EN3 - Tecnólogos Mecánicos

Motores de Combustión Interna y Turbinas de Gas

Curso 2019 – Turbinas de Gas – Práctico II

Ejercicio 1

Una turbina de gas mono-eje trabaja con relación de compresión r_c =12, temperatura de entrada al compresor T_1 = 15 ºC y temperatura de entrada a la turbina de expansión T_3 = 1000 ºC. El gasto másico de aire es 45.4 kg/s, y el combustible utilizado es Gas Oil ASTM Nº 2.

Los rendimientos isentrópicos del compresor y de la turbina valen, respectivamente, 87.5 % y 91.0 %. El rendimiento mecánico es 98.5 % y el rendimiento de la combustión es 99.0 %.

Las pérdidas de presión en la admisión y en la descarga valen, en ambos casos, 10 mbar. La pérdida de carga en la cámara de combustión es un 2 % de la presión de descarga del compresor.

Determinar:

a] La potencia absorbida por el compresor, expresada como porcentaje de la potencia bruta generada por la turbina de expansión.

b] La potencia útil entregada por la turbina en punta de eje.

c] El rendimiento termodinámico y el consumo específico de combustible (“heat-rate”) de la turbina.

Ejercicio 2

Se considera nuevamente la turbina del Ejercicio [1]

Graficar el heat-rate y la potencia útil entregada por la turbina, cuando:

a] Se modifica la relación de compresión entre r_c = 6 y r_c = 36, manteniendo constantes todos los restantes parámetros.

b] Se modifica la temperatura de entrada a la turbina de expansión, variando entre T_3 = 800 ºC y T_3 = 1700 ºC, manteniendo constantes todos los restantes parámetros.

c] Comparar y comentar los resultados.

Ejercicio 3

Se considera una turbina de gas de doble eje, compuesta por un generador de gas (compresor, combustor y turbina de alta presión TG) y una turbina de potencia libre (turbina de baja presión TP), de la cual se conocen los siguientes datos nominales:

Consumo de aire:	m_a = 55 kg/s
Relación de presiones en el compresor:	r_c = 28
Rendimiento isentrópico del compresor:	η_c = 89.2 %
Rendimiento isentrópico de la turbina de alta:	η_{tg} = 88.3 %
Rendimiento isentrópico de la turbina de baja:	η_{tp} = 88.5 %
Rendimiento de la combustión:	η_b = 99 %
Rendimiento mecánico interno:	η_m = 99 %
Pérdida de carga en el combustor:	ΔP_b = 2 % P_2
Pérdida de carga en la admisión:	ΔP_{ad} = 75 mm H_2O
Pérdida de carga en la descarga:	ΔP_d = 75 mm H_2O
Temperatura del gas en el ingreso a la turbina de alta:	T_3 = 1295 °C
Condiciones en la admisión:	ISO
Combustible:	Gas Natural

[a] Calcular las relaciones de expansión en las turbinas TG y TP

[b] Calcular la temperatura de escape de los gases.

[c] Calcular la potencia útil, el heat rate, el rendimiento térmico del ciclo y el consumo volumétrico de gas natural.

Resolución Ejercicio 1

A partir de las pérdidas de carga localizadas a lo largo del circuito de aire y gases, se determina la relación efectiva de expansión en la turbina:

$r_t = P_3/P_4 = P_0/P_4 \times P_1/P_0 \times P_2/P_1 \times P_3/P_2$

siendo:

$r_c = P_2/P_1 = 12$

$P_0 = 1.01325$ bara

$P_1/P_0 = (1.01325 - 0.010) / 1.01325 = 0.9901$

$P_0/P_4 = 1.01325 / (1.01325 + 0.010) = 0.9902$

$P_3/P_2 = 0.98 \times P_2 / P_2 = 0.98$

Por lo tanto:

$r_t = 11.529$

La relación entre los parámetros de entrada y salida del compresor y la turbina viene dada por:

$T_2 - T_1 = (T_1 / \eta_c)\, [r_c^{(k_a - 1)/k_a} - 1]$

$T_3 - T_4 = (T_3\, \eta_t)\, [1 - r_t^{(1 - k_g)/k_g}]$

siendo:

$T_1 = 288$ K $\quad T_3 = 1273$ K

$\eta_c = 0.875 \quad \eta_t = 0.910$

$k_a = 1.40 \quad k_g = 1.33$

Por lo tanto:

