II.- CURVAS CARACTERÍSTICAS, PÉRDIDAS DE CARGA, REGULACIÓN

pfernandezdiez.es

II.1.- CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE GAS EN DIVERSOS REGÍMENES DE FUNCIONAMIENTO

Una turbina de gas, en general, no funciona a plena potencia, por lo que la variación del rendimiento es un factor de gran importancia económica; para adaptar una turbina de gas a una potencia dada se puede actuar sobre:

- La temperatura de admisión de los gases en la turbina Φ

- El nº de rpm del compresor n, lo que implica una modificación del gasto G y de la relación Δ *de compresión, que sólo es posible cuando el alternador pueda admitir variaciones de velocidad de gran amplitud*

El punto de funcionamiento viene definido por la intersección de las curvas características de cada máquina.

Curvas características del compresor.- Las curvas características del compresor se representan, normalmente, en un diagrama en el que sobre el eje de ordenadas se lleva el grado de compresión $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$, y sobre el eje de abscisas el gasto másico G en (kg/seg) para una velocidad de rotación determinada n, permaneciendo invariables las condiciones en la aspiración (p_1, T_1).

Las curvas características del compresor $(n = Cte)$ son de forma parabólica, viniendo limitadas por su parte superior debido a problemas de bombeo, (zona inestable), por lo que sólo poseen parte estable.

En variables reducidas se pueden representar en la forma $\left(\frac{p_2}{p_1}, G\,\frac{\sqrt{T_1}}{p_1}\right)$

En la Fig II.1 se han representado ambos tipos de curvas para diversas velocidades, $n_1, n_2, n_3,...$, así como la colina de las curvas de igual rendimiento.

Curvas características de la turbina.- Si la *relación de expansión es elevada*, el fluido se comporta como compresible, y las curvas características de la turbina se pueden obtener asimilándola a una tobera, cuyo gasto depende únicamente de las condiciones impuestas por su garganta, pudiéndose expresar en función de los parámetros del fluido a la entrada de la turbina (p_3, T_3).

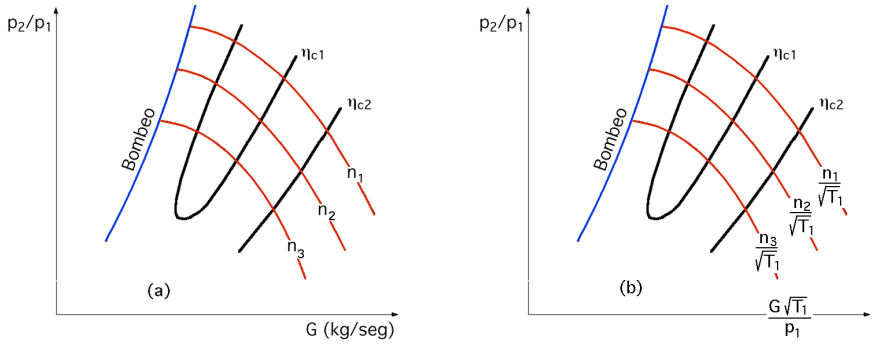


Fig II.1.- (a) Curvas características de un compresor; (b) C.c. de un compresor en variables reducidas

La sección crítica de una tobera, en función del gasto G, viene dada por:

$$\Omega_k = \frac{G}{k_{máx}\sqrt{\gamma\, g\, p_3 v_3}}\ ,\ en\ la\ que:\ k_{máx} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}\sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}}$$

Despejando el gasto:

$$G = k_{máx}\,\Omega_k\sqrt{\gamma\, g\, p_3 v_3} = k\sqrt{p_3 v_3} = k\frac{p_3 v_3}{\sqrt{p_3 v_3}} = k\frac{p_3 v_3}{\sqrt{R\,T_3}} = k'\frac{p_3}{\sqrt{T_3}} \quad\Rightarrow\quad G\sqrt{T_3} = k'\,p_3$$

$$\frac{G\sqrt{T_3}}{p_4} = \frac{G\sqrt{\Phi\ T_1}}{p_4} = k'\frac{p_3}{p_4} \quad\Rightarrow\quad \frac{G\sqrt{T_1}}{p_1} = \frac{k'}{\Phi}\frac{p_2}{p_1} = k^*e\ ,\ siendo,\ \begin{cases} k = k_{máx}\ \Omega_k\sqrt{\gamma\, g} \\ k^* = \dfrac{k'}{\sqrt{\Phi}} = \dfrac{k\, v_3}{\sqrt{R\,\Phi}} \end{cases},$$

por lo que en el sistema de coordenadas $\left(\frac{p_2}{p_1}, \frac{G\sqrt{T_1}}{p_1}\right)$ las curvas características de la turbina se reducen a una recta de pendiente k^*.

Cuando la relación de expansión disminuye, el fluido tiende a comportarse como si fuese incompresible, y el gasto se hace proporcional a la raíz cuadrada de las presiones.

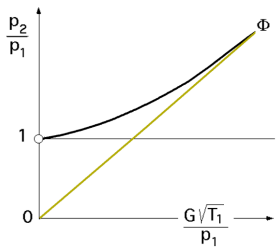


Fig II.2.- Curvas características de una turbina en variables reducidas

La recta presenta una desviación parabólica para $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} = 1$ tal como se indica en la Fig II.2.

Al trazar las curvas características hay que tener en cuenta que para un ciclo simple de turbina de gas se tiene $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$ salvo que existan pérdidas de carga en los circuitos exteriores.

El valor de G es el mismo salvo que existan fugas de gases, por lo que en el eje de abscisas se pueden poner las mismas variables, como hemos visto, obteniéndose tan-

tas curvas características de la turbina como valores de Φ se consideren.

Los parámetros son $\begin{cases} \dfrac{n}{\sqrt{T_1}} \text{ para el compresor} \\ \Phi \text{ para la turbina} \end{cases}$

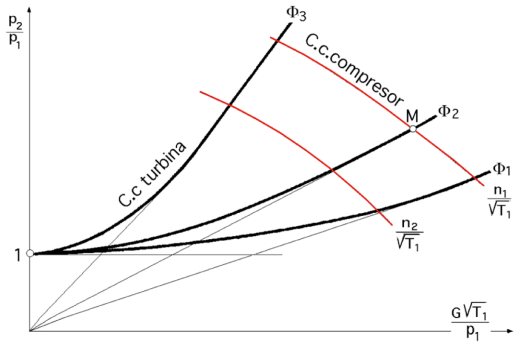


Fig II.3.- Diagrama conjunto de turbina y compresor en variables reducidas

Un punto de funcionamiento tal como el M, Fig II.3, conocidas las condiciones a la entrada del compresor p_1 y T_1 y las colinas de rendimientos del compresor y de la turbina, permite determinar:

En el compresor: $\begin{cases} \text{- El número n de rpm a partir de la curva } \dfrac{n}{\sqrt{T_1}} \text{ que pasa por M} \\ \text{- El rendimiento del compresor y su potencia} \\ \text{- La presión } p_2 \text{ por la ordenada } \dfrac{p_2}{p_1} \text{ y el gasto de aire G por la abscisa } \dfrac{G\sqrt{T_1}}{p_1} \end{cases}$

En la turbina: $\begin{cases} \text{- La temperatura de entrada } T_3 \text{ a partir de la curva } \Phi \text{ que pasa por M} \\ \text{- El rendimiento de la turbina y su potencia} \\ \text{- La potencia útil, } N_u = N_T - N_C \end{cases}$

Los ***límites de funcionamiento***, vienen impuestos, Fig II.4, por:

- *La zona inestable de bombeo del compresor*
- *La temperatura de admisión máxima de la turbina* T_3
- *Los puntos de funcionamiento con potencia útil nula se corresponden con,* $\Phi = \dfrac{\Delta}{\eta_C\ \eta_T}$

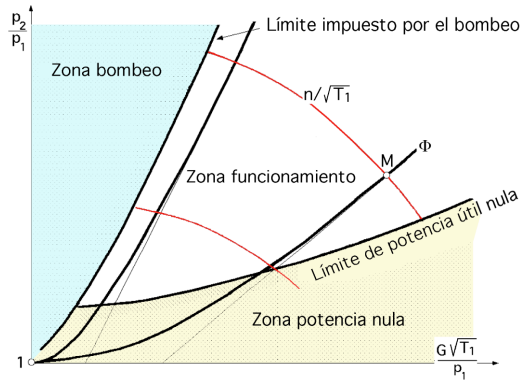


Fig II.4.- Límites de funcionamiento de la turbina de gas

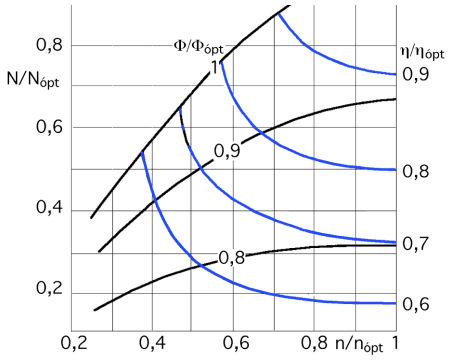


Fig II.5.- C.c. en función de los valores que definen el punto de funcionamiento

Si se considera que p_1 y T_1 son las condiciones atmosféricas, las curvas $\frac{\Phi}{\Phi_{ópt}}$ y $\frac{\eta}{\eta_{ópt}}$ se pueden representar en un diagrama de coordenadas $(\frac{n}{n_{ópt}}, \frac{N}{N_{ópt}})$, como se indica en la Fig II.5.

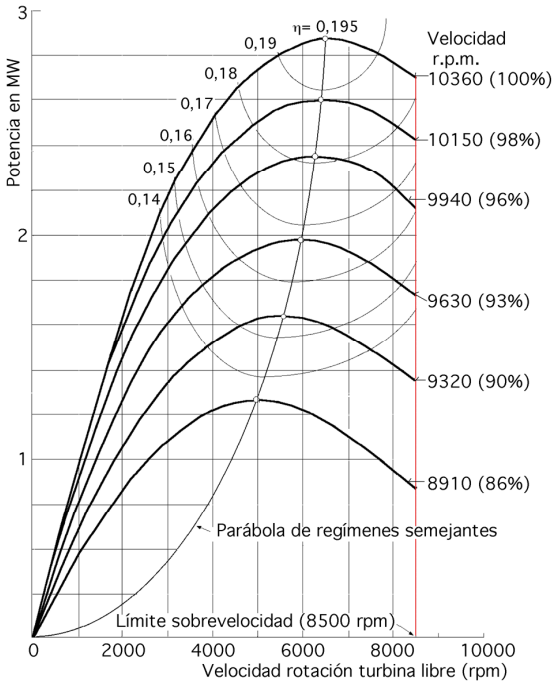


Fig II.6.- C.c. de una turbina de gas con turbina de potencia útil variable

Otra representación interesante es la correspondiente a las curvas de potencia útil N_u en función de la velocidad de rotación de la turbina, tomando como parámetro la velocidad de rotación n, Fig II.6; se ha trazado también la colina de rendimientos.

