

Proyecto Fin de Carrera Ingeniería de la Energía

Diseño y análisis de un turbocompresor para un grupo de sobrealimentación de un motor alternativo.

Autor: Juan Mudarra Acebedo

Tutor: Prof. Dr. D. David Sánchez Martínez

Dpto. Ingeniería energética. Grupo de máquinas y motores térmicos.

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018



GMTS | GRUPO DE MAQUINAS Y MOTORES
TERMICOS DE SEVILLA

Proyecto Fin de Carrera
Ingeniería de la Energía

**Diseño y análisis de un turbocompresor para un
grupo de sobrealimentación de un motor
alternativo.**

Autor:

Juan Mudarra Acebedo

Tutor:

Prof. Dr. D. David Sánchez Martínez

Catedrático de Universidad

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

Sevilla, 2018

Proyecto Fin de Carrera: Diseño y análisis de un turbocompresor para un grupo de sobrealimentación de un motor alternativo.

Autor: Juan Mudarra Acebedo

Tutor: Prof. Dr. D David Sánchez Martínez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2018

El Secretario del Tribunal

A mi madre, por haberme dado todo su amor, por enseñarme a valorar las cosas y sobre todo a las personas que tengo a mi alrededor. Gracias por transmitirme tus valores y enseñarme a ser una buena persona.

A mi padre, por ser mi ejemplo a seguir, por ser la persona que me gustaría llegar a ser en un futuro. Gracias por todo lo que me has enseñado a lo largo de los años y gracias, sobre todo, por tu infinita paciencia.

A mi hermano, por cambiarme la vida desde el mismo momento en que nació, por hacer que mi infancia haya sido tan feliz y por demostrarme día a día que es una persona ejemplar.

A Beatriz, por ser mi compañera en la vida, por comprenderme y apoyarme siempre que lo he necesitado. Gracias por todas las bonitas experiencias que hemos compartido y por las que están por venir.

A mis amigos de siempre, por haberme acompañado a lo largo de mi vida, tanto en los buenos como en los malos momentos.

A Alejandro, por ser mi compañero a lo largo de toda la carrera, por prestarme ayuda cada vez que la necesitaba. Sin él, mi periodo en la escuela se hubiese alargado.

Al tutor del trabajo, David Sánchez, por transmitirme de manera tan espléndida sus conocimientos, haciendo que tanto las clases como la realización del trabajo fuese de gran interés personal. Gracias también por ayudarme a encaminar mi futuro tras la escuela, pues no es fácil hacer algo así solo.

La sobrealimentación juega un papel vital en los motores de combustión interna alternativos desde hace ya varias décadas. El primer diseño de un compresor para ser aplicado a un motor de combustión interna fue de Gottlieb Daimler y lo hizo en el año 1885. Desde entonces y hasta el día de hoy, la historia de la sobrealimentación ha ido fluyendo a la par que los motores de combustión interna.

La tendencia en el campo automovilístico siempre ha sido bajar los precios por kW y para ello se tiende a hacer motores cada vez más pequeños y más sobrealimentados para, con menos tamaño de motor, lo que normalmente quiere decir menos precio, se tenga el mismo par y potencia.

El concepto de sobrealimentación se basa en el hecho de que para obtener más potencia por parte del motor es necesario quemar más combustible y para ello es necesario introducir más aire. Por ello, la industria donde más desarrollo tuvo este tipo de tecnología fue la del sector aeronáutico debido a una falta de aire a alturas elevadas lo que llevo a la utilización de compresores para aumentar la densidad del aire de entrada al motor.

El objetivo principal de este trabajo será el diseño y análisis de un turbocompresor para un grupo de sobrealimentación de un motor de combustión interna alternativo. Para ello se recurrirá a un software informático especializado en ello, y se buscará la solución más eficiente para las condiciones dadas.

El afán por realizar este trabajo viene gracias al contacto con un software actual y comercial de diseño de turbomáquinas térmicas, con vistas a una posible iniciación al diseño y optimización de estas máquinas ya que el aumento de eficiencia es un campo de la ingeniería que nunca dejará de desarrollarse.

Abstract

Turbocharging plays a vital role in reciprocating engines. The first design of a compressor to be applied to a reciprocating engine was made by Gottlieb Daimler in 1885. Since then, the technology of turbocharging has been improving at the same pace as the engines.

The trend in the automotive field has always been getting lower prices per kW. Therefore, engines are getting smaller and with higher boost levels. This is because with a smaller engine, you have the same torque and power.

The concept of turbocharging is based on the fact that to get more power from the engine it is necessary to burn more fuel and more air is needed. Therefore, the industry where this type of technology has developed quicker is the aeronautical. Due to a lack of air at high altitudes it was mandatory the use of compressors to increase the density of air entering the engine.

The main objective of this work will be the design and analysis of a compressor for a turbocharger group of a reciprocating engine. For this purpose, a computer software will be used, and the most efficient solution for the given conditions will be found and applied.

The motivation to carry out this work comes because of a contact with a current and commercial software of thermal turbomachinery design. A possible initiation to the design and optimization of these machines would be really appealing since the increase of efficiency is one of the main roles of engineering and it will never stop developing.

Agradecimientos	VII
Resumen	IX
Abstract	X
Índice	XI
Índice de Tablas	XIII
Índice de Figuras	XIV
Notación	XVI
1. Introducción	1
1.1. Turbomáquinas térmicas.	1
1.1.1. Partes de una turbomáquina.	1
1.1.2. Clasificación.	2
1.2. Ecuación de Euler para el estudio de turbomáquinas térmicas.	3
1.2.1. Ecuaciones de conservación de la energía.	5
2. Turbocompresores centrífugos. Generalidades.	7
2.1. Características generales.	7
2.2. Ecuaciones de conservación y diagrama h-s.	9
2.3. Aplicación de la ecuación de Euler: triángulo de velocidades.	11
2.3.1. Triángulo de velocidades a la entrada.	11
2.3.2. Triángulo de velocidades a la salida.	12
3. Diseño de turbocompresores centrífugos.	16
3.1. Recomendaciones de diseño de turbocompresores centrífugos.	16
3.1.1. Sección de entrada al rotor.	16
3.1.2. Sección de salida del rotor.	18
3.1.3. Difusor.	20
3.1.4. Voluta.	22
3.2. Grupos de sobrealimentación.	23
3.2.1. Generalidades.	23
3.2.2. Turbosobrealimentación.	25
4. AxSTREAM®: una herramienta para el diseño y análisis de turbomáquinas.	31
4.1. Fundamentos.	31
4.2. Estructura del software.	33
4.3. Módulos.	40

5. Diseño de un turbocompresor radial de un grupo de sobrealimentación para motores alternativos.	40
5.1. Condiciones de partida: motor y condiciones de operación esperadas.	40
5.2. Diseño preliminar: estudio del espacio de diseño.	42
5.2.1. Efecto de los principales parámetros adimensionales sobre la geometría de la máquina.	45
5.2.2. Efecto de los principales parámetros adimensionales sobre las prestaciones de la máquina.	47
5.3. Estudio del comportamiento de la máquina fuera de diseño.	48
6. Evaluación del diseño final obtenido.	51
6.1. Geometría de referencia.	51
6.2. Estudio del comportamiento aerodinámico de la máquina.	52
6.2.1. Diagrama h-s.	52
6.2.2. Triángulo de velocidades.	53
6.2.3. Curvas características.	55
7. Conclusiones y desarrollos futuros.	56
Referencias	58

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características del motor.	40
Tabla 2. Datos geométricos para distintos coeficientes de flujo.	45
Tabla 3. Datos geométricos para distintos coeficientes de carga.	46
Tabla 3. Parámetros característicos de la geometría de referencia.	51

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de rotor según la trayectoria del fluido.	1
Figura 2. (a) Turbocompresor centrífugo (turbomáquina generadora radial), (b) Turbocompresor axial (turbomáquina generadora axial), (c) Turbina axial (turbomáquina motora axial), (d) Turbina centrípeta (turbomáquina motora radial).	2
Figura 3. Canal de corriente de la turbomáquina. Instante t y Δt	3
Figura 4. Líneas de corriente entre dos álabes.	4
Figura 5. Triángulo de velocidades.	5
Figura 6. Fuerzas centrífugas sobre el canal.	6
Figura 7. Diseños típicos del rotor.	8
Figura 8. Rodete cerrado (izquierda) y rodete abierto (derecha).	8
Figura 9. Esquema de los elementos más representativos de un turbocompresor centrífugo.	9
Figura 10. Diagrama h-s de un escalonamiento de compresor centrífugo.	9
Figura 11. Triángulo de velocidades a la entrada del rodete.	11
Figura 12. Tipos de triángulos de velocidades a la entrada.	11
Figura 13. Triángulo de velocidades a la entrada en la periferia (a) y en el tambor (b).	12
Figura 14. Triángulo de velocidades a la salida del rodete.	12
Figura 15. Influencia de β_2 sobre Δh_R , Δh_E , W y R.	13
Figura 16. Triángulo de velocidades a la salida para $\beta_2 > 0$.	14
Figura 17. Triángulo de velocidades a la salida para $\beta_2 = 0$.	14
Figura 18. Triángulo de velocidades a la salida para $\beta_2 > 0$.	14
Figura 19. Coeficiente de carga frente a coeficiente de flujo para varias geometrías de salida.	15
Figura 20. Variación de M_{r1e} en función de r_{1e} y de N.	17
Figura 21. Diagrama h-s de un turbocompresor centrífugo.	18
Figura 22. Rodete con álabes sin zona inductora.	19
Figura 23. Esquema de un difusor sin álabes y trayectoria del fluido en su interior.	21
Figura 24. Esquema de un difusor con álabes.	21
Figura 25. Tipos de álabes de difusor. (a) recto, (b) espiral logarítmica, (c) perfil aerodinámico complejo, (d) difusión en línea recta.	22
Figura 26. Distintos tipos de tipologías de colector o voluta.	23
Figura 27. Sistema Comprex	24
Figura 28. Sobrealimentación por accionamiento mecánico del compresor.	24
Figura 29. Sobrealimentación accionada mediante turbina de escape.	25

Figura 30. Esquema básico de la turboalimentación (izquierda) y componentes (derecha)	25
Figura 31. Esquema de turbosobrealimentación por impulsos.	26
Figura 32. Esquema de turbosobrealimentación a presión constante.	27
Figura 33. Regulación de la presión de manera neumática.	28
Figura 34. Esquema de una electroválvula.	28
Figura 35. Esquema de regulación por electroválvula.	29
Figura 36. Esquema de un turbo de geometría variable.	29
Figura 37. Sistema de diseño de una turbomáquina. Las flechas indican un flujo de información.	31
Figura 38. Ventana ' <i>New proyect creation</i> '.	33
Figura 39. Modelo de pérdidas (a), elección de unidades (b).	33
Figura 40. Distintas configuraciones del turbocompresor centrífugo.	34
Figura 41. Icono del diseño preliminar (izquierda) y del generador de soluciones (derecha).	34
Figura 42. Ventana ' <i>Machine's parameters</i> '	35
Figura 43. Ventana ' <i>Module Designe Settings</i> '.	35
Figura 44. Ventana ' <i>Module Designe Parameters</i> '.	36
Figura 45. Icono para calcular soluciones.	36
Figura 46. Rendimiento politrópico frente a coeficiente de flujo. Coeficiente de carga en color.	36
Figura 47. Explorador del espacio de diseño e icono que se le corresponde.	37
Figura 48. Ventanas ' <i>Show Integral Data</i> ' y ' <i>Show Machine</i> ' con sus correspondientes iconos.	38
Figura 49. Árbol de proyecto y su icono correspondiente.	38
Figura 50. Icono del AxMAP.	39
Figura 51. Esquema del ciclo.	41
Figura 52. Diagrama $d_s n_s$ para turbocompresores centrífugos.	43
Figura 53. Espacio de diseño.	44
Figura 54. Geometrías para distintos coeficientes de flujo.	45
Figura 55. Geometrías para distintos coeficientes de carga.	46
Figura 56a. Nuevo espacio de diseño.	47
Figura 56b. Nuevo espacio de diseño. Rendimiento politrópico frente a ángulo de salida del rodete.	48
Figura 57. Mapa de comportamiento.	49
Figura 58. Soluciones escogidas para el estudio fuera de diseño.	49
Figura 59. Obtención de los mapas de comportamiento.	50
Figura 60. Diagrama h-s de la geometría seleccionada.	52
Figura 61a. Triángulo de velocidades en sección 1.	53
Figura 61b. Triángulo de velocidades en sección 2.	53
Figura 61c. Triángulo de velocidades en la sección 3.	54
Figura 62. Álabes en 3D.	54
Figura 63. Curvas características del compresor elegido.	55
Figura 64. Turbocompresor en 3D.	56

Notación

r_1	radio de entrada.
r_2	radio de salida.
r_{1i}	radio interior de entrada.
r_{1e}	radio exterior de entrada.
b	altura de álabe
c	velocidad absoluta.
c_x	velocidad axial.
c_θ	velocidad tangencial.
w	velocidad relativa.
u	velocidad periférica.
\dot{W}	potencia.
W_e o W	trabajo específico.
\dot{m}	gasto másico.
RC	relación de compresión.
01	entrada al rodete.
02	salida del rodete.
03	salida del difusor.
α	ángulo absoluto del flujo.
β	ángulo relativo del flujo.
ϕ	coeficiente de flujo.
Ψ	coeficiente de carga.
M	número de Mach
M_{1er}	número de Mach relativo en el radio exterior de entrada
ω	velocidad angular en rad/s.
N	velocidad angular en rpm.
k_f	coeficiente de potencia.
σ	coeficiente de deslizamiento.
γ	coeficiente adiabático de los gases.
C_p	calor específico

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Turbomáquinas térmicas

Una turbomáquina es una máquina cuya principal función es el intercambio de energía entre ella misma y un fluido, el cual la atraviesa de forma continua. Este intercambio de energía es debido a la variación del momento cinético del fluido cuando pasa por un órgano rotativo llamado rotor o rodete. La transferencia de energía puede tener un sentido máquina-fluido o fluido-máquina, como se verá posteriormente en la clasificación.

1.1.1 Partes de una turbomáquina

- Rotor o rodete.

El rotor es la parte más importante de cualquier turbomáquina. Es un elemento rotativo encargado de realizar el intercambio energético entre el fluido y la máquina. Por regla general consta de un disco en el cual se encuentran los álabes. Podemos distinguir entre rotores radiales, mixtos o axiales. A su paso por él, el fluido experimenta una variación de su momento cinético.

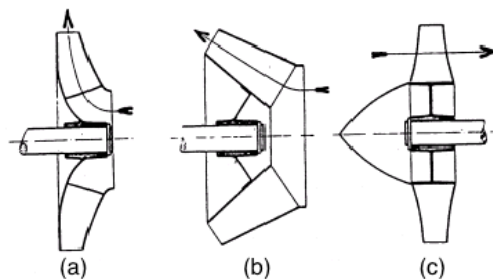


Figura 3. Tipos de rotor según la trayectoria del fluido.

- Álabes.

Los álabes son unas palas que forman parte del rotor, y la mayoría de las veces también del estator o difusor, y son los encargados de desviar el flujo de corriente. Esta deflexión de flujo transforma la energía contenida en el fluido (energía cinética en energía de presión), o bien hace que haya un intercambio de cantidad de movimiento del líquido. Esta variación de la cantidad de movimiento es igual al momento, respecto al eje de la máquina, de las fuerzas que actúan sobre los álabes.

Debido a los grandes esfuerzos a los que están sometidos, altas presiones y temperaturas, es necesario que sean resistentes al desgaste y a la fatiga.

- Eje.

Se encarga tanto de transmitir la potencia como de hacer de soporte para el rotor. En máquinas motoras, normalmente va conectado a un generador eléctrico, mientras que en máquinas generadoras está conectado a un motor o a una máquina motora.

- Estator

Es el órgano encargado de transformar la energía contenida en el fluido. Convierte la energía cinética en energía de presión o viceversa.

- Cojinetes y rodamientos.

Elementos que permiten el movimiento rotativo de la máquina. El cojinete es una pieza en la cual descansa y gira el eje de la máquina.

1.1.2. Clasificación

Las turbomáquinas térmicas se pueden clasificar según:

- El sentido de intercambio de energía.
 - Generadoras: La máquina cede energía al fluido. Estas máquinas absorben potencia para incrementar la presión del fluido (turbocompresores).
 - Motoras: El fluido cede energía a la máquina haciendo que ésta entregue un cierto trabajo (turbinas).
- La dirección del flujo respecto al eje de rotación.
 - Axiales: El movimiento dominante del fluido discurre paralelamente al eje de la máquina (Figura 1c).
 - Radiales: La trayectoria dominante del fluido cambia de dirección a su paso por la máquina, pero el flujo es esencialmente perpendicular al eje de la máquina. Si entra axial y sale radial al eje son máquinas centrífugas y, si ocurre lo contrario, son máquinas centrípetas. (Figura 1a).
 - Mixtas: el movimiento dominante del flujo es diagonal al eje de rotación. A la salida del rotor intervienen las componentes axial y radial de la velocidad. (Figura 1b).
- Salto entálpico en cada cuerpo.
 - Reacción: La variación entálpica del fluido se da en ambos órganos de la turbomáquina de manera similar.
 - Acción: La variación entálpica del fluido se da sobre todo en el estator de la turbomáquina.

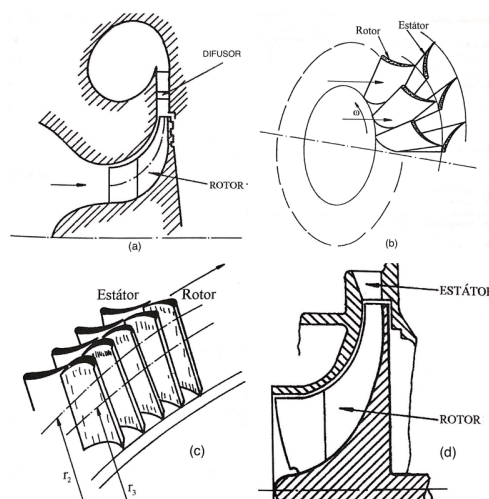


Figura 2.

- (a) Turbocompresor centrífugo (turbomáquina generadora radial)
- (b) Turbocompresor axial (turbomáquina generadora axial)
- (c) Turbina axial (turbomáquina motora axial)
- (d) Turbina centrípeta (turbomáquina motora radial)

1.2. Ecuación de Euler para el estudio de turbomáquinas térmicas

La ecuación de Euler describe el funcionamiento de una turbomáquina bajo la hipótesis de flujo unidimensional.

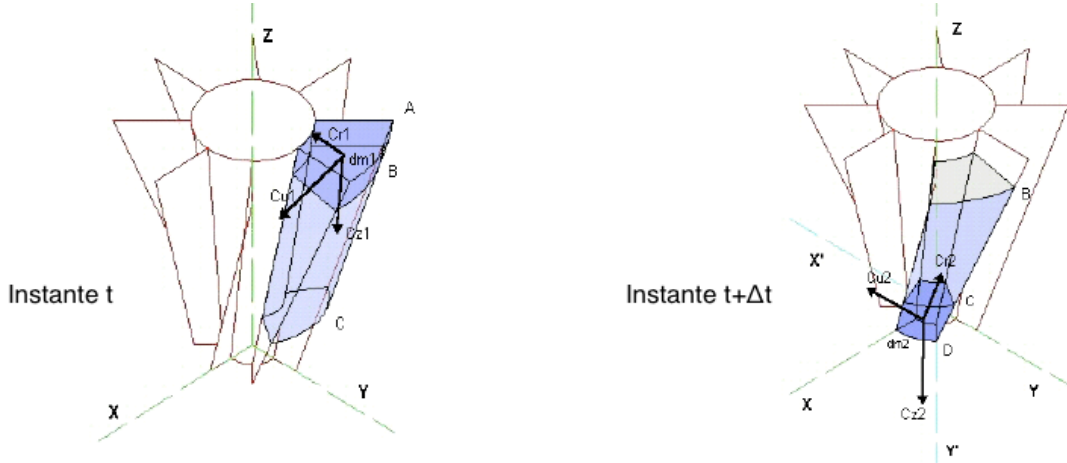


Figura 3. Canal de corriente de la turbomáquina. Instante t y Δt

Por el interior del canal AC (figura 3), que gira alrededor del eje Z a una velocidad angular ω constante, circula el fluido de trabajo. Este canal representa el conducto formado por dos álabes consecutivos del rotor.

Las velocidades absolutas, referidas a los ejes fijos (XYZ) se denotarán con la letra c , las velocidades relativas, referidas a los ejes relativos ($X'Y'Z'$) se denotarán con la letra w .

Por otra parte, las velocidades tendrán tres componentes perpendiculares entre sí, que serán la componente radial (c_r), la componente tangencial (c_u) y la componente axial (c_z).

Aplicando el teorema del momento cinético al sistema:

$$\frac{d\vec{\Gamma}}{dt} = \frac{d(\vec{r} \wedge m\vec{c})}{dt} = \sum \vec{r} \wedge \vec{F} \quad (1.1)$$

Este teorema indica que la derivada temporal del momento de la cantidad de movimiento, o momento cinético, de un sistema que gira respecto a un eje es igual al sumatorio del momento de las fuerzas que actúan sobre el sistema.

Supongamos también que el sistema evoluciona desde las secciones AC hasta las secciones BD en un periodo de tiempo Δt (figura 3). En ese caso la variación del momento de la cantidad de movimiento respecto del eje Z sería:

$$(r_2 \Delta m c_{2u} + \tau) - (r_1 \Delta m c_{1u} + \tau) \quad (1.2)$$

donde:

r_1 y r_2 son los radios medios de las secciones de entrada y salida.

Δm es la masa contenida en las secciones. Coinciden.

c_{1u} y c_{2u} componentes tangenciales de la velocidad media en las secciones de entrada y salida.

τ es el momento cinético de la masa contenida entre B y C. Es constante debido a que la velocidad de rotación ω es constante.

Tomando límite respecto del tiempo (derivada temporal):

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{(r_2 \Delta m c_{2u} + \tau) - (r_1 \Delta m c_{1u} + \tau)}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta t} (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) =$$

$$= \dot{m} * (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \text{ donde } \dot{m} \text{ es el gasto másico.} \quad (1.3)$$

Según el teorema del momento cinético, el resultado obtenido será el momento resultante, o par resultante, de las fuerzas que actúan sobre el fluido, pero el interés es el par motor producido por la resultante de las fuerzas que el fluido ejerce sobre el sistema (superficies del canal). La expresión de dicho par es:

$$M_{mZ} = \dot{m} (r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) \quad (1.4)$$

La potencia desarrollada es, por tanto

$$\dot{W} = \dot{m} \omega (r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) \quad (1.5)$$

Denominamos velocidades periféricas, o de arrastre, de entrada y salida a $u_1 = \omega r_1$ y $u_2 = \omega r_2$ respectivamente. Sustituyendo las expresiones de las velocidades periféricas en la ecuación (5), obtenemos la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas:

$$\dot{W} = \dot{m} (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \quad (1.6)$$

La potencia también se puede expresar como:

$$\dot{W} = \dot{m} W_e \quad (1.7)$$

donde el trabajo específico, o trabajo por unidad de masa, vale:

$$W_e = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} \quad (1.8)$$

Como se aprecia, la ecuación de Euler es una función de las condiciones del flujo a la entrada y la salida, es una ecuación que describe el funcionamiento de la máquina (lo que tiene lugar en los álabes) de forma macroscópica.

