



PRÁCTICA DE TURBOALIMENTACIÓN:

SIMULACIÓN DE TURBOALIMENTACIÓN PARA UN MOTOR DIESEL DE AUTOMOCIÓN

Autores: C. Vereda, A. Lecuona, M. Legrand.

1. INTRODUCCIÓN

El objetivo de la presente práctica es simular las mejoras en un motor Diesel añadiendo un grupo turbocompresor y predimensionarlo. A continuación se presentan las características generales del motor:

Tabla 1. Características generales del motor objeto de la práctica.

Características generales	
Fabricante:	Nissan Motor Ibérica S.A.
Designación:	LD23-II
Ciclo de funcionamiento:	Diesel 4T de aspiración normal (no sobrealimentado)
Arquitectura:	4 cilindros en línea refrigerado por agua
Cámara de combustión:	Inyección en precámara de torbellino de tipo Ricardo-Comet.
Cilindrada:	2.283 cm ³
Diámetro y carrera de los cilindros:	87x96 mm
Relación de compresión geométrica:	22,2
Potencia máxima / régimen en condiciones estándar:	55 kW (75 CV) / 4.300 rpm
Par máximo / régimen en condiciones estándar:	145 N·m (14,8 kg·m) / 2.300 rpm
Consumo específico / mínimo/régimen:	258 g/kW·h / 2000 rpm

La práctica se dividirá en tres partes o bloques.

- En la primera se estudiarán los parámetros de presión de admisión, un posenfriador en serie en el circuito de admisión y sus efectos sobre el aumento de potencia del motor y sobre la mejora del rendimiento efectivo, Sección 3.
- En la segunda parte se predimensionará un compresor y una turbina utilizando los diagramas de parámetros adimensionalizados velocidad específica (N_{Sso}) y diámetro específico (D_{Ss}) de un diagrama de Cordier [1] y [2], Sección 4.
- En la tercera parte se seleccionará un grupo turbocompresor de un fabricante, razonando la elección y comparándolo con el grupo prediseñado, Sección 5.



El conjunto motor Diésel-grupo turbocompresor está esquematizado en la Figura 1. Se compone básicamente del motor Diésel y de un compresor centrífugo montado solidariamente con el eje de una turbina centrípeta de escape, girando ambos libremente. El trabajo extraído de la turbina se transmite al compresor que eleva la presión y correspondientemente la temperatura del aire de admisión. El aire ha sido previamente filtrado, evitando así un desgaste prematuro. La presencia del filtro introduce una ligera pérdida de carga ΔP_{filtro} . Después del compresor se ha colocado un intercambiador de calor permitiendo reducir la temperatura de admisión y así aumentar la densidad del aire (denominado *intercooling*). Este posenfriador tiene una efectividad térmica $\varepsilon_{\text{posenfriador}}$ y genera también una pérdida de carga $\Delta P_{\text{posenfriador}}$. El circuito frío del posenfriador puede ser agua del circuito de refrigeración del motor o más favorablemente el aire ambiente impulsado por el ventilador del radiador del automóvil. En esta práctica se trata de refrigeración por aire ambiente.

El aire comprimido llega al cilindro, y tras la compresión se inyecta combustible Diésel y se generan los productos de la combustión que se expanden por movimiento del émbolo y continúan expandiéndose tras salir del motor, en la turbina. Entre el motor y la turbina hay una válvula de cortocircuito (denominada *waste-gate*) que permite a una parte de los gases de escape evitar la turbina, expansionándose libremente. De esta forma la turbina puede elegirse pequeña y por ello generará más contrapresión a regímenes bajos del motor y se limitará la relación de presiones del compresor a regímenes elevados, pues la turbina pequeña generaría tanta contrapresión que el trabajo obtenido para sobrealimentar sería excesivo, aparte de resultar excesivo el régimen del grupo turbo.

Antes de evacuar los gases de escape al ambiente se puede encontrar un depurador de contaminantes y corriente abajo un silenciador de escape. La presencia de éstos genera una pérdida de presión $\Delta P_{\text{silenciador}}$. Este motor carece de recirculación de gases de escape, EGR.

