

**TIM 43 - Tecnólogos Mecánicos**  
**Motores de Combustión Interna y Turbinas de Gas**  
**Curso 2022 – Turbinas de Gas – Práctico I**

Ejercicio 1

Una turbina de gas mono-eje trabaja con relación de compresión  $r_c = 12$ , temperatura de entrada al compresor  $T_1 = 15 \text{ °C}$  y temperatura de entrada a la turbina de expansión  $T_3 = 1000 \text{ °C}$ . El gasto másico de aire es  $45.4 \text{ kg/s}$ , y el combustible utilizado es Gas Oil ASTM N° 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,  $10 \text{ mbar}$ . 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  $T_3 = 800 \text{ °C}$  y  $T_3 = 1700 \text{ °C}$ , 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:	$m_a = 55 \text{ kg/s}$
Relación de presiones en el compresor:	$r_c = 28$
Rendimiento isentrópico del compresor:	$\eta_c = 89.2 \%$
Rendimiento isentrópico de la turbina de alta:	$\eta_{tg} = 88.3 \%$
Rendimiento isentrópico de la turbina de baja:	$\eta_{tp} = 88.5 \%$
Rendimiento de la combustión:	$\eta_b = 99 \%$
Rendimiento mecánico interno:	$\eta_m = 99 \%$
Pérdida de carga en el combustor:	$\Delta P_b = 2 \% P_2$
Pérdida de carga en la admisión:	$\Delta P_{ad} = 75 \text{ mm H}_2\text{O}$
Pérdida de carga en la descarga:	$\Delta P_d = 75 \text{ mm H}_2\text{O}$
Temperatura del gas en el ingreso a la turbina de alta:	$T_3 = 1295 \text{ }^\circ\text{C}$
Condiciones en la admisión:	ISO
Combustible:	Gas Natural

- Calcular las relaciones de expansión en las turbinas TG y TP
- Calcular la temperatura de escape de los gases.
- Calcular la potencia útil, el heat rate, el rendimiento térmico del ciclo y el consumo volumétrico de gas natural.

### Ejercicio 4

Se considera una turbina de gas mono-eje regenerativa, de la cual se conocen los siguientes datos nominales:

<i>Potencia Útil:</i>	$W_u = 10 \text{ MW}$	
<i>Relación de presiones en el compresor:</i>	$r_c = 6.5$	
<i>Rendimiento isentrópico del compresor:</i>	$\eta_c = 90 \%$	
<i>Rendimiento isentrópico de la turbina:</i>	$\eta_t = 88 \%$	
<i>Rendimiento mecánico:</i>	$\eta_m = 99 \%$	
<i>Rendimiento de la combustión:</i>	$\eta_b = 99 \%$	
<i>Pérdida de carga en el combustor:</i>	$2 \%$	
<i>Pérdidas de carga en el precalentador de aire:</i>	$\Delta P_{aire} = 20 \text{ mbarg}$	$\Delta P_{gas} = 30 \text{ mbarg}$
<i>Pérdida de carga en la admisión:</i>	$10 \text{ mbar}$	
<i>Pérdida de carga en el escape:</i>	$10 \text{ mbar}$	
<i>Eficiencia del precalentador de aire:</i>	$\varepsilon = 75 \%$	
<i>Temperatura de escape:</i>	$320 \text{ }^\circ\text{C}$	
<i>Condiciones en la admisión:</i>	ISO	
<i>Combustible:</i>	Gas-Oil	

- Calcular la expansión en la turbina y la temperatura de firing.
- Calcular el gasto másico de aire.
- Calcular el consumo horario de combustible, el heat rate y el rendimiento térmico del ciclo.

**Ejercicio 5**

Una turbina de gas regenerativa funciona de acuerdo con el esquema adjunto. La turbina  $[T_G]$  impulsa al compresor  $[C]$  y la turbina  $[T_P]$  suministra energía a una carga externa. El aire descargado por el compresor se precalienta con los gases de escape en el regenerador  $[R]$

Los datos de funcionamiento en el punto de diseño son los siguientes:

$P_1 = P_7 = 1.013 \text{ bara}$      $P_3 = 3.872 \text{ bara}$      $P_4 = 3.795 \text{ bara}$      $P_6 = 1.263 \text{ bara}$   
 $T_1 = 15 \text{ °C}$      $T_4 = 950 \text{ °C}$      $T_7 = 364 \text{ °C}$