Como se aprecia en la figura 4, la deflexión del flujo incrementa la presión en la parte cóncava y la disminuye en la convexa. Un aumento de la velocidad en la cara convexa del álabe provoca esta diferencia de presiones que a su vez provoca una fuerza que es el origen del par motor.

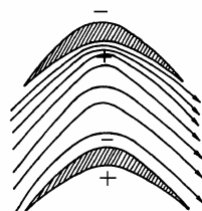
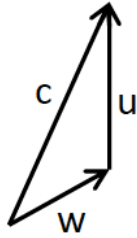


Figura 4. Líneas de corriente entre dos álabes.

1.2.1 Ecuaciones de conservación de la energía

Teniendo en cuenta la descomposición de las velocidades de entrada y salida al rotor, 1 y 2 respectivamente, en velocidad absoluta 'c', velocidad relativa 'w' y velocidad de arrastre 'u', debida al giro del canal de corriente, se tiene:



$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1 \quad \text{y} \quad \vec{w}_2 = \vec{c}_2 - \vec{u}_2 \quad (1.9)$$

Figura 5. Triángulo de velocidades.

Aplicando el teorema del coseno en el triángulo de velocidades tanto en el triángulo de velocidades de entrada como para el de salida, se obtiene:

$$w_i^2 = c_i^2 + u_i^2 - 2u_i c_{iu} \quad i = 1, 2 \quad (1.10)$$

Reordenando términos:

$$u_i c_{iu} = \frac{c_i^2}{2} + \frac{u_i^2}{2} - \frac{w_i^2}{2} \quad i = 1, 2 \quad (1.11)$$

Y sustituyendo en la ecuación del trabajo específico (ecuación 8):

$$W_e = \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \right) + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \right) \quad (1.12)$$

Aplicando el principio de conservación de la energía respecto a un observador fijo (ejes XYZ), resulta:

$$\frac{c_1^2}{2} + h_1 = W_e + h_2 + \frac{c_2^2}{2} \rightarrow W_e = \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \right) + (h_1 - h_2) \quad (1.13)$$

Observando la ecuación 1.13, se observa que el trabajo obtenido, al tratarse de una turbomáquina motora, es debido tanto a la disminución de entalpía del fluido como a una disminución de su velocidad (disminución de su energía cinética).

Si se igualan las ecuaciones 1.12 y 1.13, se obtiene la expresión de la ecuación de conservación de la energía referido a un observador móvil (ejes X'Y'Z'):

$$h_1 - h_2 = \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \right) \rightarrow h_1 + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (1.13)$$

donde:

$h_1 + 1/2 w_1^2$ es la energía a la entrada, $h_2 + 1/2 w_2^2$ es la energía a la salida y $(u_2^2 - u_1^2) / 2$ es el trabajo de las fuerzas que actúan sobre el canal en el sistema no inercial.

Este trabajo no puede estar asociado a las fuerzas de Coriolis debido a que la aceleración de Coriolis, que es por definición $\vec{a}_c = 2(\vec{\omega} \wedge \vec{w})$, es perpendicular a la trayectoria definida por w . Sin embargo, se demuestra que el trabajo por unidad de masa debido a las fuerzas centrífugas vale $(u_2^2 - u_1^2)/2$.

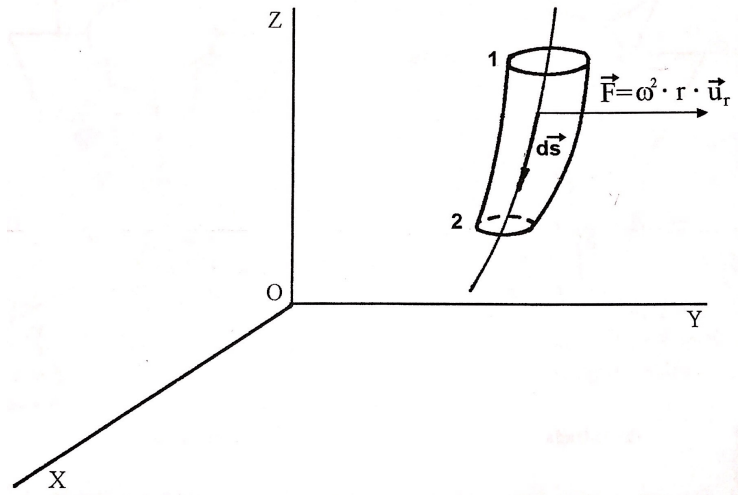


Figura 6. Fuerzas centrífugas sobre el canal.

Al hacer la integral definida entre 1 y 2 de la fuerza por \vec{d}_s queda $W_{12} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$, por lo que la ecuación de la energía respecto de un observador móvil queda:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \quad (1.14)$$

Se define como rotopía:

$$I = h + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} \quad (1.15)$$

La rotopía se conserva en el rotor de una turbomáquina térmica.

2. TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS. GENERALIDADES.

2.1. Características generales

Los turbocompresores centrífugos son una tecnología muy madura ya que los efectos de las fuerzas centrífugas para la compresión se usan desde hace más de un siglo. Las primeras máquinas centrífugas fueron bombas hidráulicas. Los compresores centrífugos son más eficientes que los axiales para gastos másicos pequeños, por lo que son mayormente usados cuando el gasto másico requerido no es muy grande. También, y gracias a la acción de las fuerzas centrífugas, tienen una mayor relación de compresión por escalonamiento que los turbocompresores axiales, siendo utilizados por tanto cuando la presión deseada en la descarga es elevada.

Los compresores centrífugos datan de finales del siglo XIX y principios del XX, pero el gran avance de esta tecnología fue debido, principalmente, a la necesidad de pequeñas turbinas de gas para vehículos aéreos militares, más concretamente helicópteros. La propulsión de estos vehículos va a cargo de uno o más rotores horizontales, cada uno formado por una o más palas.

Debido a estos avances tecnológicos, los turbocompresores centrífugos ampliaron el rango de aplicaciones en los que eran usados, siendo los más importantes los siguientes:

- Sobrealimentación de motores de combustión interna alternativos.
- Procesos químicos.
- Suministro de aire en la industria.
- Suministro de gas para gaseoductos.
- Vehículos aéreos.

Suelen clasificarse típicamente según su relación de compresión:

- Soplantes: $1.1 < RC < 3.5$
- Turbocompresores centrífugos: $RC > 3.5$

También se pueden clasificar en centrífugos radiales o centrífugos diagonales dependiendo de la dirección que tome el fluido dentro de la máquina, pero en ambos casos el diseño sigue la misma teoría.

Las partes más importantes de un compresor centrífugo quedan reflejadas en la figura 9.

El elemento fundamental es el rodete, o impeller en inglés, el cual aumenta el nivel de energía del fluido. Este aumento de energía conlleva un aumento de la presión estática del fluido y de su velocidad absoluta. Tradicionalmente, los alabeados empleados en los rodetes son dos, el alabeado en dos dimensiones (figura 7a) o en tres dimensiones (figura 7b). La ventaja del primer tipo de rodete es un bajo coste de fabricación, sin embargo, presenta una desventaja clara: un nivel de estrés comparativamente más alto para una versión de doble envolvente (línea de puntos discontinua en la figura 7a).

Podría conseguirse una carga tensional menor moviendo el borde de ataque del álabe radialmente hacia adentro, tal y como se muestra con las líneas discontinuas más largas en la figura 7a. El problema es que el borde de ataque tiene que tensionarse para mejorar el comportamiento, por lo que el álabe dejaría de ser de diseño bidimensional.

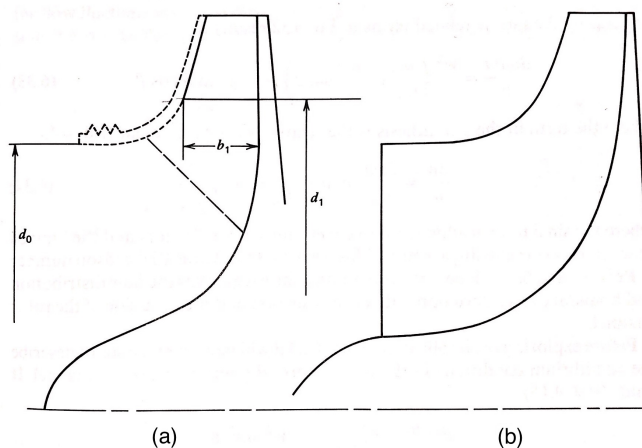


Figura 7. Diseños típicos del rotor.

También existe otra diferenciación respecto a si el rodete es cerrado o abierto. Los rodetes cerrados tienen la envoltante unida a los extremos de los álabes y presentan como principal ventaja una eliminación de las pérdidas intersticiales en esos extremos y además compensa empujes axiales sobre el rodete. Como desventajas, dificulta el mecanizado de los álabes, aumenta las pérdidas por fricción y por ventilación.

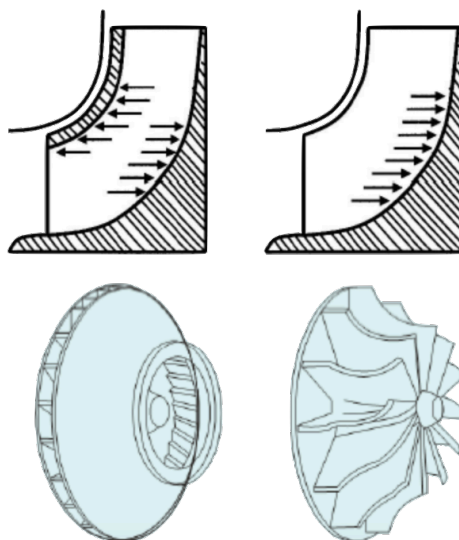


Figura 8. Rodete cerrado (izquierda) y rodete abierto (derecha).

Cuando el fluido sale del rotor, entra en el difusor (diffuser) donde la energía cinética se convierte en energía de presión. Esto se puede llevar a cabo mediante una difusión libre o con álabes, lo que permite reducir el tamaño del difusor, ya que fuerza más el aumento de área y por tanto la difusión del flujo. Como principal desventaja del difusor con álabes está el aumento del coste de fabricación de éste.

Tras el difusor se encuentra un colector o voluta (collector scroll) que se encarga de conducir al fluido que sale del difusor hacia el conducto de salida.

El tambor (hub) es una superficie curva donde se soportan los álabes del rotor.

La envoltante es otra superficie que forma la frontera externa del flujo, pudiendo girar de manera solidaria con este o formar parte de la carcasa.

En último lugar queda mencionar que en la sección de entrada (eye) se encuentra una zona inductora (inducer section) la cual se encarga de desviar la velocidad relativa hasta la dirección axial. Esta zona normalmente acaba cuando el flujo empieza a desviarse hacia la dirección radial, aunque en algunos diseños más avanzados, la zona inductora continúa hasta la zona radial con el fin de reducir la difusión de flujo

relativo.

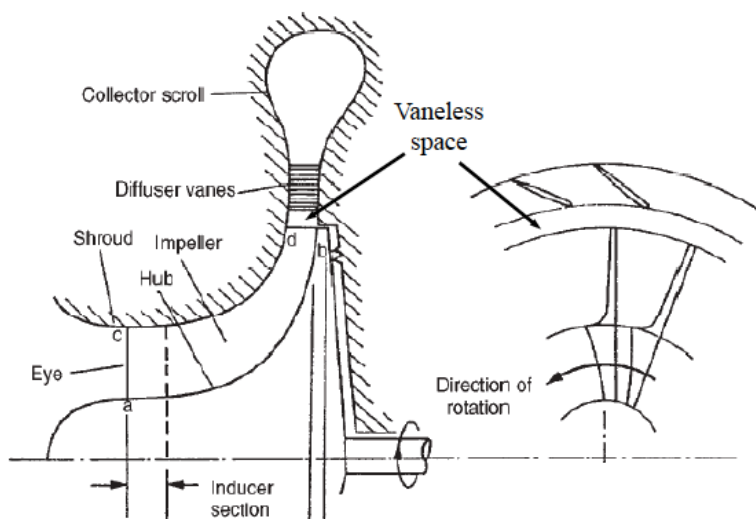


Figura 9. Esquema de los elementos más representativos de un turbocompresor centrífugo.

2.2. Ecuaciones de conservación y diagrama h-s

Para el estudio de un escalonamiento de compresor centrífugo se realiza una aproximación unidimensional, es decir, se aproxima a un comportamiento uniforme del fluido en ciertas secciones transversales de la máquina. Estas secciones son la entrada y la salida de la máquina y la entrada y salida del rodete. Esta aproximación es necesaria ya que el comportamiento real del flujo es tridimensional y muy complicado de estudiar.

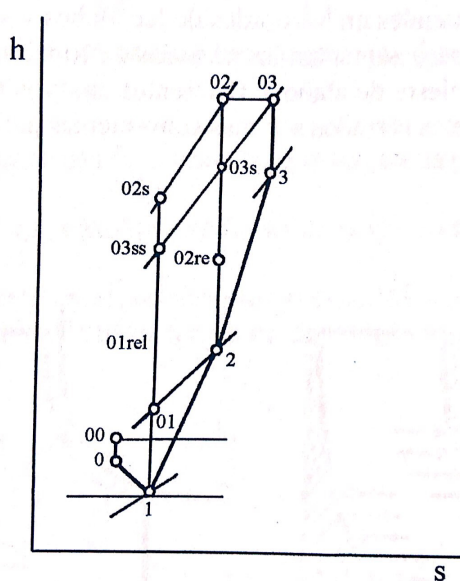


Figura 10. Diagrama h-s de un escalonamiento de compresor centrífugo.

Al entrar el fluido en la máquina, lo primero que se encuentra es la toma dinámica (de 0 a 1) donde el fluido se acelera y por tanto la presión disminuye. Se cumple:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \rightarrow h_{00} = h_{01} \quad (2.1)$$

Posteriormente, el fluido entra en el rodete (de 1 a 2), el cual aumenta su energía (entalpía y velocidad) gracias al trabajo aportado externamente. Aplicando la ecuación de la energía para el observador móvil se obtiene:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} + W = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \rightarrow h_{01} + W = h_{02} \quad (2.2)$$

Por otra parte, como se describió en el apartado 1.2.1.:

$$W = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (2.3)$$

Sustituyendo la ecuación 2.3 en la 2.2

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} \rightarrow h_{01R} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = h_{02R} \quad (2.4)$$

Por tanto, el aumento de entalpía en el rotor es:

$$h_2 - h_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (2.5)$$

Por otra parte, según la ecuación de Euler, se tiene otra expresión para el trabajo específico:

$$W = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} \quad (2.6)$$

La compresión se da gracias a dos procesos muy distintos. El primero es la difusión de la velocidad relativa, $w_1 > w_2$: la velocidad relativa a la entrada del rotor es mayor que a la salida. El segundo es debido a la acción de las fuerzas centrífugas asociadas a la variación de velocidad periférica. Estas fuerzas no deceleran el fluido, sino que producen un gradiente de presiones que se suma al producido por la variación de la velocidad relativa en el rotor. Este proceso de compresión, debido a la acción de las fuerzas centrífugas, no tiene efecto sobre el desprendimiento de la capa límite del fluido, por lo que se pueden alcanzar altos rendimientos forzando más la compresión gracias a las fuerzas centrífugas.

En el difusor (de 2 a 3) se produce una deceleración adiabática de la velocidad desde c_2 hasta c_3 , lo que provoca un incremento de presión estática.

$$h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_3 + \frac{c_3^2}{2} \rightarrow h_{02} = h_{03} \quad (2.7)$$

La acción difusora en la voluta se suele incluir también en este proceso.

A modo de resumen se tiene las siguientes condiciones de evolución del fluido:

- Rotor
 - $c_2 \gg c_1$ aumento de la energía cinética.
 - $h_2 \gg h_1$ aumento de la entalpía.
 - $w_1 \gg w_2$ proceso de difusión de la velocidad relativa debido a la compresión.
 - $p_2 \gg p_1$ aumento de presión en el rotor.

- $u_2 \gg u_1$ por ser una máquina centrífuga.
- Difusor
 - $c_2 \gg c_3$ deceleración del flujo para comprimirlo.
 - $p_3 \gg p_2$ aumento de presión en el difusor.

2.3. Aplicación de la ecuación de Euler: triángulo de velocidades

2.3.1. Triángulo de velocidades a la entrada

Para comenzar, los sentidos positivos, tanto de los ángulos como el de las velocidades son los representados en la figura 11.

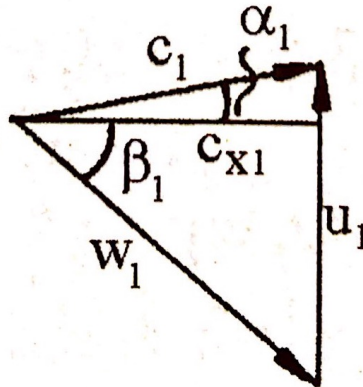


Figura 11. Triángulo de velocidades a la entrada del rodete.

Según la ecuación de Euler particularizada para compresores centrífugos:

$$W = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} = u_2 c_2 \text{sen} \alpha_2 - u_1 c_1 \text{sen} \alpha_1 \quad (2.8)$$

De esta ecuación se deduce que mientras más pequeño sea el ángulo de entrada α_1 , mayor será el trabajo específico de compresión y, por consecuencia, mayor será la relación de compresión llegando incluso a ser positivo el segundo término de la ecuación 2.8 para $\alpha_1 < 0^\circ$.

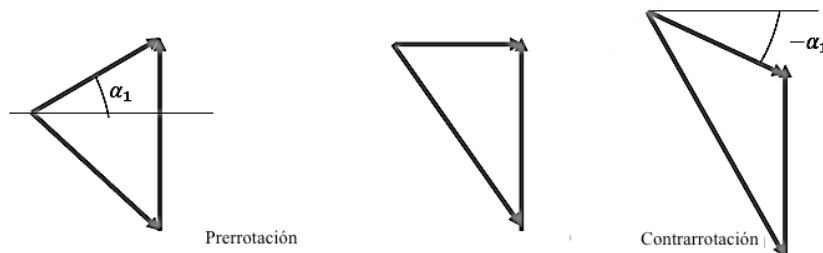


Figura 12. Tipos de triángulos de velocidades a la entrada.

Aunque a primera vista parezca que la contrarrotación es beneficiosa, no es así. Esto es debido a que para una c_{x1} dada (un gasto másico dado), la contrarrotación genera una mayor velocidad relativa a la entrada del rodete y en consecuencia un número de Mach más alto. El número de Mach aumenta también con el radio, siendo el punto más crítico la punta del álabe. En dicho punto, el número de Mach no puede superar valores de 0.85 o 0.9 para evitar la formación de ondas de choque, lo que reduciría drásticamente el rendimiento del compresor.

Debido a esto, es habitual dotar al compresor de álabes de prerotación para reducir la velocidad relativa, estando los valores más habituales de α_1 entre 15° y 20° .

Los álabes suelen tener un diseño de torbellino libre, para que la distribución de velocidades a la entrada del rotor sea constante a lo largo de radio ($c_{x1}=\text{cte}$ y $r_1c_{\theta 1}=\text{cte}$). Esto provoca que α_1 tenga un valor superior en el tambor que, unido al hecho de que $c_{\theta 1i} > c_{\theta 1e}$ y $u_{1i} < u_{1e}$, hace que el ángulo β_{1i} sea muy pequeño o incluso 0 tal y como se aprecia en la figura 13.



Figura 13. Triángulo de velocidades a la entrada en la periferia (a) y en el tambor (b).

2.3.2. Triángulo de velocidades a la salida

Los sentidos positivos de las velocidades y los ángulos son los indicados en la figura 14.

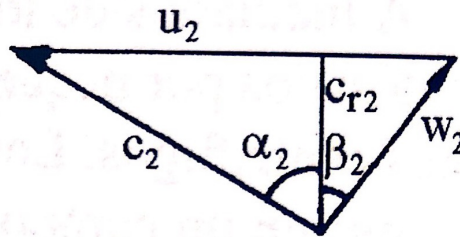


Figura 14. Triángulo de velocidades a la salida del rodete.

Se va a estudiar la influencia del ángulo β_2 sobre el trabajo específico del escalonamiento, y para ello se supondrá que la entrada del flujo es axial $\alpha_1=0$ y que la velocidad meridiana (c_m) es constante.

Se demuestra que:

$$W = u_2 c_{\theta 2} = u_2 (u_2 - c_{r2} \operatorname{tg} \beta_2) \quad (2.9)$$

$$\Delta h_e = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{1}{2} (u_2 - c_{r2} \operatorname{tg} \beta_2)^2 \quad (2.10)$$

Esta variación de entalpía en el estator (difusor) es debido a la variación de energía cinética que se da en él. El incremento de energía cinética que se produce en el rodete es transformado posteriormente en el difusor. Es un caso muy corriente en la práctica que $c_3=c_1$ por ello aparece de esta manera en la ecuación 2.10.

$$\Delta h_R = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{1}{2}(u_2^2 - c_{r2}^2 \operatorname{tg}^2 \beta_2) \tag{2.11}$$

Sabiendo además que el grado de reacción R de una turbomáquina se define como:

$$R = \frac{\Delta h_R}{W} = \frac{\frac{1}{2}(u_2^2 - c_{r2}^2 \operatorname{tg}^2 \beta_2)}{u_2(u_2 - c_{r2} \operatorname{tg} \beta_2)} = \frac{1}{2} + \frac{c_{r2}}{2u_2} \operatorname{tg} \beta_2 \tag{2.12}$$

En la figura 15 están representadas las variaciones del trabajo específico, el salto entálpico en el rotor, el salto entálpico en el estator y el grado de reacción en función del ángulo de salida del rodete.