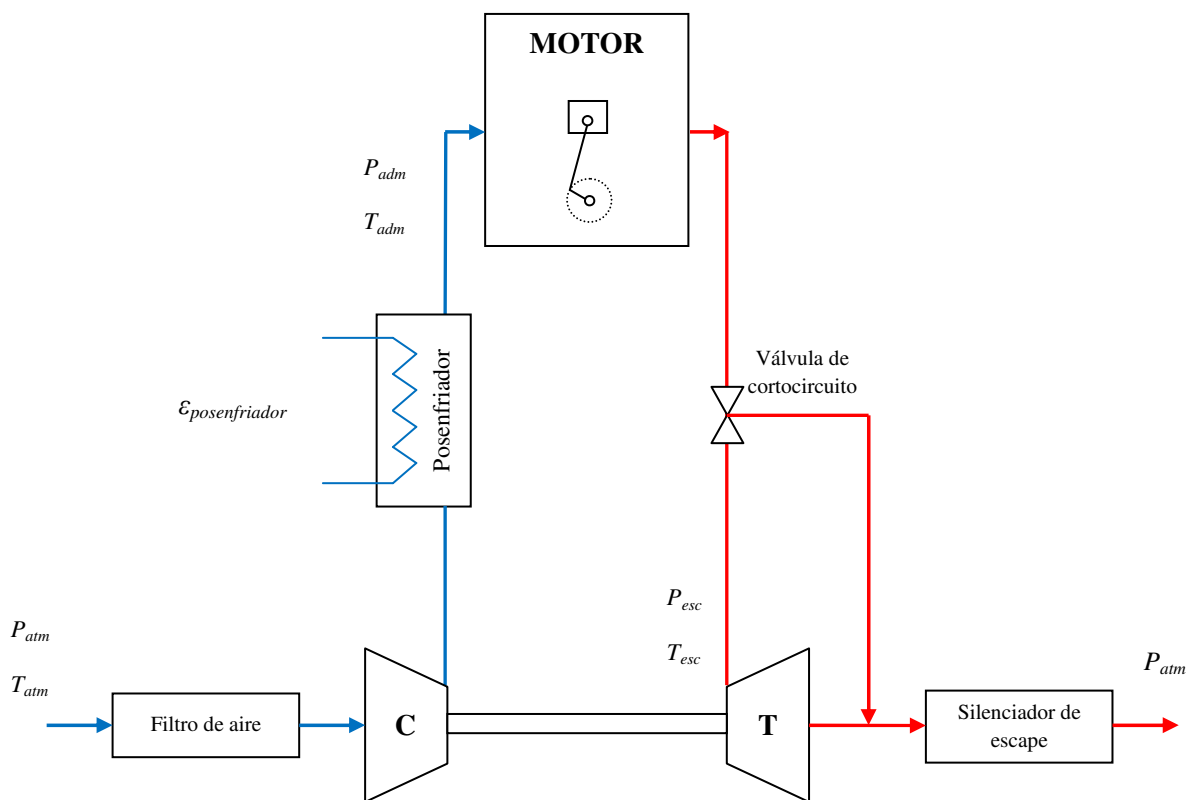


Figura 1: Esquema motor turboalimentado

2. OBJETIVOS DE LA PRÁCTICA

A continuación se enumeran los objetivos de la práctica:

- Comparar las potencias del motor para distintas presiones de admisión y calcular la mejora de rendimiento efectivo del motor. Discutir los efectos cualitativos en el consumo específico.
- Se volverá a hacer el estudio anterior pero sin la presencia del posenfriador (para ello se tomará $\varepsilon_{\text{posenfriador}} = 0$ y $\Delta P_{\text{posenfriador}} = 0$).
- Realizar el acople (hermanamiento) compresor-turbina en el punto de par máximo.
- Realizar la práctica con la hoja de cálculo Mathcad[®] que se adjunta con el presente documento, lo que facilitará la obtención de los resultados a presentar. En dicha hoja de Mathcad[®] aparecen muchas de las ecuaciones de este documento mientras que otras las tiene que desarrollar el usuario.

3. JUSTIFICACIÓN DE LA SOBREALIMENTACIÓN

La expresión de la potencia efectiva viene dada por la ecuación siguiente:

$$W_e = L_i \overbrace{\eta_i \eta_m}^{\eta_e} \dot{m}_{\text{comb}} = L_i \eta_e \dot{m}_a F$$

Para el cálculo del caudal (o gasto) másico de aire que entra al motor, y por lo tanto circula por el compresor utilizamos la siguiente expresión:

$$\dot{m}_a = \eta_{ve} Q \rho_{adm} \frac{n}{2}$$

Se trata aquí de comparar las potencias efectivas máximas del motor para distintas presiones de admisión (P_{adm}) y compararlas con las prestaciones del motor no turboalimentado (en lo que sigue el subíndice 0 se refiere al motor de aspiración normal):

$$\frac{W_e}{W_{e0}} = \frac{L_i \eta_i \eta_m \eta_{ve} F Q \rho_{adm} \frac{n}{2}}{L_i \eta_{i0} \eta_{m0} \eta_{ve0} F_0 Q \rho_{adm0} \frac{n}{2}}$$