Relación de compresión: 4

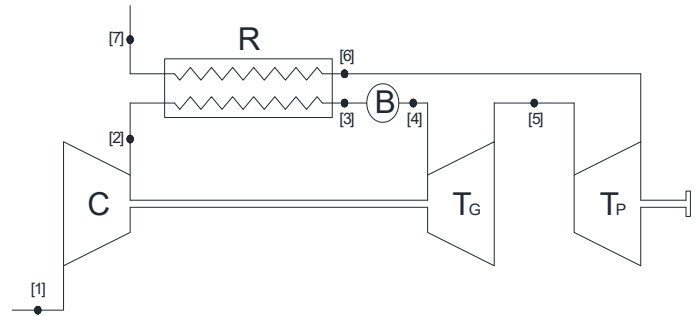
Rendimiento isentrópico del C: 80 %

Rendimiento isentrópico de  $T_G$ : 87 %

Rendimiento isentrópico de  $T_P$ : 84 %

Caudal másico: 2.67 kg/s

Las pérdidas internas (mecánicas y fluido-dinámicas) son del orden del 1% de la potencia de  $T_G$ .



Calcular:

- a) Las temperaturas en [2] y en [5]
- b) Las relaciones de expansión en  $[T_G]$  y en  $[T_P]$
- c) La potencia entregada por  $[T_P]$
- d) La eficiencia del regenerador
- e) El rendimiento termodinámico del ciclo.

Resp.: [a] 463 K / 1068 K    [b] 1.885 / 1.594    [c] 300 kW    [d] 75 %    [e] 21.8 %

### Resolución del 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:

$$r_c = P_2/P_1 = 12$$

$$P_0 = 1.01325 \text{ bara}$$

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

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

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

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:

$$T_1 = 288 \text{ K} \quad T_3 = 1273 \text{ K}$$

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

$$k_a = 1.40 \quad k_g = 1.33$$

Por lo tanto:

$$T_2 = 628 \text{ K} \quad T_4 = 746 \text{ K}$$

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:

$$m_a = 45.4 \text{ kg/s}$$

$$\eta_m = 0.985$$

$$C_{Pa} = 1.005 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$C_{Pg} = 1.147 \text{ kJ/(kg.K)}$$

Por lo tanto:

$$W_c = 15.522 \text{ MW}$$

$$W_t = 27.439 \text{ MW}$$

$$W_c / W_t = 56.6 \% \text{ (Resp. [a])}$$

$$W_u = 11.681 \text{ MW (Resp. [b])}$$

Del balance energético del combustor se obtiene:

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

siendo:

$$T_{ref} = 15 \text{ °C} = 288 \text{ K} \quad Q_{Pl} = 42700 \text{ kJ/kg} \quad \eta_b = 0.990$$

Resulta entonces:

$$r_{fa} = 1.92 \times 10^{-2} \text{ kg}_f/\text{kg}_a$$

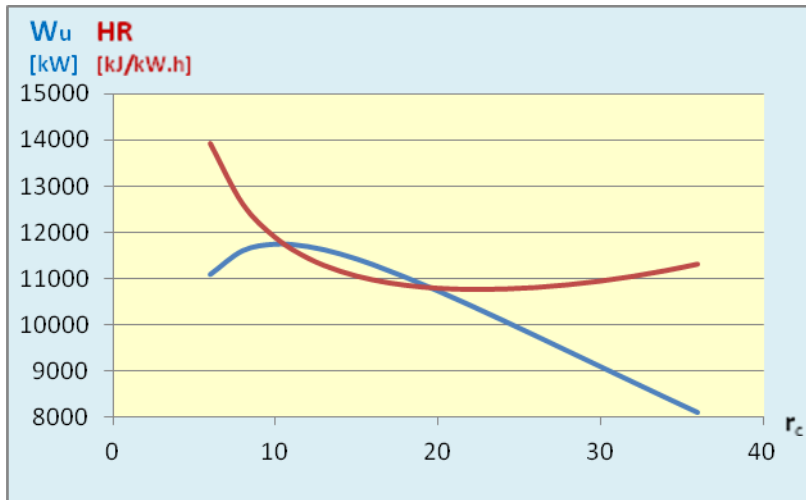
$$m_f = r_{fa} \times m_a = 3131 \text{ kg}_f/\text{h}$$