II.2.- PERTURBACIONES EN EL FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

Influencia de la pérdida de carga durante la combustión en el rendimiento de la turbina.- Si en la cámara de combustión se produce una caída de presión Δp_2, Fig II.7, la presión a la entrada de la turbina p_{2^*} a la temperatura $T_{3'} = T_3$, es:

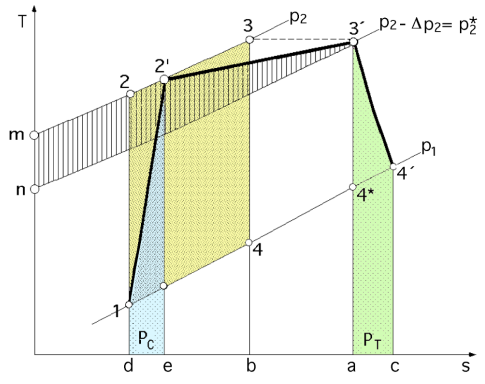


Fig II.7.- Pérdidas en la cámara de combustión

$$p_{2^*} = p_2 - \Delta p_2 \quad \Rightarrow \quad \left(\frac{p_{2^*}}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \Delta^* = \frac{T_{3'}}{T_{4^*}} = \frac{T_3}{T_{4^*}}$$

En la transformación (2' 3) la transmisión de calor va acompañada de una pérdida de presión Δp_2, disminuyendo la energía transmitida al gas, que se corresponde con un incremento de entropía, $s_{ba} = s_{33'}$; estas pérdidas de carga durante la combustión vienen representadas por el área (33'ab), igual al área (2'3'nm), Fig II.7.

Las pérdidas térmicas en la cámara de combustión se recupe-

ran parcialmente en la turbina, ya que el trabajo de rozamiento de los gases se transforma en calor que aumenta su entalpía en la expansión, y el área del ciclo aumenta por pasar del punto 3 al 3'.

El *trabajo de compresión* no queda afectado por la pérdida de presión en la cámara de combustión, por lo que es el mismo calculado anteriormente:

$$T_C = i_{2'} - i_1 = c_p\,(T_{2'} - T_1) = c_p\ T_1\ \frac{\Delta - 1}{\eta_C}$$

Trabajo desarrollado en la turbina:

$$T_T = i_{3'} - i_{4'} = \left| \begin{array}{l} \eta_T = \dfrac{i_{3'} - i_{4'}}{i_{3'} - i_{4^*}} \quad ; \quad i_{3'} - i_{4'} = \eta_T\ (i_{3'} - i_{4^*}) \\ \Delta^* = \dfrac{T_{3'}}{T_{4^*}} = \dfrac{T_3}{T_{4^*}} \quad ; \quad T_{4^*} = \dfrac{T_3}{\Delta^*} \end{array} \right| = c_p\,(T_{3'} - T_{4^*})\,\eta_T = c_p \Phi\ T_1\ \frac{\Delta^* - 1}{\Delta^*}\ \eta_T$$

Variación del trabajo desarrollado en la turbina:

$$\Delta T_T = T_T - T_{T^*} = c_p\ \Phi\ T_1\ \frac{\Delta - 1}{\Delta}\ \eta_T\,(1 - k) = T_T\,(1 - k),\ \text{siendo } k = \frac{\dfrac{\Delta^* - 1}{\Delta^*}}{\dfrac{\Delta - 1}{\Delta}}$$

Trabajo útil:

$$T_u = c_p T_1 \left(\Phi\ \frac{\Delta^* - 1}{\Delta^*}\ \eta_T - \frac{\Delta - 1}{\eta_C}\right) = c_p T_1 \frac{\Delta - 1}{\Delta}\left(\frac{\dfrac{\Delta^* - 1}{\Delta^*}}{\dfrac{\Delta - 1}{\Delta}}\ \Phi\ \eta_T - \frac{\Delta}{\eta_C}\right) = c_p T_1 \frac{\Delta - 1}{\Delta}\left(k\ \Phi\ \eta_T - \frac{\Delta}{\eta_C}\right)$$

El *calor aplicado en la cámara de combustión* no se modifica:

$$Q_1 = c_p\,(T_{3'} - T_{2'}) = c_p\left\{\Phi\ T_1 - T_1\left(1 + \frac{\Delta - 1}{\eta_C}\right)\right\} = c_p T_1\left(\Phi - 1 - \frac{\Delta - 1}{\eta_C}\right)$$

El rendimiento del ciclo es:

$$\eta_{ciclo_{(pérd.\ cámara\ comb.)}} = \frac{T_u}{Q_1} = \frac{\Delta - 1}{\Delta}\ \frac{\Phi\ \eta_T\ \eta_C\ k - \Delta}{(\Phi - 1)\,\eta_C - (\Delta - 1)}$$

Comparando este resultado con el obtenido para el caso de una instalación cuyas únicas pérdidas sean las de compresión y expansión definidas por los correspondientes rendimientos, $k = 1$:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\Delta - 1}{\Delta}\ \frac{\Phi\ \eta_T\ \eta_C - \Delta}{(\Phi - 1)\,\eta_C - (\Delta - 1)}$$

se observa que la influencia de las pérdidas de carga en la cámara de combustión y en los circuitos exteriores a las máquinas equivale a un descenso del rendimiento de la turbina, que se puede interpretar como si la turbina tuviese un rendimiento ficticio η_T^* de la forma:

$$\eta_{T^*} = k\ \eta_T \quad \Rightarrow \quad \eta_{ciclo_{(pérd.\ cámara\ comb.)}} = \frac{\Delta - 1}{\Delta}\ \frac{\Phi\ \eta_{T^*}\eta_C - \Delta}{(\Phi - 1)\,\eta_C - (\Delta - 1)}$$

***Cálculo de los valores de* Δ^*, $\mathbf{k}$ *y* η_T^*:**

$$\Delta^* = \left(\frac{p_{2^*}}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left| \frac{p_{2^*}}{p_1} = \frac{p_2 - \Delta p_2}{p_1} = \frac{p_2}{p_1}\left(1 - \frac{\Delta p_2}{p_2}\right) \right| = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(1 - \frac{\Delta p_2}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} =$$

$$= \Delta \left(1 - \frac{\Delta p_2}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left| \frac{\Delta p_2}{p_2} << \right| = \Delta \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma}\frac{\Delta p_2}{p_2} + ...\right) = \Delta\,(1 - Z)$$

$$k = \frac{\frac{\Delta^* - 1}{\Delta^*}}{\frac{\Delta - 1}{\Delta}} = \frac{1 - \frac{1}{\Delta\,(1-Z)}}{1 - \frac{1}{\Delta}} = \frac{\Delta - \Delta Z - 1}{(1-Z)(\Delta-1)} = \frac{(\Delta-1) - \Delta Z}{(1-Z)(\Delta-1)} = \frac{1}{1-Z} - \frac{\Delta Z}{(1-Z)(\Delta-1)} =$$

$$= \left| Z << 1 \;;\; 1 - Z \approx 1 \right| = 1 - \frac{\Delta}{\Delta-1} Z = 1 - \frac{\Delta}{\Delta-1}\frac{\gamma-1}{\gamma}\frac{\Delta p_2}{p_2}$$

$$\eta_{T^*} = k\;\eta_T = \left(1 - \frac{\Delta}{\Delta-1}\frac{\gamma-1}{\gamma}\frac{\Delta p_2}{p_2}\right)\eta_T$$

que es el rendimiento de la turbina cuando se produce una pérdida de carga en la cámara de combustión.

La *variación del rendimiento de la turbina cuando se produce una caída de presión en la cámara de combustión* se calcula teniendo en cuenta también las pérdidas de carga en los órganos exteriores a las máquinas; la caída de presión en la cámara de combustión no afecta al rendimiento del compresor y sí al de la turbina, en la forma:

$$\Delta\eta_T = \eta_T - \eta_{T^*} = \left| \eta_{T^*} = k\;\eta_T \right| = \eta_T\,(1 - k) \quad \Rightarrow \quad \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} = 1 - k = \frac{\Delta}{\Delta-1}\frac{\gamma-1}{\gamma}\frac{\Delta p_2}{p_2}$$

Para un trabajo útil unidad:

$$T_u = T_T - T_C = 1 \;\Rightarrow\; \begin{cases} \text{Turbina} \;\Rightarrow\; T_T - \delta\,T_T = 1 \;;\; T_T = \dfrac{1}{1-\delta} \\ \text{Compresor} \;\Rightarrow\; T_C = \delta\,T_T = \dfrac{\delta}{1-\delta} \\ \text{Cámara de combustión} \;\Rightarrow\; Q_1 = \dfrac{1}{\eta} \end{cases}$$

La variación relativa del rendimiento global de la instalación, teniendo en cuenta que la caída de presión en la cámara de combustión no afecta al compresor, es:

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} T_T + 0 = \frac{1-k}{1-\delta} = \frac{1}{1-\delta}\frac{\Delta}{\Delta-1}\frac{\gamma-1}{\gamma}\frac{\Delta p_2}{p_2}, \text{ siendo, } \begin{cases} \delta = \dfrac{T_C}{T_T} \\ T_T - T_C = 1 \end{cases} \Rightarrow\; T_T = \frac{1}{1-\delta}$$

Variación del rendimiento del ciclo cuando varían los rendimientos del compresor y de la turbina.- La relación δ entre las potencias, o entre los trabajos del compresor y la turbina, considerando gastos iguales, es:

$$\delta = \frac{T_C}{T_T} = \frac{\dfrac{c_p\, T_1\, (\Delta - 1)}{\eta_C}}{c_p\, T_1\, \Phi\, \dfrac{\Delta - 1}{\Delta}\, \eta_T} = \frac{\Delta}{\Phi}\, \frac{1}{\eta_C\, \eta_T} = \textit{Practicabilidad del ciclo}$$

Si el rendimiento de la turbina η_T varía en $\Delta\eta_T$ y el del compresor η_C en $\Delta\eta_C$, se tiene:

- Variación relativa del trabajo de la turbina:

$$\Delta T_T = T_T - T_{T^*} = T_T\,(1 - k) = \frac{1 - k}{1 - \delta} = \left| \Delta\eta_T = \eta_T - \eta_{T^*} = \eta_T\,(1 - k) \right| = \frac{1}{1 - \delta}\, \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T}$$