A efectos de la comparación se supondrán la cilindrada (Q), la velocidad de giro (n), el poder calorífico inferior (L_i) y el dosado (F) constantes y se asume que el motor carece de mariposa en la admisión y su sistema de distribución y de admisión es fijo. El rendimiento volumétrico de entrada (η_{ve}) también se considerará constante, pues depende de la temperatura de entrada, que varía poco dado la presencia del posenfriador, de la velocidad media del émbolo (constante pues depende de la velocidad de giro y de la carrera del émbolo), de la geometría, invariable en esta comparación. También depende de la relación P_{esc}/P_{adm} (**que asumiremos constante al turboalimentar**) y del nivel térmico del motor que asumiremos invariable también. El rendimiento indicado (η_i) se considerará constante pues depende de la relación de compresión del motor, de la temperatura de admisión, del proceso de combustión, de P_{esc}/P_{adm} y del dosado, todos ellos valores que se mantienen constantes, o casi constantes al turboalimentar. Con lo cual, la relación de potencias efectivas queda:

$$\frac{W_e}{W_{e0}} = \frac{\eta_m \rho_{adm}}{\eta_{m0} \rho_{adm0}}$$



El rendimiento mecánico se define como función de las presiones medias efectivas:

$$\eta_m = \frac{PMI - PMR}{PMI}$$

La presión media resistente (PMR) es igual en ambos casos ya que depende fundamentalmente del régimen de giro del motor, influyendo poco el nivel de presiones en el ciclo, véase la Ec. (1) más adelante. Por otra parte, sobre la base de las consideraciones anteriores, la relación de densidades de aire de admisión es directamente proporcional a la presión media indicada (PMI), porque depende de manera lineal de la masa admitida en el cilindro, esto es:

$$PMI = \frac{W_i}{Q \frac{n}{2}} = \frac{\eta_i L_i F \dot{m}_a}{Q \frac{n}{2}} = \eta_i L_i F \eta_{ve} \rho_{adm}$$

Con lo cual, se tiene que la relación de potencias queda:

$$\frac{W_e}{W_{e0}} = \frac{\rho_{adm}}{\rho_{adm0} \eta_{m0}} + \frac{\eta_{m0} - 1}{\eta_{m0}}$$

El cálculo de esta expresión supone el conocimiento de: la densidad del aire de admisión y del rendimiento mecánico del motor alimentado mediante aspiración normal (sin turbocompresor). El primer sumando representa la ganancia en potencia indicada mientras que el segundo, la ganancia en rendimiento mecánico.

En esta primera parte de la práctica se van a expresar los resultados en función de la relación de presiones del compresor π_c y de la efectividad térmica del posenfriador (se recomienda utilizar las herramientas de gráficas de Mathcad®).

1. Calcular la densidad del aire de admisión utilizando los datos compilados en la tabla siguiente:

ΔP_{filtro}	0,05 atm
$\Delta P_{silenciador}$	0,05 atm
$\Delta P_{posenfriador}$	0,06 atm si hay posenfriador; 0 si no lo hay
η_c	0,7
η_{ve}	0,85 (se trata de un motor de 2 válvulas por cilindro)

Para ello se seguirán los pasos siguientes:

- Calcular la presión de admisión (P_{adm}) partiendo de una presión atmosférica de 1 atm, asumiendo las caídas de presión indicadas como únicas y despreciando las presiones dinámicas.
- Calcular la temperatura a la salida del compresor ($T_{sal,C}$) partiendo de una temperatura ambiente de 25 °C y asumiendo conductos adiabáticos, salvo el posenfriador.
- Calcular la temperatura y densidad de admisión al motor (T_{adm} y ρ_{adm}).

2. Calcular el rendimiento mecánico del motor con aspiración normal (η_{m0}). Para calcular la presión media resistente se utilizará la siguiente fórmula empírica (recomendación SAE J816b):



$$PMR \text{ [kPa]} = 4,134 \left[20,19 - 3,6 \left(\frac{N}{1.000 \text{ rpm}} \right) + 3,331 \left(\frac{N}{1.000 \text{ rpm}} \right)^2 \right] \quad (1)$$

3. Representar las curvas de W_e/W_{e0} en función de la relación de presiones del compresor, con y sin posenfriador. Realizar los comentarios que se consideren oportunos.
4. Expresar la relación de rendimientos efectivos (η_e/η_{e0}) en función de la relación de presiones, con y sin posenfriador. Representar las curvas y comentarlas.
5. Obtener una expresión para calcular la relación de consumos específicos y representar con curvas en función de la relación de presiones, con y sin posenfriador. Realizar los comentarios que se consideren oportunos.

4. PREDIMENSIONADO DEL GRUPO COMPRESOR-TURBINA

En esta segunda parte de la práctica se utilizarán los diagramas de Cordier [1] para predimensionar la turbina y el compresor. Los resultados obtenidos se compararán con los valores del grupo turbina-compresor elegido del fabricante en la tercera parte de la práctica, Sección 5.

Entrando en un diagrama adimensional $N_{Ss\omega}-D_{Ss}$ (diagrama de Cordier) para compresores centrífugos (Figura 2), elegir los valores que proporcionan el mejor rendimiento isoentrópico. Con estos valores se calculará la velocidad de giro del compresor (ω_C) y el diámetro del rotor del compresor (D_C), comprobando que la velocidad de la punta del álabe ($U_{punta.álabe.C}$) es aceptable por resistencia estructural. Si es excesiva, se seleccionará un punto de funcionamiento con un diámetro específico menor.

$$N_{Ss\omega} = \frac{\omega Q^{0.5}}{\Delta h_s^{0.75}}, \text{ válido para compresor y turbina}$$

$$D_{Ss} = \frac{D \Delta h_s^{0.25}}{Q^{0.5}}, \text{ válido para compresor y turbina}$$

Donde:

- $N_{Ss\omega}$: velocidad específica adimensional.
- D_{Ss} : diámetro específico adimensional.
- ω : régimen de giro del compresor (rad/s).
- Δh_s : salto de entalpía específica en proceso isoentrópico entre iguales presiones que el proceso real (J/kg).
- Q : caudal volumétrico a la entrada del compresor (m^3/s).
- D : diámetro del rotor (m).



