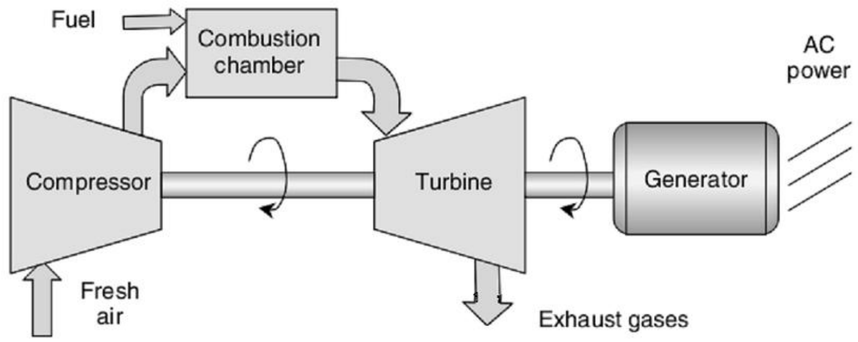
PROCESOS DE TURBINAS DE GAS

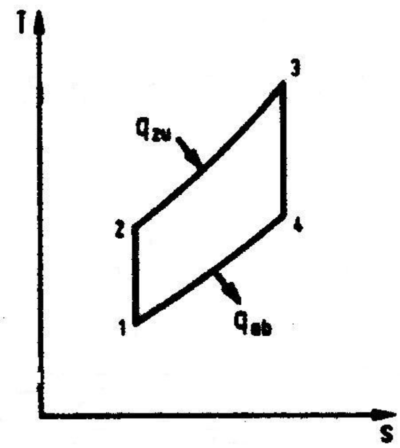
Ref. Thermische Kraftanlagen de H. J. Thomas – Universidad Técnica de Munich (Alemania)



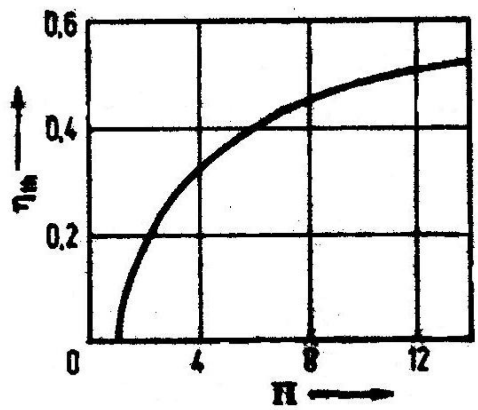
Instalación simple de una Turbina de Gas – Ciclo Abierto

En este proceso, denominado abierto, las tres máquinas están acopladas en un mismo eje. El compresor aspira aire de la atmósfera, que comprimido se introduce en la cámara de combustión, donde se quema un combustible fósil (calor de entrada) y se generan gases a elevadas temperaturas que se expanden hasta la presión atmosférica en la turbina. La potencia útil, disponible para el generador eléctrico, es la diferencia entre las potencias de la turbina y el compresor. Los gases, con el calor de salida, son expulsados a la atmósfera.

Ciclo cerrado – Proceso de Joule



Ciclo cerrado ideal de Joule en el diagrama T – S



Rendimiento térmico del ciclo de Joule

Si idealmente se considera aire en el proceso, se puede representar en el diagrama T – S como un ciclo cerrado (ideal):

1 – 2: compresión isoentrópica
2 – 3: introducción de calor a presión constante en la cámara de combustión
3 – 4: expansión isoentrópica
4 – 1: entrega de calor a la atmósfera a presión constante

Para el cálculo del rendimiento térmico, se considera un ciclo ideal con aire y gas químicamente iguales y como gases ideales; vale la expresión $p * v^k = constante$ para las transformaciones isoentrópicas y $dq = c_p * dT$ para las transformaciones a presión constante.

Rendimiento térmico del ciclo: $\eta_t = 1 - \frac{q_{sal}}{q_{ent}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$ ($q_{sal} = q_{ab}$; $q_{ent} = q_{zu}$)

Se define la relación de compresión: $\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$ y con $\frac{p * v}{T} = cte$, resulta

$$\pi = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Además se puede hacer: $\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$ y también: $\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3}$, resultando la expresión teórica del rendimiento térmico:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \pi^{\frac{1-k}{k}}$$

En esta expresión no entra en juego la elevación de temperatura T3 – T2 en la cámara de combustión y como el trabajo útil es: $w = \eta_t * q_{ent}$ se debe entregar a la masa de flujo que trabaja la máxima cantidad de calor posible, manteniendo las dimensiones de la instalación dentro de los límites adecuados, para una determinada potencia.

En el ciclo real, se debe considerar la influencia de las irreversibilidades del proceso, que se expresan por medio de los rendimientos internos del compresor y de la turbina.

Se define la relación de trabajo: $r_w = \frac{Trabajo_{útil}}{Trabajo_{Turbina}} = \frac{w_T - w_c}{w_T} = 1 - \frac{T_1}{T_3}\pi^{\frac{k-1}{k}}$

que disminuye para valores de π crecientes; pero r_w debe ser lo mayor posible, o sea que la relación de compresión debe tener un valor óptimo para el cual el rendimiento térmico y el trabajo útil sean máximos (ver Termodinámica de Baehr página 320)

Para $\pi = 1$ y $\pi = \pi_{max} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ la relación de trabajo y el trabajo útil son nulos. El valor óptimo de la relación de compresión resulta:

$$\pi_{opt} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} = \sqrt{\pi_{max}} \quad \text{y} \quad \eta_{opt} = 1 - \sqrt{\frac{T_1}{T_3}} = r_{w_{opt}}$$

En este proceso simple, los gases salen de la turbina con una temperatura muy alta; por eso se colocan intercambiadores de calor para precalentar el aire antes que ingrese a la cámara de combustión.

