

La figura adjunta representa un sistema de cogeneración mediante un grupo turbina de gas y una caldera de recuperación del calor de los humos de escape.

El grupo turbina de gas funciona según un ciclo Brayton simple. El compresor, que trabaja con una relación de compresión  $\varepsilon = 9$  y un rendimiento del 85%, aspira aire exterior a 1 bar y 27°C. La cámara de combustión quema gas natural y de ella sale el aire hacia la turbina a una temperatura de 950°C. La turbina de gas opera con un rendimiento del 80% y expansiona el aire hasta la presión de 1 bar.

El eje del grupo turbina de gas acciona un alternador que tiene un rendimiento eléctrico del 95%.

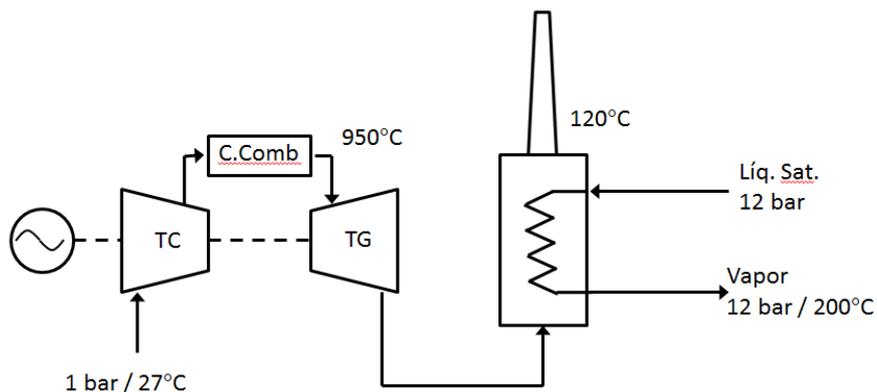
En la caldera de recuperación (HRSG) se obtienen 20 ton/h de vapor de agua a 12 bar y 200°C que posteriormente es condensado hasta líquido saturado, retornando a la caldera en estas condiciones. Para evitar problemas en la chimenea, la caldera enfría los gases de escape de la turbina hasta una temperatura de 120°C.

Considerando que el fluido que realiza el ciclo Brayton es aire, supuesto éste gas ideal y despreciando la pérdida de carga en las tuberías, en la caldera y en la chimenea, calcular:

- El balance de potencia de la planta de cogeneración
- El caudal másico de combustible requerido por la instalación
- El factor de utilización del combustible
- La relación calor/electricidad

Datos del aire:  $R = 0,287$  kJ/kg/K     $\gamma = 1,4$      $c_p = 1,0045$  kJ/kg/K

Datos del combustible: Poder calorífico  $H = 55.000$  kJ/kg



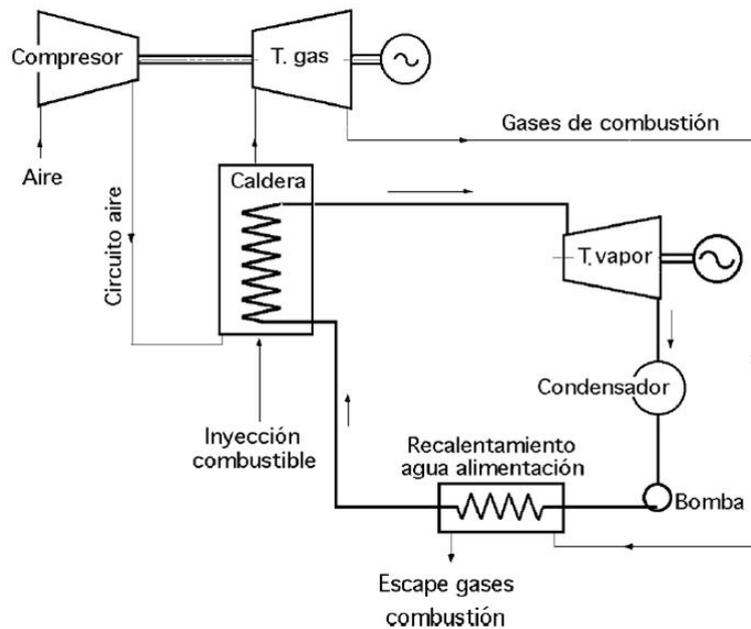
La figura adjunta representa una instalación de ciclo combinado con caldera sobrealimentada y aprovechamiento de los gases de escape de la turbina de gas.

El comburente (aire) es aportado a la caldera por un turbocompresor que aspira 25 kg/s de aire a 1 bar y 23°C y lo comprime hasta 7 bar con un rendimiento interno del 82%. La caldera quema 0,5 kg/s de un combustible cuyo poder calorífico es 50.000 kJ/kg. Los gases de combustión abandonan la caldera a una temperatura de 1.200°C y son expansionados en una turbina de gas, con un rendimiento interno del 85%, hasta la presión de 1 bar.