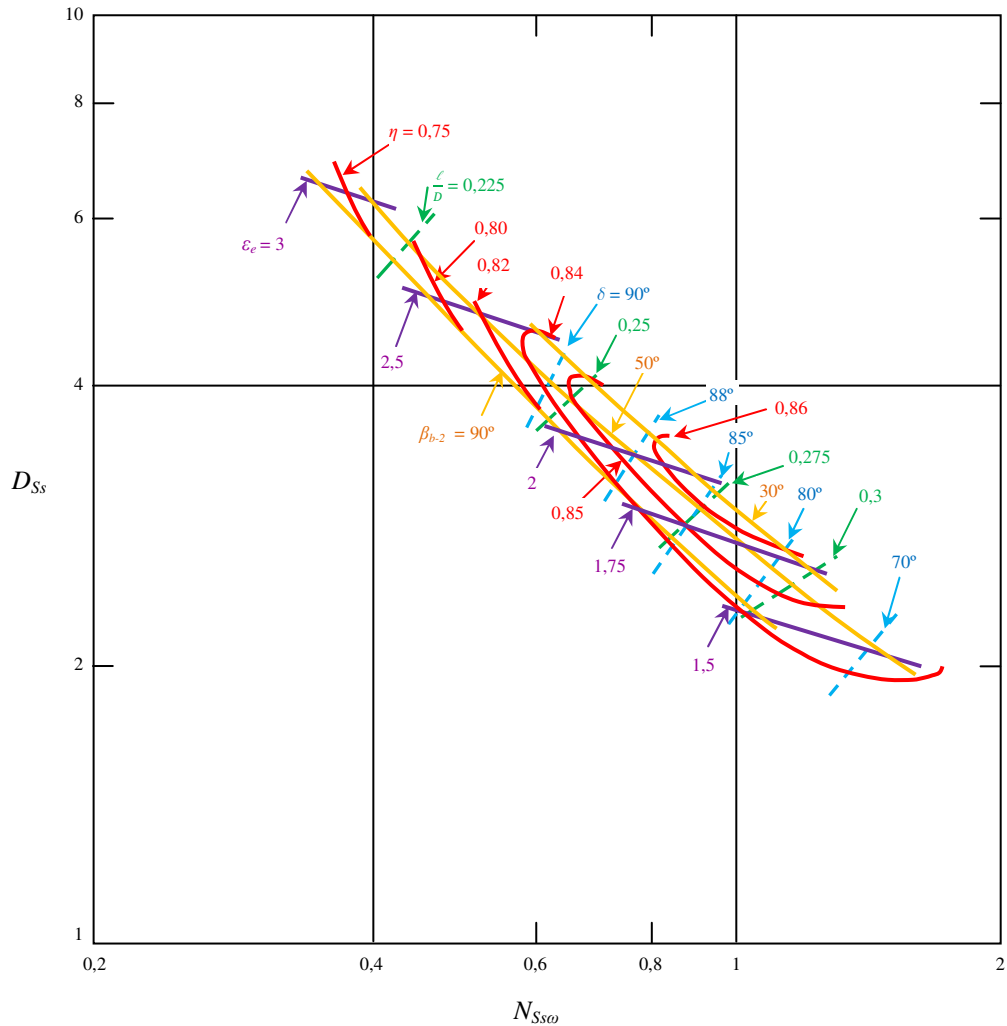


Figura 2: Diagrama velocidad específica (N_{Ss}) vs. diámetro específico (D_{Ss}) para compresores centrífugos. Adaptado de [1].

Líneas del diagrama:

- Con pendiente -1 aproximadamente (color naranja), valores de 90° a 30° del ángulo de inclinación de los álabes a la salida del rotor con respecto a la dirección tangencial y > 0 en el sentido de la marcha (90° es álabes radiales): $\beta_{b-2} = \beta_2 + 90^\circ$. β_2 es el ángulo de inclinación con respecto a la dirección radial > 0 en el sentido de la marcha. El máximo rendimiento se obtiene con β_{b-2} en torno a 30° , álabes hacia atrás.
- Con ligera pendiente negativa (color morado), valores de 1,5 a 3: $\varepsilon_e = D/D_{1e}$, cociente entre diámetros exteriores del rotor, a su salida y a su entrada. El máximo rendimiento se obtiene con ε_e en torno a 2.
- Con forma de playa (color rojo), valores del rendimiento isentrópico 0,75 a 0,86: η .
- Líneas de trazos largos (color verde), valores de 0,225 a 0,3. Indican la longitud axial del rotor sobre el diámetro exterior: l/D . El máximo rendimiento se alcanza en torno a 0,275, rotor bastante corto.
- Líneas de trazos cortos (color azul), valores de 90° a 70° . Indican el ángulo medio del conducto del rotor con respecto al eje de giro: δ . Este ángulo sería 0°



para un rotor axial y 90° para un rotor de salida radial. La figura indica un ángulo próximo a 85° a los máximos rendimientos.