-Variación relativa del trabajo del compresor: $\Delta T_C = \dfrac{\delta}{1 - \delta}\, \dfrac{\Delta\eta_C}{\eta_C}$

-Variación relativa del trabajo útil: $\Delta T_u = \Delta T_T + \Delta T_C = \dfrac{1}{1 - \delta}\, \dfrac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + \dfrac{\delta}{1 - \delta}\, \dfrac{\Delta\eta_C}{\eta_C}$

Para calcular *la variación relativa del rendimiento global, cuando varían el rendimiento del compresor y el de la turbina,* hay que tener en cuenta que las pérdidas durante la compresión incrementan la entalpía del fluido y, por lo tanto, se restan del calor Q_1 a suministrar durante la combustión, mientras que las pérdidas durante la expansión en la turbina no influyen en el calor aplicado, por lo que:

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{1}{1 - \delta}\, \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + \left\{ \frac{\delta}{1 - \delta}\, \frac{\Delta\eta_C}{\eta_C} - \frac{\dfrac{\delta}{1 - \delta}\, \dfrac{\Delta\eta_C}{\eta_C}}{Q_1} \right\} = \left| Q_1 = \frac{1}{\eta} \right| = \frac{1}{1 - \delta}\, \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + (1 - \eta)\, \frac{\delta}{1 - \delta}\, \frac{\Delta\eta_C}{\eta_C}$$

Ejemplo.- Si consideramos los valores del diagrama de la Fig II.2, $\Phi = 3$, $\eta_C = \eta_T = 0{,}85$, en el punto de funcionamiento correspondiente al rendimiento máximo $\Delta = 1{,}64$, una caída de presión de un 1% en la cámara de combustión, implica una variación relativa del rendimiento de la instalación del orden del 3%, es decir:

$$\delta = \frac{T_C}{T_T} = \frac{\Delta}{\Phi}\, \frac{1}{\eta_C\, \eta_T} = \frac{1{,}64}{3}\, \frac{1}{0{,}85.0{,}85} = 0{,}756$$

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{1}{1 - \delta}\, \frac{\Delta}{\Delta - 1}\, \frac{\gamma - 1}{\gamma}\, \frac{\Delta p_2}{p_2} = \frac{1}{1 - 0{,}756}\, \frac{1{,}64}{1{,}64 - 1}\, \frac{1{,}4 - 1}{1{,}4}\, \frac{\Delta p_2}{p_2} = 3\, \frac{\Delta p_2}{p_2}$$

mientras que la variación del rendimiento de la turbina ha sido:

$$\frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} = \frac{\Delta}{\Delta - 1}\, \frac{\gamma - 1}{\gamma}\, \frac{\Delta p_2}{p_2} = \frac{1{,}64}{1{,}64 - 1}\, \frac{1{,}4 - 1}{1{,}4}\, \frac{\Delta p_2}{p_2} = 0{,}732\, \frac{\Delta p_2}{p_2}$$

Asimismo, una variación relativa de un 1% en el rendimiento de la turbina y en el rendimiento del compresor, originan una variación del rendimiento global de la instalación del orden de un 6,6% en valor relativo, como se indica a continuación:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\Delta - 1}{\Delta} \frac{\Phi\ \eta_T\ \eta_C - \Delta}{(\Phi - 1)\ \eta_C - (\Delta - 1)} = \frac{1{,}64 - 1}{1{,}64} \frac{3\ .\ 0{,}85\ .\ 0{,}85 - 1{,}64}{(3 - 1)\ 0{,}85 - (1{,}64 - 1)} = 0{,}1942$$

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{1}{1-\delta} \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + (1-\eta) \frac{\delta}{1-\delta} \frac{\Delta\eta_C}{\eta_C} = \frac{1}{1 - 0{,}756} \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + (1 - 0{,}1942) \frac{0{,}756}{1 - 0{,}756} \frac{\Delta\eta_C}{\eta_C} =$$

$$= 4{,}098 \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + 2{,}4966 \frac{\Delta\eta_C}{\eta_C} = 6{,}6 \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T}$$

Todo ésto confirma la sensibilidad de la turbina de gas frente a las imperfecciones de las máquinas que la constituyen, por lo que el grado de acabado de éstas, es un factor fundamental a la hora de determinar el rendimiento global de la instalación, y de ahí el que el factor económico sea decisivo a la hora de su diseño y construcción. Los rendimientos de las turbinas de gas están comprendidos entre el 18÷35% incrementándose a medida que aumenta la potencia de la turbina.

Una turbina de gran potencia tiene un rendimiento térmico superior al de la turbina de pequeña potencia; al mismo tiempo disminuye el gasto másico de gases de escape y se incrementa la temperatura de emisión de los mismos, debido a que la temperatura de entrada en la turbina es mayor, circunstancia que se debe tener muy en cuenta a la hora de efectuar el diseño de una instalación de cogeneración.

II.3.- REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE UNA LÍNEA DE EJES

Para mantener el rendimiento de la instalación constante cuando se reduce el gasto (carga parcial), es necesario que Δ y Φ permanezcan constantes, al tiempo que no disminuyan demasiado los rendimientos propios de las máquinas η_T y η_C. *La variación de la potencia se consigue variando el gasto másico*, pudiéndose presentar las siguientes situaciones:

Regulación a velocidad constante.- Si se considera una turbina de gas de ciclo simple de una sola línea de ejes, con o sin regeneración, en la que es necesario mantener constante la velocidad de rotación *n* y la relación de temperaturas Φ, la variación del gasto *G* se puede conseguir modificando la sección de paso de los distribuidores de la turbina junto con una regulación del combustible inyectado.

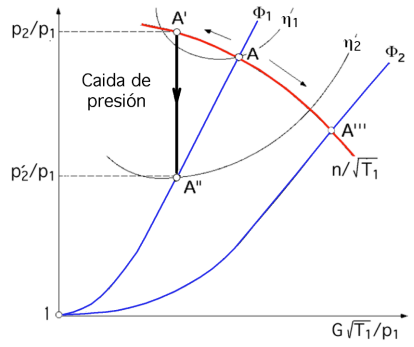


Fig II.8.- Regulación a velocidad constante

a) Si inicialmente el punto de funcionamiento es el A, Fig II.8, y se produce *una disminución del gasto*, el punto de funcionamiento del compresor pasa a A', y el punto de funcionamiento de la turbina pasa a A", por lo que (A'A") representa la caída de presión entre el compresor y la turbina, dato que se transmite al órgano de regulación, modificándose el rendimiento de las máquinas.

Las complicaciones de tipo mecánico que ésta disposición intro-

duce hacen que esta situación no se pueda adoptar técnicamente, ya que forzaría al compresor y a la turbina a funcionar a velocidades distintas, cuestión que en la turbina de un solo eje es imposible.

b) *Si se reduce el dosado*, como la potencia útil se tiene que ajustar a la demanda regulando la cantidad de combustible inyectado, en esta situación la turbina de un solo eje que tenga que funcionar a velocidad constante se adapta mal, ya que al reducir el dosado la temperatura de entrada en la turbina T_3 disminuye y Φ también, por lo que $\Phi_2 < \Phi_1$. El punto A pasaría a A''' por lo que Δ disminuye y, por lo tanto, la relación de compresión; los rendimientos de las máquinas (que tienen su máximo en A) tienden también a disminuir, contribuyendo todo ello a reducir el rendimiento global de la instalación.

Regulación a velocidad variable.- Si la instalación permite variar, al mismo tiempo, la potencia y la velocidad de rotación, lo que es relativamente raro, sería posible mantener el rendimiento de la instalación disminuyendo el gasto; en esta situación si Φ es constante, el punto de funcionamiento de la turbina pasa de M a M', Fig II.9, y la potencia útil y Δ disminuyen, lo que implica un menor rendimiento; este efecto se puede compensar aumentando la temperatura T_3 de los gases a la entrada de la turbina, si lo permiten los límites impuestos por el material, por lo que se pasaría a otra curva característica de la turbina (Φ' > Φ), del punto M' al M", de igual rendimiento que el M.

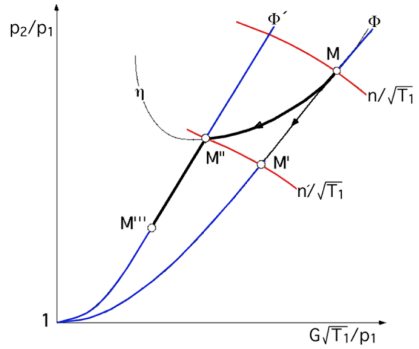


Fig II.9.- Regulación a velocidad variable

El punto de funcionamiento situado en M provoca la regulación simultánea del par resistente y del dosado del combustible, lo que permite:

- Mantener el rendimiento de forma que los puntos de funcionamiento estén a lo largo de la línea (MM") de igual rendimiento

- Que los puntos de funcionamiento sigan de M " a M "' que sería el mejor rendimiento posible compatible con las limitaciones de funcionamiento impuestas, tanto por lo que respecta a la temperatura T_3 de entrada en la turbina, como por la zona de bombeo del compresor

Influencia de la temperatura exterior

Arranque.- La diferencia en el arranque entre un motor de combustión interna y una turbina de gas, radica en que en el motor basta con vencer la resistencia en la compresión, mientras que a la turbina de gas es necesario accionarla a gran velocidad durante un cierto tiempo.

En la línea de funcionamiento con potencia útil nula, que se corresponde con un valor de $\Phi = \dfrac{\Delta}{\eta_C\ \eta_T}$, resulta que Δ disminuye con n pero el producto ($\eta_C\ \eta_T$) disminuye más rápidamente, por lo que Φ aumenta, y el punto B de la Fig II.10 se desplaza en el sentido de las temperaturas de

entrada en la turbina T_3 crecientes, hasta el límite admisible, que se corresponde con una velocidad de rotación n_1 del orden de un 30% de la velocidad de régimen, (la cámara de combustión se alimente con aire a una presión suficiente para poder encender), por lo que es necesario llevar el grupo a esta velocidad antes de que empiece a funcionar de manera automática, sin generar energía útil; durante el arranque con motor auxiliar, el punto de funcionamiento está a lo largo de (1B).

