8	14,1	14,05	13,95	13,85	13,65	13,45	13,1	12,6	11,35
	0,85	15,45	15,45	15,4	15,35	15,2	15	14,7	14,4	13,5
	0,9	17,2	17,15	17,1	17,05	16,9	16,75	16,55	16,25	15,25
	0,92	17,9	17,9	17,85	17,8	17,7	17,65	17,45	17,2	16,35
	0,94	18,65	18,6	18,55	18,5	18,45	18,4	18,25	18,1	17,4
	0,955	19,15	19,15	19,13	19,1	19	18,9	18,75	18,6	17,95
	0,98	19,75	19,75	19,75	19,75	19,7	19,65	19,5	19,4	19
	1	19,9	19,9	19,9	19,9	19,9	19,9	19,87	19,82	19,7
	1,04	20,15	20,15	20,15	20,15	20,15	20,15	20,15	20,15	20,12
1,08	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4	

**Tabla A.2** Tabla compresor 1: Eficiencia.

$\eta$	$\beta$									
	0	0,125	0,25	0,375	0,5	0,625	0,75	0,875	1	
0,45	0,62	0,64	0,64	0,64	0,63	0,62	0,6	0,58	0,56	
0,5	0,63	0,66	0,665	0,66	0,645	0,63	0,615	0,595	0,58	
0,6	0,645	0,69	0,705	0,705	0,69	0,67	0,65	0,63	0,61	
0,7	0,66	0,715	0,745	0,755	0,755	0,74	0,72	0,695	0,665	
0,8	0,675	0,735	0,77	0,8	0,82	0,82	0,805	0,78	0,755	
0,85	0,68	0,74	0,78	0,82	0,86	0,86	0,85	0,82	0,8	
0,9	0,68	0,745	0,785	0,835	0,865	0,875	0,87	0,855	0,83	
Nc 0,92	0,68	0,745	0,785	0,835	0,87	0,875	0,875	0,865	0,84	
0,94	0,675	0,74	0,785	0,835	0,865	0,875	0,875	0,87	0,845	
0,955	0,67	0,735	0,78	0,83	0,86	0,875	0,875	0,87	0,845	
0,98	0,665	0,73	0,77	0,82	0,85	0,87	0,875	0,865	0,835	
1	0,655	0,72	0,76	0,805	0,84	0,86	0,87	0,85	0,82	
1,04	0,64	0,7	0,73	0,78	0,81	0,84	0,85	0,81	0,78	
1,08	0,625	0,68	0,7	0,75	0,78	0,8	0,8	0,75	0,72	

**Tabla A.3** Tabla compresor 1: Relación de compresión.

$\pi_c$	$\beta$									
	0	0,125	0,25	0,375	0,5	0,625	0,75	0,875	1	
0,45	0,9397	1,1824	1,28015	1,355	1,445	1,5226	1,582	1,6005	1,553	
0,5	1,02335	1,3184	1,42465	1,52275	1,64	1,7278	1,78	1,8279	1,8038	
0,6	1,346	1,6992	1,8726	1,9955	2,16	2,2579	2,356	2,41535	2,4099	
0,7	1,78815	2,2432	2,4506	2,636	2,82625	2,959	3,094	3,1923	3,2041	
0,8	2,3498	2,9368	3,21645	3,47475	3,76875	4,0021	4,192	4,3293	4,4581	
0,85	2,67245	3,3176	3,6355	3,93225	4,2725	4,5322	4,768	5,0115	5,3568	
0,9	3,0907	3,78	4,1268	4,45075	4,825	5,1307	5,434	5,71265	6,0883	
Nc 0,92	3,258	3,984	4,34355	4,6795	5,085	5,4385	5,758	6,0727	6,5481	
0,94	3,43725	4,1744	4,54585	4,893	5,32875	5,695	6,046	6,4138	6,987	
0,955	3,55675	4,324	4,71347	5,076	5,5075	5,866	6,226	6,6033	7,2169	
0,98	3,70015	4,4872	4,89265	5,27425	5,735	6,1225	6,496	6,9065	7,6558	
1	3,736	4,528	4,936	5,32	5,8	6,208	6,6292	7,06568	7,9484	
1,04	3,79575	4,596	5,00825	5,39625	5,88125	6,2935	6,73	7,19075	8,12396	
1,08	3,8555	4,664	5,0805	5,4725	5,9625	6,379	6,82	7,2855	8,241	

