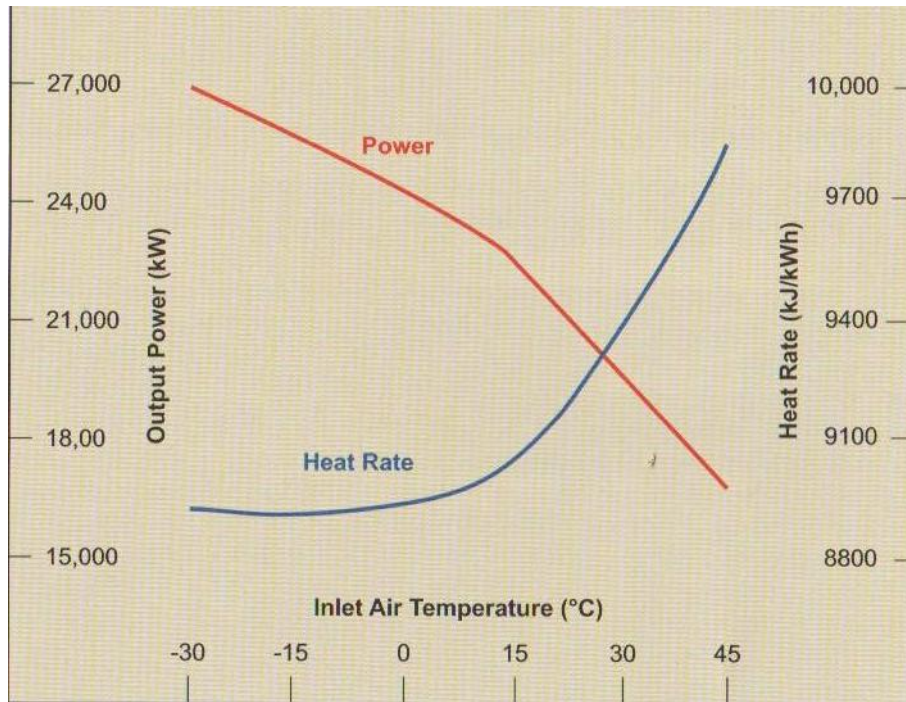


**TIM 43 - Tecnólogos Mecánicos**  
**Motores de Combustión Interna y Turbinas de Gas**  
**Curso 2024 – Turbinas de Gas – Práctico**

Ejercicio 1

Una turbina de gas, utilizada para motorizar una planta compresora, responde a las siguientes curvas características cuando es alimentada con gas natural:



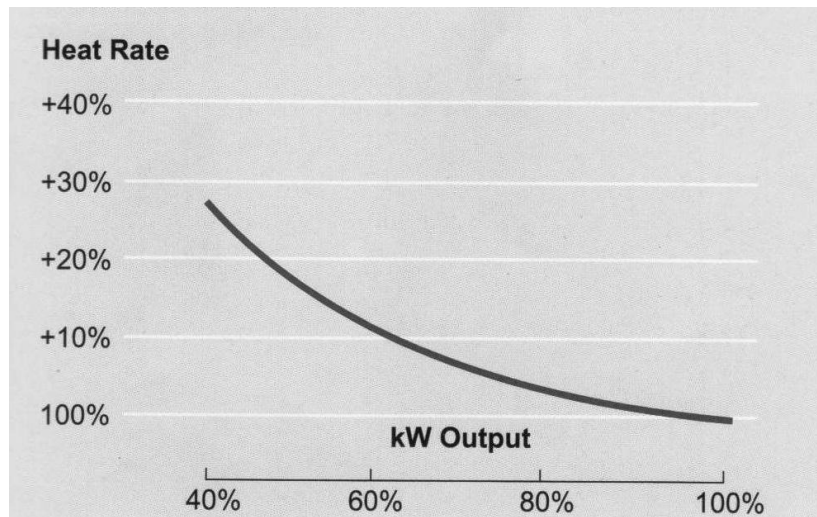
- a) Calcular la potencia útil, el consumo horario de combustible y el rendimiento termodinámico de la máquina bajo condiciones de operación ISO.
- b) Repetir los cálculos de la parte [i] para una temperatura ambiente de 38 °C.

### Ejercicio 2

Una turbina de gas mono-eje de tipo "Heavy Duty", destinada a la generación de energía eléctrica, opera bajo condiciones ambientales ISO y a carga plena de acuerdo con los siguientes valores nominales:

*Potencia útil:*            **50 MW**  
*Heat-Rate:*               **10700 kJ/kWh**  
*Consumo de aire:*       **186 kg/s**  
*Combustible:*            **Gas Oil – ASTM Nº 2**

- a) Calcular el consumo horario de combustible bajo condiciones de operación ISO y a carga plena.
  