$T_2 = 628$ K $\quad T_4 = 746$ K

La vinculación mecánica entre el compresor, la turbina y la carga implica:

$W_c = m_a\, C_{Pa}\, (T_2 - T_1)$

$W_t = m_a\, C_{Pg}\, (T_3 - T_4)$

$W_u = W_t - W_c / \eta_m$

siendo:

$m_a = 45.4$ kg/s

$\eta_m = 0.985$

$C_{Pa} = 1.005$ kJ/(kg.K) $\quad C_{Pg} = 1.147$ kJ/(kg.K)

Por lo tanto:

$W_c = 15.522$ MW $\quad W_t = 27.439$ MW

$W_c / W_t = 56.6$ % (Resp. [a]) $\quad W_u = 11.681$ MW (Resp. [b])

Del balance energético del combustor se obtiene:

$C_{Pa} \times (T_2 - T_{ref}) + r_{fa} \times Q_{PI} \times \eta_b = (1 + r_{fa}) \times C_{Pg} \times (T_3 - T_{ref})$

siendo:

$T_{ref} = 15$ ºC $= 288$ K $\quad Q_{PI} = 42700$ kJ/kg $\quad \eta_b = 0.990$

Resulta entonces:

$r_{fa} = 1.92 \times 10^{-2}\ kg_f / kg_a$

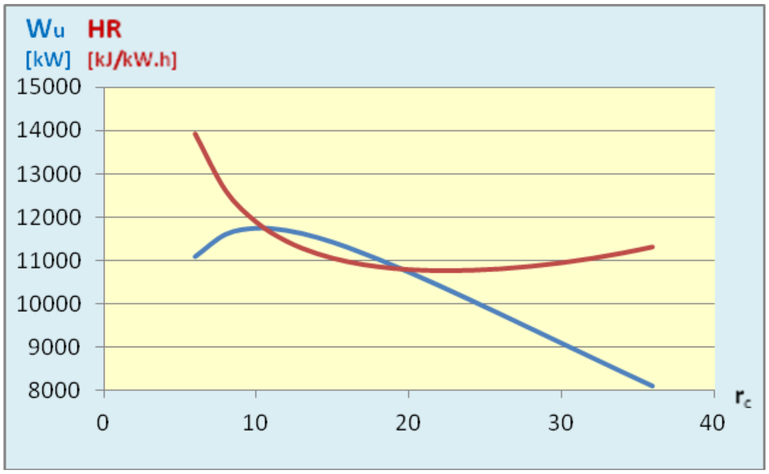
$m_f = r_{fa} \times m_a = 3131 kg_f / h$

$HR = m_f \times Q_{PI} / W_u = 11443$ kJ / kWh $\quad$ (Resp. [c])

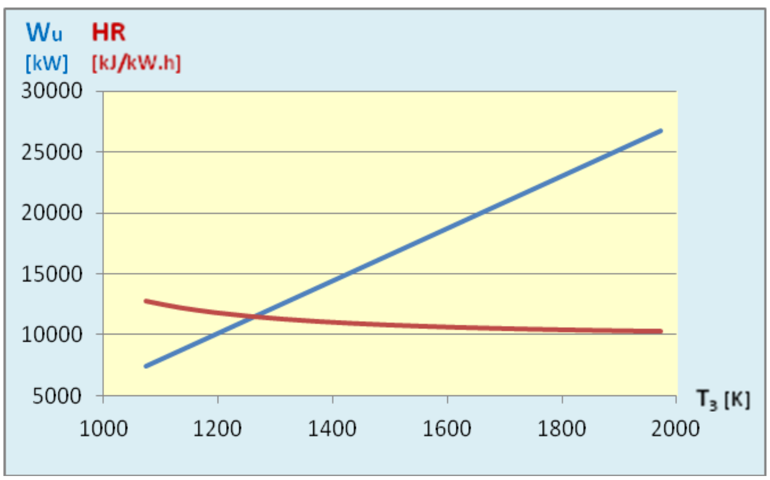
$\eta_g = 3600 \times (1 / HR) = 31.5$ % $\quad$ (Resp. [c])