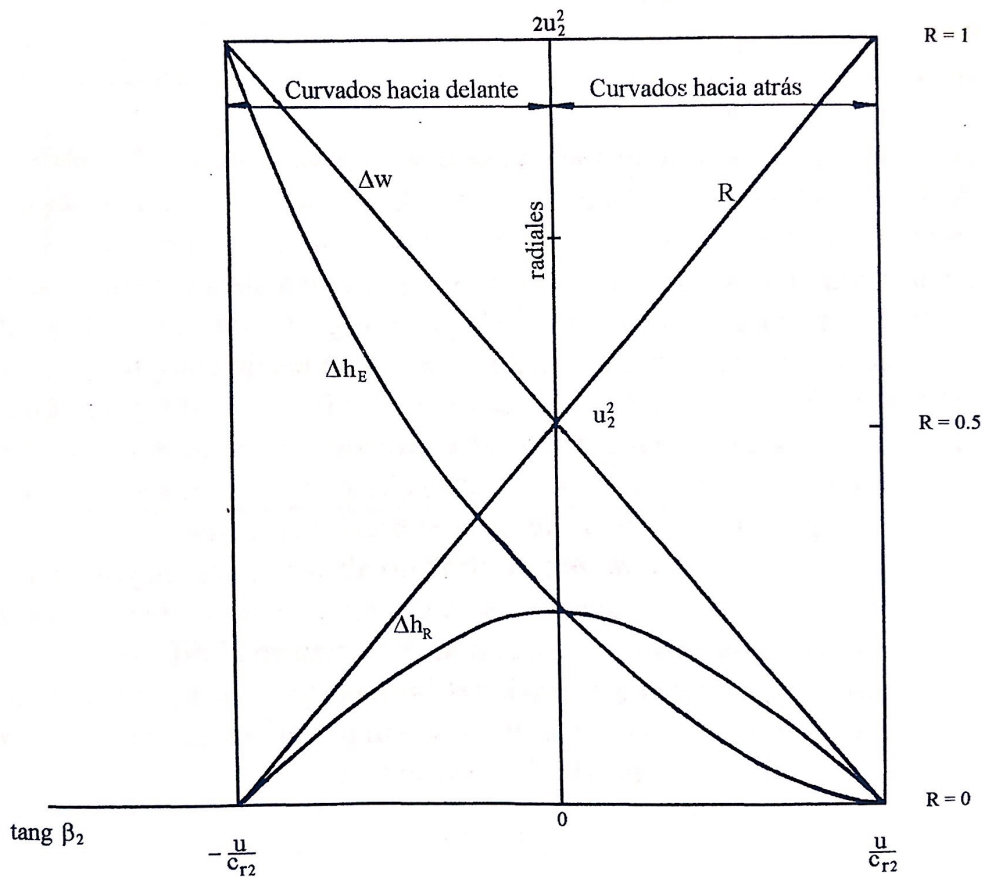


Figura 15. Influencia de β_2 sobre Δh_R , Δh_E , W y R .

- Álabes curvados hacia atrás ($\beta_2 > 0$).

Con este tipo de alabeado, como se puede ver en la ecuación 2.12, el grado de reacción es mayor a 0.5 lo que indica que el proceso de compresión se da mayoritariamente en el rotor donde la acción de las fuerzas entrífugas hace que el rendimiento de la compresión en este órgano sea elevado. Como desventaja se puede destacar que el trabajo específico por escalonamiento es bajo, el rodete le transmite menos energía al fluido, por lo que serán necesario un mayor número de escalonamientos para alcanzar una determinada presión.

Su uso más común es en compresores industriales, bombas hidráulicas y ventiladores.

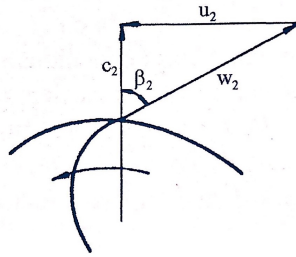


Figura 16. Triángulo de velocidades a la salida para $\beta_2 > 0$.

- Álabes radiales ($\beta_2=0$).

El grado de reacción de este tipo de compresores es 0.5, según indica también la ecuación 2.12., lo que quiere decir que la compresión tiene lugar de manera uniforme en ambos órganos de la máquina. En este caso las características de funcionamiento de la máquina son bastante planas.

Son usados principalmente en aviación, pequeñas turbinas de gas y sobrealimentación.

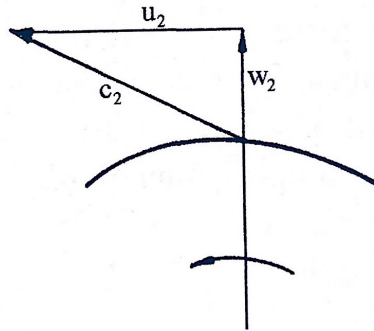


Figura 17. Triángulo de velocidades a la salida para $\beta_2 = 0$.

- Álabes curvados hacia delante ($\beta_2 < 0$).

El trabajo absorbido por escalonamiento es mayor y, como el grado de reacción es menor a 0.5, la mayor parte de la compresión se da en el difusor, lo que penaliza el rendimiento y el tamaño de la máquina.

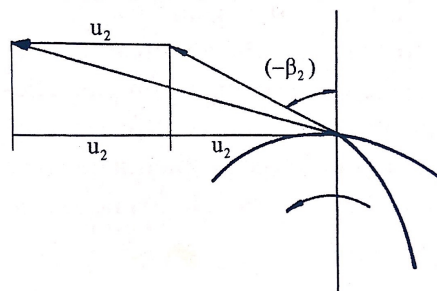


Figura 18. Triángulo de velocidades a la salida para $\beta_2 > 0$.

Para los tres casos anteriores, en el orden en los que se han explicado, el trabajo específico por escalonamiento aumenta, la relación de compresión aumenta, el grado de reacción disminuye y el rendimiento también disminuye.

Por último, queda añadir que, para una determinada velocidad de giro, el coeficiente de carga (trabajo absorbido) varía con el coeficiente de flujo (gasto másico) dependiendo del tipo de álabe usado, como se aprecia en la figura 19. Esta figura corresponde a un compresor isentrópico o ideal. Si hay pérdidas por fricción las tres curvas caerán como consecuencia del incremento de velocidad.

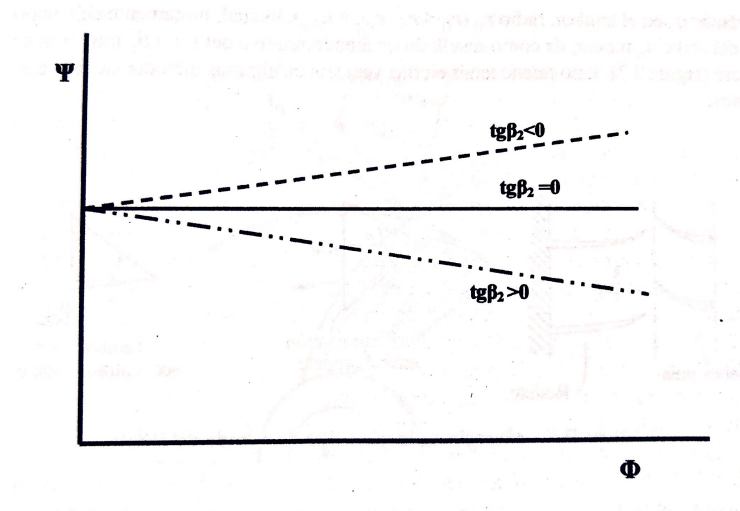


Figura 19. Coeficiente de carga frente a coeficiente de flujo para varias geometrías de salida.

Los turbocompresores tienen un funcionamiento inestable en el caso de curvas relación de compresión-gasto crecientes, por lo que los turbocompresores con los álabes curvados hacia delante tendrán un comportamiento más inestable que los que tengan los álabes curvados hacia atrás cuando trabajen fuera del punto de diseño. Los compresores con geometría radial a la salida tienen un comportamiento intermedio.

3. TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS. DISEÑO.

Se pueden utilizar dos métodos distintos para calcular la eficiencia en el punto de diseño de un compresor. El primero es un análisis basado en los argumentos del canal, más frecuentemente usado en máquinas axiales, mientras que un análisis basado en cascada de álabes es más frecuentemente usado en máquinas axiales. Se comenzará con unas recomendaciones de diseños para compresores centrífugos y posteriormente se aplicarán a los grupos de sobrealimentación, lo cuales restringen también el diseño de la máquina.

3.1. Recomendaciones de diseño para compresores centrífugos

3.1.1. Sección de entrada al rotor

Para comenzar el proceso de diseño es necesario establecer unas condiciones de contorno y unos datos previos.

- Gasto másico
- Condiciones iniciales del gas, presión y temperatura.
- Presión final (relación de compresión de la máquina).
- Propiedades del gas a comprimir, R y γ .
- Normalmente también es necesario fijar la velocidad de giro N (r.p.m.) o ω (rad/s).

Como se comentó en el punto 2.3.1, un parámetro crítico en el diseño de la entrada de un compresor centrífugo es el Mach relativo en punta de álabe. Un valor alto de este número ($M_{r1e} \geq 1$) provocaría un gran aumento de las pérdidas en el escalonamiento, así como un posible bloqueo del compresor. El valor de este número depende de la velocidad relativa a la entrada, la cual depende a su vez de la velocidad absoluta y periférica, como se ha estudiado en los triángulos de velocidades.

Si la entrada al rodete es axial, $c_1 = c_{x1}$, la velocidad absoluta depende del gasto que atraviesa al compresor. En este estudio, se considerará una distribución de velocidad axial uniforme.

La velocidad periférica, al depender del radio, es máxima en el radio exterior ($u_{1e} = \omega r_{1e}$) por lo que este será determinado con la condición de minimizar el Mach relativo en la punta.

$$w_{1e}^2 = u_{1e}^2 + c_{x1}^2 \quad (3.1)$$

donde

$$u_{1e}^2 = \frac{\pi N}{30} r_{1e} \quad (3.2)$$

Por otra parte, tenemos:

$$\dot{m} = \pi(r_{1e}^2 - r_{1i}^2)\rho_1 c_{r1} \quad (3.3)$$

Por lo que el Mach relativo en punta de álabe queda:

$$M_{1er} = \frac{w_{1e}}{\sqrt{\gamma RT_1}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\pi N}{30}\right)^2 r_{1e}^2 + \left(\frac{\dot{m}}{\pi \rho_1}\right)^2 \frac{1}{(r_{1e}^2 - r_{1i}^2)^2}}{\gamma RT_1}} \quad (3.4)$$

El diámetro del eje de la máquina queda determinado según la Resistencia de Materiales y es función del tipo de material y del momento de torsión máximo admisible (τ).

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \dot{W}}{\omega \pi \tau}} \quad (3.5)$$

El diámetro interior de entrada al rodete, es algo mayor que el diámetro del eje, por lo que se aproximará su valor a partir del valor obtenido en la ecuación 3.5.

Aproximando a valores constantes de temperatura y la densidad a la entrada, podemos calcular el valor de r_{1e} que hace mínimo M_{r1e} derivando la ecuación 3.4 respecto del radio de entrada exterior e igualando el resultado a cero, quedando:

$$r_{1e, \text{optimo}} = \sqrt{\frac{\sqrt[3]{2} \left(\frac{\dot{m}}{\pi \rho_1}\right)^{\frac{2}{3}}}{\left(\frac{\pi N}{30}\right)^{\frac{2}{3}}} + r_{1i}^2} \quad (3.6)$$

Tal y como se aprecia en la figura 20, el valor del Mach relativo crece más rápidamente a la izquierda del valor óptimo de r_{1e} que a la derecha. Por ello es aconsejable diseñar la entrada con un radio exterior algo más pequeño que el óptimo porque, a pesar del aumentar un poco el Mach relativo, tiene menos posibilidades de que este número aumente mucho fuera de las condiciones de diseño cuando se eleve la velocidad de giro.

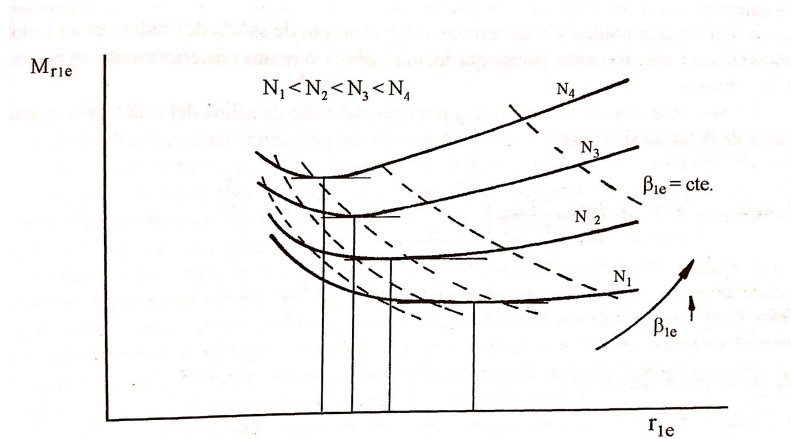


Figura 40. Variación de M_{r1e} en función de r_{1e} y de N .

En el caso de que no se pueda mantener el Mach relativo en punta de álabe por debajo 0.85-0.9 porque, por ejemplo, el número de revoluciones de la máquina este fijado por el motor, se recomienda usar álabes guía para darle al fluido una prerrotación y así disminuir la velocidad relativa.

Los valores típicos de $\frac{r_{1i}}{r_{1e}}$ suelen estar entre 0.3 y 0.6 mientras que para β_2 están entre 50° y 60° .

3.1.2. Sección de salida del rodete

Es común que se den condiciones de flujo supersónico en el extremo del álabe debido a las altas velocidades absolutas que se dan en la salida del rodete (Mach entre 1.1 y 1.2). Esto no tiene porque significar que el compresor se haya bloqueado ya que el Mach relativo puede no haber superado la unidad. Este valor del Mach a la salida será un parámetro importante a tener en cuenta en el diseño del difusor.

El valor de la velocidad periférica se puede obtener de:

$$C_p(T_{02} - T_{01}) = k_f(\sigma u_2^2 - u_1 c_1 \text{sen} \alpha_1) \quad (3.7)$$

donde $T_{02}-T_{01} = T_{03}-T_{01}$ y se puede obtener del diagrama h-s de la figura 21.

Cabe mencionar que, debido a la fricción producida entre la carcasa y el fluido, pérdidas por rozamiento del disco o por ventilación, es necesario aportar un mayor trabajo específico. Esto se cuantifica mediante un *factor de potencia* k_f cuyo valor suele estar entre 1.02 y 1.04.

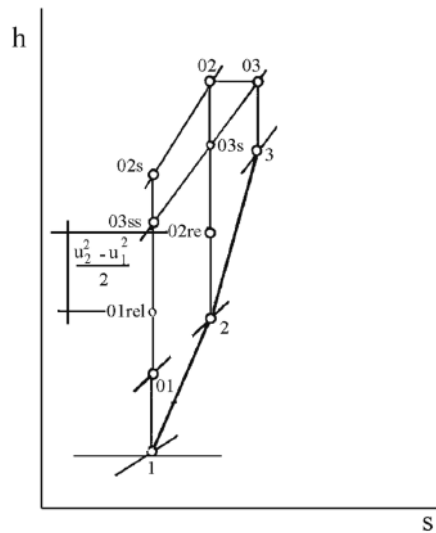


Figura 21. Diagrama h-s de un turbocompresor centrífugo.

Primeramente, obtenemos T_{03ss} mediante la ecuación de la isentrópica:

$$\frac{T_{03ss}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{03ss}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} ; p_{03ss} = p_{03} ; RC = \frac{p_{03}}{p_{01}} \quad (3.8)$$

Una vez obtenida T_{03ss} mediante el rendimiento total a total (η_{tt}) obtenemos T_{03} :

$$\eta_{tt} = \frac{T_{03ss} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} \rightarrow T_{03} \quad (3.9)$$

Teniendo ya T_{03} y suponiendo un coeficiente de potencia k_f entre 1.02 y 1.04 y un coeficiente de deslizamiento σ entre 0.85 y 0.9, podemos despejar de la ecuación 3.7 el valor de la velocidad periférica u_2 y con la relación 3.10, obtendremos el valor de r_2 .

El coeficiente de deslizamiento de un compresor cuantifica la desviación de la velocidad relativa a la salida de los álaves del rodete. El flujo relativo que abandona un rodete de compresor no llega a recibir un guiado perfecto lo que provoca que la componente tangencial de la velocidad absoluta descienda.

$$u_2 = \omega r_2 = \frac{\pi}{30} N r_2 \rightarrow r_2 = \frac{30}{\pi N} u_2 \quad (3.10)$$

Por otro lado, la altura de los álabes b_2 , queda definida mediante la ecuación de continuidad del rotor:

$$\dot{m} = \rho_2 c_{2r} (2\pi r_2 - Z \delta_{alabe}) b_2 \quad (3.11)$$

donde Z es el número de álabes y δ_{alabe} es la sección transversal ocupada por el álabe. Normalmente la sección ocupada por todos los álabes es aproximadamente el 5% de la sección de paso total.

El número de álabes suele estar entre 16 y 32. El número de álabes tiene un cierto efecto en el funcionamiento del compresor. Un número bajo de álabes tiene como principal ventaja la bajada de pérdidas por fricción pero, sin embargo, el fluido está peor guiado haciendo que el factor de deslizamiento disminuya. Por el contrario, un número elevado de álabes provocaría tanto una subida en las pérdidas por fricción como una subida del coeficiente de deslizamiento (menor deslizamiento).

El número óptimo de álabes está también condicionado al bloqueo de la zona inductora de la entrada del rodete. Para evitar este tipo de sucesos se recurre a la utilización de álabes sin zona inductora, evitando el bloqueo de esta zona y evitando un descenso brusco del coeficiente de deslizamiento. En la figura 22 se puede apreciar un rodete con álabes sin zona inductora.



Figura 22. Rodete con álabes sin zona inductora.

Normalmente para determinar un número de álabes aproximado se utiliza la fórmula empírica de Pfeleiderer:

$$Z = 6.5 \frac{m+1}{m-1} \cos \frac{\beta_1 \beta_2}{2} ; m = \frac{r_2}{r_1} \quad (3.12)$$

Para la estimación de la densidad del fluido a la salida del rodete, necesaria para resolver la ecuación 3.11, es necesario suponer el rendimiento del difusor según su tamaño o tipología.

$$\eta_D = \frac{T_{03s} - T_2}{T_{03} - T_2} = \frac{\frac{T_{03s}}{T_2} - 1}{\frac{T_{03}}{T_2} - 1} = \frac{\left(\frac{p_{03}}{p_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1}{\frac{T_{03}}{T_2} - 1} \quad (3.13)$$

La temperatura de salida del rodete se obtiene de:

$$T_2 = T_{02} - \frac{c_2^2}{2c_p} \quad (3.14)$$

c_2 se obtiene del triángulo de velocidades de salida ya que se suele tomar como criterio de diseño que la velocidad meridiana sea constante en el rotor, es decir, $c_{x1} = c_{r2}$.

$$c_2^2 = c_{r2}^2 + c_{\theta 2}^2 = c_{r2}^2 + \sigma u_2^2 \quad (3.15)$$

3.1.3. Difusor

Como se ha mencionado anteriormente, la función principal del difusor es convertir la energía cinética del fluido en presión estática. Tienen una fuerte repercusión sobre el rendimiento del compresor ya que aproximadamente la mitad de la energía del fluido a la salida del rodete es energía cinética. Existen dos tipos de difusores:

❖ Difusor sin álabes.

El momento cinético del fluido permanece constante en el difusor debido a que éste no intercambia energía/trabajo con él. Sólo existe transformación de la energía del fluido por lo que, asumiendo despreciable el efecto de la fricción:

$$c_{\theta 2} r_2 = c_{\theta a} r_a = c_{\theta 3} r_3 \quad (3.16)$$

el subíndice a indica que la expresión es válida para cualquier sección del difusor, aunque a partir de aquí se tomará para el estudio, tal y como se ha hecho en el rodete, la sección de entrada y de salida (subíndice 3).

Mediante la ecuación de continuidad y sabiendo que un diseño usual del difusor es mantener la altura de salida del rodete, se obtiene:

$$\dot{m} = c_{r2} \rho_2 A_2 = c_{r3} \rho_3 A_3 \quad (3.17)$$

donde

$$A_2 = 2\pi r_2 b_2 ; \quad A_3 = 2\pi r_3 b_2 \quad (3.18)$$

Como se aprecia en la ecuación 3.18, el proceso de difusión es debido a un aumento del área al aumentar el radio, pero mantenerse constante la altura del difusor.

A partir de las expresiones anteriores es posible obtener la dirección de la velocidad a la salida del difusor, pues esta no coincide con la dirección de la velocidad de entrada al mismo:

$$\cotg \alpha_3 = \frac{c_{r3}}{c_{\theta 3}} = \frac{c_{r2} \rho_2}{c_{\theta 2} \rho_3} = cte \frac{\rho_2}{\rho_3} \quad (3.19)$$

El difusor sin álabes presenta ciertas ventajas como el bajo coste de fabricación, un amplio rango de funcionamiento y además es más resistente a la erosión y al ensuciamiento que los difusores alabeados. Sin embargo, tienen un mayor tamaño para la misma relación de difusión debido a que los difusores con álabes permiten aumentar la relación de difusión.

En la figura 23 se puede apreciar lo que se ha dicho anteriormente. La altura del difusor es constante e igual a b_2 y además, la trayectoria seguida por el fluido en un difusor sin álabes es una espiral logarítmica si se supone que la densidad es constante.

La relación de diámetros D_3/D_2 suele estar entre 1.6 y 1.8.

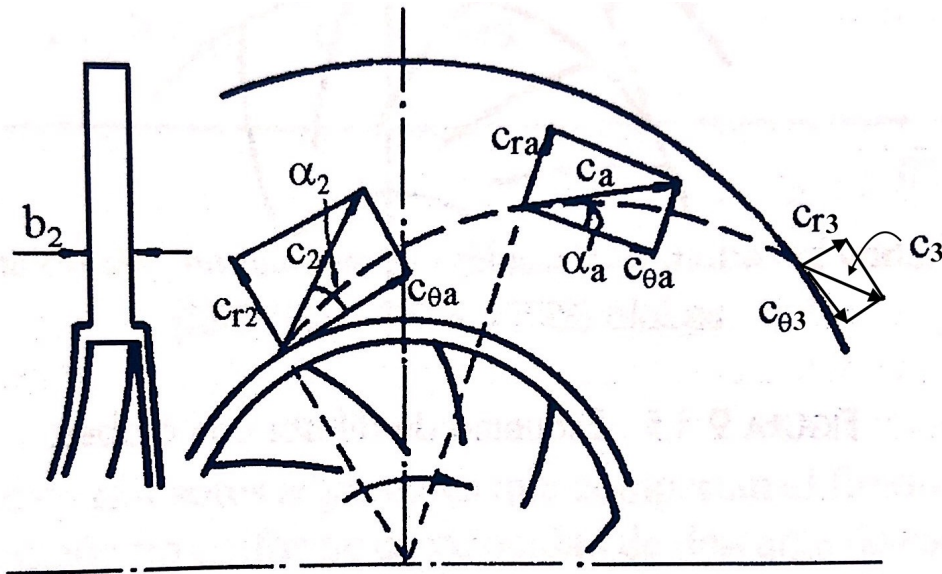


Figura 23. Esquema de un difusor sin álabes y trayectoria del fluido en su interior.

❖ Difusor con álabes.