- b) Calcular el consumo horario de combustible cuando la turbina trabaja al 60 % de su carga nominal y bajo condiciones de operación ISO, utilizando el siguiente gráfico proporcionado por el Fabricante del equipo.



### Ejercicio N° 3

Una turbina de gas con una relación de presiones  $r = 11.6$  tiene una temperatura de entrada al compresor  $T_1 = 288$  K y una temperatura de entrada a la turbina  $T_3 = 1,200$  K. El aire ingresa al compresor a razón de 45.4 kg/s.

Determinar:

- a) La potencia requerida para impulsar al compresor.
- b) La fracción del trabajo desarrollado por la turbina que se requiere para impulsar al compresor.
- c) La potencia útil que la turbina puede entregar en punta de eje.

*Respuestas (calculadas para un ciclo ideal):*

[a] 13.33 MW                      [b] 48.3 %                      [c] 14.24 MW

### Ejercicio N° 4

Una turbina de gas funciona con una temperatura de entrada al compresor  $T_1 = 288$  K y una temperatura de entrada a la turbina  $T_3 = 1200$  K.

Determinar:

- a) La relación de presiones para la cual se obtiene el máximo trabajo útil.
- b) Los trabajos específicos del compresor y la turbina, el consumo específico de combustible y el rendimiento térmico del ciclo correspondientes a la relación de presiones calculada en la Parte [a]

*Respuestas (calculadas para un ciclo ideal):*

[a] 12.15                      [b] 301 kJ/kg<sub>air</sub> ; 615 kJ/Kg<sub>air</sub> ; 314 kJ/kg<sub>air</sub> ; 1687 kcal/kWh ; 51.0 %

### Ejercicio N° 5

Se considera la turbina del Ejercicio N° 7, trabajando con la relación óptima de presiones calculada en la parte [a] del mismo.

Determinar las variaciones de trabajo útil específico, potencia generada y rendimiento térmico cuando se introducen las siguientes modificaciones en su ciclo de trabajo:

- [a] La temperatura de entrada al compresor se incrementa a  $T_1 = 313$  K
- [b] La temperatura de entrada a la turbina se incrementa a  $T_3 = 1500$  K
- [c] Se divide el proceso de compresión en dos etapas con la misma relación de presiones en cada uno, intercalando un proceso de enfriamiento intermedio (intercooling) con la misma temperatura de ingreso en cada compresor.
- [d] Se divide el proceso de expansión en dos etapas con la misma relación de presiones en cada uno, intercalando un proceso de recalentamiento (reheating) con la misma temperatura de entrada en cada turbina.
- [e] Se intercala un precalentador regenerativo entre el compresor y la cámara de combustión, cuya eficiencia es 75 %.

*Respuestas (calculadas para un ciclo ideal):*

[a] -8.34 % ; -15.66 % ; 0    [b] +16.34 % ; 0    [c] +16.95 % ; -9.21 %    [d] +34.60 % ; -15.25 %

### Ejercicio N° 6

Una turbina de gas consume aire a temperatura  $T_1 = 288 \text{ K}$  y presión  $P_1 = 1.013 \text{ bara}$ . 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 %, quemando gas natural. La relación de presiones del compresor es  $r_c = 15$ . 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.

Suponiendo una temperatura de entrada a la turbina  $T_3 = 1250 \text{ K}$ , calcular el rendimiento térmico del ciclo, el consumo y la potencia específicos.

Comparar estos resultados con los correspondientes a un ciclo ideal de Joule-Brayton que funcione con los mismos valores de temperatura y relación de presiones constante e igual a la del compresor del ciclo real.

*Respuestas:*

[a] 32.3 % / 52.8 % ; 0.0219  $\text{m}^3/\text{kg}_{\text{air}}$  / 0.0189  $\text{m}^3/\text{kg}_{\text{air}}$  / 240  $\text{kJ}/\text{kg}_{\text{air}}$  / 339  $\text{kJ}/\text{kg}_{\text{air}}$