**Tabla A.4** Puntos línea de bombeo.

	Surge Line							
Mass Flow	2,015	5,37436	6,18947	8	10,05	12,96842	14,4	
PR	1	1,60026	1,80711	2,356	3,094	4,22997	5,0115	

**Tabla A.5** Puntos línea de bombeo.

	Surge Line							
Mass Flow	15,83974	16,80769	17,77692	18,25	19,13333	19,73077	20,12462	20,4
PR	5,8762	6,30035	6,68514	6,94	7,4095	7,72295	7,98054	8,241



# Índice de Figuras

---

1.1	Motor en pérdida. Nótese como el flujo quemado vuelve a la entrada del mismo	3
2.1	Esquema del modelo completo	8
2.2	Coefficientes de propiedades termodinámicas para distintos gases	10
2.3	Esquema de la válvula en el modelo	13
2.4	Diagrama del proceso real del flujo a través de la válvula	13
2.5	Diagrama del proceso isoentrópico del flujo a través de la válvula	14
2.6	Evolución temporal obtenida de las válvulas y conducto	16
2.7	Evolución temporal obtenida de los volúmenes de trabajo	19
2.8	Compresor axial	20
2.9	Mapa de compresor típico	21
2.10	Esquema de flujo en operación normal/bombeo	22
2.11	Variación de magnitudes en el compresor	24
2.12	Variación del punto de diseño	24
3.1	Diagrama de flujo del proceso de dimensionamiento	28
3.2	Función Sigmoide	30
3.3	Mapa de compresor	36
4.1	Punto de Diseño en altos regímenes de giro	38
4.2	Transición a permanente de volúmenes	39
4.3	Transición a permanente de las válvulas	39
4.4	Recorrido del punto de operación	40
4.5	Evolución temporal de volúmenes frente a variación abrupta a N altas	41
4.6	Evolución temporal de válvulas frente a variación abrupta a N altas	41
4.7	Evolución temporal de parámetros del compresor	42
4.8	Recorrido del punto de operación	43
4.9	Evolución temporal de los volúmenes frente a variación suave a N altas	44
4.10	Evolución temporal de las válvulas frente a variación suave a N altas	44
4.11	Evolución temporal de parámetros del compresor frente a variación suave a N altas	45
4.12	Recorrido del punto de operación	46
4.13	Evolución temporal de los volúmenes frente a variación abrupta a N altas	47
4.14	Evolución temporal de las válvulas frente a variación abrupta a N altas	47
4.15	Evolución temporal del compresor frente a variación abrupta a N altas	48
4.16	Recorrido del punto de operación	49
4.17	Evolución temporal de los volúmenes frente a variación suave a N altas	50