En este tipo de difusores, es necesario dejar un espacio más amplio entre rodete y difusor para reducir la inestabilidad del flujo, el ruido y el número de Mach antes de entrar. Este espacio suele ser entre el 10 y el 20% del diámetro del rodete.

El análisis del flujo desde la salida del rodete hasta la garganta de los álabes puede ser tratado como un difusor sin álabes. El área de la garganta se podrá obtener de la ecuación de continuidad para ese radio, aumentando el área real entre un 5 y un 12% para evitar bloqueos ocasionados por la capa límite. La relación entre el área de la garganta y el área de salida de salida del difusor suele estar entre 2 y 3.5.

Como en el rodete, el número de álabes tiene relación directa con el rendimiento y el rango de operación del difusor. Para un número elevado de álabes, el rendimiento será elevado gracias a un ángulo de divergencia menor (mejor guiado). No obstante, el aumento del número de álabes estará limitado por el aumento de pérdidas por fricción y bloqueo de la garganta.

Para difusores con un alto número de álabes el rango de funcionamiento será menor porque el punto de máximo rendimiento está más cercano a la línea de bombeo. Esto quiere decir que una variación pequeña del gasto másico que lo atraviesa conlleva una bajada acusada del rendimiento.

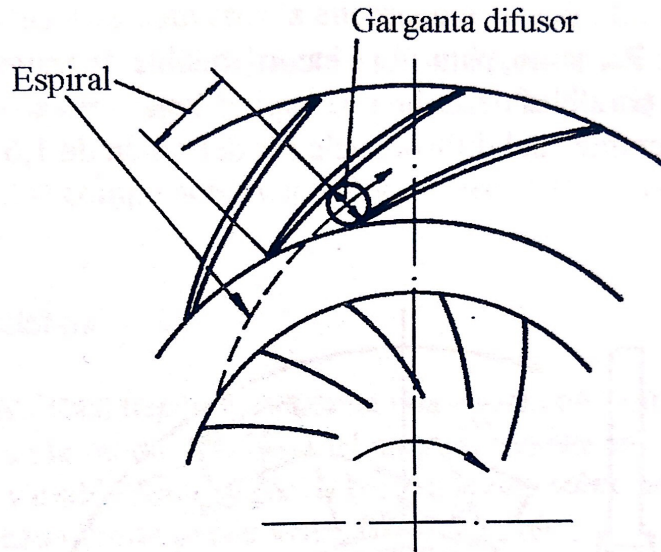


Figura 24. Esquema de un difusor con álabes.

El número de álabes en el difusor suele ser menor que en rodete para evitar que varios conductos del difusor compartan un mismo conducto del rodete. Esto se hace para evitar que algunos conductos del difusor estén faltos de flujo mientras que otros pueden estar bloqueados debidos a una distribución no uniforme de la velocidad de descarga.

Haciendo que las condiciones del flujo sean aproximadamente igual en cada conducto del difusor se consigue un funcionamiento mucho más estable y un mayor rango de funcionamiento.

En la figura 25 se pueden ver distintos tipos de álabes de difusor.

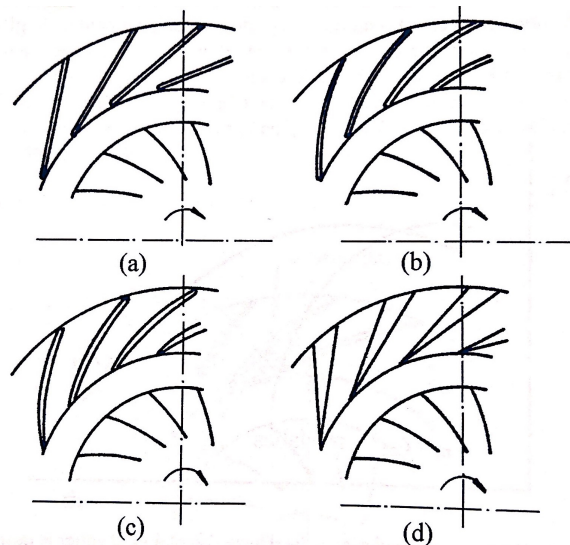


Figura 25. Tipos de álabes de difusor. (a) recto, (b) espiral logarítmica, (c) perfil aerodinámico complejo, (d) difusión en línea recta.

3.1.4. Voluta

El colector o voluta se encarga de recoger el fluido a la salida del difusor para conducirlo al conducto de descarga. Es posible que se de una pequeña difusión en este órgano, pero no se diseña con este fin.

Tal y como pasa en el difusor, la voluta no cambia el momento cinético del flujo que pasa por ella por lo que el momento cinético de permanece constante (bajo las mismas hipótesis simplificadoras que en el caso anterior del difusor).

Se demuestra que el área del colector se puede aproximar en función de ϕ (posición angular) como indica la expresión 3.20

$$\frac{A_\phi}{r} = \dot{V} \frac{\phi}{2\pi k} \quad (3.20)$$

Según indica la ecuación 3.20, para un radio constante, el área transversal del caracol aumenta de manera lineal con el ángulo desde cero hasta el área de salida deseada.

El caracol más empleado es del de la figura 26a mientras que el 26b es más utilizado para compresores de sobrealimentación debido a la reducción del diámetro exterior y a la reducción de pérdidas por mezcla en la descarga ya que solamente ocurren en una cara de esa salida.

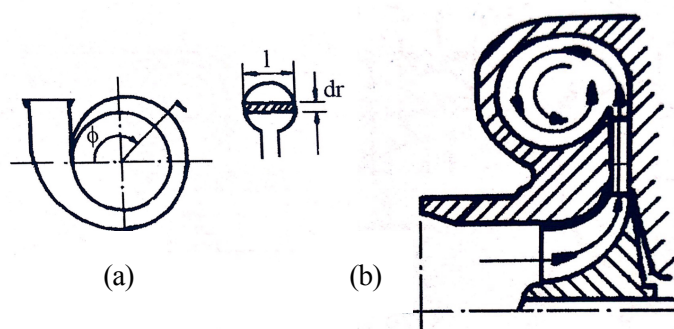


Figura 26. Distintos tipos de tipologías de colector o voluta.

3.2. Grupos de sobrealimentación

3.2.1. Generalidades

Los motores de combustión interna alternativos transforman la energía contenida en el combustible en trabajo útil. La potencia desarrollada por el motor es proporcional al combustible quemado y por tanto a la cantidad de aire introducido o densidad del aire (toda vez que la relación entre la masa de combustible y la masa de aire está limitada por cuestiones operacionales o medioambientales).

La búsqueda de aumento de potencia específica, lo que reduciría el precio por kW, conduce a la necesidad de quemar más combustible en un cilindro de volumen dado. Esto se puede hacer aumentando la cantidad de aire por litro de cilindrada o por unidad de tiempo.

Si aumenta el número de ciclos por unidad de tiempo, aumenta la pérdida de carga del fluido en el sistema de admisión (mayores velocidades de circulación) y, además, aumenta el rozamiento en las articulaciones y elementos rotativos del motor y por tanto las pérdidas mecánicas.

La otra opción es introducir más aire (masa) por unidad de volumen. Para conseguirlo, se comprime el aire de admisión aumentando así su densidad. A este proceso se le denomina *sobrealimentación*.

La sobrealimentación consigue aumentar el par motor y la potencia del motor sin variar la cilindrada ni el régimen de giro, aumentando la presión media efectiva. Un motor sobrealimentado puede aumentar hasta un

40% su potencia frente a un motor no sobrealimentado de iguales características.

La sobrealimentación y el aumento de potencia se deben tener en cuenta a la hora del diseño del motor con el fin de evitar presiones y temperaturas excesivamente altas en la cámara de combustión debido a la alta capacidad de entrega de aire y presión.

Existen dos procesos para sobrealimentar:

❖ Aprovechamiento de la dinámica de los gases

Estos sistemas aprovechan los efectos de las ondas de presión que se producen en los colectores de admisión y escape.

El método más utilizado es el *Sistema Comprex*. Este sistema está basado en la reflexión de ondas en conductos. Una onda de presión que viaja con un conducto y chocar con un extremo cerrado, se refleja como onda de presión y viceversa.

El dispositivo consta de un rotor, accionado por el cigüeñal del motor por medio de correas o engranajes, con paletas que forman canales de sección trapezoidal con ambos extremos abiertos.

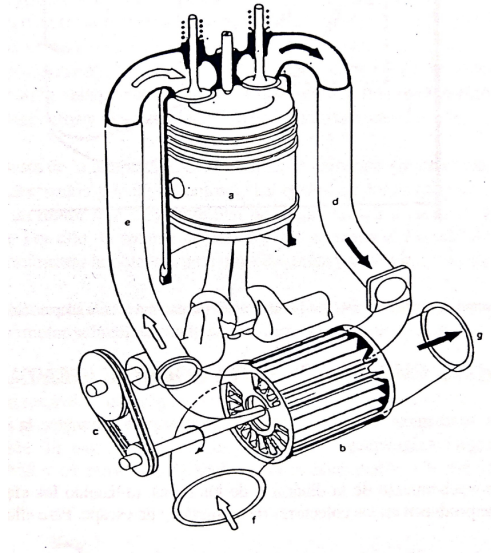


Figura 27. Sistema Comprex

La potencia de accionamiento requerida es baja al solo tener que vencer los rozamientos y las pérdidas por ventilación.

❖ Empleo de compresor

Dentro de este grupo distinguimos dos subgrupos:

I. Sobrealimentación por accionamiento mecánico del compresor.

El compresor es accionado por el cigüeñal del motor mediante engranajes y correas. Esto hace que el compresor absorba parte de la potencia producida por el motor haciendo que su rendimiento baje. Al existir un acoplamiento mecánico entre motor y compresor, la respuesta de este se ajusta mucho mejor, sin retrasos, a la demanda del motor, mientras que en sobrealimentaciones accionadas por una turbina que aprovecha los gases de escape hay un cierto retraso.

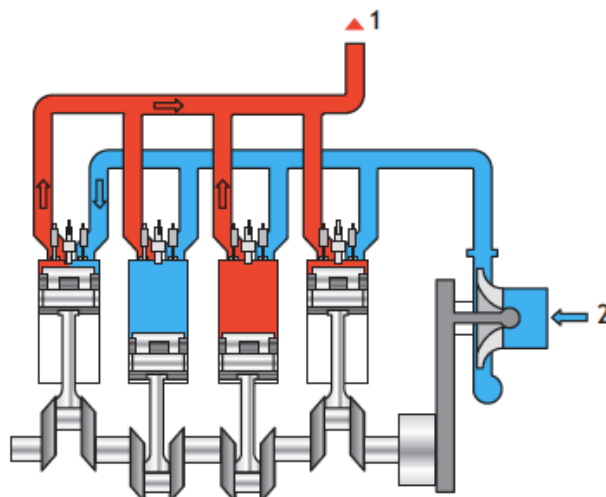


Figura 28. Sobrealimentación por accionamiento mecánico del compresor.

II. Sobrealimentación por accionamiento mediante turbina de escape.

El compresor es accionado por una turbina que recupera la energía contenida en los gases de escape. Este sistema se conoce como turbosobrealimentación.

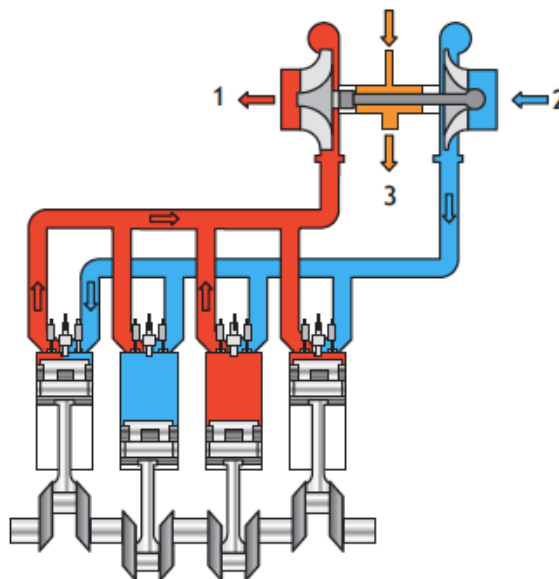


Figura 29. Sobrealimentación accionada mediante turbina de escape.

3.2.2. Turbosobrealimentación

Cuando comienza a abrirse la válvula de escape del cilindro, con un cierto adelanto respecto del punto muerto inferior, existe en su interior una presión ligeramente mayor que la de admisión. En un motor se desaprovecha una cierta cantidad no despreciable de energía en los gases de escape. Esta energía sería teóricamente aprovechable en una turbina situada aguas debajo de la válvula de escape del motor.

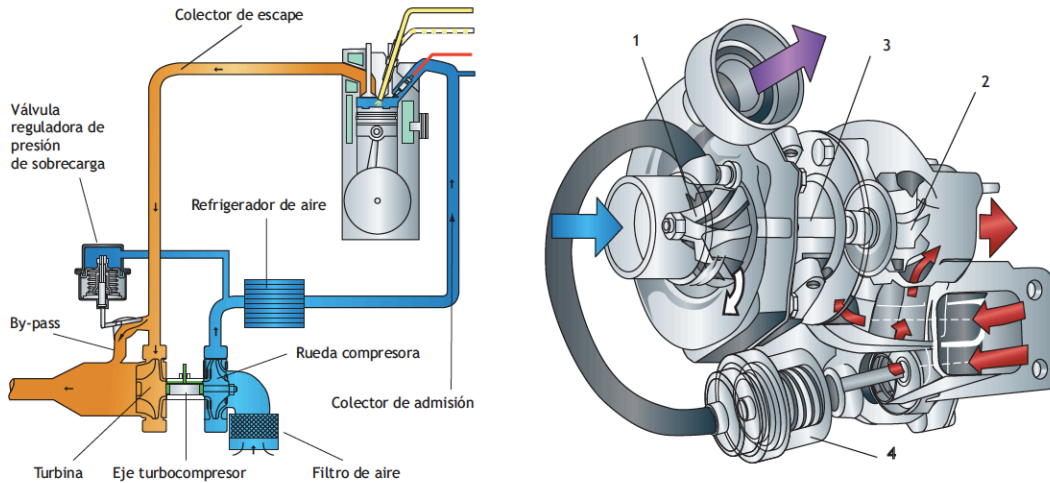


Figura 30. Esquema básico de la turboalimentación (izquierda) y componentes (derecha)

En la figura 30 se aprecian los elementos más significativos de un turbosobrealimentador, que son el turbocompresor (1), la turbina (2), el eje (3) y la válvula de descarga, *wastegate* (4).

Existen dos formas para utilizar la energía contenida en los gases de escape:

❖ Turbosobrealimentación por impulsos.

Este tipo de sobrealimentación intenta evitar la expansión del fluido a la salida de la válvula de escape. Para esto es necesario aumentar la contrapresión aguas abajo de esta válvula utilizando conductos de sección y volumen reducidos. Con esto se consigue que, tras abrir la válvula de escape, la presión en el colector es parecida a la del interior del cilindro. La energía de presión disponible en el cilindro es transferida a la turbina mediante ondas de presión, con las mínimas pérdidas.

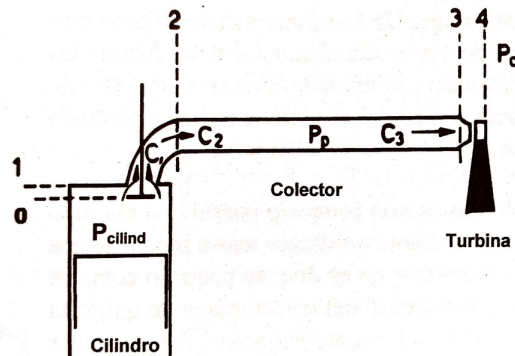


Figura 31. Esquema de turbosobrealimentación por impulsos.

Como ventajas principales de este sistema cabe destacar:

- Importante recuperación de energía, pero cuando la relación de sobrealimentación crece y no se puede agrupar más de dos cilindros a un colector, esta recuperación baja. La energía disponible para la turbina es mayor que en sistema de alimentación a presión constante.
- El tiempo de retraso ante un cambio brusco de inyección de combustible es menor. La energía suplementaria disponible es transmitida rápidamente a la turbina ya que el volumen del colector es comparativamente pequeño.
- Barrido eficaz incluso a cargas parciales ya que se consigue que la presión aguas abajo de la

válvula de escape sea inferior que la que hay dentro del cilindro y a la del conducto de admisión.

Las desventajas más importantes son:

- Rendimiento bajo de la turbina debido a los impulsos en la admisión y a la admisión parcial.
- El rendimiento es menor mientras mayor sea el grado de sobrealimentación.
- Complejidad de los colectores sobre todo para motores de gran número de cilindros.
- Perturbaciones ya que el tiempo que tardan las ondas de presión en llegar a la turbina es variable con la posición del cilindro.

Este sistema de sobrealimentación es el más utilizado en la práctica, sobre todo en automoción donde los motores trabajan en regímenes muy variables.

❖ Turbosobrealimentación a presión constante.

En este caso, todos los cilindros descargan a una cámara única de gran volumen donde los gases se expanden hasta la presión de ésta sin realizar ningún trabajo. Después son conducidos a la turbina que es alimentada a presión y temperatura constantes lo que hace que el rendimiento sea notablemente mayor que en la turbosobrealimentación por impulsos.

Este tipo de sobrealimentación es simple para motores con un número elevado de cilindros, siendo un poco más complejo en motores con un número reducido de estos al tener que disponerse de una cámara comparativamente más grande del tamaño del cilindro para evitar perturbaciones en la entrada a la turbina.

La energía disponible a la entrada de la turbina es menor que en el caso de sobrealimentación por impulsos, pero la recuperación de esta energía es más completa ya que la admisión a la turbina es completa y continua por lo que la turbina tiene mayor rendimiento.

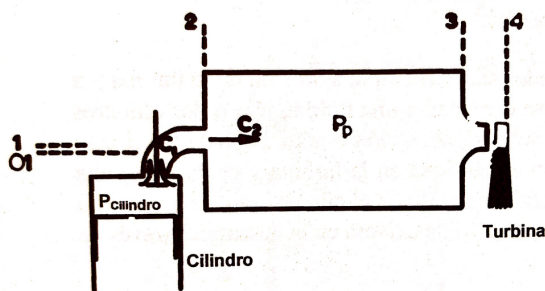


Figura 32. Esquema de turbosobrealimentación a presión constante.

Las ventajas de este sistema son:

- Alto rendimiento de la turbina.
- Puede utilizarse turbina de entrada única.
- Puede hacerse un diseño de la turbina con grado de reacción 0.5, lo que unido a un difusor en el escape mejorará aún más el rendimiento.
- No se produce ningún par sobre el eje del turbo que cargue los cojinetes, cosa que si ocurre cuando hay admisión parcial. También disminuyen las vibraciones en los álabes, bajando el riesgo de rotura de estos.

- Puede usarse un único turbo para todos los motores policilíndricos (el rendimiento será mayor).

Como desventajas principales cabe destacar:

- La presión de admisión solo supera a la contrapresión del escape a cargas relativamente altas, por lo que hay reflujo de gases quemados a cargas parciales.
- El tiempo de aceleración del turbo frente a un aumento brusco de la carga del motor es comparativamente más alto que en el caso de la sobrealimentación por impulsos. Además, el tiempo de llenado de las cámaras de remanso requiere un tiempo adicional. Esto hace que este sistema no se utilice cuando las condiciones operativas del motor son muy variables.
- El colector resulta muy voluminoso cuando hay pocos cilindros conectados a él.

Habiendo hecho una diferenciación entre las maneras de aprovechar la energía disponible en los gases de escape, se realizará a continuación otra que clasificará las turbomáquinas según si su geometría es fija o variable.

❖ Geometría fija.

La regulación de la presión de sobrealimentación permite suministrar al motor una sobrealimentación variable. En turbocompresores de geometría fija, de esto se encarga una válvula mecánica *wastegate*. Esta válvula se encuentra en by-pass con el conducto de escape como se aprecia en la figura 30. Esta válvula está constituida por una cápsula a presión de sobrealimentación, una membrana y una cámara de presión con un muelle.

Esta válvula puede tener accionamiento neumático o eléctrico.

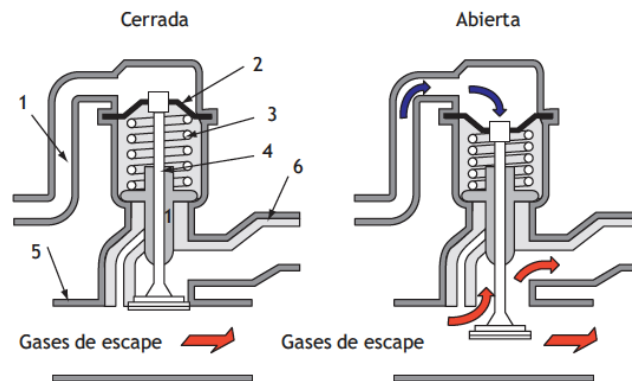


Figura 33. Regulación de la presión de manera neumática.

Cuando la presión de sobrealimentación (presión en el colector de admisión) es superior a un valor determinado, la membrana (2) baja comprimiendo el muelle (3) lo que hace que la válvula se abra. Esto ocurre cuando el motor funciona a cargas altas, a altas velocidades de giro. Cuando la válvula se abre, parte de los gases de escape se derivan sin hacerlos pasar por la turbina, reduciendo así el trabajo transmitido al compresor y disminuyendo la presión de alimentación en el lado de la admisión.

El accionamiento eléctrico difiere del neumático en una electroválvula de regulación. Esta válvula está controlada por una señal de control del motor y esta señal variará en función de las revoluciones del motor, temperatura del aire ambiente, presión en el colector de admisión, posición del acelerador y de la presión ambiente (altura a la que se encuentra el vehículo).

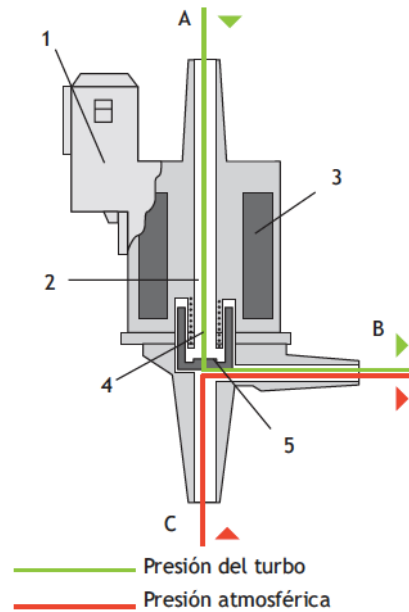


Figura 34. Esquema de una electroválvula.

Esta válvula está constituida por una bobina (3) que controla un émbolo (2) que cuando se desplaza cierra el paso entre el colector de admisión (A) y el conducto hacia la *wastegate* (B). También es posible que el émbolo pase a cerrar el conducto A y establece un paso directo entre la presión atmosférica (C) y el conducto hacia la *wastegate*. La presión de control (presión que acciona la *wastegate*) se obtiene por medio de una combinación entre presión de sobrealimentación y presión atmosférica.