Los pasos a seguir para predimensionar el compresor del grupo turbo serían los siguientes:

1. Calcular el caudal volumétrico que entra al compresor (Q_C). Para esto se utiliza el gasto másico de aire que circula por el motor en las condiciones de diseño, es decir a par máximo del motor turboalimentado que asumiremos se alcanza al mismo régimen que en el motor original n_{Cmax} .

$$Q_C = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{entr.comp}} = \frac{\eta_{ve} Q \rho_{adm} \frac{n_{Cmax}}{2}}{\rho_{entr.comp}}$$

2. Calcular el aumento isentrópico (s) de entalpía, asumiendo el aire gas ideal caloríficamente perfecto con $c_p=1.005 \text{ J/(kg K)}$ y $\gamma_C = 1,4$.

$$\Delta h_s = c_p (T_{salCs} - T_{entC}) = c_p T_{entC} \left(\pi_C^{\frac{\gamma_C-1}{\gamma_C}} - 1 \right)$$

3. Del diagrama $N_{S_{50}} - D_{S_s}$ para compresores, elegir los valores correspondientes a la zona de máximo rendimiento, pero evitando la zona de álabes excesivamente inclinados hacia atrás, para evitar excesivas tensiones en el material a causa de la fuerza centrífuga, con lo que un valor razonable sería $\beta_{b-2} \geq 50^\circ$, valor para el cual la caída en rendimiento es exigua.
4. Obtener el diámetro del rotor y su velocidad periférica debida al giro, comprobando que sea inferior a 400 m/s.

$$U_{punta.alabe.C} = \omega \frac{D}{2} \leq 400 \text{ m/s}$$

5. Calcular la potencia consumida por el compresor:

$$W_C = \dot{m}_a \frac{\Delta h_s}{\eta_C}$$

Una vez asumidos una geometría y rendimiento del compresor, éste se tiene que acoplar con una turbina centrípeta que sea capaz de proporcionar la energía suficiente para moverlo. En primer lugar se tienen que calcular la relación de expansión y el salto de entalpía isentrópico de la turbina.

Luego, fijando una relación de presión de admisión a presión de escape ($r_a = P_{adm}/P_{esc} = 1$), un dosado combustible-aire másico (asumiendo plena carga, $F = 0,055$), y una temperatura de escape representativa para esas condiciones, $T_{esc} = 700 \text{ °C}$, se calculará el gasto másico y volumétrico de los gases de escape del motor. La velocidad de giro de la turbina ha de ser la misma que la del compresor, con lo cual se impondrá la condición de igualdad de velocidad de giro.

Con estos datos, se calcula la velocidad específica de la turbina y se entra en el diagrama $N_{S_{50}}-D_{S_s}$ de turbinas centrípetas (Figura 3) para elegir el diámetro que proporcione la máxima eficiencia de la turbina. Se comprobará tras la parte tercera de esta práctica que la turbina elegida del fabricante tiene parámetros parecidos a la diseñada.



En el diagrama de Cordier, se consigna el rendimiento máximo esperable, mientras que el dado por el fabricante es el suyo, seguramente menor al del diagrama de Cordier ya que no son turbinas construidas a la perfección, sino comerciales.

Al estar la turbina unida solidariamente al compresor, toda la potencia producida por la turbina es consumida por el compresor, incluyendo el rendimiento mecánico del grupo turbocompresor ($\eta_{mecGTC} = 97\%$):