En la práctica, la relación de compresión es inferior a 12 y por esto las presiones de trabajo son inferiores que en los procesos de vapor de agua; contra esto se trabaja con temperaturas de combustión de alrededor de 1000 °C y en algunos casos mayor.

Las temperaturas son mayores que en el caso de procesos de vapor de agua, pero son menos las partes que están expuestas a temperaturas elevadas: cámara de combustión y las primeras etapas de la turbina. Por eso la incidencia del alto costo de materiales resistentes a esas temperaturas (básicamente aleaciones de níquel) es inferior que en los procesos con vapor.

En comparación con el proceso de vapor, donde el trabajo de la bomba de alimentación de agua es relativamente pequeño, en el caso de la TG, el trabajo de compresión es grande (aproximadamente 2/3 del trabajo de la turbina). Es por eso que los rendimientos internos del compresor η_{iC} y de la turbina η_{iT} tienen una importancia mayor que en el caso del ciclo de vapor. Las irreversibilidades de los procesos afectan más al ciclo de la turbina de gas que al ciclo de la turbina de vapor.

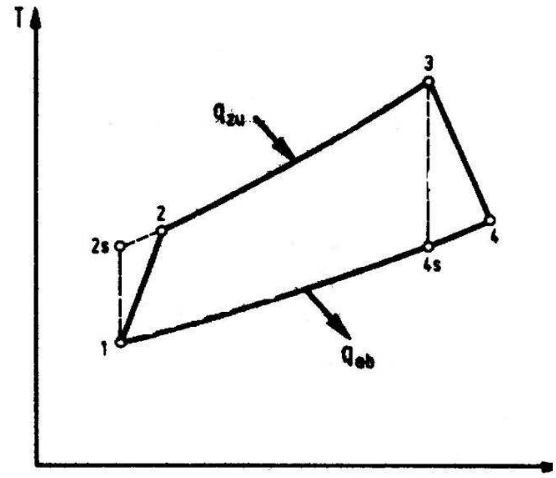
<u>Potencia y consumo (pag. 276)</u>

La potencia efectiva de una TG, resulta de la diferencia entre las potencias internas de la turbina y del compresor, menos las pérdidas mecánicas.

Observar en el diagrama T – S el ciclo de la TG con compresión y expansión reales:

Rendimiento interno de la turbina: $\eta_{iT} = \dfrac{\Delta i_T}{\Delta i_{sT}}$;

Rendimiento interno del compresor: $\eta_{iC} = \dfrac{\Delta i_{sC}}{\Delta_{iC}}$



Ciclo térmico de la TG en el diagrama T – s, con compresión y expansión irreversibles

Potencia interna de la turbina: $N_{iT} = \eta_{iT} * m_T * \Delta i_{sT}$

Potencia interna del compresor $N_{iC} = \dfrac{1}{\eta_{iC}} * m_C * \Delta i_{sC}$

m_T y m_C son los caudales de gases y aire en kg/s

La potencia interna de la TG es: $N_{iTG} = N_{iT} - N_{iC}$

Grado de bondad de la TG: η_g

Es un rendimiento total que contempla las pérdidas del ciclo térmico y las pérdidas internas de las máquinas $\eta_g = \dfrac{\eta_{iT} * \Delta i_{sT} - \Delta i_{sC}/\eta_{iC}}{q_{ent}}$; considerando prácticamente iguales los caudales de aire y gases.

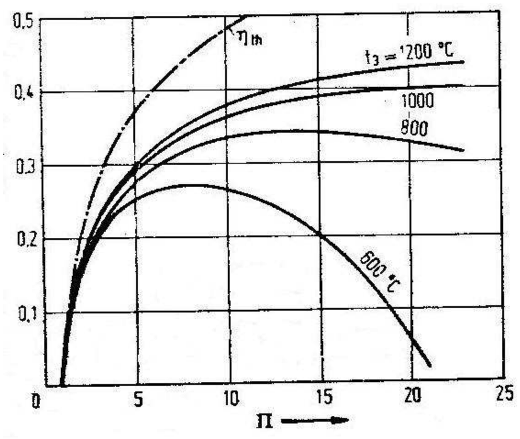
Reemplazando los saltos de entalpía por las diferencias de temperaturas y suponiendo iguales los calores específicos del aire y gases:

$$\eta_g = \frac{\eta_{iT} * (T_3 - T_{4s}) - \dfrac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_{iC}}}{(T_3 - T_{2s}) - (\dfrac{1}{\eta_{iC}} - 1) * (T_{2s} - T_1)}$$

Introduciendo la relación de compresión π y dividiendo el numerador y denominador por T_1:

$$\eta_g = \frac{(\eta_{iC} * \eta_{iT} * \dfrac{T_3}{T_1} - \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}) * (\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} * (\eta_{iC} * (\dfrac{T_3}{T_1} - 1) - (\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1))}$$

Esta expresión permite estudiar el grado de bondad en función de los rendimientos y las relaciones de presiones y temperaturas (ver los gráficos al final). Estos rendimientos son alcanzables en la actualidad en máquinas de dimensiones medianas. Se observa que existe un valor óptimo de la relación de presiones para la cual el grado de bondad es máximo; pero por razones de costos de construcción y con las altas temperaturas de trabajo, no se eligen valores mayores que 10 a 12.



Grado de bondad de la Turbina de Gas sin intercambiador de calor, en función de la relación de presión Π y la temperatura del gas vivo (t3).

$\eta_{\text{int Comp}} = 0{,}88$

$\eta_{\text{int TG}} = 0{,}90$

$\eta_{\text{int TV}} = 0{,}88$

Temperatura t_1 =15°C