En la figura 35, se aprecia muy bien que cuando el motor gira a bajas revoluciones la electroválvula deja pasar la presión de sobrealimentación que hay en el conducto de admisión a la *wastegate*, la cual no se abrirá a no ser que la presión de este conducto sea mayor a la fuerza del muelle. Si las revoluciones aumentan mucho, la válvula se abrirá y disminuirá el paso de gases por la turbina disminuyendo así la sobrealimentación.

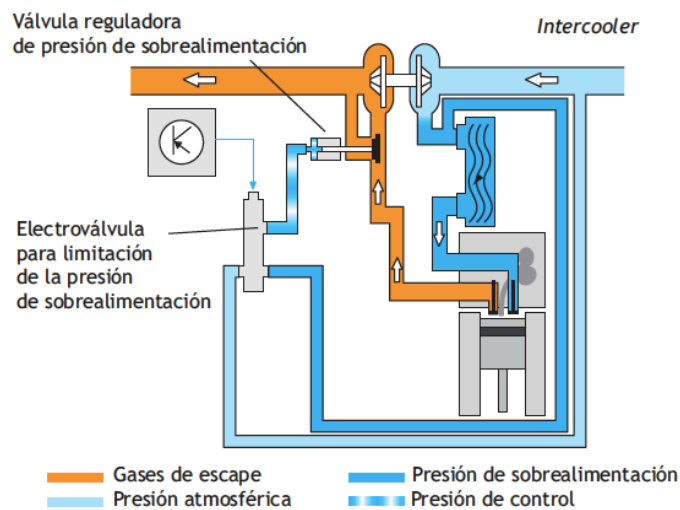


Figura 35. Esquema de regulación por electroválvula.

❖ Geometría variable.

La gran ventaja de los turbos de geometría variable (turbina con geometría variable) es que se nota su efecto incluso a revoluciones bajas del motor.

Estos turbos no necesitan válvula de descarga ya que pueden disminuir el giro de la turbina y por tanto la presión de sobrealimentación mediante álabes móviles.

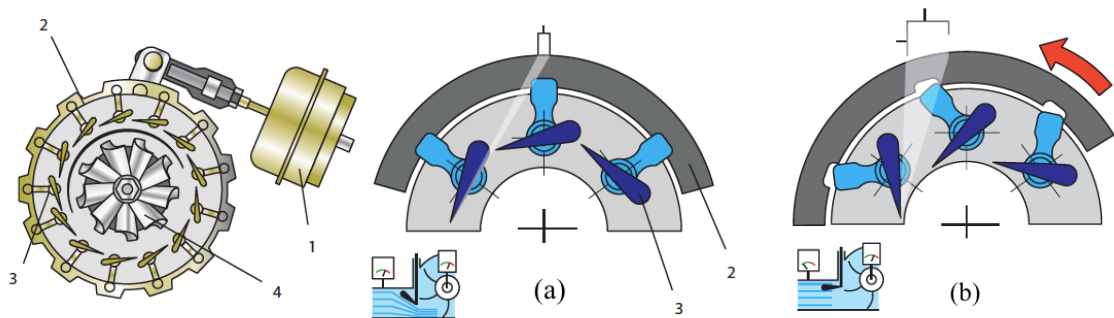


Figura 36. Esquema de un turbo de geometría variable.

El funcionamiento de este tipo de turbo es simple. Cuando la velocidad de giro del motor es baja, la presión de los gases es baja y por tanto el giro de una turbina de un turbo convencional sería muy lento, produciendo una sobrealimentación muy pobre. Sin embargo, este tipo de turbo reduce la sección de paso que hay entre álabes haciendo que aumente la velocidad de los gases y esto provoca una mayor velocidad de giro de la turbina y un aumento de la sobrealimentación (figura 36a).

Para altos regímenes de rotación, la velocidad de los gases aumenta y los álabes se abren dejando más sección de paso entre ellos. La posición final de los álabes dependerá de los valores máximos de presión establecidos. La apertura de los álabes consigue mantener la velocidad de giro de la turbina, y por tanto del compresor a unos niveles parecidos a cuando el régimen de vueltas del motor es bajo (figura 36b).

Los turbos de geometría variable presentan una serie de ventajas frente a los de geometría fija:

- Mantienen la presión de sobrealimentación prácticamente constante.
- Mejoran el consumo y disminuyen la contaminación al tener una combustión más completa.
- La curva de potencia es más progresiva.
- El par conseguido a bajo número de vueltas es mayor.
- La potencia máxima a alto número de vueltas del motor es mayor.

4. AxSTREAM®: UNA HERRAMIENTA PARA EL DISEÑO Y ANÁLISIS DE TURBOMÁQUINAS.

4.1. Fundamentos

AxSTREAM® es un software desarrollado por la empresa de ingeniería SoftInWay Inc. cuya especialidad son las turbomáquinas. Su software ofrece diseño, rediseño, análisis y optimización de turbomáquinas axiales, mixtas y radiales, dentro de las cuales se incluyen turbinas de gas y de vapor, compresores, soplantes, bombas, rotores, fans, cooling, etc.

El método de diseño usado por el software se aproxima al de la figura 37.

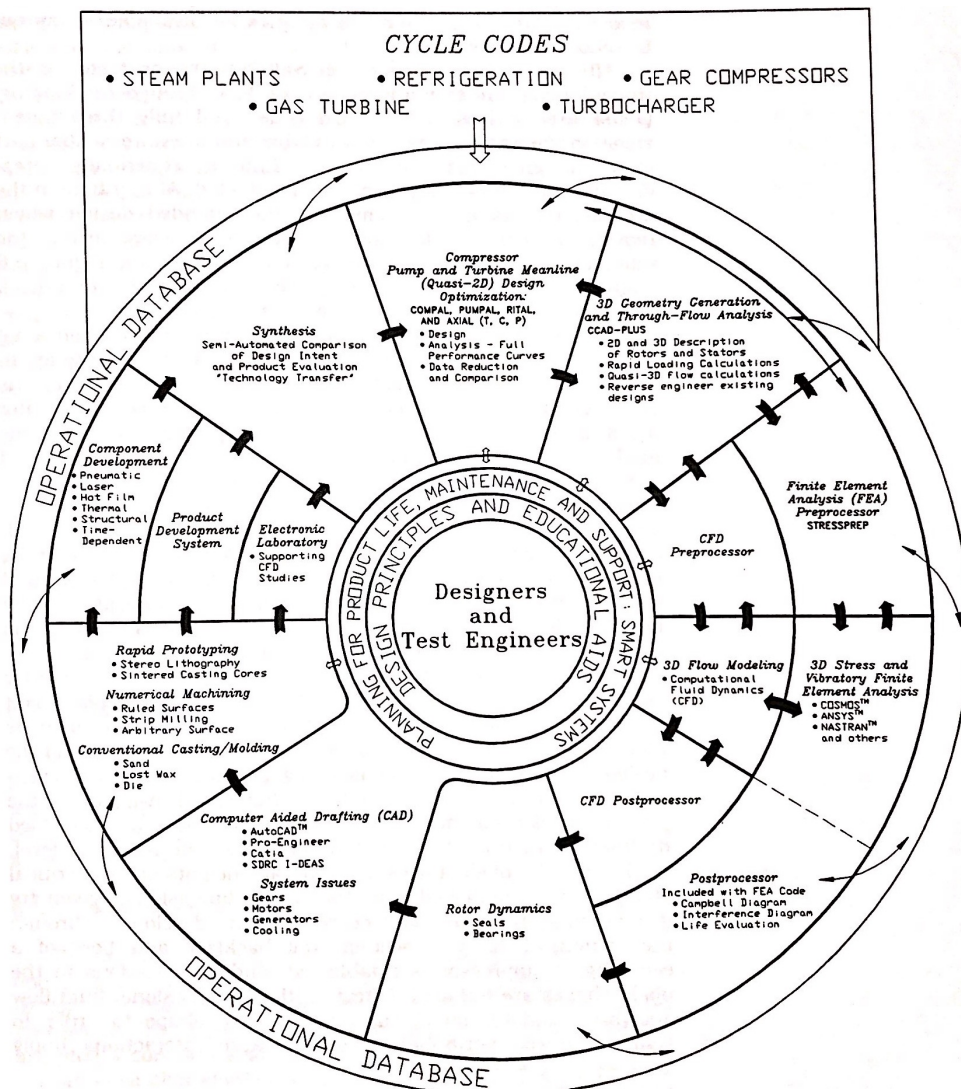


Figura 37. Sistema de diseño de una turbomáquina. Las flechas indican un flujo de información

Primeramente, el software realiza un diseño preliminar, en el cual se generan posibles geometrías que cumplen con un rango de especificaciones de diseño. Se generan geometrías en 3D tanto del rodete como del difusor. El explorador del espacio de diseño permite encontrar las soluciones más óptimas dentro de los parámetros introducidos (rendimiento, tamaño...). El mapa de diseño preliminar permite a los usuarios comparar el rendimiento y el rango de operación de diferentes máquinas en el nivel de diseño conceptual.

Un módulo de post-diseño permite ajustar parámetros geométricos mientras que mantiene los límites de diseño. Un ajuste S1/S2 permite al usuario optimizar componentes separados variando la cuerda, la relación de aspecto y el número de álabes.

Posteriormente, una vez seleccionado la turbomáquina deseada, teniendo en cuenta el tamaño el rendimiento y el rango de funcionamiento (mapas de comportamiento) se fija la geometría y se realiza un estudio de línea media (1D) o 2D. Este estudio permite conocer la distribución cinemática, termodinámica y los parámetros de pérdidas, así como fugas y flujos secundarios para un conjunto dado de condiciones de contorno (ahora las condiciones dejan de ser la geometría de la máquina y pasan a ser condiciones del fluido a la entrada y salida de la máquina, como presión de descarga, gasto u otros parámetros).

También está disponible un módulo de profiling para el diseño 3D de los álabes para una superficie parcial o la totalidad del canal. Contiene una amplia gama de herramientas y gráficos interactivos que permite configurar los perfiles aerodinámicos fácilmente y en un corto periodo de tiempo. Los bordes de ataque y estela pueden ser cortados, circulares, elípticos, según la distribución de Aungier y hojas prismáticas.

Una vez que la aerodinámica esta completa, es posible con el módulo AxSTRESS, dentro de AxSTREAM®, realizar un análisis estructural, modal y armónico en 3D, así como diagramas de Campbell y diagramas de interferencias (SAFE) de los álabes y fijaciones usando un análisis de elementos finitos (FEA). Las condiciones de contorno de la turbomáquina son importadas directamente de AxSTREAM® para optimizar el proceso de iteración aerodinámica. Se incluye un generador de malla automatizado dentro del módulo que permite el refinamiento de las celdas en cada parte de la geometría.

Posteriormente un software de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) permite un análisis 3D del flujo en los canales entre los álabes de la turbomáquina. Puede elegirse cualquier tipo de fluido, así como para flujos tanto subsónicos como supersónicos. AxCFD, el software encargado de esto, utiliza formulaciones de Navier-Stokes y varios modelos de turbulencias. Como en el caso del FEA, todos los datos son importados desde el proyecto principal de AxSTREAM® previniendo errores humanos. La calidad de la malla se puede controlar en múltiples ubicaciones para garantizar que la malla generada produzca una segmentación de alta calidad de los canales entre álabes para una fila individual, una etapa o para todo el compresor centrífugo.

Para mejorar el diseño de la turbomáquina, el software ofrece un módulo para la dinámica del rotor (*Rotor Dynamics*). Las fijaciones de los álabes se importan desde AxSTRESS FEA donde fueron diseñadas para que la geometría del rotor se genere en función de los materiales dados teniendo en cuenta las restricciones estructurales. También se realiza un análisis de vibraciones (lateral y torsional), así como el cálculo de velocidades críticas laterales, mapas de velocidad crítica, cálculos de estabilidad, frecuencias naturales del rotor, etc.

Tras realizar un estudio de la dinámica del rotor, se complementa con un estudio de los componentes que lo soportan. Para ello AxSTREAM® pone a disposición del usuario un módulo para analizar modelos detallados de rodamientos de distintas configuraciones. Mediante un análisis del régimen permanente, del transitorio y de mapas de estabilidad se puede calcular con precisión los rodamientos con diferentes características hidrodinámicas y mecánicas. El software presenta un configurador de geometría flexible para modelar características tales como sellos, lóbulos, canales de suministro de aceite, etc.

EL diseño final puede ser exportado en 3D a distintos formatos de CAD (AutoCAD, Catia...) para llevar a cabo un prototipo y probarlo en un laboratorio y finalmente comparar los resultados obtenidos con el prototipo con los conseguidos con AxSTREAM®, volviendo otra vez al principio con los datos obtenidos del laboratorio.

Es un proceso cíclico que concluirá cuando converjan las soluciones de ambos caminos y el comportamiento de la turbomáquina sea el esperado.

4.2. Estructura del software

Al abrir el software se aprecia una ventana típica de cualquier programa con una barra superior con un menú de archivo, herramientas, opciones, ventana y ayuda.

Al seleccionar un proyecto nuevo en el icono correspondiente se genera una nueva ventana (figura 38).

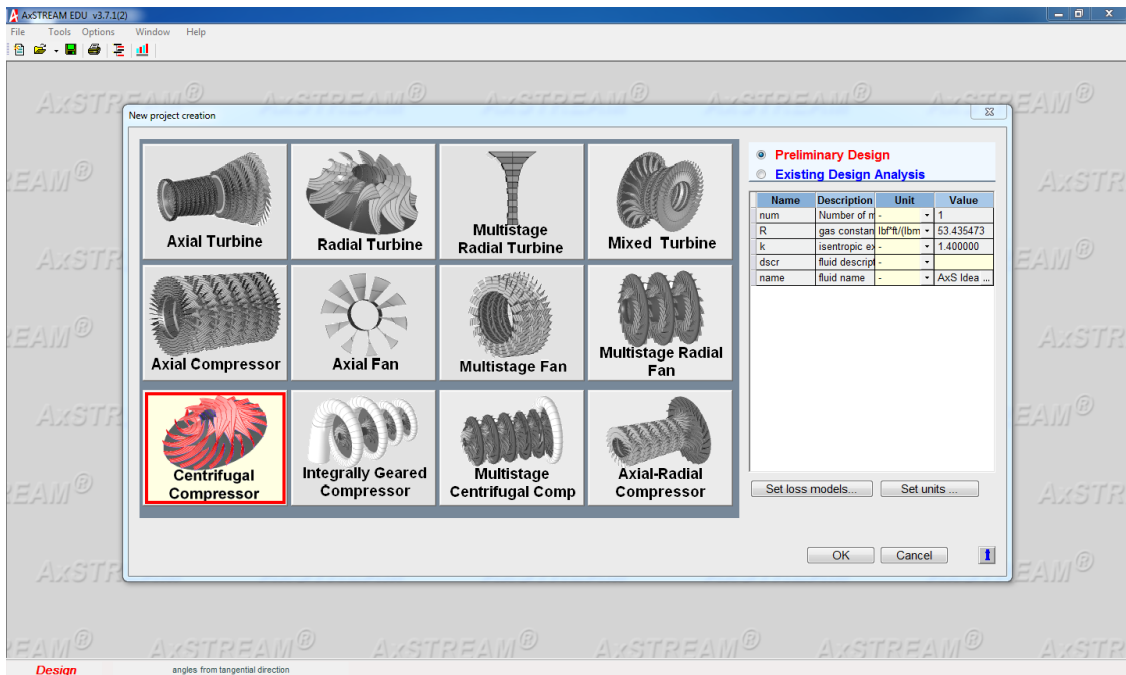


Figura 38. Ventana 'New project creation'

En esta ventana se puede seleccionar el tipo de turbomáquina a estudiar, así como si se trata de una turbomáquina nueva (Preliminary Design) o si es el rediseño u optimización de una turbomáquina ya diseñada (Existing Design Analysis).

Es posible seleccionar el modelo de pérdidas en la ventana 'Set loss models', donde pueden seleccionar multitud de pérdidas del escalonamiento con varios modelos para cuantificar cada una de ellas. Se pueden modelar pérdidas aerodinámicas (fricción e incidencia), pérdidas secundarias, pérdidas por rozamiento del disco, pérdidas intersticiales y varias más (figura 39a).

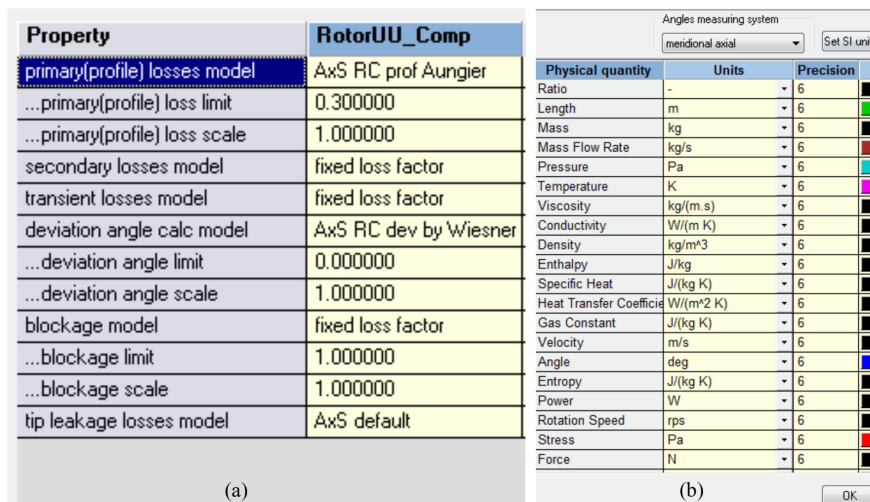


Figura 39. Modelo de pérdidas (a), elección de unidades (b).

También es necesario cambiar las unidades al sistema internacional y es posible cambiar cada unidad por separado, por ejemplo, la velocidad angular se dispondrá en r.p.m. en lugar de r.p.s., y la presión en bar en lugar de en Pascales. Por último, se tomarán los ángulos desde la disección axial con la opción ‘*meridional axial*’

Una vez seleccionado el tipo de turbomáquina, el modelo de pérdidas y las unidades, se selecciona la configuración de la máquina según se ve en la figura 40.

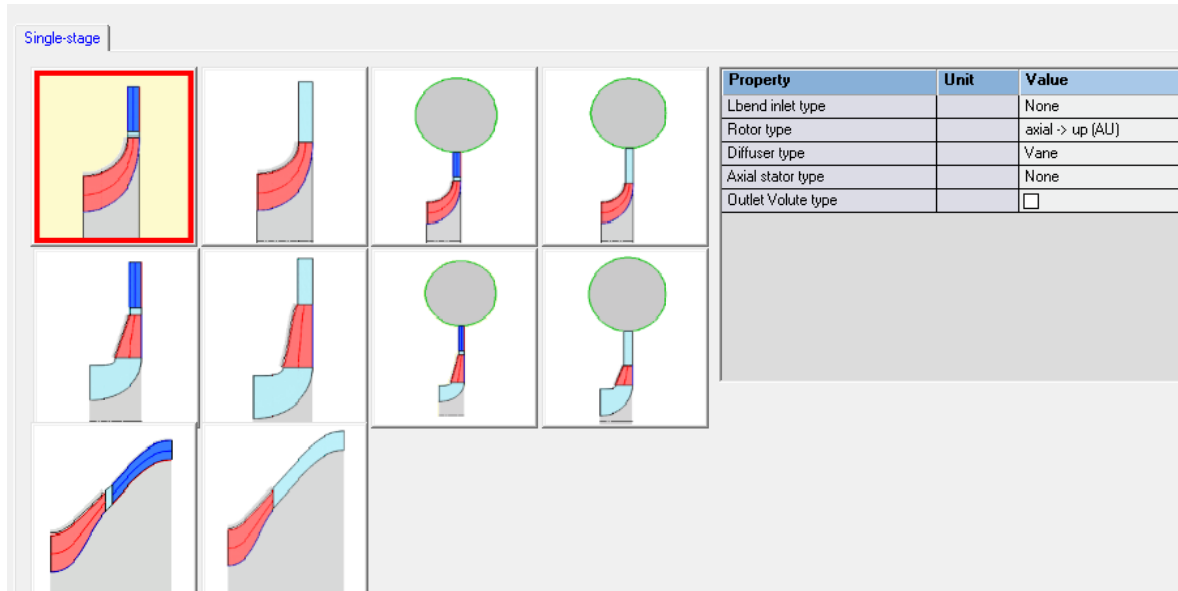


Figura 40. Distintas configuraciones del turbocompresor centrífugo.

Primeramente, se selecciona el tipo de rotor, axial-up o up-up. La diferencia entre ambos es que el alabeado (color rojo) del axial-up comienza desde el inicio del rotor (dirección axial) y acaba en la dirección radial mientras que el del rotor tipo up-up comienza en la zona radial y acaba al final del rotor (no tiene álabes en la zona inductora).

Posteriormente se selecciona el tipo de difusor, con o sin álabes. Esta decisión determinará el tamaño final de la máquina, como se ha hablado en el apartado 3.1.3. El difusor con álabes se denota con un azul oscuro mientras que sin álabes con azul claro.

También se puede colocar o no una voluta y decidir si se desea un turbocompresor puramente centrífugo o diagonal (con o sin álabes en el difusor).

Una vez decidida la configuración del compresor, se avanza en el software hacia la ventana del diseño preliminar (*Preliminary Design*), más concretamente hacia el generador de soluciones, que es el encargado de, dándole una serie de parámetros, generar varias soluciones que satisfagan dichas condiciones de contorno.



Figura 41. Icono del diseño preliminar (izquierda) y del generador de soluciones (derecha).

En la ventana reflejada en la figura 42, se introducen los parámetros de diseño de la máquina como son el criterio de diseño, que puede ser tanto el rendimiento total a total, total a estático o el rendimiento politrópico, en función de las necesidades de la máquina. También se debe introducir, como parámetros de la máquina, un dato a la entrada que puede ser entalpía o temperatura del fluido y una condición a la salida que puede ser presión estática o total (de remanso).

Machine's parameters Module 1	
Design criterion	internal total-to-total efficiency
Design parameters	
inlet enthalpy/temperature BC	inlet total temperature
outlet pressure boundary condition	total pressure
number of modules	1

Figura 42. Ventana 'Machine's parameters'

En la ventana del módulo 1 se diferencia dos grandes bloques:

En el primero, *Module Design Settings*, se encuentra la información relativa a los parámetros seleccionados en las primeras ventanas (figura 38 y 40), pudiéndose cambiar cualquiera de ellos en un nivel posterior del diseño. Además, podemos seleccionar el número de soluciones que va a buscar el software (cada solución está formada por un valor dentro de los rangos admisibles para cada parámetro de entrada). También es posible elegir el tipo de voluta (diámetro medio constante, diámetro exterior constante...) (figura 43).