$$W_T = \frac{W_C}{\eta_{mecGTC}}$$

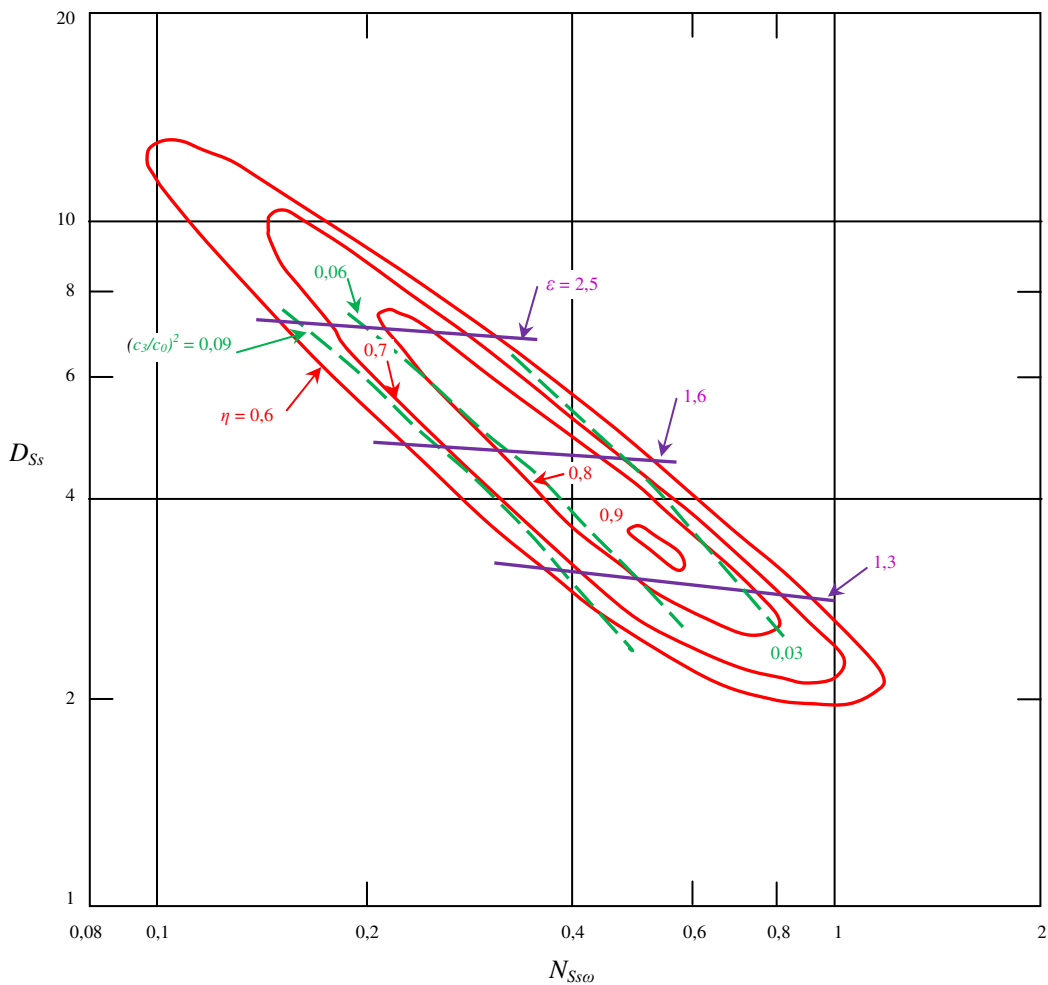


Figura 3: Diagrama velocidad específica (N_{Ss}) vs. diámetro específico (D_{Ss}) para turbinas centrípetas. Adaptado de [1].

Esta potencia se comparará con la calculada con la relación de expansión de la turbina y el caudal másico de escape que suministra el motor, asumiendo que la temperatura de entrada a la turbina coincide con la de escape del motor:

$$W_T = \dot{m}_a (1 + F) \eta_T \underbrace{(h_{entT} - h_{salT})}_{\substack{\Delta h_{51,s} \\ \Delta h_{51}}} = \dot{m}_a (1 + F) \eta_T c_{pT} T_{esc} (1 - T_{salT} / T_{esc}) = \\ = \dot{m}_a (1 + F) \eta_T c_{pesc} T_{esc} [1 - \pi_T^{-(\gamma_T - 1)/\gamma_T}]$$

- Si es inferior se calculará la fracción del gasto másico Φ que es necesario desviar de la entrada de la turbina a través de la válvula de cortocircuito para equilibrar el grupo turbo.
- Si es superior no es posible turboalimentar hasta el nivel que se ha pretendido. Una primera opción es aceptar una presión de escape superior, la cual se puede ir variando hasta alcanzarse el equilibrio y se reportará este valor y el de P_{adm}/P_{esc} resultante con $\Phi = 1$. Considere otras opciones y coméntelas razonadamente.

5. ELECCIÓN DE GRUPO COMPRESOR-TURBINA

En esta tercera parte de la práctica se llevará a cabo la elección del grupo turbo. En el siguiente enlace se encuentran los modelos de grupos compresor-turbina del fabricante *Garrett® by Honeywell* de los cuales se sugiere deberá elegirse razonadamente uno de ellos para sobrealimentar el motor. Cualquier otro que se encuentre puede valer.

<http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbochargers>

Como apoyo para la realización de la práctica, en el Anexo se presenta una breve descripción de los mapas característicos, tanto de compresores centrífugos como de turbinas centrípetas. Para mayor información sobre estos mapas, puede consultarse la referencia [2].

El cálculo del compresor se realizará en el punto de par máximo, ver Tabla 1. Además, se elegirá una relación de presiones de $\pi_c = 2$ y un poseñador de eficiencia $\varepsilon_{poseñador} = 0,8$, como valores representativos.