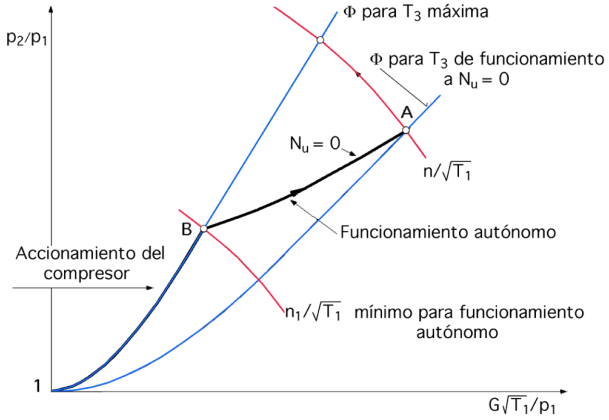


Fig II.10.- Arranque de la turbina de gas

En esta situación la potencia a aplicar por el motor de arranque es la suma de la potencia absorbida por el compresor y la suministrada por la turbina, incrementadas en la potencia necesaria para comunicar al conjunto la aceleración deseada, del orden de un 5% de la potencia nominal del grupo.

Temperatura exterior.- La influencia de la temperatura del medio exterior sobre la potencia máxima y el rendimiento, se representan en la Fig II.11; a velocidad de giro constante n, la curva característica del compresor en verano está por debajo de la curva característica del compresor en invierno, por ser $T_{1'} > T_1$.

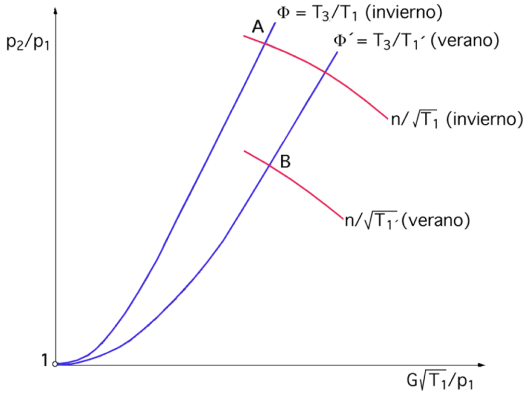


Fig II.11.- Influencia de la temperatura exterior

Si se produce una pequeña disminución de la temperatura ambiente ΔT_1 de forma que la temperatura de entrada en el compresor pase a ser $T_{1'} = T_1 - \Delta T_1$, se consigue una mejora del rendimiento que es mucho mayor que la que se obtendría con un incremento igual de la temperatura de entrada en la turbina ΔT_3; en esta situación, la disminución de ΔT_1 a la entrada del compresor implica una disminución ΔT_3 a la entrada de la turbina en la forma:

$$\frac{\Delta T_3}{T_3} = \frac{\Delta T_1}{T_{1'}} = \frac{\Delta T_1}{T_1 - \Delta T_1} \quad \Rightarrow \quad \Delta T_3 = \Delta T_1 \; \frac{T_3}{T_1 - \Delta T_1}$$

Como $T_1 << T_3 \Rightarrow \Delta T_1 << \Delta T_3$; si la temperatura de entrada en la turbina T_3 permanece invariable, la Φ de invierno es superior a la Φ' de verano, y al ser las curvas características de las turbinas distintas, resultan los puntos de funcionamiento A y B; en A se representan los valores más elevados de Δ y de Φ que dan una potencia y un rendimiento sensiblemente superiores.

Una misma turbina funciona con mejor rendimiento en países fríos que en países cálidos, en invierno mejor que en verano, y en altura mejor que a nivel del suelo.

Al estudiar el rendimiento de la turbina de gas, los factores que influyen en el mismo son:

- Temperatura del aire de aspiración en la turbina.- A mayor temperatura de aspiración, la energía necesaria para mover el compresor es mayor, disminuyendo el rendimiento y la potencia generada, por lo que conviene situar la toma de aire en aquel punto en el que la temperatura de admisión sea más baja. Un incremento de la temperatura de admisión de 15ºC puede suponer una disminución de la potencia en el eje del orden del 7 ÷ 10%.

- Altitud.- La disminución de la presión atmosférica con la altura hace que la potencia disminuya a medida que ésta aumenta. Una diferencia de altitud de 900 m supone un 10% de disminución de potencia, aunque el consumo de combustible disminuirá en la misma proporción, resultando el rendimiento poco afectado.

- Régimen de funcionamiento de la turbina.- Cuando se trata de turbinas monoeje, el rendimiento disminuye con la carga. Una turbina de gas trabajando a plena carga con una potencia en torno a los 3 MW y un rendimiento del 25%, reduce su rendimiento hasta el 20% al trabajar a la mitad de la potencia nominal. Teniendo en cuenta las características constructivas de la turbina, es posible mejorar su rendimiento precalentando el aire que va a intervenir en la combustión, a la salida del compresor, aprovechando la energía de los gases de escape, en un intercambiador (cogenerador) situado a la entrada de la cámara de combustión. Con este procedimiento el gasto de combustible por kW de energía mecánica generada es menor y el rendimiento aumenta en un 5 ÷ 7%, en detrimento del aprovechamiento que se pueda dar a la energía calorífica de los gases de escape.

II.4.- REGULACIÓN DE LA TURBINA DE GAS DE DOS EJES

La turbina de ciclo simple de un solo eje es interesante cuando las máquinas funcionan a velocidad constante, en las proximidades de la potencia nominal; una propiedad característica de esta disposición es la pequeña aceleración que se origina cuando sobreviene una descarga brusca del alternador; esta turbina soporta mal las fluctuaciones de carga por lo que se hace preciso separar las funciones de la turbina, compresor y generación, en dos ejes, de forma que:

- En un eje se coloca una turbina auxiliar que acciona el compresor
- En el otro eje se sitúa la turbina de potencia útil, que mueve al alternador, Fig II.12

quedando así constituidos, desde un punto de vista mecánico, dos grupos independientes, que permiten establecer las siguientes disposiciones:

- Turbinas alimentadas en serie, situando la turbina auxiliar aguas arriba, eje de AP, o a la inversa
- Turbinas en paralelo, alimentadas por una o dos cámaras de combustión

Una de las ventajas de la *turbina de dos ejes* consiste en el hecho de poder separar el funcionamiento del compresor del de la turbina de potencia útil.

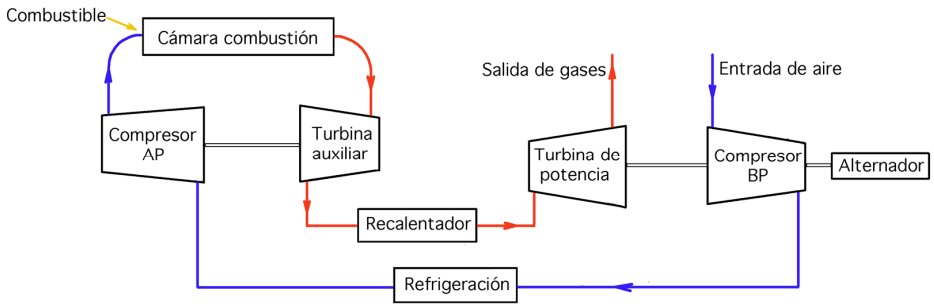


Fig II.12.- Esquema de turbina de gas de 2 ejes

A media carga, su rendimiento es del orden del 90% del rendimiento a plena carga y a un cuarto de carga el rendimiento es del 70%. Debido a las pérdidas suplementarias, el rendimiento máximo es un poco inferior al de la máquina de eje único.

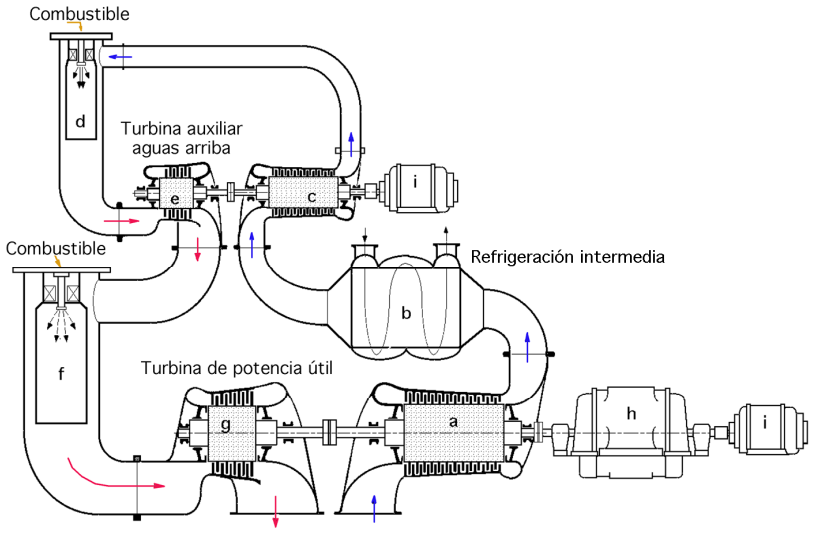
La velocidad de respuesta a una variación brusca de la carga es, evidentemente, menos rápida, pues depende del tiempo que necesita el compresor para ajustar su velocidad al gasto exigido por las nuevas condiciones de funcionamiento. Si se introducen las dos mejoras posibles del ciclo, refrigeración y recalentamiento, se pueden conseguir relaciones de compresión elevadas, por lo que la relación entre los volúmenes específicos del fluido que circula en los primeros y en los últimos escalonamientos de las máquinas es tanto mayor cuanto más enérgicas sean la compresión y la refrigeración; a potencias reducidas la relación entre estos volúmenes específicos disminuye.

Para evitar que los escalonamientos de AP sean atravesados por un gasto demasiado elevado y los de BP por un gasto demasiado reducido, se separan mecánicamente y se montan sobre un eje la turbina de BP y el compresor de BP, y en otro eje la turbina de AP y el compresor de AP; el problema radica en elegir el eje adecuado que accione el alternador.

Alternador en el eje de BP.- Cuando el alternador está sobre el eje de BP, Figs II.13 y 14, *la turbina auxiliar está aguas arriba en el eje de AP*, y el rendimiento térmico de la instalación es el máximo; como el eje de BP gira más lentamente, puede permitir el accionamiento directo del alternador, que tiene que girar a velocidad constante, por lo que la instalación se presta mal a las fluctuaciones de carga. *La regulación se efectúa actuando sobre la velocidad n y el gasto G del compresor de la turbina auxiliar (AP), ajustando el dosado en el sentido de mantener constante la temperatura de admisión* T_3.