Machine's parameters Module 1		
Module Design Settings		
Property	Unit	Value
Module type	-	radial
Module design task	-	Flow coefficients setting
Module design mode	-	specific BC
first search point	-	1
number of search points	-	200
increase first point after search	-	<input checked="" type="checkbox"/>
Design configuration	-	select configuration -> ...
inlet rotor angle	-	Incidence
use IGV	-	<input type="checkbox"/>
Rotor type	-	axial -> up (AU)
Diffuser type	-	Vaneless
Axial stator type	-	None
Lbend inlet type	-	None
Outlet Volute type	-	A. variable ext. diameter (circle)

Figura 43. Ventana 'Module Design Settings'.

El segundo (figura 44), *Module Design Parameters*, se subdivide a su vez en tres subgrupos. En estos subgrupos, se le puede dar un valor fijo a cada condición o bien un rango de valores.

El primero de ellos consta de las condiciones de contorno del turbocompresor tales como presión y temperatura a la entrada, presión a la salida, gasto, ángulo de entrada, incidencia y régimen de giro.

El segundo subgrupo delimita la geometría de la máquina, coeficiente de flujo, ratio de diámetros del rotor $D2/D1$, diámetro medio a la entrada, etc.

El tercer subgrupo trata de restricciones, es el único subgrupo al que no se le debe dar un valor fijo a cada parámetro ya que si se hace es muy posible que no converja en ninguna solución posible para los parámetros introducidos anteriormente. Estas restricciones son el número de etapas, el ángulo de salida del rotor β_2 , diámetro del tambor a la entrada y diámetro a la salida del rotor.

Module Design Parameters				
Data	Unit	Min	Value	Max
Boundary conditions				
inlet total pressure	Pa	0.000000	0.000000	0.000000
inlet total temperature	K	0.150000	0.150000	0.150000
total pressure at outlet	Pa	0.000000	0.000000	0.000000
mass flow rate	kg/s	0.000000	0.000000	0.000000
inlet flow angle	axial deg	0.000000	-90.000000	0.000000
incidence angle	deg	0.000000	0.000000	0.000000
shaft rotational speed	rps	0.000000	0.000000	0.000000
Parameters				
Rotor inlet mean diameter	m	0.000000	0.000000	0.000000
Rotor diameter ratio (D2/D1)	-	1.500000	0.000000	3.000000
blade length ratio to channel length	-	1.000000	0.000000	1.000000
Flow factor (c1m/u1)	-	0.400000	0.000000	1.200000
meridional velocities gradient on rotor (C2s	-	1.000000	0.000000	1.000000
Constraints				
number of stages	-	1	0	1
Rotor blade exit angle	axial deg	-0.200000	-90.000000	0.200000
Rotor inlet hub diameter	m	0.001000	0.000000	10.000000
Rotor outlet diameter	m	0.001000	0.000000	10.000000

Figura 44. Ventana 'Module Design Parameters'.

Una vez introducidos los parámetros descritos anteriormente, se calcula (figura 45).



Figura 45. Icono para calcular soluciones.

Tras varios segundos de cálculos, dependiendo del número de puntos a buscar que se le haya indicado al software, aparecen en un gráfico las distintas soluciones. El gráfico está en dos dimensiones, 'x' e 'y' pudiendo además, con un código de colores, añadir información adicional.

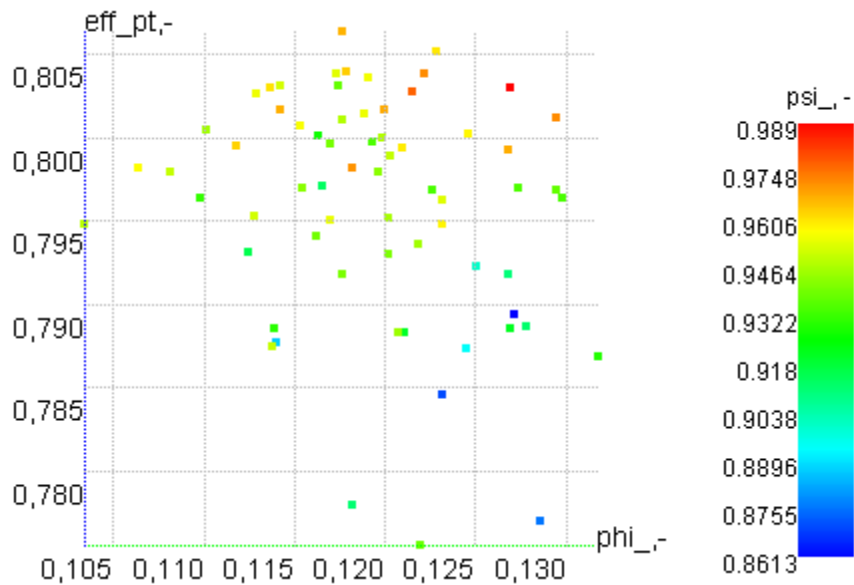


Figura 46. Rendimiento politrópico frente a coeficiente de flujo. Coeficiente de carga en color.

En la figura 46 se pueden ver las distintas soluciones encontradas por el software a los parámetros introducidos en la ventana del generador de soluciones. Es posible cambiar los ejes y estudiar más a fondo el espacio de diseño mediante el explorador del espacio de diseño (*Design Space Explorer*) (figura 47).

	Parameter	Unit	min_S	min_F	value_P	max_F	max_S	X	Y	Z	Co
N	power	W	3042.64694	3042.64694	3902.60048	5390.70045	5390.70045	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
eff_ts	hydraulic total-to-static efficien	-	0.665116	0.665116	0.682934	0.686994	0.686994	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
eff_tt	hydraulic total-to-total efficien	-	0.731701	0.731701	0.765478	0.769600	0.769600	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
eff_pt	polytropic efficiency	-	0.775533	0.775533	0.802813	0.806431	0.806431	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
effd_ts	diagram total-to-static efficien	-	0.687097	0.687097	0.699896	0.704468	0.704468	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
effd_tt	diagram total-to-total efficienc	-	0.755883	0.755883	0.784490	0.788287	0.788287	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Gin	mass flow rate at inlet	kg/s	0.040065	0.040065	0.049965	0.069168	0.069168	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
angIn	flow angle at inlet	-	90.000000	90.000000	90.000000	90.000000	90.000000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
phi_	averaged flow coefficient	-	0.103387	0.103387	0.121500	0.131721	0.131721	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
psi_	averaged work coefficient	-	0.861270	0.861270	0.976607	0.989880	0.989880	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
dH	diffusion factor by de Haller (v	-	0.484771	0.484771	0.499500	0.559397	0.559397	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxDec	equivalent diffusion factor	-	3.177562	3.177562	3.478423	3.919020	3.919020	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
numSta	number of stages	-	1	1	1	1	1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
minBlad	min blade height	mm	3.033903	3.033903	4.341905	5.600027	5.600027	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxBlad	max blade height	mm	8.534856	8.534856	11.182536	15.236872	15.236872	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxU	max circumferential velocity	m/s	124.657106	124.657106	140.184430	141.968884	141.968884	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxMac	max Mach number	-	0.552317	0.552317	0.650668	0.707423	0.707423	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
minDh	min hub diameter	mm	5.595152	5.595152	9.589109	12.436580	12.436580	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxDh	max hub diameter	mm	65.800155	65.800155	67.046492	76.349075	76.349075	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
minDt	min tip diameter	mm	29.398226	29.398226	31.954180	36.068896	36.068896	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxDt	max tip diameter	mm	65.800155	65.800155	67.046492	76.349075	76.349075	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxDRo	max rotor diameter	mm	41.125097	41.125097	41.904058	47.718172	47.718172	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
minDRo	min rotor diameter	mm	5.595152	5.595152	9.589109	12.436580	12.436580	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxDSt	max stator/MLD diameter	mm	65.800155	65.800155	67.046492	76.349075	76.349075	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
minLos	min velocity square coefficient	-	0.300364	0.300364	0.432945	0.447853	0.447853	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
N	power	W	3794.34151	3794.34151	0.000000	3794.34151	3794.34151	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_eff_tt	internal total-to-total efficiency	-	0.765429	0.765429	0.000000	0.765429	0.765429	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_eff_pt	polytropic efficiency	-	0.803918	0.803918	0.000000	0.803918	0.803918	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_Gin	mass flow rate at inlet	kg/s	0.048600	0.048600	0.000000	0.048600	0.048600	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_psr	total-static pressure ratio	-	1.792793	1.792793	0.000000	1.792793	1.792793	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_ptr	total-total pressure ratio	-	1.889005	1.889005	0.000000	1.889005	1.889005	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_prts	total-static pressure rise	bar	0.753154	0.753154	0.000000	0.753154	0.753154	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_prtt	total-total pressure rise	bar	0.844555	0.844555	0.000000	0.844555	0.844555	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>



Figura 47. Explorador del espacio de diseño e icono que se le corresponde.

En este explorador se puede mostrar numerosos aspectos de la máquina y restringirlos. Puede ocultar, o en este caso poner de color gris, las soluciones que no cumplan alguna restricción que se añada en esta ventana. Se puede por tanto acotar aun más las soluciones encontradas por el software. Por ejemplo, para un grupo de sobrealimentación, el tamaño de la turbomáquina es algo vital, para ello se puede mostrar en el gráfico las soluciones con un tamaño inferior a un número concreto introducido en este explorador del espacio de diseño.

Para manejar el espacio de diseño existen también dos ventanas llamadas *Show Integral Data* y *Show Machine*.

Show Integral Data apunta a la mejor solución encontrada, según el criterio de diseño, aportando multitud de datos relevantes de dicha máquina. También muestra la máquina correspondiente al punto seleccionado del gráfico de la figura 46 (*Picked solution*).

Desde aquí podremos aplicar una de las soluciones (*Applied solution*), haciendo así que la geometría de la máquina seleccionada pueda ser mostrada en la ventana *Show Machine*.

Desde esta ventana se podrá ver la máquina de manera esquemática y se podrán modificar los parámetros a representar en la máquina (campo de presiones, de temperaturas, velocidades relativas, densidad, número de Mach, etc.) También es de interés visualizar el tamaño de la máquina.

Lo mencionado anteriormente queda reflejado en la figura 48.

Hasta ahora solo se ha hablado de la ventana de diseño preliminar. Una vez elegida la geometría de la máquina, se valida la solución deseada (*Validated solution*) y se procede al estudio de su comportamiento de bajo las condiciones deseadas. Hay que recordar que en el diseño preliminar se introdujeron rangos de muchos parámetros por lo que en este punto debemos seleccionar unas condiciones de diseño fijas (gasto, presión de descarga...) para estudiar como se comporta la geometría y refinar el diseño.

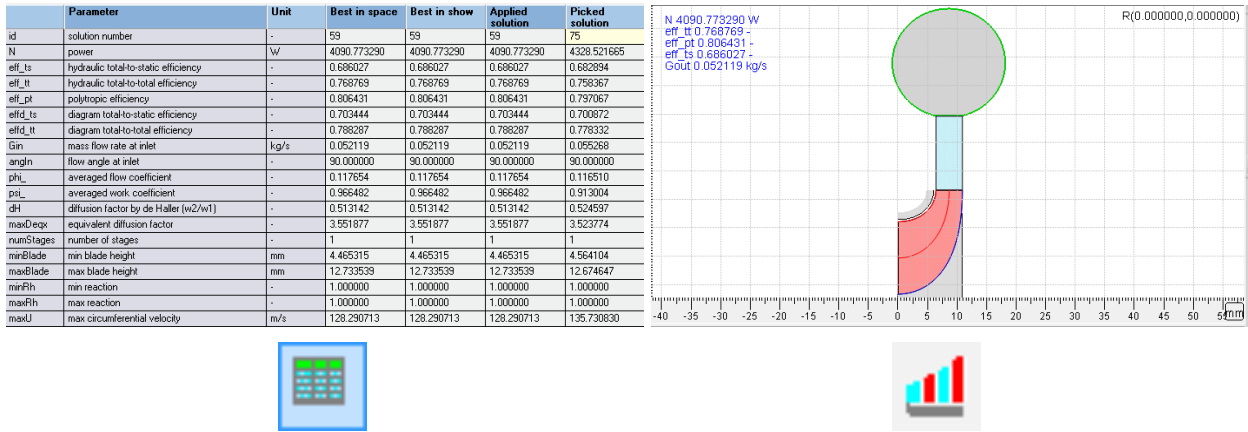


Figura 48. Ventanas 'Show Integral Data' y 'Show Machine' con sus correspondientes iconos.

Todos los avances del diseño se guardan en el árbol de proyecto mediante la acción ‘Save data’. Este árbol son las “entrañas” del proyecto, donde todo lo relacionado con la solución validada queda registrado y guardado. También es posible editar los parámetros de la máquina desde este menú. También permite transferir lo que tiene guardado al diseño preliminar mediante la acción ‘Load Data’, por lo que, si se ha modificado de manera reiterada el diseño preliminar sin obtener un resultado deseado, se puede volver a la última solución validada.

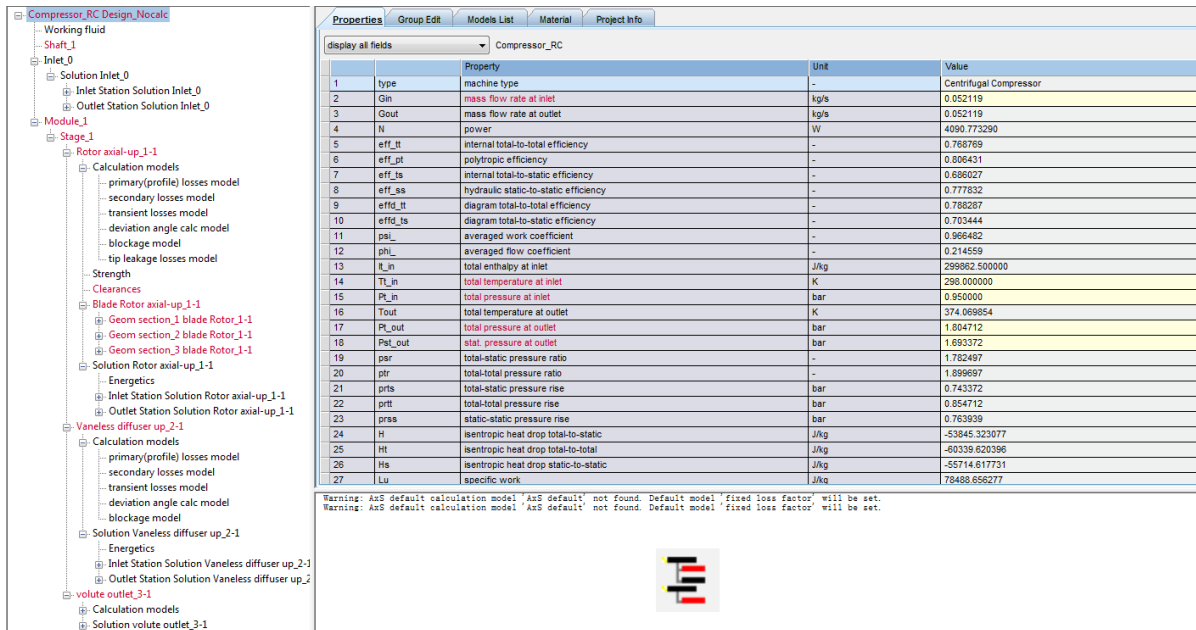


Figura 49. Árbol de proyecto y su icono correspondiente.

Por último, para estudiar el comportamiento de la máquina fuera del punto de diseño, AxSTREAM® pone a disposición la opción de generar mapas de comportamiento de la turbomáquina que se haya aplicado. Esta opción es importante a la hora de seleccionar la turbomáquina ya que la curva de rendimiento frente a gasto, régimen de giro u otros parámetros, es vital y las curvas deseadas serán distintas dependiendo de la aplicación del turbocompresor. Por ejemplo, si se trata de un compresor para generación estacionaria, se buscará una curva con un alto rendimiento en el punto de diseño, mientras que si se trata de un compresor para un uso no estacionario, se buscará una curva de rendimiento más plana a ambos lados del punto de diseño aunque esto penalice un poco el rendimiento en este punto.



Figura 50. Icono del AxMAP.

Tal y como se indica en el apartado 4.1., AxSTREAM® tiene muchas más funciones, pero éstas quedan fuera del alcance de este trabajo.

5. DISEÑO DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO DE UN GRUPO DE SOBREALIMENTACIÓN PARA MOTORES ALTERNATIVOS

5.1. Condiciones de partida: motor y condiciones de operación esperadas.

Se desea sobrealimentar el motor de un BMW 118d de 2005, para ello primero se detalla en la tabla 1 el motor seleccionado y sus características.

Combustible	Gasóleo
Potencia máxima	122 CV / 90 kW
Revoluciones potencia máxima	4000 rpm
Par máximo	280 Nm
Revoluciones par máximo	2000 rpm
Número de cilindros	4
Disposición de los cilindros	En línea
Diámetro	84 mm
Carrera	90 mm
Cilindrada	1995 cm ³
Relación de compresión	17 a 1
Válvulas por cilindro	4
Alimentación	Inyección directa por conducto común

Tabla 4. Características del motor.

El punto de diseño de la turbomáquina será el punto donde el motor trabaja más cómodamente, el punto de par máximo. Con las recomendaciones de diseño del apartado 3.1. y con la resolución del ciclo compresor-motor- turbina, se obtendrán los parámetros necesarios para introducir en el software.

En la figura 51 se aprecia un esquema del ciclo de trabajo. A continuación, se llevará a cabo la resolución del ciclo mediante EES “Engineering Equation Solver”.

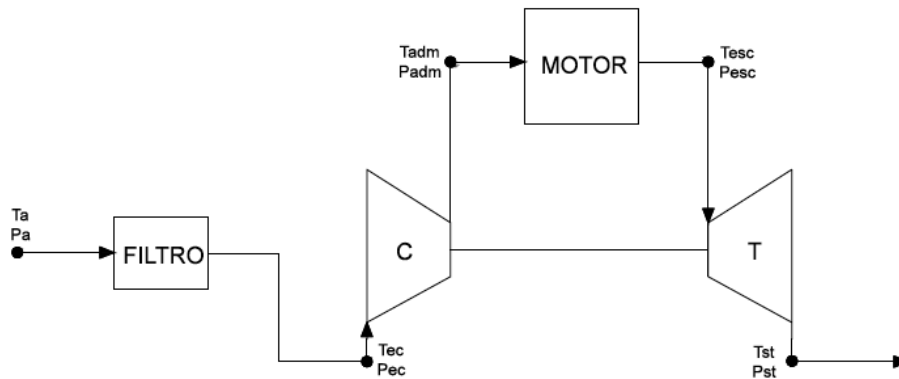


Figura 51. Esquema del ciclo.

Se tienen los siguientes datos:

- Poder calorífico inferior del gasóleo: 43 MJ/kg
- Régimen de giro del motor: 2000 rpm
- Cilindrada :1995 cm³ = 0.001995 m³

Se suponen:

- Pérdida de carga en el filtro: 0.05 bar
- Rendimiento volumétrico del motor: 0.85
- Rendimiento efectivo del motor: 0.35
- Rendimiento del compresor: 0.75
- Relación de compresión: 2

Con la ecuación 5.1 se podrá averiguar el gasto másico que atraviesa el motor y por tanto el turbocompresor.

$$\dot{m}_a = \eta_v Q \rho_{adm} \frac{n}{2} \quad (5.1)$$

Resolviendo el compresor se obtendrá la densidad del aire admisión al motor.

$$\rho_{adm} = \frac{P_{adm}[Pa]}{T_{adm} R_g} \quad (5.2)$$

La presión de admisión es fácil del calcular ya que habiendo supuesto la pérdida de carga en el filtro y la relación de compresión del compresor, solo es necesario multiplicar la presión de entrada al compresor por la relación de compresión.

$$P_{adm} = P_{ec} RC = (P_a - \Delta P_{filtro}) RC = 0.95 \text{ bar} \quad (5.3)$$

La constante de los gases la obtenemos mediante la constante adiabática del aire y su calor específico:

$$R_g = \frac{\gamma - 1}{\gamma} C_p = 287 \frac{J}{kg K} \quad (5.4)$$

donde:

$$\gamma = 1.4 ; C_p = 1005 \frac{J}{kg K} \quad (5.5)$$

Por último, resolviendo el compresor, se obtiene la temperatura a su salida o temperatura de admisión al motor.

$$\eta_c = \frac{T_{03ss} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} \quad (5.6)$$

El subíndice 03 hace referencia a la salida (T_{adm}) y el subíndice 01 se refiere a la entrada (T_{ce}).

Mediante una isentrópica es posible calcular el valor de T_{03ss} para introducirlo en la ecuación 5.6.

$$\frac{T_{03ss}}{T_{01}} = RC^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{03ss} = 363.266 K \quad (5.7)$$

por lo que $T_{03} = T_{adm} = 385.02 K$

Con esto se puede averiguar la densidad del aire a la entrada del motor y como consecuencia de esto, el gasto másico que atraviesa la turbomáquina mediante la ecuación 5.1

$$\rho_{adm} = 1.719 \frac{kg}{m^3} ; \dot{m}_a = 0.0486 \frac{kg}{s} \quad (5.8)$$

Una vez resuelto el ciclo y obtenido el gasto se procede al diseño preliminar del turbocompresor centrífugo que sea capaz de suministrar dicho gasto a la presión de descarga que se ha determinado.

5.2. Diseño preliminar: estudio del espacio de diseño

Previamente al estudio del espacio de diseño, es necesario introducir ciertos parámetros en el software para que este genere soluciones, tal y como se menciona en el apartado 4.2. Para ello es necesario realizar unos cálculos para obtener una idea aproximada del valor que deberán tomar estos parámetros.

Las ecuaciones empleadas son las expuestas en el apartado 3.1.1. y 3.1.2. sobre recomendaciones de diseño de la sección de entrada y de salida.