### Ejercicio N° 7

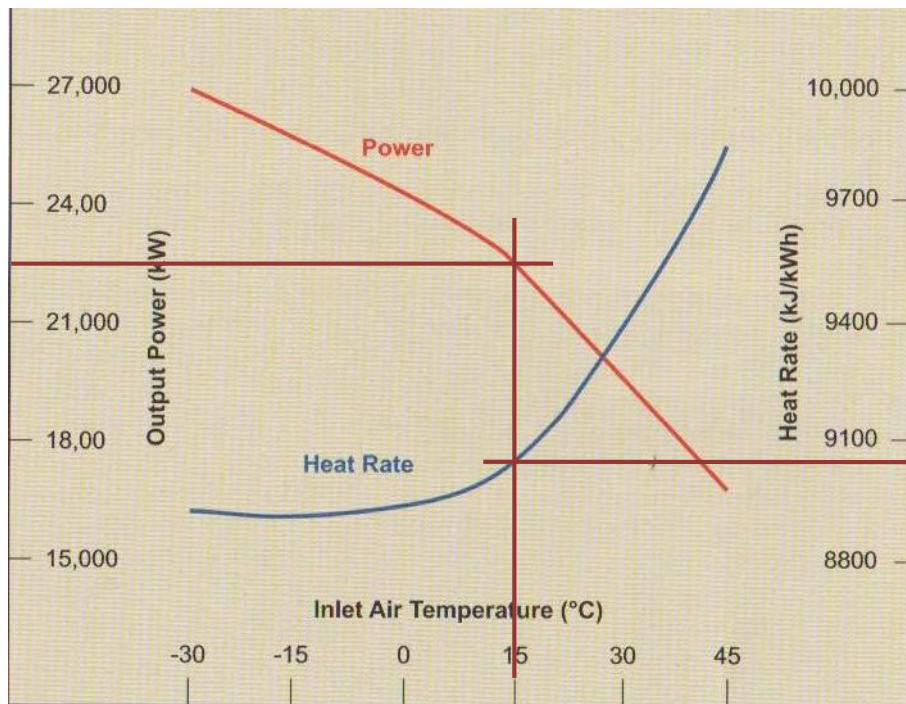
Se considera un ciclo teórico de Joule-Brayton, operando con aire seco.

- [a] Determinar la relación de compresión óptima para la obtención de trabajo útil.
- [b] Calcular el rendimiento térmico del ciclo para la relación de compresión determinada en [b]
- [c] ¿Cómo se modifican los resultados anteriores si se utiliza argón en lugar de aire como gas de trabajo? ¿Y si se emplea helio? ¿Cuál es la solución óptima desde el punto de vista de la potencia obtenida? ¿Y desde el punto de vista del rendimiento térmico? ¿Qué solución adoptaría para implementar una APU aeronáutica? ¿Y para una UPS de respaldo en un centro de procesamiento de datos?

### Ejercicio N° 8

- [a] Estimar la relación de compresión óptima para la producción máxima de potencia con una turbina de gas que trabaja con gas natural, según un ciclo de Joule Brayton simple, en condiciones ISO y temperatura de firing de 1300 °C.
- [b] ¿Cómo se modifica el resultado obtenido en [a] si se busca optimizar el consumo específico de combustible?
- [c] Calcular los consumos de aire y de combustible para obtener 10 MW de potencia bajo las condiciones determinadas en [a] y en [b] Comparar los costos variables de generación obtenidos en cada caso.

Resolución - Ejercicio 1



- a] Bajo condiciones ISO, a partir de las curvas características se obtiene:  
 $W_u = 22.5 \text{ MW}$        $HR = 9040 \text{ kJ}/(\text{kW}\cdot\text{hr})$   
 Para el gas natural se tiene:  
 $\rho_0 = 0.718 \text{ kg}/\text{m}^3$        $Q_{PI} = 8100 \text{ kcal}/\text{m}^3 = 33907 \text{ kJ}/\text{m}^3 = 47224 \text{ kJ}/\text{kg}$   
 Por lo tanto, bajo condiciones ISO y alimentando la turbina con gas natural, resulta:  
 $m_f = HR \times W_u / Q_{PI} = 4307 \text{ kg}/\text{h} = 5999 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $\eta = 3600 / [9040 \text{ kJ}/(\text{kW}\cdot\text{hr})] = 39.8 \%$
- b] Repitiendo los cálculos realizados en la parte [a], para una temperatura de ingreso de aire  $T_1 = 38 \text{ }^\circ\text{C}$ , se obtiene:  
 $W_u = 18.5 \text{ MW}$        $HR = 9550 \text{ kJ}/(\text{kW}\cdot\text{hr})$   
 $m_f = HR \times W_u / Q_{PI} = 4307 \text{ kg}/\text{h} = 5211 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $\eta = 3600 / [9040 \text{ kJ}/(\text{kW}\cdot\text{hr})] = 37.7 \%$

Resolución - Ejercicio 2

- a] Para el gas oil ASTM N° 2 se tiene:  
 $Q_{PI} = 10200 \text{ kcal}/\text{kg} = 42697 \text{ kJ}/\text{kg}$   
 $m_f = HR \times W_u / Q_{PI} = 12530 \text{ kg}/\text{h}$
- b] Del gráfico proporcionado se obtiene, para una carga del 60 % del valor nominal:  
 $W_u = 60 \% (W_{u-ISO}) = 30 \text{ MW}$   
 $HR = 111.5 \% (HR_{ISO}) = 11931 \text{ kJ}/\text{kWh}$   
 Recalculando el gasto de combustible para estas condiciones, resulta:  
 $m_f = 11329 \text{ kg}/\text{h} = 8383 \text{ kg}/\text{h}$