La disminución de la velocidad del compresor implica una reducción de la expansión en la turbina auxiliar ; las velocidades de los gases son mayores en los escalonamientos de AP que en los finales, lo cual implica el que la relación entre las potencias de las dos turbinas $\frac{N_{T(AP)}}{N_{T(BP)}}$ tienda a aumentar cuando disminuye la carga. Como la turbina de potencia útil está en el eje de BP, su potencia $N_{T(BP)}$ disminuye más rápidamente que la potencia total generada $N_{T(BP)} + N_{T(AP)}$; dado que el rendimiento del ciclo varía en función de esta última $N_{T(AP)}$, se observa, en lo que respecta al man-

tenimiento del rendimiento de la instalación a cargas parciales, que la disposición de una turbina auxiliar aguas arriba es más favorable que la disposición inversa.



a) Compresor de BP; b) Refrigerante de aire; c) Compresor de AP; d) Cámara de combustión de AP; e) Turbina de AP; f) Cámara de combustión de BP; g) Turbina de BP; h) Alternador; i) Motor de arranque

Fig II.13.- Esquema de una turbina de gas con dos ejes; alternador situado sobre el eje de BP

Alternador en el eje de AP.- *Cuando el alternador está en el eje de AP*, Fig II.14, *la regulación se efectúa actuando sobre la velocidad del compresor de BP adaptándola a la carga, lo que origina una variación del gasto y de la presión a la entrada del compresor de AP*, que funciona sin grandes modificaciones del gasto que le atraviesa, manteniendo constante su velocidad.

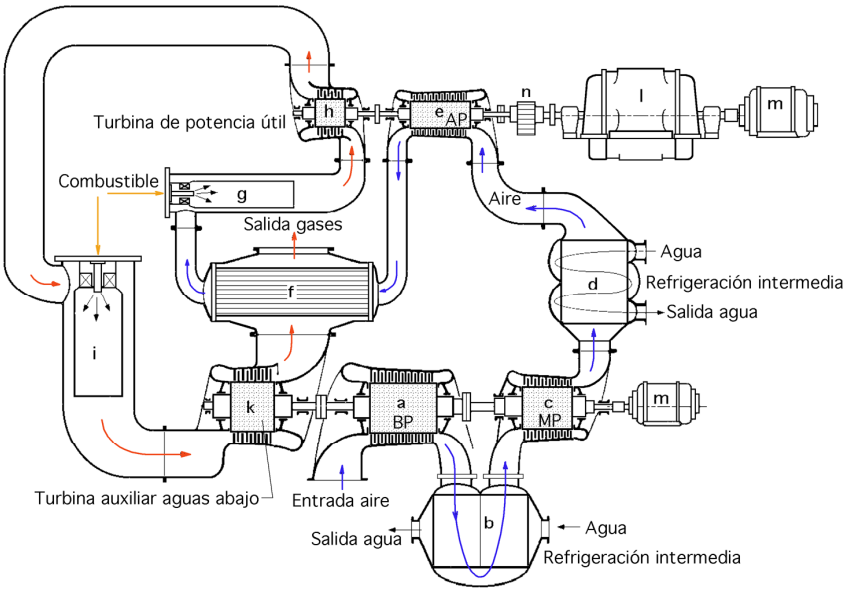


Fig II.14.- Turbina de gas con tres escalonamientos de compresión y dos etapas de expansión, con las etapas montadas sobre dos ejes, y reductor de engranajes; alternador situado sobre el eje de AP La nomenclatura es la misma que en figuras anteriores

El rendimiento térmico máximo es menor, y varía poco con el grado de compresión; en general es

necesario un reductor de engranajes (n), para acoplar el alternador al eje de AP, disposición que sólo se emplea cuando el rendimiento con cargas parciales desempeña un papel predominante. *La disposición del alternador sobre los ejes de AP y BP se utiliza para accionar compresores que giran a un régimen de velocidades diferente, o al accionamiento de un compresor con una elevada velocidad de rotación y de un alternador*.

El mecanismo de regulación de las turbinas de gas actúa modificando el gasto másico del combustible inyectado; cuando el grupo funciona en *régimen estacionario* el gasto másico de aire que circula en la instalación permanece invariable y a cada valor de la carga corresponde una temperatura T_3 de los gases a la entrada en la turbina.

En *régimen transitorio*, *el gasto másico de aire es proporcional a la velocidad de rotación n* y se puede modificar el gasto másico de combustible manteniendo constante la temperatura T_3 a la entrada de la turbina de potencia útil; la regulación a T_3 constante sólo puede mantener un punto de funcionamiento estable siempre y cuando la pendiente de la curva característica *potencia receptora-velocidad*, sea mayor que la pendiente de la curva característica *potencia motriz-velocidad*.

Si el grupo acciona un alternador tiene que girar a velocidad constante ya que la frecuencia de la red impone una velocidad de funcionamiento síncrona; la potencia útil suministrada por el grupo se consigue actuando sobre el mecanismo de regulación de la velocidad, aunque generalmente se recurre al regulador de la temperatura que corresponda a la carga deseada; el punto de funcionamiento se mantiene comparando continuamente el valor de la temperatura T_3 medido a la salida de la cámara de combustión, con el valor correspondiente a la carga, actuando sobre el mecanismo de inyección del combustible.

El regulador de velocidad sólo interviene durante el período de arranque y de acoplamiento del alternador, operación en la que el regulador de temperatura actúa como un limitador de seguridad, misión que desempeña el regulador de velocidad durante el funcionamiento normal.

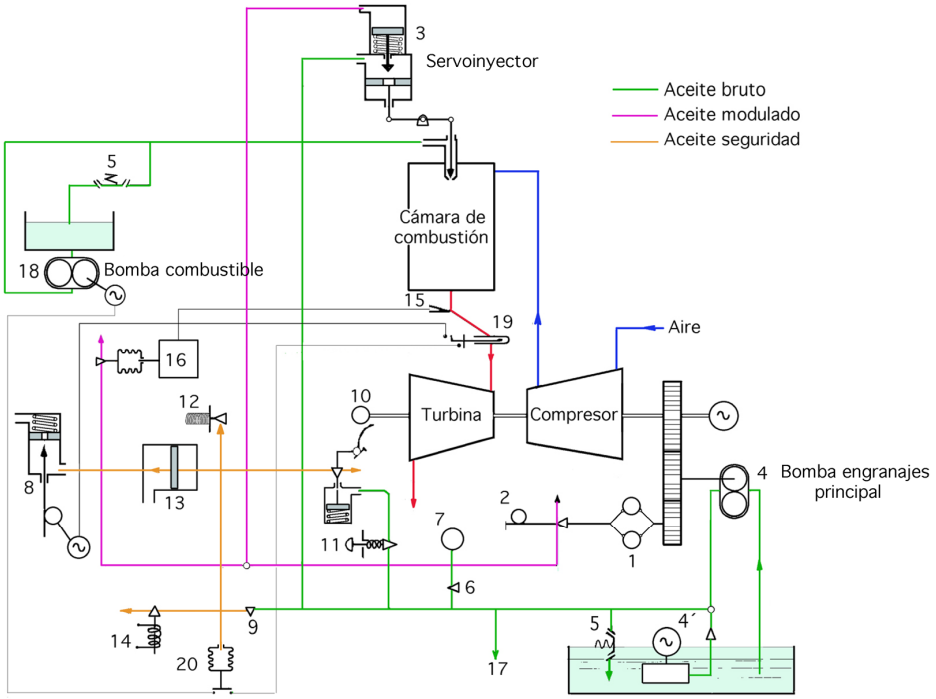
En una turbina con dos líneas de ejes, las fluctuaciones de carga sobre el grupo que mueve el alternador repercuten sobre el circuito de regulación del grupo generador de gas que gira a velocidad variable.

Mecanismo de regulación del grupo turbocompresor.- El mecanismo de regulación del grupo turbocompresor consta, en general, de:

- Un regulador taquimétrico y un regulador de temperatura que normalmente actúan en paralelo

- Órganos de seguridad que producen la parada del grupo en caso de incidentes en el funcionamiento: velocidad de embalamiento, temperatura excesiva de los gases, falta de presión de aceite o de agua de refrigeración, etc.

- Un generador de presión de aceite que comprende: depósito, bombas principal y auxiliar, válvula de descarga; esta instalación también se utiliza para el engrase de la máquina.



1) Regulador de velocidad; 2) Variador de velocidad; 3) Pistón del inyector; 4) Bomba principal; 5) Compuerta de descarga; 6) Orificio calibrado; 7) Pulsador; 8) Válvula de arranque; 9) Alimentación del circuito de seguridad; 10) Embrague de embalamiento; 11) Botón de enclavamiento; 12) Desenclavamiento manual; 13) Relé de seguridad; 14) Válvula de seguridad magnética; 15) Termoelemento; 16) Regulador de temperatura; 17) Salida engrase alimentación; 18) Bomba de combustible; 19) Termostato de seguridad; 20) Interruptor de presión de aceite del circuito de seguridad

Fig II.15.- Regulación de una turbina de gas con una línea de ejes

Mecanismo de regulación de un grupo con una línea de ejes.- El dispositivo para la regulación de un grupo con una línea de ejes, Fig II.15, comprende:

a) Un circuito de aceite a presión, que se regula en función de la velocidad por el taquímetro 1, o en función de la temperatura por el regulador 16. Esta presión se aplica sobre el pistón que acciona la válvula de corredera del motor del inyector de combustible 3.

Este circuito consta de:

- Un pulsador 7 cuyo objeto es crear ligeras sobrepresiones periódicas para evitar que las piezas móviles accionadas por el aceite modulado se engomen, pulsaciones que también evitan los retrasos en la respuesta debidos al rozamiento

- Un relé de seguridad 13 accionado por el circuito de aceite de los elementos de seguridad y cuyo funcionamiento produce la descarga del circuito de aceite que lleva consigo la parada de la máquina.

- Una válvula de arranque 8 que, a la puesta en marcha, permite situar el inyector en la posición de gasto másico mínimo bajando la presión del aceite modulado.

b) Un variador de velocidad que permite ajustar la carga en la marcha en paralelo. Un circuito de aceite de seguridad que cuando se descarga provoca el funcionamiento del émbolo de seguridad 13, la parada del grupo y la parada de la bomba de combustible 18 mediante el interruptor de presión de aceite 20.