Primeramente, se calcula una velocidad de giro aproximada gracias a los mapas de diagrama y velocidad específicos que existen tanto como para compresores y bombas como para turbinas. Estos mapas tienen como ejes el diámetro específico ' d_s ' y la velocidad específica ' n_s ' que se definen como:

$$n_s = \frac{N\sqrt{q_1}}{\Delta h_s^{3/4}} \quad (5.9)$$

siendo q_1 el caudal másico a la entrada del rodete.

$$d_s = \frac{D \Delta h_s^{1/4}}{\sqrt{q_1}} \quad (5.10)$$

Entrando en el mapa (figura 52) desde el punto de máximo rendimiento para máquinas radiales, se obtiene un valor aproximado de la velocidad específica de 0.6 y sabiendo que:

$$\Delta h_s = C_p(T_{03ss} - T_{01}) \quad (5.11)$$

$$q_1 \left[\frac{m^3}{s} \right] = \frac{\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]}{\rho_1 \left[\frac{kg}{m^3} \right]} \quad (5.12)$$

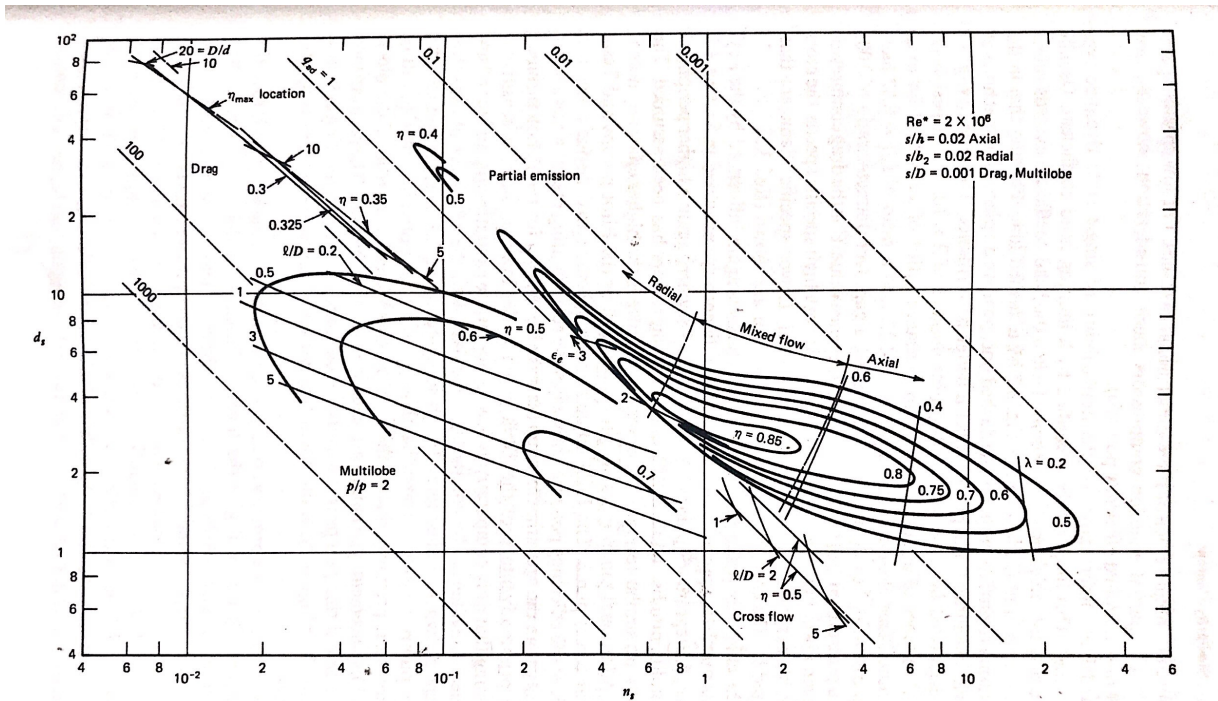


Figura 52. Diagrama $d_s \eta_s$ para turbocompresores centrifugos.

Con estos valores obtenemos un número aproximado del régimen de giro del turbocompresor para que esté en un entorno próximo al máximo rendimiento.

$$N = 12517.56 \frac{rad}{s} = 119533.9 rpm \quad (5.13)$$

Suponiendo una relación de radios a la entrada $r_{1i}/r_{1e}=0.5$ y teniendo en cuenta la ecuación 3.6, a recordar:

$$r_{1e, \text{optimo}} = \sqrt{\frac{\sqrt[3]{2} \left(\frac{\dot{m}}{\pi \rho_1} \right)^{\frac{2}{3}}}{\left(\frac{\pi N}{30} \right)^{\frac{2}{3}}} + r_{1i}^2} \quad (3.6)$$

se tienen dos ecuaciones con dos incógnitas de lo que se obtiene unos valores aproximados correspondientes a la sección de entrada.

$$r_{1e} = 13 \text{ mm y } r_{1i} = 6.5 \text{ mm} \quad (5.14)$$

Para averiguar el valor del radio de salida, se utiliza la ecuación del trabajo del compresor.

$$W = C_p(T_{03} - T_{01}) = k_f(\sigma u_2^2 - u_1 c_{1s} \sin \alpha_1) \quad (5.15)$$

Se supone entrada axial, coeficiente de potencia igual a 1.03 y el de deslizamiento 0.85. Para resolver la ecuación anterior solo es necesario suponer un coeficiente de flujo a la entrada del compresor.

$$\phi_1 = \frac{c_{x1}}{u_1} \quad (5.16)$$

donde

$$u_1 = \omega r_{1m} ; \quad r_{1m} = \frac{r_{1e} + r_{1i}}{2} \quad (5.17)$$

Suponiendo un coeficiente de flujo igual a 0.25 a la entrada, obtenemos c_{x1} que, al ser la entrada axial, es igual a c_1 y mediante la ecuación 5.15 se obtiene un valor para la velocidad periférica a la salida del rodete, y por consecuencia un radio de salida.

$$u_2 = 324 \frac{m}{s} = \omega r_2 \rightarrow r_2 = 25.88 \text{ mm} \quad (5.18)$$

Introduciendo estos datos en el software se obtienen 82 posibles soluciones, buscando 100000 puntos, localizadas en el espacio de diseño de la figura 53.

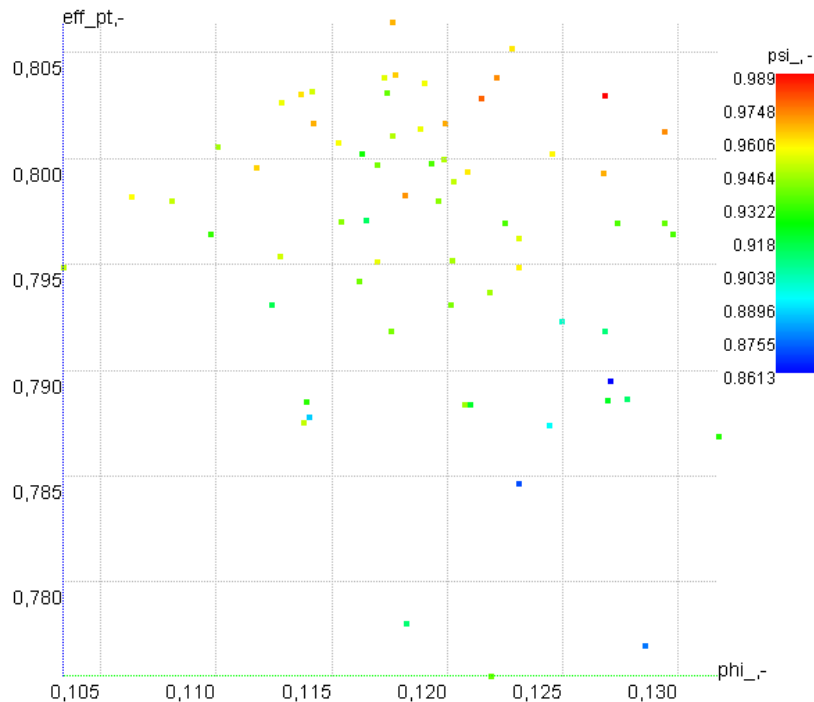


Figura 53. Espacio de diseño.

5.2.1. Efecto de los principales parámetros adimensionales sobre la geometría de la máquina

En este apartado, se estudiará como afectan algunos de los parámetros adimensionales más importantes a la geometría de la máquina.

❖ Coefficiente de flujo

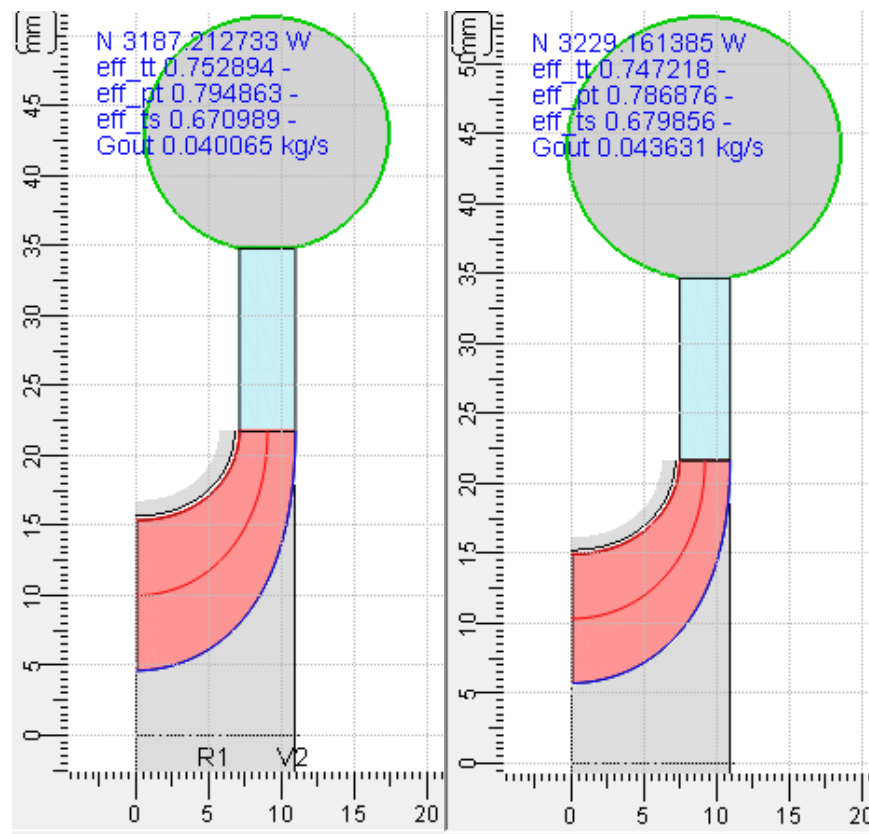


Figura 54. Geometrías para distintos coeficientes de flujo.

En la figura 54 se aprecia la diferencia de geometrías en función del coeficiente de flujo. En el caso de la figura de la izquierda se trata de la solución 48 mientras la figura de la derecha es la solución 56.

	Solución 48	Solución 56
Coefficiente de flujo (ϕ)	0.103387	0.131721
Radio a la salida (r_2)	21.78 mm	21.71 mm
Radio mínimo a la entrada (r_{1i})	4.66 mm	5.77 mm
Radio máximo a la entrada (r_{1e})	15.42 mm	14.99 mm
Altura de álabe a la entrada (b_1)	10.76 mm	9.23 mm
Altura de álabe a la salida (b_2)	3.84 mm	3.47 mm

Tabla 5. Datos geométricos para distintos coeficientes de flujo.

❖ Coeficiente de carga.

Los coeficientes de carga obtenidos en el espacio de diseño no difieren mucho unos de otros, por ello en la figura 55 no se aprecian cambios significativos en los colores. Se ha designado el color al ángulo β ya que como se explicó en el apartado 3.1.2. al curvar los álabes hacia delante, se podría absorber mas trabajo para un régimen de giro similar.

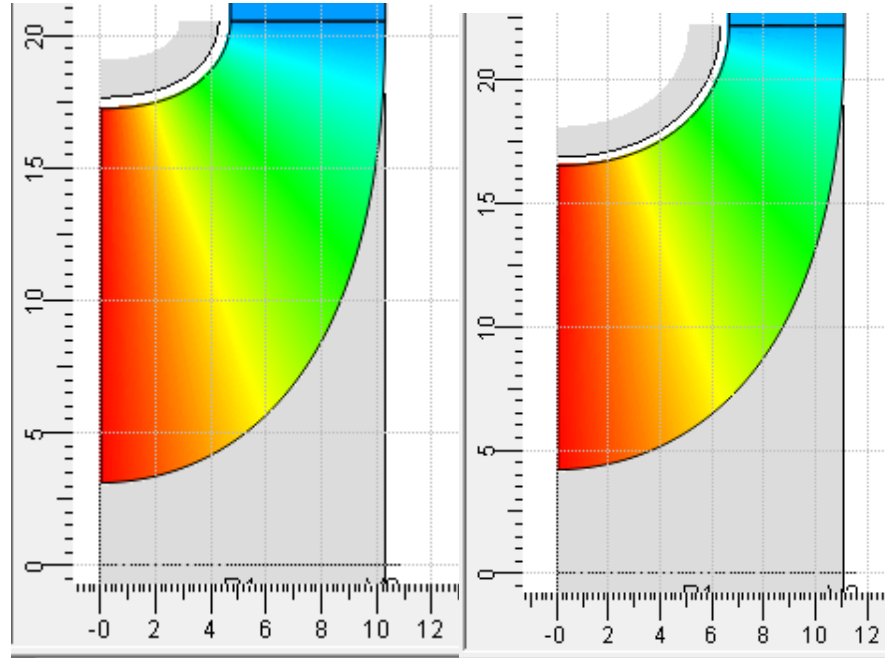


Figura 55. Geometrías para distintos coeficientes de carga.

La figura de la izquierda corresponde con la solución 9 mientras que la de la derecha a la solución 12. Sus geometrías quedan detalladas en la tabla 2.

	Solución 9	Solución 12
Coeficiente de carga (Ψ)	0.99	0.86
Coeficiente de flujo (ϕ)	0.1268	0.1271
Radio a la salida (r_2)	20.56 mm	22.20 mm
Radio mínimo a la entrada (r_{1i})	3.15 mm	4.23 mm
Radio máximo a la entrada (r_{1e})	17.26 mm	16.54 mm
Altura de álabe a la entrada (b_1)	14.12 mm	12.3 mm
Altura de álabe a la salida (b_2)	5.6 mm	4.47 mm

Tabla 6. Datos geométricos para distintos coeficientes de carga.

❖ Grado de reacción.

Como para la mayoría de compresores el grado de reacción óptimo es ligeramente superior a 0.5. Esto es debido a que la compresión se realiza más en el rotor que en el difusor. En el rotor, debido a las fuerza centrífugas, la compresión se realiza son forzar la deflexión haciendo que el rendimiento no descienda. Como se verá en el apartado 6.1 el compresor con el rendimiento más alto tiene un grado de reacción de 0.565.

5.2.2 Efectos de los principales parámetros adimensionales en las prestaciones de la máquina

Para el estudio de este apartado únicamente se ha ampliado el número de puntos a buscar a 500000 para tener una idea más acertada de la influencia de los parámetros adimensionales de la máquina en su rendimiento. Este nuevo cálculo de soluciones no afecta en nada al diseño del turbocompresor, que se hará bajo el resultado anterior, ya que es solo para aumentar el número de puntos en el gráfico y poder ver con mayor facilidad zonas de rendimiento superior. Es tan pequeño el cambio que en el caso anterior la opción con mayor rendimiento politrópico era la 59 con 0.806 y en este caso es la 197 con 0.808, lo que significa un 0.25% más de rendimiento.

Una vez que el programa encuentra las soluciones, 314 más concretamente, se pueden sacar varias conclusiones.



Figura 56a. Nuevo espacio de diseño.

En la figura 56 se aprecia claramente una zona donde predominan los rendimientos elevados. En esta zona predominan los coeficientes de carga (ψ) altos, entre 0.95 y 0.98 y los coeficientes de flujos medios, entre 0.115 y 0.130. También cabe destacar que una variación del coeficiente de carga afecta más rápidamente al rendimiento que una del coeficiente de flujo. Este puede ser debido a que una sobrecarga de la máquina pueda llevar a que las pérdidas se disparen, mientras que, por el otro lado, para coeficientes de carga bajos el rendimiento disminuye, posiblemente, ya que el trabajo absorbido para una velocidad periférica dada disminuye mientras que las pérdidas se mantienen más o menos constantes, por lo que si el trabajo disminuye y las pérdidas permanecen constantes, el rendimiento baja.

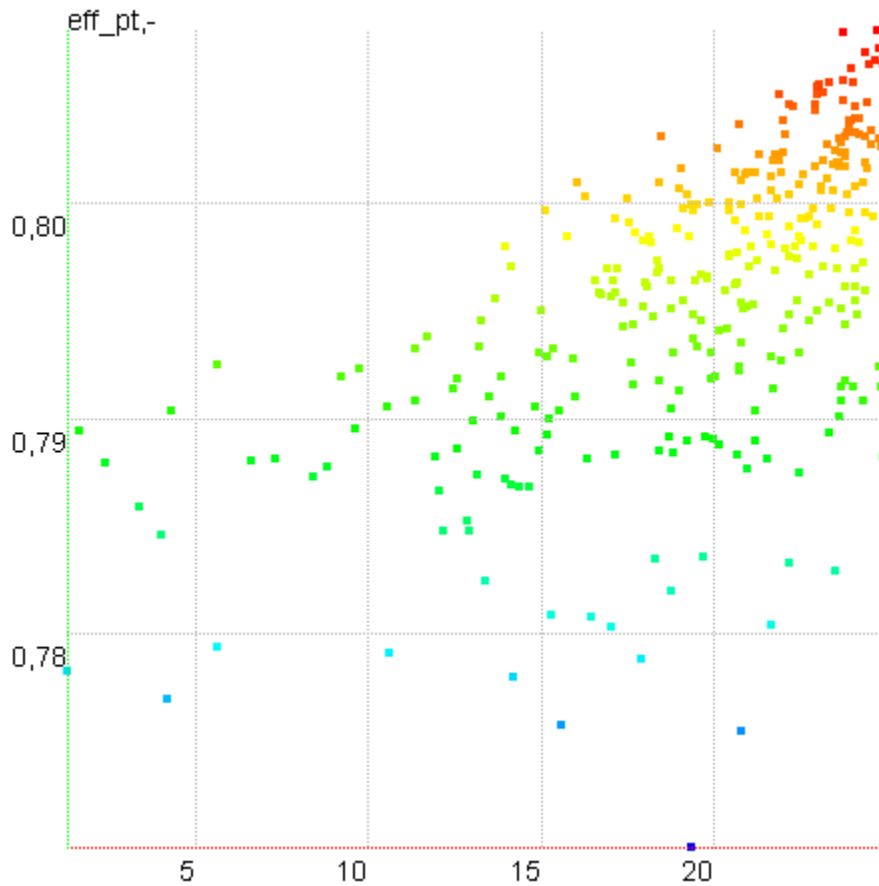


Figura 56b. Nuevo espacio de diseño. Rendimiento politrópico frente a ángulo de salida del rodete.

El ángulo de salida β_2 es un parámetro fundamental en las prestaciones de la máquina. Como se explicó en el apartado 2.3.2, para distintos valores del ángulo de salida se obtenían comportamientos distintos de la máquina. Se puede apreciar en la figura 56b que para ángulos mayores el rendimiento aumenta de manera pronunciada. Esto es debido a que las pérdidas aerodinámicas se reducen con los álabes curvados hacia atrás. Para máquinas con este tipo de ábabe, el grado de reacción es mayor de 0.5, y como se ha dicho anteriormente, esto beneficia el rendimiento. Por otra parte, el trabajo específico de este tipo de escalonamientos es más bajo, por lo que el rotor comunica poca energía al fluido.

5.3. Estudio del comportamiento de la máquina fuera de diseño

El estudio del comportamiento fuera de diseño de un turbocompresor para un grupo de sobrealimentación con aplicaciones automovilísticas es, como poco, igual de importante que el estudio en el punto de diseño. Esto es debido a que el régimen al que trabaja un motor de combustión interna alternativo es muy variable, lo que hace que el gasto que pasa por él también lo sea.

El turbocompresor debe ser capaz de trabajar con valores de gasto másico lo más amplios posible sin que esto signifique una pérdida significativa del rendimiento de la máquina. Por ello se buscarán compresores con una curva de rendimiento plana frente al gasto.

Del espacio de diseño se han seleccionado seis soluciones distintas cada una con un parámetro característico para estudiar su influencia en las curvas de rendimiento.

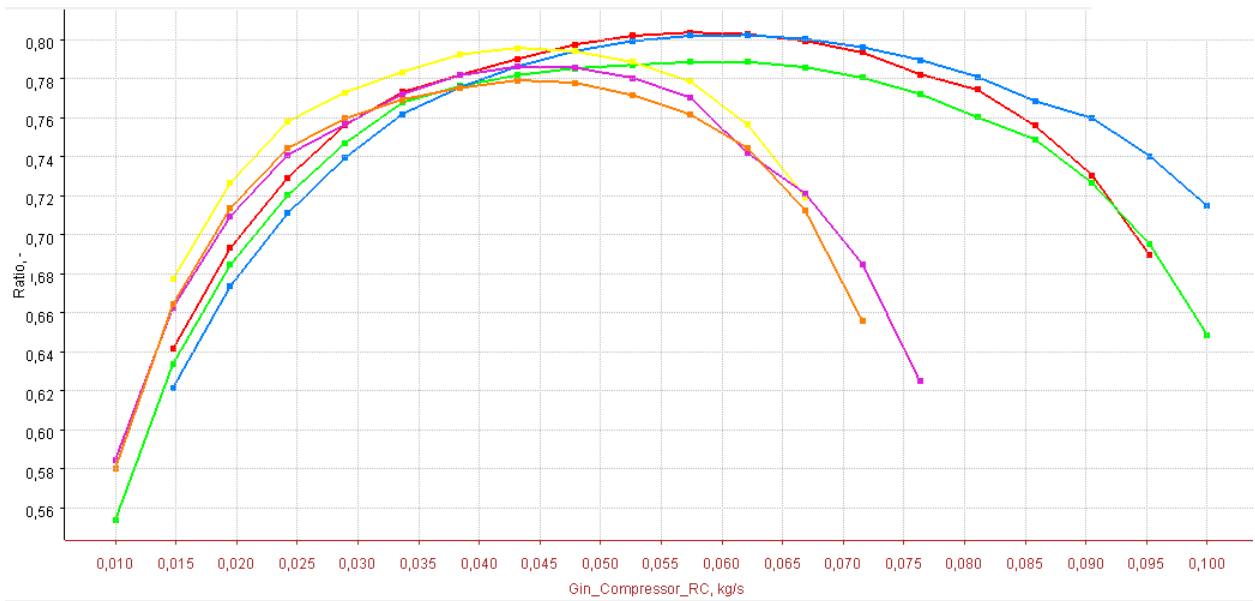


Figura 57. Mapa de comportamiento.