Resolución Ejercicio 2

a] Repitiendo los cálculos realizados en el Ejercicio [1], con r_c variable entre 6 y 36, y manteniendo constantes todos los restantes parámetros, se obtienen los siguientes resultados (representados gráficamente) para la potencia útil (W_u) y el heat-rate (HR):



b] Del mismo modo que en la parte [a], se calculan y grafican los valores de W_u y HR para temperaturas máximas de ciclo (T_3) variables entre 800 ºC y 1700 ºC, manteniendo constantes todos los restantes parámetros:



c] El primer gráfico muestra claramente que existen sendas relaciones óptimas de compresión que permiten maximizar la potencia útil de la turbina y minimizar el consumo especifico de combustible, respectivamente; sin embargo, estas relaciones óptimas no coinciden, es decir, el valor óptimo de la relación de compresión desde el punto de vista de la potencia útil (r_c = 10, aproximadamente, en el ejemplo considerado) es significativamente menor que el que permite minimizar el consumo específico de combustible (r_c = 22, aproximadamente)

En cambio, la dependencia de W_u y HR con respecto a la temperatura T_3 es monótona, indicando que ambos parámetros siempre mejoran con el incremento de T_3.

<u>Resolución Ejercicio 3</u>

A partir de las pérdidas de carga localizadas a lo largo del circuito de aire y gases, se determina la relación efectiva de expansión (total) en las turbinas:

$r_{tg} \times r_{tp} = r_c \times (P_3 / P_2) \times (P_1 / P_0) \times (P_0 / P_5)$

siendo:

$r_c = P_2/P_1 = 28$

$P_0 = 1.01325$ bara

$P_1/P_0 = (1.01325 – 75 \times 9.81 \times 10^{-5}) / 1.01325 = 0.9927$

$P_0/P_4 = 1.01325 / (1.01325 + 75 \times 9.81 \times 10^{-5}) = 0.9928$

$P_3/P_2 = 0.98 \times P_2 / P_2 = 0.98$

Por lo tanto:

$r_{tg} \times r_{tp} = 27.04$ [I]

La relación entre los parámetros de entrada y salida del compresor y de las turbinas viene dada por:

$T_2 – T_1 = (T_1 / \eta_c) [r_c^{(k_a – 1)/k_a} -1]$

$T_3 – T_4 = (T_3\ \eta_{tg}) [1 - r_{tg}^{(1 – k_h)/k_h}]$ [II]

$T_4 – T_5 = (T_4\ \eta_{tp}) [1 - r_{tp}^{(1 – k_h)/k_h}]$ [III]

siendo:

$T_1 = 288$ K $T_3 = 1568$ K

$\eta_c = 0.892$ $\eta_{tg} = 0.883$ $\eta_{tp} = 0.885$

$k_a = 1.40$ $k_g = 1.33$

Por lo tanto: $T_2 = 802$ K

La vinculación mecánica entre el compresor, la turbina y la carga implica:

$W_c = m_a C_{Pa} (T_2 – T_1)$

$W_{tg} = m_a C_{Pg} (T_3 – T_4)$

$W_{tp} = m_a C_{Pg} (T_4 – T_5)$

$W_{tg} = W_c / \eta_m$ [IV]

$W_u = W_{tp}$

siendo:

$m_a = 55$ kg/s $\eta_m = 0.990$

$C_{Pa} = 1.005$ kJ/(kg.K) $C_{Pg} = 1.147$ kJ/(kg.K

Las ecuaciones [I] a [IV] conforman un sistema que puede resolverse, obteniendo:

$r_{tg} = 4.979$ $r_{tp} = 5.431$ (Resp. [a])

$T_4 = 1113$ K $T_5 = 775$ K (Resp. [b])

$W_u = 21.31$ MW (Resp. [c])

Del balance energético del combustor se obtiene:

$C_{Pa} \times (T_2 – T_{ref}) + r_{fa} \times Q_{PI} \times \eta_b = (1 + r_{fa}) \times C_{Pg} \times (T_3 – T_{ref})$

siendo:

$T_{ref} = 15$ ºC = 288 K $Q_{PI} = 47224$ kJ/kg $\eta_b = 0.990$

Resulta entonces:

$r_{fa} = 2.10 \times 10^{-2}$ kg_f / kg_a

$m_f = r_{fa} \times m_a = 4160$ $kg_f / h = 5794$ m^3 / h (Resp. [c])

$HR = m_f \times Q_{PI} / W_u = 9220$ kJ / kWh (Resp. [c])

$\eta_g = 3600 \times (1 / HR) = 39.0$ % (Resp. [c])