4.18	Evolución temporal de las válvulas frente a variación suave a N altas	50
4.19	Evolución temporal del compresor frente a variación suave a N altas	51
4.20	Zoom en el mapa de compresor a N altas: variación rápida	53
4.21	Zoom en el mapa de compresor a N altas: variación suave	54
5.1	Punto de Diseño en regímenes medios de giro	56
5.2	Transición a régimen permanente en los depósitos del modelo	57
5.3	Transición a régimen permanente en las válvulas del modelo	57
5.4	Evolución del punto de operación sobre el mapa	58
5.5	Evolución temporal de los depósitos frente a una variación abrupta a N medias	59
5.6	Evolución temporal de las válvulas frente a una variación abrupta a N medias	59
5.7	Evolución temporal del compresor frente a una variación abrupta a N medias	60
5.8	Evolución del punto de operación sobre el mapa	61
5.9	Evolución temporal de los depósitos frente a una variación suave a N medias	62
5.10	Evolución temporal de las válvulas frente a una variación suave a N medias	62
5.11	Evolución temporal del compresor frente a una variación suave a N medias	63
5.12	Evolución del punto de operación sobre el mapa	64
5.13	Evolución temporal de los depósitos frente a una variación repentina a N medias	65
5.14	Evolución temporal de las válvulas frente a una variación repentina a N medias	65
5.15	Evolución temporal del compresor frente a una variación repentina a N medias	66
5.16	Evolución del punto de operación sobre el mapa	67
5.17	Evolución temporal de los depósitos frente a una variación suave a N medias	68
5.18	Evolución temporal de las válvulas frente a una variación suave a N medias	68
5.19	Evolución temporal del compresor frente a una variación suave a N medias	69
6.1	Punto de Diseño en bajos regímenes de giro	72
6.2	Evolución transitoria inicial de los depósitos hasta régimen permanente	73
6.3	Evolución transitoria inicial de las válvulas y conductos hasta el régimen permanente	73
6.4	Evolución del punto de operación sobre el mapa en una disminución a velocidades bajas de giro	75
6.5	Evolución temporal de los depósitos a velocidades bajas de giro	76
6.6	Evolución temporal de las válvulas y conducto a velocidades bajas de giro	76
6.7	Evolución de parámetros del compresor a velocidades bajas de giro	77
6.8	Evolución del punto de operación sobre el mapa en una disminución a velocidades bajas de giro	78
6.9	Evolución temporal de los depósitos a velocidades bajas de giro	79
6.10	Evolución temporal de las válvulas y conducto a velocidades bajas de giro	79
6.11	Evolución de parámetros del compresor a velocidades bajas de giro	80
6.12	Evolución del punto de operación sobre el mapa en un aumento a velocidades bajas de giro	81
6.13	Evolución temporal de los depósitos a velocidades bajas de giro	82
6.14	Evolución temporal de las válvulas y conducto a velocidades bajas de giro	82
6.15	Evolución de parámetros del compresor a velocidades bajas de giro	83
6.16	Evolución del punto de operación sobre el mapa en un aumento a velocidades bajas de giro	84
6.17	Evolución temporal de los depósitos a velocidades bajas de giro	85
6.18	Evolución temporal de las válvulas y conducto a velocidades bajas de giro	85
6.19	Evolución de parámetros del compresor a velocidades bajas de giro	86

7.1	Evolución del punto de operación sobre el mapa frente a aumento simultaneo de N y área de salida	89
7.2	Evolución de parámetros de los depósitos frente a aumento simultaneo de N y área de salida	90
7.3	Evolución de parámetros de las válvulas frente a aumento simultaneo de N y área de salida	90
7.4	Evolución de parámetros del compresor frente a aumento simultaneo de N y área de salida	91
7.5	Evolución del punto de operación sobre el mapa frente a aumento simultaneo de N y área de salida	92
7.6	Evolución de parámetros de los depósitos frente a aumento simultaneo de N y área de salida	93
7.7	Evolución de parámetros de las válvulas frente a aumento simultaneo de N y área de salida	93
7.8	Evolución de parámetros del compresor frente a aumento simultaneo de N y área de salida	94
7.9	Evolución del punto de operación sobre el mapa frente a aumento simultaneo de N y área de salida	95
7.10	Evolución de parámetros de los depósitos frente a aumento simultaneo de N y área de salida	96
7.11	Evolución de parámetros de las válvulas frente a aumento simultaneo de N y área de salida	96
7.12	Evolución de parámetros del compresor frente a aumento simultaneo de N y área de salida	97
7.13	Evolución del punto de operación sobre el mapa frente a aumento simultaneo de N y área de salida	98
7.14	Evolución de parámetros de los depósitos frente a aumento simultaneo de N y área de salida	99
7.15	Evolución de parámetros de las válvulas frente a aumento simultaneo de N y área de salida	99
7.16	Evolución de parámetros del compresor frente a aumento simultaneo de N y área de salida	100
7.17	Evolución de parámetros del compresor frente a una disminución de N y un aumento del área de salida	101
7.18	Evolución de parámetros del compresor frente a un aumento de N y una disminución del área de salida	102
7.19	Evolución del punto de operación frente a un aumento de N a 10000 m	104
7.20	Evolución temporal de los volúmenes frente a un aumento de N a 10000 m	105
7.21	Evolución temporal de las válvulas frente a un aumento de N a 10000 m	105
7.22	Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a un aumento de N a 10000 m	106
7.23	Evolución del punto de operación frente a una disminución de N a 10000 m	107
7.24	Evolución temporal de los volúmenes frente a una disminución de N a 10000 m	108
7.25	Evolución temporal de las válvulas frente a una disminución de N a 10000 m	108
7.26	Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a una disminución de N a 10000 m	109
7.27	Evolución del punto de operación frente a una ley rectangular de giro	110
7.28	Evolución temporal de los volúmenes frente a una ley rectangular de giro	111
7.29	Evolución temporal de las válvulas frente a una ley rectangular de giro	111