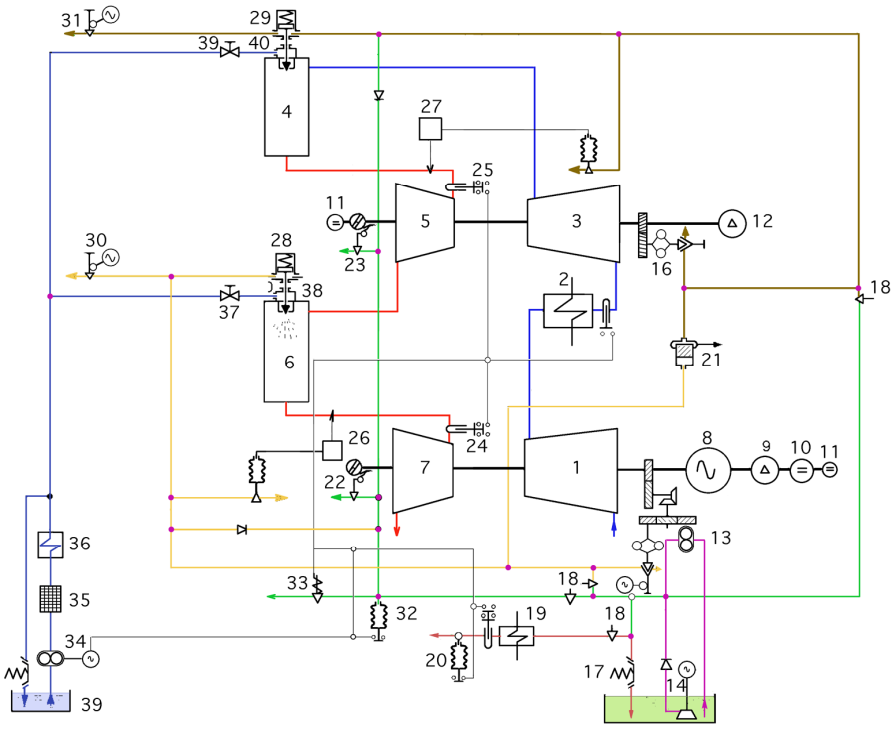
Los elementos que producen la descarga del circuito de seguridad son:

- Un embrague de la velocidad de embalamiento 10 que actúa cuando la velocidad de rotación aumenta en más de un 10%

- Una válvula magnética 14 situada bajo la dependencia de cierto número de detectores de anomalías de funcionamiento, tales como, caída de presión del aceite de engrase, falta de agua de refrigeración, etc.

- Un termostato de protección 19 que actúa a una temperatura (T_a + 10°C), abriendo la válvula de arranque que reduce el gasto másico de combustible al de marcha en vacío, mientras que a (T_a + 20°C), produce la parada del grupo accionando una válvula magnética y parando la bomba de combustible.

Mecanismo de regulación de un grupo con dos líneas de ejes.- El *inyector de la cámara de combustión* del grupo de BP que mueve el alternador, Fig II.16, se regula mediante un circuito de aceite a presión modulado por el taquímetro 15 o un regulador de temperatura 26. El inyector de la cámara de combustión del grupo de AP se regula mediante un segundo circuito de aceite a presión modulado por el taquímetro 16 o el regulador de temperatura 27. Estos dos circuitos se comunican mediante la válvula 21. El ajuste de la marcha en paralelo se realiza con el circuito de regulación de BP.



1) Compresor de baja presión; 2) Refrigeración intermedia; 3) Compresor de alta presión;
4) Cámara de combustión de alta presión; 5) Turbina de alta presión; 6) Cámara de combustión de baja presión;
7) Turbina de baja presión; 8) Alternador; 9) y 12) Motores de arranque; 10) y 11) Excitatrices; 13) a 39) Aparellaje auxiliar

Fig II.16.- Esquema de regulación de una turbina de dos líneas de ejes

Los circuitos de regulación de BP y de AP se descargan por el funcionamiento de los mecanismos de seguridad que son:

- Los detectores de velocidad de embalamiento de BP, 22 y de AP, 23

- Una válvula solenoide 33 accionada por los termostatos situados a la entrada de las turbinas y a la salida de la refrigeración del compresor y del aceite de engrase, así como por los manómetros de presión del aceite de engrase.

El funcionamiento de los mecanismos de seguridad implica la parada de la bomba de combustible.

II.5.- VENTAJAS DE LA TURBINA DE COMBUSTIÓN EN LA GENERACIÓN DE ENERGÍA

La turbina de combustión presenta, respecto a otros tipos de motores térmicos, (turbina de vapor, motor Diesel, etc), un cierto número de ventajas, como:

- Son instalaciones sencillas, en particular las de una línea de ejes sin recuperador

- Precisan de pequeños caudales de agua, (en algunos casos nulo), circunstancia favorable en instalaciones de países áridos

- Tienen una gran rapidez en la puesta en servicio con tiempos relativamente cortos, del orden de 10∏20 minutos desde la parada a plena carga, según la potencia de la misma, mientras que para una turbina de vapor de 10 MW se necesitan 2 horas y 4,5 horas para una de 25 MW

- Reducidos gastos de personal por su sencillo manejo

- Reducidos gastos de instalación por la ausencia de elementos auxiliares

- El coste de la instalación depende de: { *el rendimiento deseado* / *las necesidades de utilización del grupo* / *si la instalación lleva o no recuperador*

Límite de posibilidades.- En las turbinas de vapor de condensación, la potencia máxima admisible viene limitada por las dimensiones del último escalonamiento de BP, mientras que en las turbinas de gas, el comportamiento del primer escalonamiento de la turbina de AP es el que define los límites de potencia; las tensiones en las aletas debidas a la temperatura de entrada en la turbina, limitan sus dimensiones y el gasto de gases que las atraviesa.

La potencia que se obtiene para un gasto dado depende del ciclo elegido, por lo que:

a) En una turbina de gas con una línea de ejes se pueden alcanzar, para un grado de compresión de 5÷ 6, rendimientos del orden del 19% sin recuperador y del 25% con recuperador.

b) En una turbina de gas con dos líneas de ejes, recuperador, refrigeración durante la compresión escalonada y recalentamiento durante la expansión en etapas, se pueden alcanzar potencias más importantes, ya que al ser el grado de compresión más elevado, el gasto aumenta en la turbina de AP, a igualdad de secciones de paso, alcanzándose rendimientos del orden del 28% con un grado de compresión de 15÷ 17.

Temperatura máxima.- La temperatura máxima admisible viene determinada por la calidad del combustible; temperaturas superiores a 620°C exigen combustibles gaseosos que generen pocas

materias sólidas y un mínimo de cenizas, sobre todo si contienen materias corrosivas, que resultan de las combinaciones del sodio, cinc, plomo, vanadio, etc., con el oxígeno. Se han intentado soluciones contra las acciones corrosivas de los productos que resultan de la combustión de combustibles líquidos, como practicar una combustión incompleta, (que aparte de la dificultad del control de la combustión, se corre el riesgo de los depósitos de hollín que pueden originar el incendio de los recuperadores), o añadir elementos que al reaccionar con los óxidos de vanadio generen compuestos de alto punto de fusión, por lo que es necesario buscar productos relativamente baratos y fáciles de añadir al combustible.

II.6.- CICLOS EN CIRCUITO CERRADO

Las instalaciones de turbina de gas en circuito cerrado funcionan según un ciclo cerrado, Fig II.17 y en ellas el fluido motor puede ser el aire u otros gases como el hidrógeno, el helio o el gas carbónico. La presión mínima es superior a la atmosférica, y la máxima puede llegar a 30 atm.

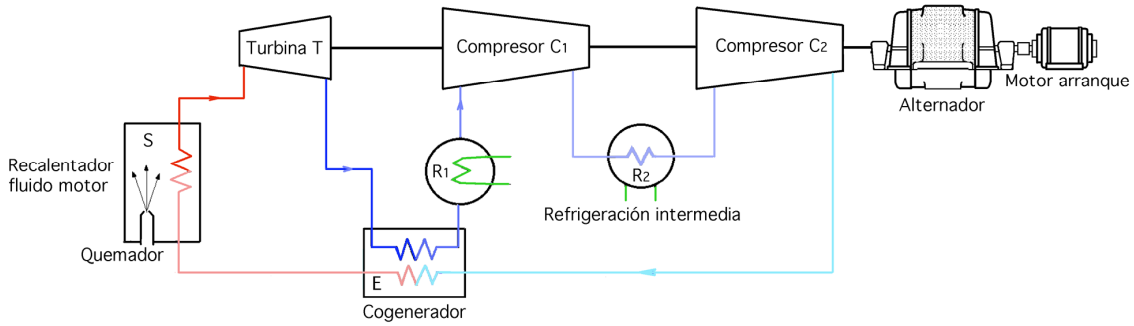


Fig II.17.- Esquema del ciclo de turbina de gas de circuito cerrado

En vez de una cámara de combustión disponen de un recalentador S del fluido motor, que no es más que una caldera a presión, en la que la superficie de calentamiento del fluido está constituida por una serie de tubos dispuestos concéntricamente alrededor de la cámara de combustión, Fig II.18; el haz de tubos interior está previsto para el recalentamiento secundario y el haz periférico para el recalentamiento primario; en la parte superior van colocados los quemadores.

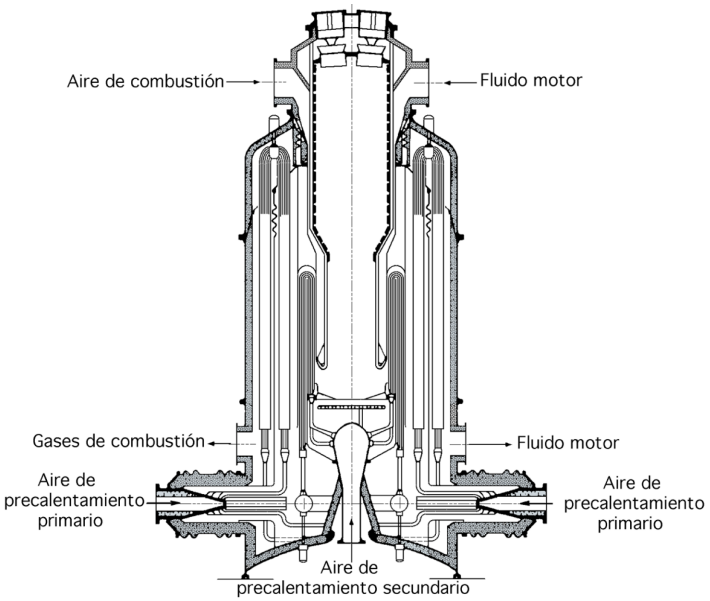


Fig II.18.- Recalentador para una turbina de circuito cerrado

En este tipo de circuito se utiliza siempre la misma masa de fluido; el escape de la turbina se une con la aspiración del compresor, intercalando entre ambos, primero

un cogenerador E y después un prerrefrigerador R_1, por cuanto es necesario que el fluido motor entre en la primera etapa de compresión lo más frío posible; se comprime en los compresores C, provistos de refrigeración intermedia R_2, y a la salida se le precalienta en el cogenerador E para a continuación dirigirle hacia el precalentador de superficie S, (cámara de combustión), en el que incrementa su entalpía, para expansionarse posteriormente en la turbina T; a la salida de la turbina el fluido posee una temperatura lo suficientemente elevada como para poder ceder una fracción de su calor en el cogenerador E al fluido que sale de la compresión.