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

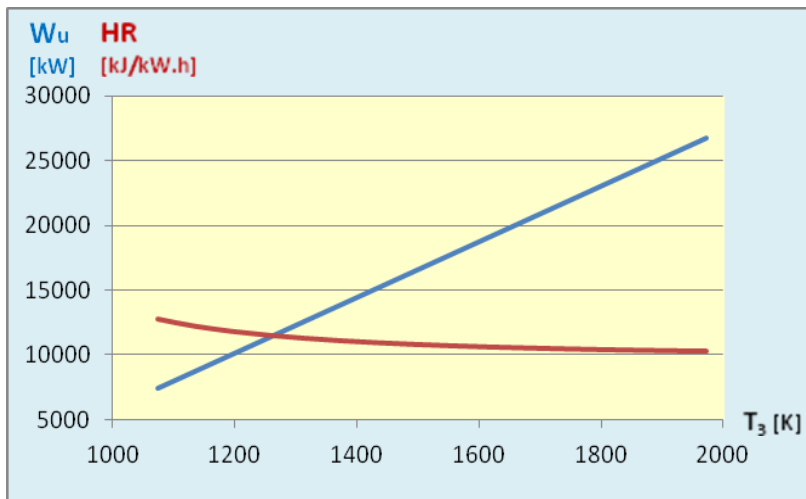
$$\eta_g = 3600 \times (1 / HR) = 31.5 \% \quad \text{(Resp. [c])}$$

### Resolución del 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 °C y 1700 °C, 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 específico 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  $T_3$ .

**Resolución del Ejercicio 3**

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:

$$r_c = P_2 / P_1 = 28$$

$$P_0 = 1.01325 \text{ bara}$$

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

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

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

Por lo tanto:

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

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

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

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

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

siendo:

$$T_1 = 288 \text{ K} \quad T_3 = 1568 \text{ K}$$

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

$$k_a = 1.40 \quad k_g = 1.33$$

Por lo tanto:  $T_2 = 802 \text{ K}$

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

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

$$W_{tg} = m_a C_{Pg} (T_3 - T_4)$$

$$W_{tp} = m_a C_{Pg} (T_4 - T_5)$$

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

$$W_u = W_{tp}$$

siendo:

$$m_a = 55 \text{ kg/s} \quad \eta_m = 0.990$$

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

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

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

$$T_4 = 1113 \text{ K} \quad T_5 = 775 \text{ K} \quad (\text{Resp. [b]})$$

$$W_u = 21.31 \text{ MW} \quad (\text{Resp. [c]})$$

Del balance energético del combustor se obtiene:

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

siendo:

$$T_{ref} = 15 \text{ °C} = 288 \text{ K} \quad Q_{Pl} = 47224 \text{ kJ/kg} \quad \eta_b = 0.990$$

Resulta entonces:

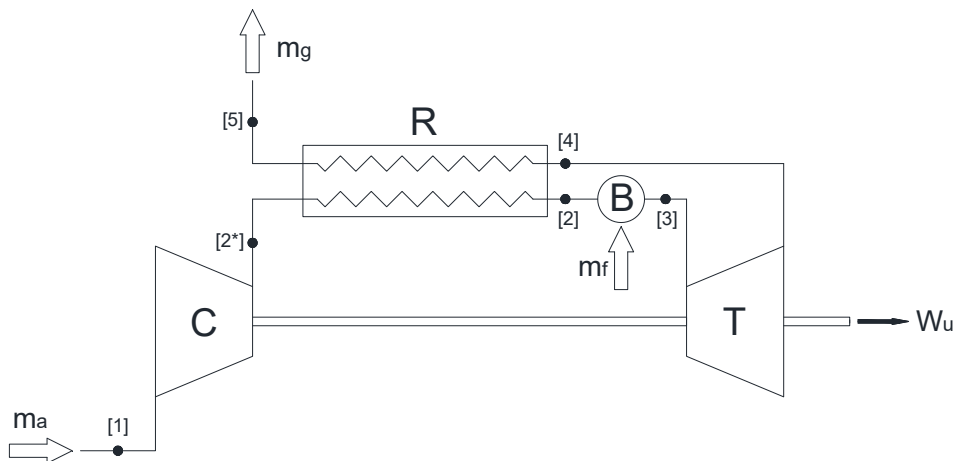
$$r_{fa} = 2.10 \times 10^{-2} \text{ kg}_f / \text{kg}_a$$