---

7.30	Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a una ley rectangular de giro	112
7.31	Evolución del punto de operación frente a una ley sinusoidal de giro	113
7.32	Evolución temporal de los volúmenes frente a una ley sinusoidal de giro	114
7.33	Evolución temporal de las válvulas frente a una ley sinusoidal de giro	114
7.34	Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a una ley sinusoidal de giro	115
7.35	Evolución temporal de los volúmenes frente a una disminución de su capacidad	116
7.36	Evolución temporal de las válvulas frente a una disminución de su capacidad	116
7.37	Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a una disminución de su capacidad	117
7.38	Evolución temporal de los volúmenes frente a un aumento de su capacidad	117
7.39	Evolución temporal de las válvulas frente a un aumento de su capacidad	118
7.40	Evolución temporal de los parámetros del compresor frente a un aumento de su capacidad	118

# Índice de Tablas

---

2.1	Gases en el aire y sus fracciones molares	11
4.1	gasto y relación de presiones en punto de diseño a N altas	37
5.1	gasto y relación de presiones en punto de diseño a N medias	55
6.1	gasto y relación de presiones en punto de diseño a N bajas	71
A.1	Tabla compresor 1: Gasto	129
A.2	Tabla compresor 1: Eficiencia	130
A.3	Tabla compresor 1: Relación de compresión	130
A.4	Puntos línea de bombeo	131
A.5	Puntos línea de bombeo	131



# Bibliografía

---



# Bibliografía

---

- [1] C. Wang a, Y.G. Li a, B.Y. Yang. *Transient performance simulation of aircraft engine integrated with fuel and control systems*. Applied Thermal Engineering 114 (2017) 1029–1037. Elsevier. 2016.
- [2] Ali Chaibakhsh, Saeed Amirkhani. *A simulation model for transient behaviour of heavy-duty gas turbines*. Applied Thermal Engineering 132 (2018) 115–127. Elsevier. 2017.
- [3] Franco Jefferds dos Santos Silva, Jesuino Takachi Tomita, Joao Roberto Barbosa. *Gas turbines transient performance study for axial compressor operation characteristics*. 19th International Congress of Mechanical Engineering. 2007.
- [4] Marcin Plis, Henryk Rusinowski. *Mathematical modeling of an axial compressor in a gas turbine cycle*. Journal of Power Technologies 96 (3) (2016) 194–199. 2016.
- [5] William T. Cousins, Walter F. O'Brien, Chairman, Eugene F. Brown, Milt W. Davis, Jr, Wing F. Ng, Joseph A. Schetz. *The Dynamics of Stall and Surge Behavior in Axial-Centrifugal Compressors*. Virginia Polytechnic Institute and State University. 1997.
- [6] R. Elder. *Mathematical modelling of axial flow compressors*. University of Leicester. 1972.
- [7] R. Chacartegui, D. Sánchez, A. Muñoz, T. Sánchez *Real time simulation of medium size gas turbines*. Energy Conversion and Management 52 (2011) 713–724. 2009.
- [8] Wayne Jacobson, Medhat Zaghoul, Michael Tolmatsky, Serge Staroselsky, Jeff McWhirter. *COMPRESSOR LOADSHARING CONTROL AND SURGE DETECTION TECHNIQUES*. 45th turbomachinery 32nd pump symposia. Houston, Texas. 2016.
- [9] Incident US: Airways A320 near Newark on Jan 13th 2009, compressor stall.  
<http://avherald.com/h?article=413aaea4opt=0>
- [10] Galvez, F. J. *Física : curso teorico-practico de fundamentos fisicos de la ingenieria* Tebar Flores. 1998.