El prerrefrigerador R_1 es un elemento nuevo que no existe en la turbina de circuito abierto pues es la atmósfera quien ocupa el lugar, Fig II.17.

Como la instalación puede funcionar a presiones superiores a las de la turbina de ciclo abierto, (por ejemplo con aire admitido en el compresor a la presión de 7,5 atm y en la turbina a 30 atm), el volumen específico del fluido motor en estas condiciones es notablemente menor que en las instalaciones de circuito abierto, por lo que con las mismas dimensiones de la turbina, en el ciclo cerrado se pueden conseguir potencias superiores. Sin embargo, la necesidad de utilizar un precalentador de aire representa un gasto importante al tiempo que aumenta notablemente la complicación del conjunto de la instalación, que permite la utilización de combustibles sólidos y de combustibles nucleares; los gases de la combustión nunca entran en contacto con el fluido motor, por lo que se evita el deterioro de los álabes de la turbina por las partículas sólidas.

Las principales ventajas del circuito cerrado son:

- *La alimentación de la turbina con un fluido motor puro* en lugar de un gas de combustión; de aquí el que no exista contaminación, (salvo la generada en el recalentador por los quemadores), pues el fluido no sale al exterior y no se mezcla con los gases de la combustión, por lo que se puede utilizar indefinidamente, salvo pérdidas por fugas, que habrá que compensar.

- *Aumento de la presión en el circuito cerrado*.- Como la potencia obtenida es el producto del trabajo útil por el gasto másico de fluido motor, ésta se puede aumentar a voluntad aumentando el gasto sin variar las dimensiones de la máquina, aumentando la presión en el circuito cerrado. Esto viene limitado por la resistencia del material, que en este tipo de máquinas puede admitir una presión a la entrada de la turbina del orden de 30 atm, y un grado de compresión del orden de $4 \div 5$. La posibilidad de adoptar para la presión inferior del ciclo un valor superior al de la presión atmosférica, implica el que se puedan reducir las dimensiones de la máquina, aunque esta ventaja puede quedar contrarrestada por el peso adicional del precalentador del fluido motor y del prerrefrigerador. El conseguir una regulación más económica, variando la presión del ciclo implica reducir el tamaño de la máquina mediante una elevación de la presión básica del ciclo, pudiéndose conseguir potencias tres veces mayores que en los circuitos abiertos.

- *La posibilidad de utilizar combustibles baratos*, que no se pueden utilizar en los ciclos abiertos,

por cuanto los gases de la combustión nunca entran en contacto con el fluido motor.

- *Se pueden realizar diversas combinaciones de circuitos cerrados y abiertos*, constituyendo ciclos mixtos, que representan en todos los casos soluciones intermedias entre los sistemas anteriores.

- *La potencia, con rendimiento y velocidad constantes, se puede modificar actuando sobre el compresor* que actúa sobre las propiedades físicas de la masa de fluido motor contenido en el circuito.

Los principales inconvenientes del circuito cerrado son:

- *La presencia de un precalentador del fluido motor* por los gases de combustión procedentes de la cámara de combustión, que puede ser más costoso que la cámara de combustión de una turbina de gas de circuito abierto; el precalentador tiene un bajo rendimiento y actúa como un intercambiador de calor, más complicado que la simple cámara de combustión, lo que supone una dificultad frente a la turbina de circuito abierto

- *La turbina en circuito cerrado precisa de un prerrefrigerador* y, por lo tanto, necesita un determinado caudal de agua

II.7.- CICLOS DE UNA TURBINA DE GAS EN CIRCUITO CERRADO

En una instalación perfecta provista de una cámara de combustión cerrada en la que tiene lugar el aporte de calor al fluido motor a volumen constante, Fig II.19, el rendimiento del ciclo es:

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} = 1 - \gamma \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \gamma \frac{\dfrac{\Phi\, T_1}{\Delta (\frac{\Phi}{\Delta})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} - T_1}{\Phi\, T_1 - \Delta\, T_1} = 1 - \gamma \frac{(\frac{\Phi}{\Delta})^{\frac{1}{\gamma}} - 1}{\Phi - \Delta}$$

en la que se ha tenido en cuenta que:

$$\frac{T_3}{T_4} = (\frac{p_3}{p_4})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\frac{p_3}{p_2}\,\frac{p_2}{p_4})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left| \begin{array}{l} p_3\, v_3 = R\, T_3 \quad ; \quad p_2\, v_2 = R\, T \\ v_2 = v_3 \quad ; \quad p_3 / p_2 = T_3 / T_2 \end{array} \right| = \Delta (\frac{T_3}{T_2})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \Delta (\frac{\Phi}{\Delta})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_4 = \frac{\Phi\, T_1}{\Delta (\frac{\Phi}{\Delta})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

El rendimiento del ciclo a volumen constante depende del rendimiento del calentamiento relativo. Para un mismo valor de Δ, el ciclo con aporte de calor a volumen constante tiene un rendimiento más elevado que el del ciclo con aporte de calor a presión constante.

Si en la cámara de combustión se verifica el intercambio térmico a presión constante, los ciclos son idénticos a los obtenidos en circuitos abiertos, y las relaciones encontradas en lo que concierne a los distintos trabajos y rendimientos siguen siendo aplicables.

Para el ciclo indicado en la Fig II.20, con una compresión de dos etapas con refrigeración inter-

media, y regeneración, el rendimiento térmico con p_2 = Cte es el ya conocido de la forma:

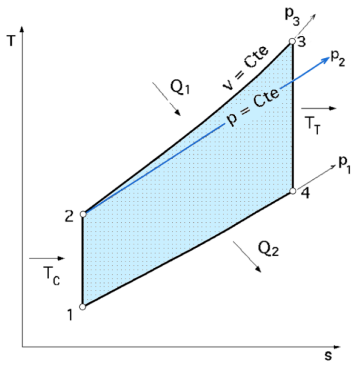


Fig II.19.- Ciclos a presión y volumen constante

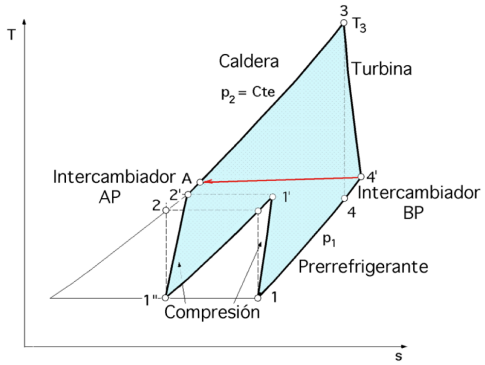


Fig II.20.- Diagrama (T-s) de una turbina de gas en circuito cerrado

$$\eta_{ciclo} = \frac{\frac{\Delta - 1}{\Delta}\ \Phi\ \eta_T - \frac{2\,(\sqrt{\Delta} - 1)}{\eta_C}}{\sigma\ \Phi\ \eta_T\ \frac{\Delta - 1}{\Delta} - (1 - \sigma)\,(1\ +\ \frac{\sqrt{\Delta} - 1}{\eta_C}) - \Phi}$$

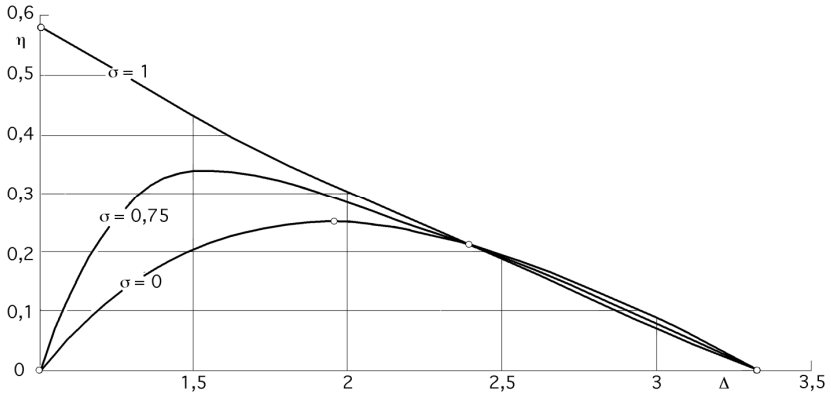


Fig II.21.- Curvas de rendimiento de una turbina de gas en circuito cerrado

cuya representación gráfica, para un valor de Φ = 3,18, rendimiento de la turbina, η_T = 0,83, rendimiento del compresor, η_T = 0,85, y varios valores de σ = 0 ; 0,75 ; 1, se ha hecho en función de Δ en la Fig II.21.

II.8.- COMPORTAMIENTO DE LOS GASES UTILIZADOS EN LA TURBINA DE CIRCUITO CERRADO

La expresión del trabajo útil, teniendo en cuenta los rendimientos del compresor y de la turbina, y las pérdidas de carga en los circuitos externos y cámara de combustión, es:

$$T_u = c_p\ T_1 \frac{\Delta - 1}{\Delta}\ (\Phi\ \eta_T^* - \frac{\Delta}{\eta_C})$$

en la que el rendimiento real de la turbina η_{T^*} se puede poner en función del rendimiento teórico η_T en la forma:

$$\eta_{T^*} = k\,\eta_T = \left(1 - \frac{\Delta - 1}{\Delta}\,\frac{\gamma - 1}{\gamma}\,\frac{\Delta p}{p}\right)\eta_T$$

El rendimiento del ciclo con regeneración es:

$$\eta_{(ad.\,ad.\,\sigma)} = \frac{\Delta - 1}{\Delta}\,\frac{\Phi\,\eta_{T^*} - \dfrac{\Delta}{\eta_C}}{\dfrac{\Delta - 1}{\Delta}\,\sigma\,\Phi\,\eta_T + (1-\sigma)\left\{(\Phi - 1) - \dfrac{\Delta - 1}{\Delta}\right\}}$$

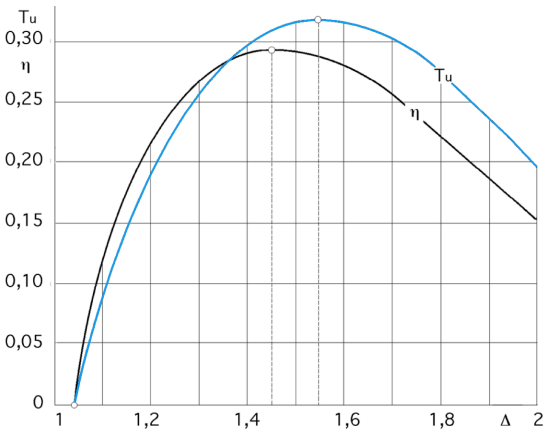


Fig II.22

ecuaciones que se han representado en la Fig II.22, en la que se muestran las variaciones del T_u y del rendimiento térmico η en función de Δ, tomando como fluido de referencia el CO_2 ($\gamma = 1{,}3$), con rendimientos del compresor $\eta_C = 0{,}85$ y de la turbina $\eta_T = 0{,}90$, y parámetros de funcionamiento $\Phi = 3{,}2$; $\sigma = 0{,}75$; $\left(\dfrac{\Delta p}{p}\right)_{CO_2} = 0{,}1$

Estas curvas no pasan por $\Delta = 1$, ya que $\left(\Phi\,\eta_T^* - \dfrac{\Delta}{\eta_C}\right)$ admite dos soluciones en Δ positivas y no tiene sentido físico fuera de estos valores.