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

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

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

Resolución del Ejercicio 4



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:

$$r_t = P_3 / P_4 = (P_{2^*} / P_1) \times (P_1 / P_0) \times (P_2 / P_{2^*}) \times (P_3 / P_2) \times (P_0 / P_5) \times (P_4 / P_4)$$

$$r_t = r_c \times (P_1 / P_0) \times (P_2 / P_{2^*}) \times (P_3 / P_2) \times (P_0 / P_5) \times (P_4 / P_4)$$

siendo:

$$r_c = P_{2^*} / P_1 = 6.5$$

$$P_0 = 1.01325 \text{ bara (condiciones ISO)}$$

$$P_1 / P_0 = (1.01325 - 0.0100) / 1.01325 = 0.99013$$

$$P_1 = 1.00325 \text{ bara}$$

$$P_{2^*} = 6.52113 \text{ bara}$$

$$P_2 / P_{2^*} = (6.52113 - 0.0200) / 6.52113 = 0.99693$$

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

$$P_0 / P_5 = 1.01325 / (1.01325 + 0.0100) = 0.99023$$

$$P_5 / P_4 = (1.01325 + 0.0100) / (1.01325 + 0.0100 + 0.0300) = 0.97152$$

Por lo tanto:

$$r_t = 6.04901 \quad \text{Resp. [a]}$$

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

$$T_{2^*} - T_1 = (T_1 / \eta_c) [r_c^{(k_a - 1)/k_a} - 1]$$

$$T_3 - T_4 = (T_3 \eta_t) [1 - r_t^{(1 - k_n)/k_n}] \quad [I]$$

siendo:

$$T_1 = 288 \text{ K (condiciones ISO)}$$

$$T_5 = 320 \text{ °C} = 593 \text{ K (dato)}$$

$$\eta_c = 0.900 \quad \eta_t = 0.880$$

$$\eta_{tp} = 0.880$$

$$k_a = 1.40 \quad k_g = 1.33$$

$$\text{Por lo tanto: } T_{2^*} = 515 \text{ K}$$

Los cálculos se realizan, en primera instancia, para un gasto másico de aire unitario:  
 $m_{a\text{-unit}} = 1 \text{ kg/s}$

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

$$W_c = C_{Pa} (T_{2^*} - T_1)$$

$$w_t = C_{Pg} (T_3 - T_4) \quad \text{[II]}$$

$$w_u = w_t - w_c / \eta_m \quad \text{[III]}$$

siendo:

$$\eta_m = 0.990 \quad C_{Pa} = 1.005 \text{ kJ/(kg.K)} \quad C_{Pg} = 1.147 \text{ kJ/(kg.K)}$$

Por lo tanto:  $w_c = 228 \text{ kJ/kg}_a$

La aplicación del primer principio de la termodinámica en el regenerador (asumiendo que las pérdidas de calor son insignificantes, y que los caudales másicos de aire y gas son prácticamente iguales) conduce a:

$$C_{Pa} (T_2 - T_{2^*}) = C_{Pg} (T_4 - T_5)$$

$$\varepsilon = (T_2 - T_{2^*}) / (T_4 - T_{2^*})$$

siendo:

$$\varepsilon = 0.750 \quad T_{2^*} = 515 \text{ K} \quad T_5 = 320 \text{ °C} = 593 \text{ K (dato)}$$

Por lo tanto:  $T_2 = 686 \text{ K} \quad T_4 = 744 \text{ K}$

Sustituyendo y despejando en la ecuación [I], se obtiene:

$$T_3 = 1089 \text{ K} \quad \text{Resp. [a]}$$

Luego, utilizando las ecuaciones [II] y [III], resulta:

$$w_t = 396 \text{ kJ/kg}_a$$

$$w_u = 166 \text{ kJ/kg}_a$$

El gasto másico de aire se calcula a partir de la potencia específica ( $w_u$ ) y de la potencia útil conocida ( $W_u$ ):

$$m_a = W_u / w_u$$

siendo:

$$W_u = 10 \text{ MW} \quad w_u = 166 \text{ kJ/kg}_a$$

Por lo tanto:

$$m_a = 60 \text{ kg}_a/\text{s} \quad \text{Resp. [b]}$$

Del balance energético del combustor se obtiene:

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

siendo:

$$T_{ref} = 15 \text{ °C} = 288 \text{ K} \quad Q_{Pl} = 42697 \text{ kJ/kg (gas-oil)} \quad \eta_b = 0.990$$

$$T_2 = 686 \text{ K} \quad T_3 = 1089 \text{ K}$$

Resulta entonces:

$$r_{fa} = 1.25 \times 10^{-2} \text{ kg}_f/\text{kg}_a$$

$$m_f = r_{fa} \times m_a = 2716 \text{ kg}_f/\text{h} \quad \text{Resp. [c]}$$

$$HR = m_f \times Q_{Pl} / W_u = 11598 \text{ kJ/kWh} \quad \text{Resp. [c]}$$

$$\eta_g = 3600 \times (1 / HR) = 31.0 \% \quad \text{Resp. [c]}$$