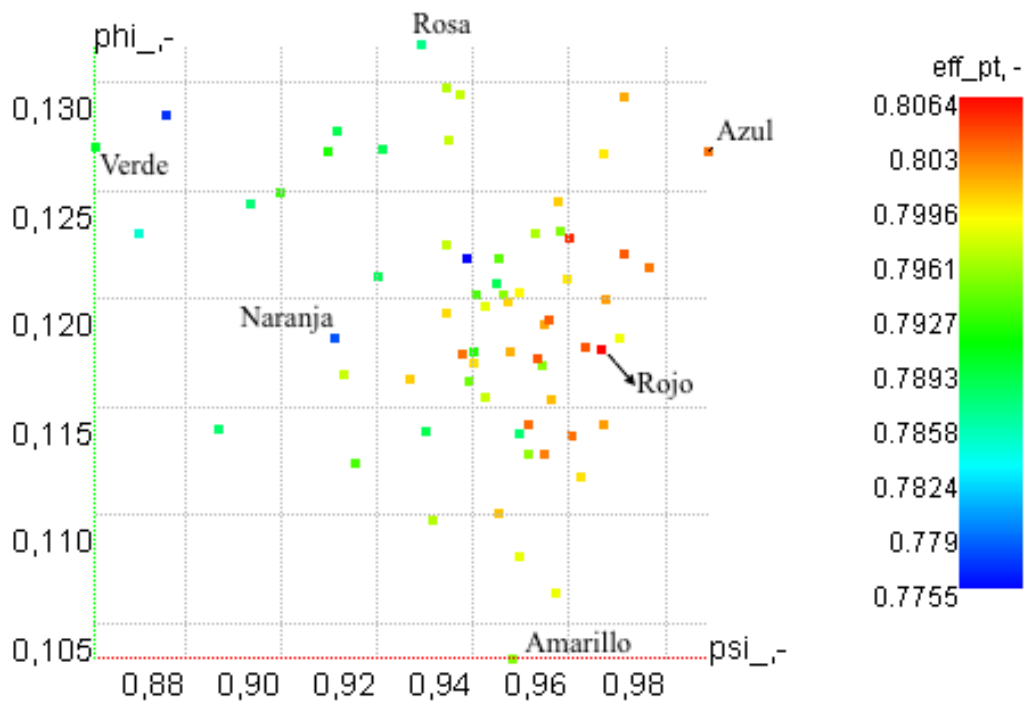


Figura 58. Soluciones escogidas para el estudio fuera de diseño.

La figura 58 muestra las soluciones escogidas para el estudio del comportamiento de la máquina fuera de diseño. Se han procurado soluciones con coeficientes adimensionales distintos para ver su efecto sobre la curva de rendimiento.

Para generar los mapas de la figura 57 se ha variado el gasto másico desde 0.01 kg/s a 0.1 kg/s deando las revoluciones de compresor predefinidas según el diseño preliminar (número de vueltas para mayor rendimiento).

Mode	1	2	3	4	5	6
n_Shaft_1, rpm	125525.000000	128067.321777	127586.059570	126950.378418	124104.309082	126616.058350
Column name		PD_12	PD_9	PD_48	PD_56	PD_76
Color						
Marker	dot	dot	dot	dot	dot	dot
Do calculation	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Constant	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Show in map	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Gin_Compressor_PC, kg/s						
Fill mode (Auto/Custom)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Distribution coeff.	1.000000	1.000000	1.000000	1.000000	1.000000	1.000000
1	0.010000	0.010000	0.010000	0.010000	0.010000	0.010000
2	0.014737	0.014737	0.014737	0.014737	0.014737	0.014737
3	0.019474	0.019474	0.019474	0.019474	0.019474	0.019474
4	0.024211	0.024211	0.024211	0.024211	0.024211	0.024211
5	0.028947	0.028947	0.028947	0.028947	0.028947	0.028947
6	0.033684	0.033684	0.033684	0.033684	0.033684	0.033684
7	0.038421	0.038421	0.038421	0.038421	0.038421	0.038421
8	0.043158	0.043158	0.043158	0.043158	0.043158	0.043158
9	0.047895	0.047895	0.047895	0.047895	0.047895	0.047895
10	0.052632	0.052632	0.052632	0.052632	0.052632	0.052632
11	0.057368	0.057368	0.057368	0.057368	0.057368	0.057368
12	0.062105	0.062105	0.062105	0.062105	0.062105	0.062105
13	0.066842	0.066842	0.066842	0.066842	0.066842	0.066842
14	0.071579	0.071579	0.071579	0.071579	0.071579	0.071579

Figura 59. Obtención de los mapas de comportamiento.

Volviendo sobre la figura 57, es fácil observar dos grupos de curvas. Tres de ellas son curvas más planas con el punto de máximo rendimiento desplazado un poco a la derecha, mientras que las otras tres son más puntiagudas con el máximo para gastos algo más bajos. También se aprecia que los máximos no varían mucho entre ambos tipos de curva. La curva amarilla (solución 48) tiene un máximo de eficiencia politrópica en torno a 0.795 mientras que para la curva azul (solución 9) el máximo es 0.802.

Pero, como se ha dicho anteriormente, lo importante para un grupo de sobrealimentación es un funcionamiento eficiente en un amplio rango de funcionamiento, por lo que sólo son válidas el grupo de las curvas más planas, aunque se penalice el rendimiento en el punto de diseño, que es para un gasto de 0.0486 kg/s.

Quedando tres curvas con aspecto menos puntiagudo, se puede descartar la de color verde al tener comparativamente menos rendimiento que las otras dos.

Para tomar una decisión respecto a que geometría escoger de entre las dos curvas restantes hay que observar que, mientras la curva roja tiene más rendimiento para gastos bajos, la azul los tiene para gastos más altos. Teniendo en cuenta que el punto de diseño se encuentra a la izquierda del punto de máximo rendimiento de ambas curvas y que, además, la gran mayoría del tiempo el automóvil trabajará a unas revoluciones cercanas a las del punto de diseño (2000 rpm), se selecciona la solución 59 (curva roja) como geometría definitiva para el turbocompresor centrífugo. Esta geometría es también la que tiene el rendimiento politrópico más elevado (para su gasto de diseño) de todo el espacio de diseño.

A continuación, una vez elegida la geometría de la máquina, se realizará un estudio del comportamiento de dicha geometría para las condiciones de diseño del motor anteriormente dichas.

6. EVALUACIÓN DEL DISEÑO FINAL OBTENIDO

Una vez fijada la geometría se realiza un '*1D/2D Streamline calculation*' (estudio de línea media) para obtener un resultado más refinado del comportamiento de la máquina en las condiciones de diseño deseadas.

En este caso, la geometría escogida tiene como gasto de diseño de 0.052 kg/s y el estudio se hará para el gasto requerido por el motor, 0.0486.

6.1. Geometría de referencia

En la tabla 4, se encuentran todos los parámetros representativos de la turbomáquina seleccionada.

Presión a la entrada	0.95 bar
Temperatura a la entrada	298 K
Presión a la salida	1.76 bar
Gasto másico	0.0486 kg/s
Ángulo de entrada al rodete (α_1)	0°
Ángulo de salida del rodete (β_2)	24.96°
Potencia absorbida	3678.08 W
Coefficiente de flujo (ϕ)	0.1176
Coefficiente de carga (Ψ)	0.966
Grado de reacción (R)	0.565
Rendimiento total a total	0.76231
Altura de álabe a la salida del rodete (b_2)	4.46 mm
Altura de álabe a la entrada del rodete (b_1)	12.73 mm
Radio a la salida del rodete (r_2)	21.68 mm
Radio de entrada interior (r_{1i})	3.40 mm
Radio de entrada exterior (r_{1e})	16.12 mm

Tabla 7. Parámetros característicos de la geometría de referencia.

Cabe mencionar que el rendimiento total a total de dicha geometría para su punto de diseño es de 0.76877 por lo que la variación del gasto ha supuesto una disminución del 0.84% del rendimiento, un valor sumamente pequeño.

6.2.2. Triángulo de velocidades



Figura 61a. Triángulo de velocidades en sección 1.

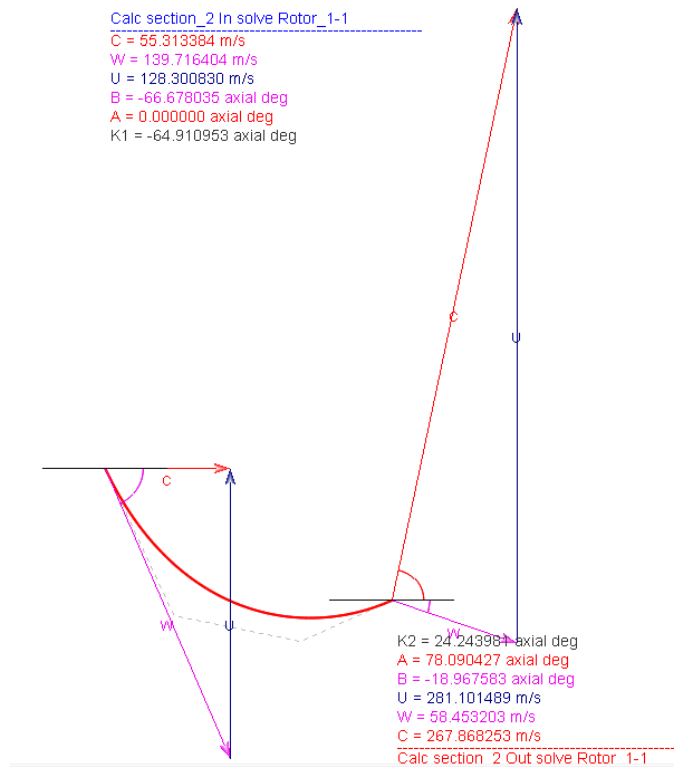


Figura 61b. Triángulo de velocidades en sección 2.

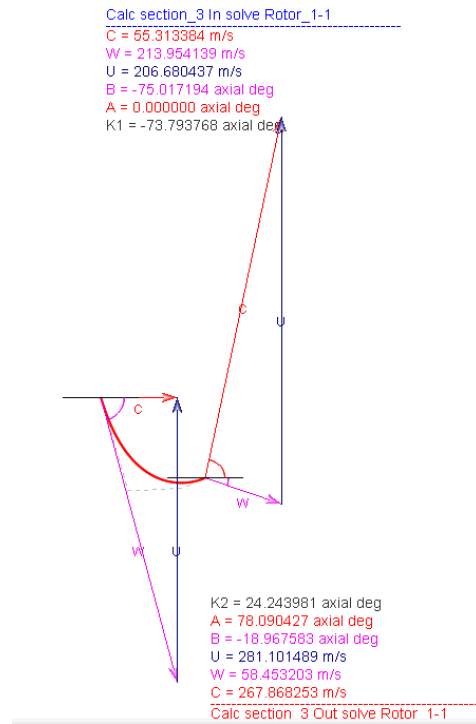


Figura 61c. Triángulo de velocidades en la sección 3.

Las figuras 61 a, b y c representan los triángulos de velocidades para las secciones 1, 2 y 3 respectivamente. Estas secciones se asocian al radio de entrada inferior, al radio de entrada medio y al radio de entrada exterior. Se aprecia el cambio de la velocidad periférica de entrada. Va creciendo en función del radio, como era de esperar.

Se puede observar que, como se estudió en la parte teórica del proyecto, el rodete no solo comunica energía al fluido en forma de presión, sino que además le aumenta su velocidad para que después el difusor la transforme en presión.

Cabe destacar también la gran diferencia que hay entre las velocidades periféricas de entrada y salida de la máquina. Se puede ver en la leyenda que $u_{1m}=128.30$ m/s mientras que $u_2=281.10$ m/s. Esta gran diferencia permite que las fuerzas centrífugas contribuyan al intercambio de trabajo y por tanto compartan la compresión del flujo con la deflexión de la corriente.

También se observa un ángulo de salida del flujo $\beta_2 > 0^\circ$. Esto proporciona un mayor rendimiento ya que la compresión se realiza en mayor medida en el rotor que en el estator como se estudió en el apartado 2.3.2. y además, al no estar muy lejos de 0° , hace que el compresor tenga una curva de funcionamiento bastante plana como se ha podido demostrar en el punto anterior.

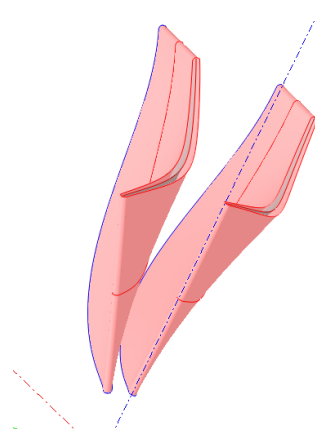


Figura 62. Álabes en 3D.

6.2.3. Curvas características

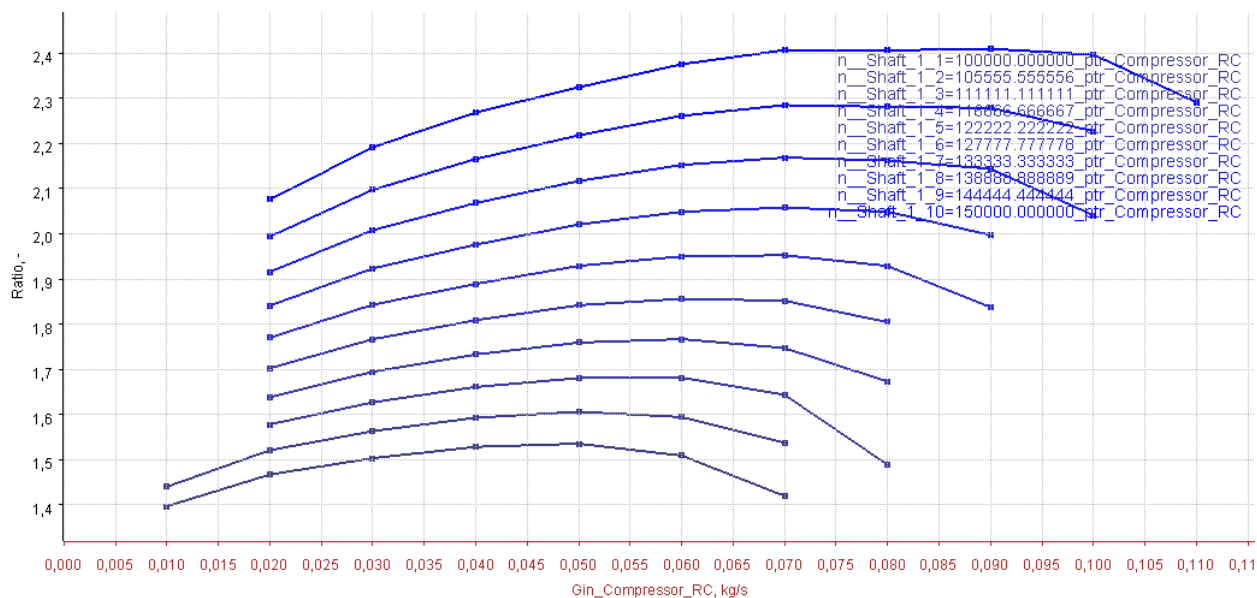


Figura 63. Curvas características del compresor elegido.

Las curvas características representadas en la figura 63 relacionan la relación de compresión frente al gasto másico para distintas velocidades de giro.

La forma general de las curvas es una zona central de comportamiento estable mientras que los extremos marcan el límite del funcionamiento estable. Si se unen los puntos que marcan el límite de funcionamiento para gastos másicos bajos se obtiene la línea de bombeo. Por otra parte, para gastos elevados, el compresor se bloquea.

En el caso concreto de las curvas del compresor elegido, se ve un comportamiento plano frente al gasto, tal y como se aprecia en las curvas de rendimiento. Esto es debido a que el rendimiento representado frente al gasto varía de forma análoga a como lo hace la relación de compresión.

7. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

A lo largo del trabajo, se ha realizado un estudio teórico de las turbomáquinas térmicas, centrándose en turbocompresores centrífugos. Se han dado consideraciones de diseño a tener en cuenta en este tipo de máquinas y a su vez se ha particularizado para grupos de sobrealimentación. Una vez terminado el estudio teórico se ha comenzado con el estudio práctico donde se ha diseñado un turbocompresor centrífugo para un grupo de sobrealimentación de un automóvil, cuya geometría final se puede ver en la figura 63.

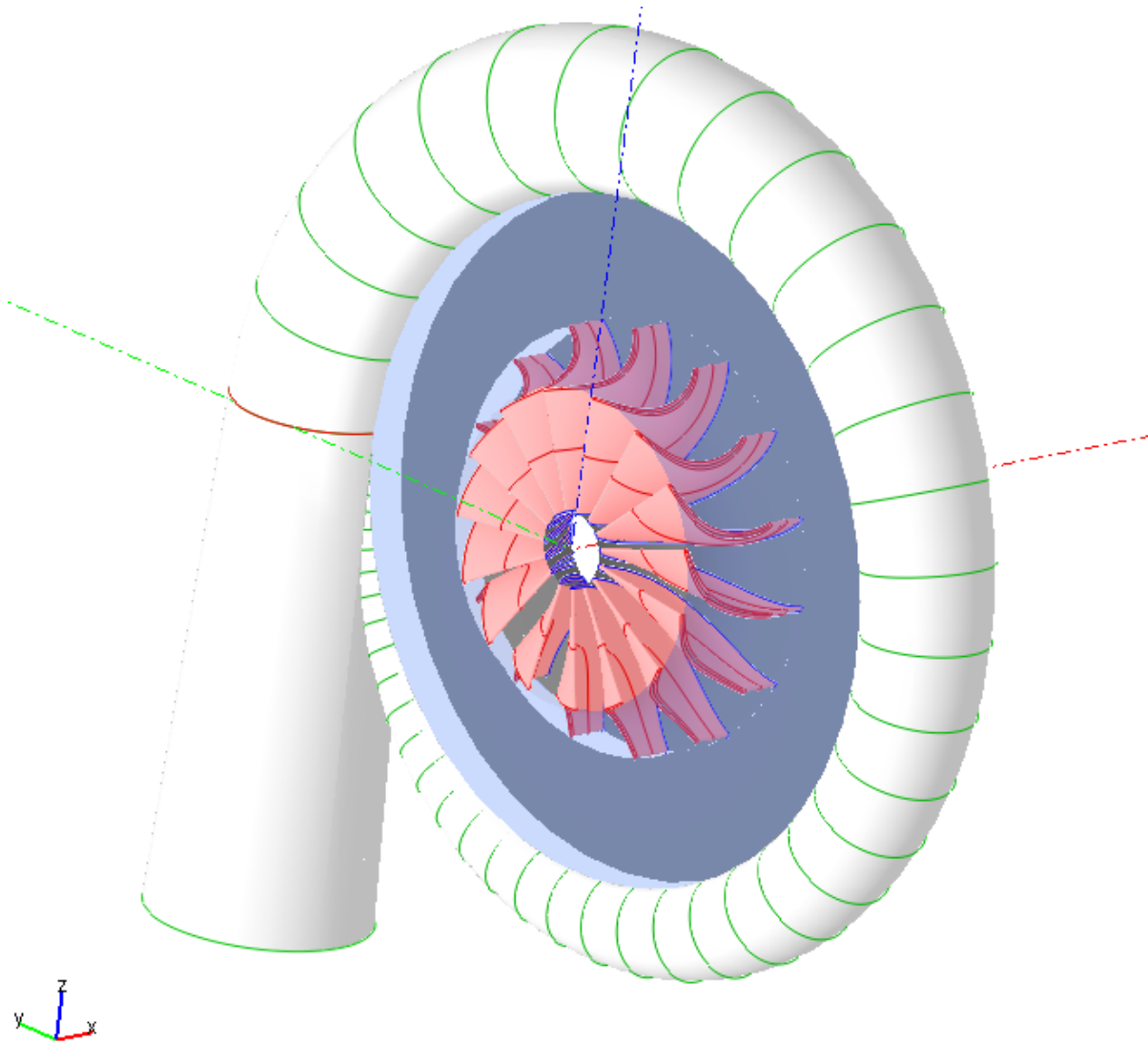


Figura 64. Turbocompresor en 3D.

Se ha intentado, a su vez, encontrar la solución óptima para el sistema. Pero, al realizarse el análisis fuera del espacio de diseño se tomaron varias soluciones en función de sus parámetros adimensionales, para ver como afectaban a las curvas de rendimiento, y no se pudo comparar todas las soluciones posibles que había en el espacio de diseño por lo que puede que alguna de ellas tenga una geometría que sea capaz de satisfacer la demanda con un rendimiento mayor.

Paralelamente, Alejandro Jurado Villarán ha diseñado la turbina radial correspondiente al grupo de sobrealimentación. Para realizar el matching es necesario adecuarse a las condiciones del compresor ya que es una turbomáquina más inestable. Es posible, que para un número de vueltas no distinto al de diseño, el rendimiento del compresor sufra un brusco descenso, mientras que para la turbina esto puede pasar, pero el

rango de operación es mucho más amplio.

Es necesario que la turbina tenga un trabajo específico ligeramente superior al compresor para compensar las pérdidas mecánicas. Tal y como se ha dicho anteriormente, la turbina tiene que ser capaz de adecuarse a las condiciones operativas del compresor por lo que es adecuado asegurarse de que la turbina puede dar la potencia necesaria para activar el compresor, aún funcionando a un régimen de giro que no es el de diseño.

Para desarrollos futuros sería interesante seguir el proceso marcado en la figura 37.

Después de la obtención de la geometría y de haber realizado un estudio de línea media, sería interesante entrar en la mecánica de fluidos computacional (CFD). Esto queda fuera del alcance del trabajo ya que, aunque con ecuaciones simplificadas y ordenadores de alto rendimiento, el tiempo de cálculo es enorme y en la mayoría de los casos solo se obtienen resultados aproximados.

Mediante este estudio se podrían obtener los flujos secundarios ocasionados dentro de la turbomáquina y se procedería al profiling. Esto consiste en modificar los perfiles aerodinámicos para intentar minimizar todo lo posible las pérdidas por flujos secundarios. AxSTREAM ofrece un módulo de '*Profiler and blade design*' pero, como se ha dicho, sin saber donde se dan los flujos secundarios no es útil modificar el alabeado.

Sería posible también entrar en la parte mecánica del diseño. Con un análisis de elementos finitos sería posible realizar estudio estructural tanto de los álabes como de las fijaciones. Un análisis de vibraciones y estabilidad sería imprescindible para cualquier turbomáquina también.

Por último, la realización de un prototipo y su prueba en laboratorio, podrían dar lugar a un rediseño de la turbomáquina en el caso de que las prestaciones no sean las deseadas, o bien se validaría el compresor para esa aplicación en concreto.

REFERENCIAS

- [1] Tomás Sánchez Lencero, Antonio Muñoz Blanco y Francisco J. Jiménez-Espadafor Aguilar: *Turbomáquinas Térmicas*. Editorial SINTESIS.
- [2] Balje, O.E.: *Turbomachines. A guide to design, selection and theory*. John Willey and Sons, 1981.
- [3] Aungier, R.H.: *Centrifugal compressors*. Asme Press, 2000.
- [4] Rolls-Royce: *The jet engine*. 1992.
- [5] M. Muñoz, F. J. Collado, F. Moreno, J.F. Morea: *Turbomáquinas térmicas*. Prensas Universitarias de Zaragoza ISBN 84-7733-528-1.
- [6] <https://www.km77.com/coches/bmw/serie-1/2004/5-puertas/estandar/118d/datos>
- [7] <https://www.motorpasion.com/tecnologia/sobrealimentacion-de-motores-concepto-y-tipos>
- [8] www.iessierradeguara.com/documentos/departamentos/automocion/circuitos_auxiliares/Manuales_a_utodidacticos/Sistemas_de_sobrealimentacion_libro_de_clase.pdf