Se encuentra que, para:

$$\begin{cases} \Delta = 1{,}54 \;\text{ó}\; \dfrac{p_2}{p_1} = 6{,}5 \;\Rightarrow\; T_u = 0{,}317 \\ \Delta = 1{,}45 \;\text{ó}\; \dfrac{p_2}{p_1} = 5 \;\Rightarrow\; \eta_{(ad.\,ad.\,\sigma=0{,}75)} = 0{,}293 \end{cases}$$

Estas curvas se pueden utilizar para cualquier tipo de gas ya que basta con tener, para un valor dado de Δ, el mismo rendimiento de la turbina η_{T^*}, lo que lleva consigo un mismo valor de k, es decir, una relación entre las pérdidas de carga en los circuitos exteriores definida por:

$$\frac{\left(\dfrac{\Delta p}{p}\right)_x}{\left(\dfrac{\Delta p}{p}\right)_{CO_2}} = \frac{\dfrac{\gamma_{CO_2} - 1}{\gamma_{CO_2}}}{\dfrac{\gamma_x - 1}{\gamma_x}} = X\,\eta_T$$

siendo fácil determinar, para un gas dado, la relación $\dfrac{p_2}{p_1}$ correspondiente a un $\eta_{\text{ad. ad.}(\sigma\ \text{óptimo})}$ y $T_{u\ óptimo}$, así como las pérdidas de carga originadas en los circuitos exteriores a la turbina. En la Tabla II.1, se indican estos valores para algunos gases de interés industrial.

Tabla II.1.- Valores de χ y (p_2/p_1) para diversos gases

GAS	*Masa molecular*	χ	$(p_2/p_1)_{máximo}$ *para* $\eta_{ad.ad\ \sigma=0{,}75}$	$(p_2/p_1)_{máximo}$ *para* $T_{u\ máximo}$
Helio	*4*	*0,58*	*2,54*	*2,96*
Mezcla: (3/4) CO_2 + (1/4) He	*12*	*0,665*	*2,92*	*3,47*
Nitrógeno	*28*	*0,808*	*3,67*	*4,53*
Anhídrido carbónico	*44*	*1*	*5*	*6,5*

Tabla II.2.- Calor específico de algunos gases en el intervalo, 0°C - 1500°C

GAS	c_p, c_v $(kJ/kg°K)$	c_p, c_v $(kJ/m^3°K)$
Oxígeno	$c_p = 0{,}9203 + 0{,}0001065\ T$ $c_v = 0{,}6603 + 0{,}0001065\ T$	$c_p = 1{,}3138 + 0{,}00015777\ T$ $c_v = 0{,}9429 + 0{,}00015777\ T$
Nitrógeno	$c_p = 1{,}024 + 0{,}00008855\ T$ $c_v = 0{,}7272 + 0{,}00008855\ T$	$c_p = 1{,}2799 + 0{,}00011067\ T$ $c_v = 0{,}9089 + 0{,}00011067\ T$
Aire	$c_p = 0{,}9956 + 0{,}00009299\ T$ $c_v = 0{,}7058 + 0{,}00009299\ T$	$c_p = 1{,}2866 + 0{,}0001201\ T$ $c_v = 0{,}9157 + 0{,}0001201\ T$
Vapor de agua	$c_p = 1{,}833 + 0{,}0003111\ T$ $c_v = 1{,}3716 + 0{,}0003111\ T$	$c_p = 1{,}4733 + 0{,}0002498\ T$ $c_v = 1{,}1024 + 0{,}0002498\ T$
Anhídrido carbónico	$c_p = 0{,}8654 + 0{,}0002443\ T$ $c_v = 0{,}6764 + 0{,}0002443\ T$	$c_p = 1{,}699 + 0{,}0004798\ T$ $c_v = 1{,}3281 + 0{,}0004798\ T$

Tabla II.3.- Masa molecular, constante R y densidad de algunos gases

Gas	*Masa molecular*	$R = \frac{8{,}1343}{M}\ \frac{kJ}{kg°K}$	*Peso específico* kg/m^3
Aire (sin CO_2)	*28,964*	*286,9*	*1,293*
Amoníaco	*17,031*	*488,1*	*0,7714*
Anhidrido carbónico	*44*	*188,8*	*1,978*
Argón	*39,944*	*208,3*	*1,784*
Etileno	*28,031*	*296,8*	*1,2605*
Hidrógeno	*2,0156*	*4,127*	*0,0899*
Helio	*4,002*	*2,08*	*0,1785*
Metano	*16,031*	*518,8*	*0,7168*
Nitrógeno	*28,016*	*2968*	*1,2505*
Monóxido de carbono	*28*	*297*	*1,25*
Oxígeno	*32*	*259,9*	*1,429*

Para los gases de la Tabla II.1, las curvas $\eta = f(\chi)$ representadas en la Fig II.23, indican que:

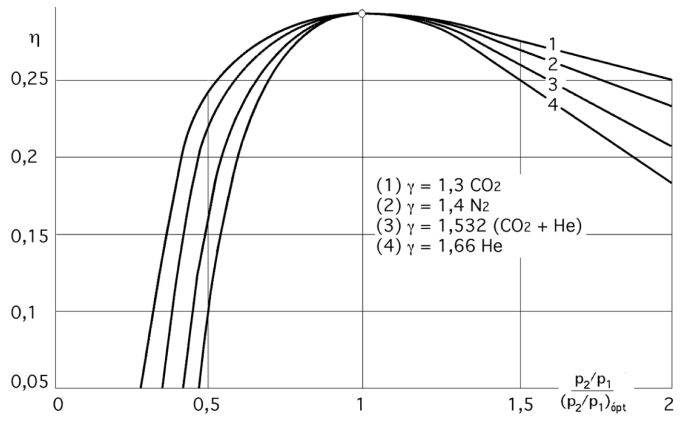


Fig II.23.- Curvas, $\eta = f\{\frac{p_2/p_1}{(p_2/p_1)_{ópt}}\}$

- Cuando disminuye la masa molecular de los gases, disminuye la caída relativa de presión en los cambiadores y el grado de compresión que corresponde a $\eta_{máx}$ *y* $T_{u\ máx}$

- El rendimiento del ciclo es tanto más sensible a la variación relativa del grado de compresión cuanto mayor es el coeficiente adiabático γ *, es decir cuanto más elevado es el número n de átomos en la molécula de gas, pues* γ *varía en la forma* $\gamma = \frac{3 + 2n}{1 + 2n}$

El estudio de las dimensiones de estas máquinas en función del tipo de gas utilizado es complejo, por lo que nos limitaremos a presentar algunas consideraciones de tipo general.

a) Para temperaturas idénticas, los saltos adiabáticos estarían en la misma relación que los calores específicos de los fluidos considerados; si se compara una instalación que utilice aire como fluido motor, con otra que utilice helio, se tiene:

$$\frac{\Delta_{ad\cdot He}}{\Delta_{ad\cdot aire}} = \frac{c_{p_{He}}}{c_{p_{aire}}} = \frac{1,25}{0,24} = 5,2$$

y si las velocidades periféricas fuesen iguales, esta relación sería la del nº de escalonamientos, es decir, el salto adiabático con He sería 5,2 veces mayor que el correspondiente al aire.

b) Para hacer funcionar las máquinas con el mismo volumen de gas, es necesario que las velocidades periféricas estén en la relación de la raíz cuadrada de los calores específicos; para los gases considerados se tiene:

$$\frac{u_{He}}{u_{aire}} = \sqrt{\frac{c_{p_{He}}}{c_{p_{aire}}}} = 2,28$$

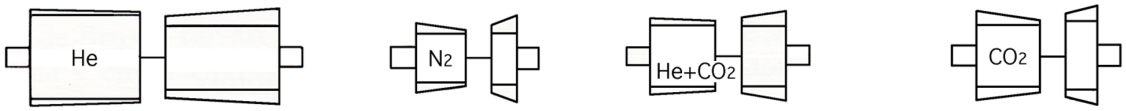


Fig II.24.- Dimensiones comparadas de turbomáquinas de instalaciones de igual potencia utilizando distintos gases

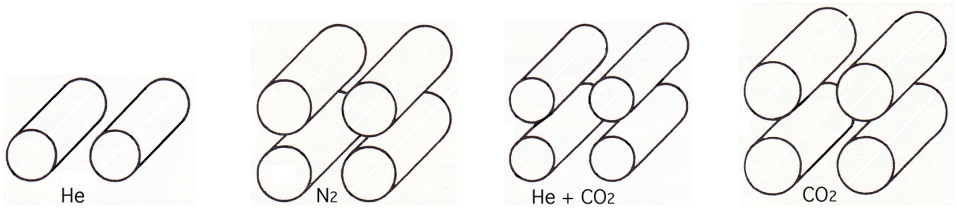


Fig II.25.- Dimensiones comparadas de recuperadores de instalaciones de igual potencia utilizando distintos gases

c) La utilización de grandes velocidades plantea el problema de los fenómenos sónicos y el de la resistencia mecánica de los álabes. Para el He, el primero se resuelve fácilmente, pues la relación,

$$\frac{u_{sonido\,He}}{u_{sonido\ aire}} = \sqrt{\frac{(\gamma\ g\ R\ T)_{He}}{(\gamma\ g\ R\ T)_{Aire}}} = \sqrt{\frac{(\gamma\ R)_{He}}{(\gamma\ R)_{Aire}}} = 2,94$$

es superior al valor encontrado anteriormente, por lo que nunca se va a alcanzar y, por lo tanto, si los fenómenos sónicos en la máquina que funcione con aire no son peligrosos, menos lo serán en la que funcione con He.

Sin embargo, los problemas de resistencia de los álabes de la turbina son los que excluyen tales aumentos de velocidad, siendo las turbomáquinas que emplean gases ligeros, en general, las más voluminosas, Fig II.24. Sin embargo, debido a los coeficientes globales de transmisión de calor más favorables, los intercambiadores de calor para gases ligeros son menos voluminosos, Fig II.25.