Con estos datos de diseño se calculará el gasto másico de aire que atraviesa el compresor, que es el mismo que admite el motor. Para entrar en los mapas de compresores del fabricante se tiene que corregir el gasto másico con las condiciones de entrada. Para el fabricante *Garrett® by Honeywell* en particular la corrección es la siguiente:

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_a \frac{\sqrt{\frac{T_{entC}}{T_{refC}}}}{\frac{P_{entC}}{P_{refC}}}$$

Donde $T_{refC} = 30 \text{ °C}$ y $P_{refC} = 0,949 \text{ atm}$.

Se elegirá el compresor que proporcione el máximo rendimiento en el punto de diseño (es decir en el punto de par máximo del motor). Para ello se entra directamente en las cartas de actuaciones de compresores proporcionados por el fabricante que se haya elegido, con el parámetro caudal corregido y la relación de presiones deseada. A la hora de elegir, se tendrá especial cuidado en no aproximarse demasiado al límite de bombeo. Se tendrá también en cuenta la posibilidad de permitir caudales menores con relaciones de compresión también menores a menor régimen y/o menor carga. Del mapa del compresor se obtendrá el rendimiento isoentrópico y se calculará la potencia consumida por el mismo.



Al tratarse de conjuntos compresor-turbina, una vez seleccionado el compresor la turbina viene impuesta y por lo tanto no habría que hacer cálculos adicionales para elegir la turbina. Únicamente faltaría calcular el gasto que circula por la turbina a partir del gasto corregido obtenido de las curvas del fabricante. Para la turbina la corrección del gasto es la siguiente:

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_a \frac{\sqrt{\frac{T_{entT}}{T_{refT}}}}{\frac{P_{entT}}{P_{refT}}}$$

Donde $T_{refT} = 15 \text{ °C}$ y $P_{refT} = 1 \text{ atm}$. Nótese que para la turbina se especifica una temperatura ambiente de referencia, mientras que actúa a temperaturas altas. Si el fabricante usa pseudoparámetro de caudal y de régimen, procédase convenientemente según se indica en el Anexo.

Una vez obtenido el caudal que circula por la turbina se calculará la fracción de gases que se desvía por la válvula de cortocircuito con respecto al total de gases de escape del motor:

$$\phi = 1 - \frac{\dot{m}_{turbina}}{\dot{m}_{gases\ esc.\ motor}}$$

BIBLIOGRAFÍA

[1] Balje, O. E. (1981). Turbomachines. A guide to selection and theory. John Wiley and Sons, New York

[2] A. Lecuona, J.I. Nogueira (2000) Turbomáquinas, procesos, análisis y tecnología; Editorial Ariel Ciencia y Tecnología.



ANEXO: Mapas característicos

Las curvas características de los turbocompresores centrífugos suelen tener una forma como la representada en el mapa de la Figura A.1. Esto es para un compresor fijo, mientras que el diagrama de Cordier, Fig. 2, es para muchos compresores diferentes.

En él se representa la relación de presiones frente al gasto corregido, para varios regímenes de giro también corregidos. Las curvas en forma de islas son las curvas de rendimiento isoentrópico constante. Como puede verse, no toda el área del mapa característico puede ser utilizada. Este hecho impone fuertes restricciones a la hora de seleccionar un turbocompresor para sobrealimentar un motor.

La zona no operativa de la izquierda se denomina zona de bombeo; especifica un caudal mínimo, el cual es cada vez mayor cuanto mayor es la relación de compresión. Esto es debido al desprendimiento de la corriente de la superficie de los álabes. Ha de evitarse funcionar en esta zona, aunque es accesible.

La velocidad del rotor supone otro límite operativo, pues la integridad mecánica del rotor se ve comprometida por las fuerzas centrífugas generadas, o vibraciones.

Por último, la zona no operativa de la derecha se denomina zona de bloqueo sónico o de choque, producida porque se alcanza la velocidad local del sonido en alguna sección del flujo en el interior del compresor, normalmente a la entrada al rotor y/o la entrada del estator corriente abajo de éste. Impide que se alcancen caudales mayores al verticalizarse las líneas de régimen corregido constante.

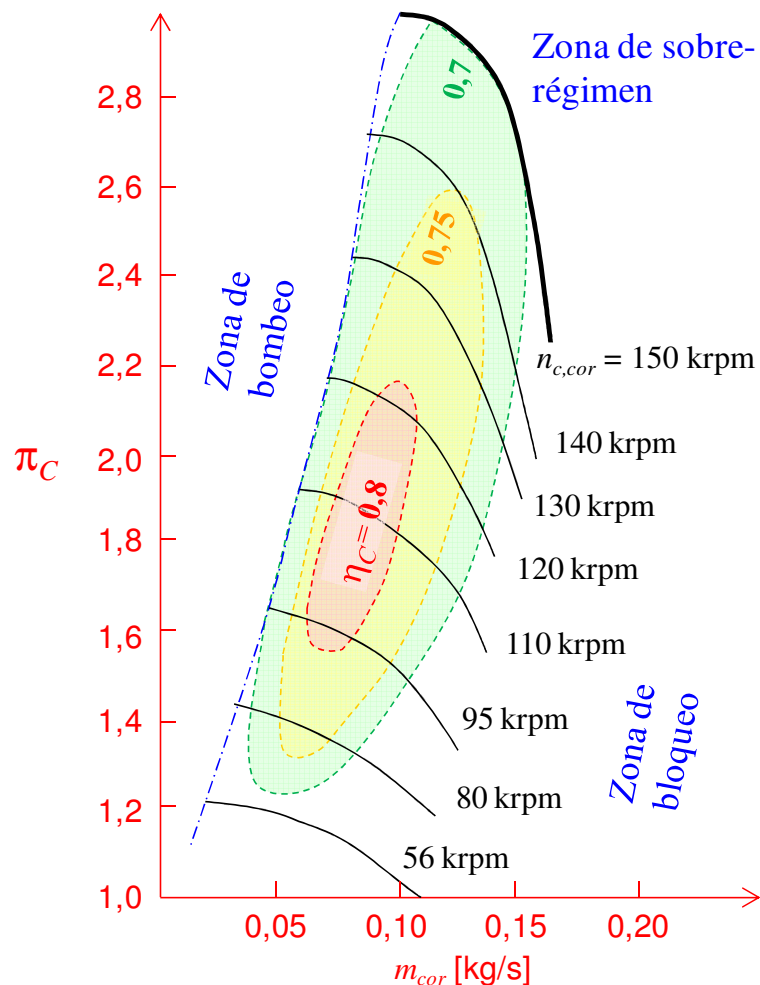


Figura A.1: Curvas características de turbocompresor centrífugo.



En el caso de turbinas centrípetas, las curvas se pueden representar de la misma forma que para los compresores centrífugos: relación de presiones (entrada/salida) frente al gasto corregido, igualmente para varias velocidades de giro, corregidas también. Sin embargo, es frecuente usar en su lugar un seudoparámetro de gasto y un seudoparámetro de régimen de giro, dimensionales, ver la Figura A.2.

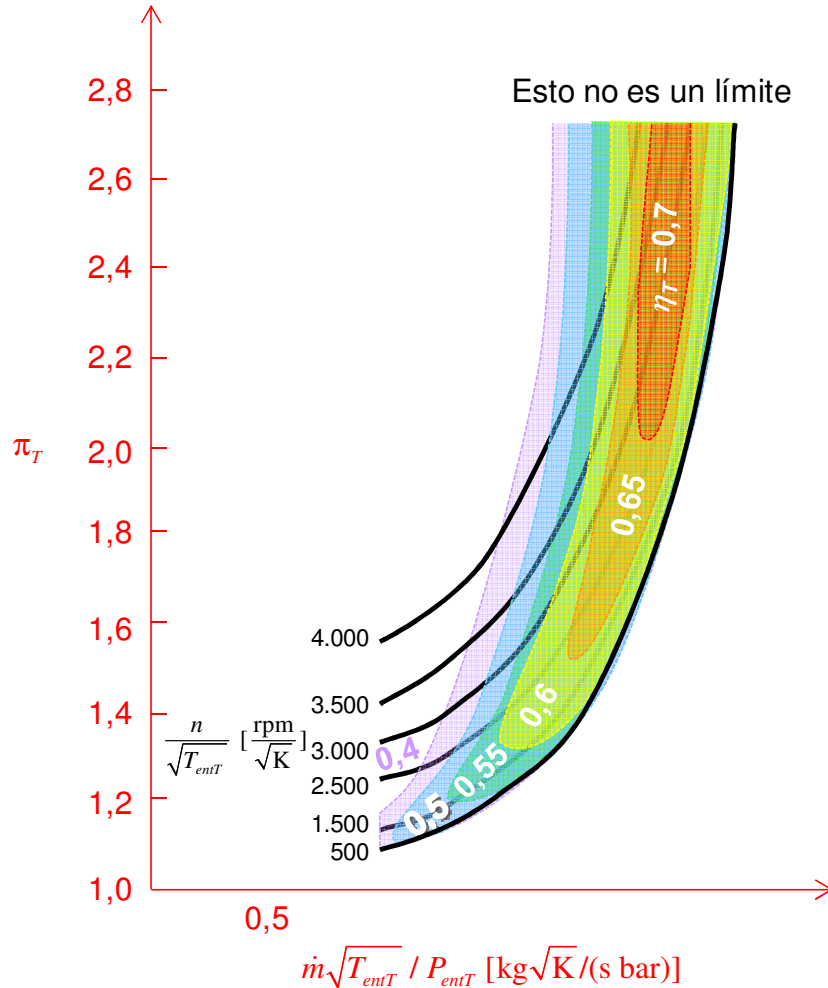


Figura A.2: Curvas características de turbina centrípeta.

En los siguientes enlaces se pueden ver ejemplos de mapas de turbocompresores en los que se indican las zonas de no funcionamiento, de los fabricantes *BorgWarner Turbo Systems* y *Garrett®* by *Honeywell* respectivamente:

- <http://www.3k-warner.de/products/turbochargerCompressor.aspx>
- http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/compressor_maps