Por otra parte, el agua saturada procedente del condensador en el que la presión es de 50 mbar se presuriza hasta alcanzar los 100 bar. El escape procedente de la turbina de gas se utiliza para elevar la temperatura del agua-vapor hasta 350°C manteniéndose constante la presión de 100 bar. En estas condiciones se envía a la caldera, obteniéndose vapor de agua a 500°C y 100 bar que es expansionado en una turbina de vapor hasta la presión del condensador, con un rendimiento interno del 90%.

Suponiendo que no existen pérdidas de carga en las conducciones y considerando el aire como gas perfecto, calcular:

- a) Rendimiento global de la instalación
- b) Temperatura de los gases de combustión en el escape de la instalación



Datos del aire:  $R = 0,287 \text{ kJ/kg/K}$      $\gamma = 1,4$      $c_p = 1,0045 \text{ kJ/kg/K}$

La figura adjunta representa una instalación de ciclos combinados mediante turbina de gas y turbina de vapor a contrapresión que cogenera calor para un proceso industrial.

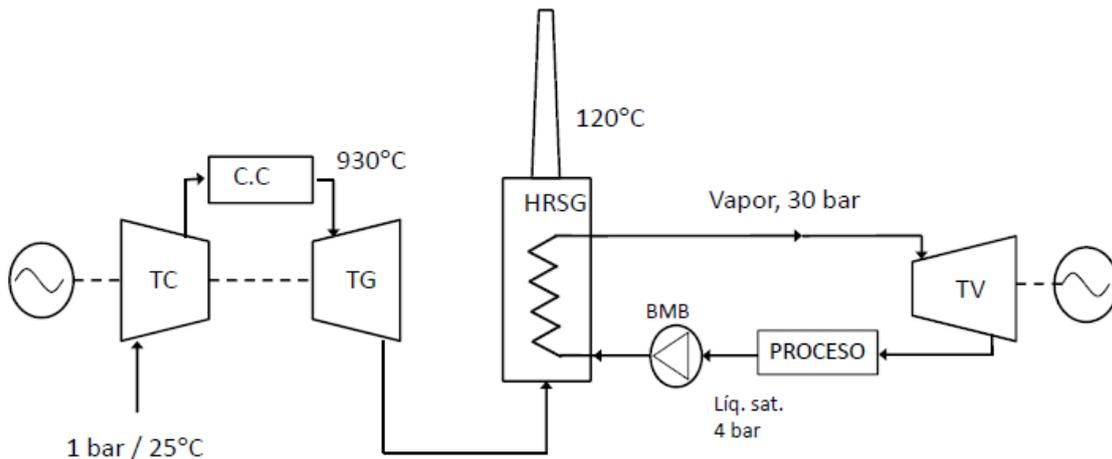
El grupo turbina de gas funciona según un ciclo Brayton simple. El compresor, que trabaja con una relación de compresión  $\varepsilon = 9$  y un rendimiento del 80%, aspira 40 kg/s de aire exterior a 1 bar y 25°C. La temperatura máxima del ciclo Brayton es de 930°C. La unidad turbina de gas opera con un rendimiento del 85% y expansiona el aire hasta la presión de 1 bar. El eje del grupo turbina de gas acciona un alternador que tiene un rendimiento eléctrico del 95%. La cámara de combustión presenta un rendimiento del 94%.

En la caldera de recuperación (HRSG), que tiene un rendimiento del 90%, se obtienen 4,776 kg/s de vapor de agua a 30 bar que son expansionados en una turbina de vapor, de rendimiento interno 85%, hasta la presión de 4 bar que requiere el proceso industrial. Gracias a dicha expansión, el eje de la turbina de vapor acciona un alternador que tiene también un rendimiento del 95%. Para evitar problemas en la chimenea, los gases de escape de la turbina se enfrían en el HRSG hasta una temperatura de 120°C. El proceso industrial devuelve el agua en condiciones de líquido saturado a 4 bar, entrando en dichas condiciones a la bomba encargada de presurizar de nuevo el agua hasta 30 bar (NO despreciar el trabajo de bombeo).

Considerando que el fluido que realiza el ciclo Brayton es aire, supuesto éste gas ideal y despreciando la pérdida de carga en las tuberías, en la caldera y en la chimenea, calcular:

- El balance de potencia de la instalación
- Rendimiento termodinámico de ambos ciclos, considerados por separado
- El factor de utilización del combustible
- La relación calor/electricidad y el rendimiento eléctrico equivalente de la instalación

Datos del aire:  $R = 0,287 \text{ kJ/kg/K}$      $\gamma = 1,4$      $c_p = 1,0045 \text{ kJ/kg/K}$



La figura adjunta representa una planta de cogeneración mediante turbina de vapor de condensación con extracción.

En el calderín del generador de vapor se obtienen 50 ton/h de vapor saturado a 100 bar, el cual debe sobrecalentarse hasta la temperatura de 450°C. Para ello se utilizan humos calientes que llegan a 850°C y abandonan el sobrecalentador a 675°C. El intercambiador de calor está formado por un haz de tubos de acero ( $k = 70 \text{ W/m/K}$ ) de diámetro interior 50 mm y 5 mm de espesor, circulando el vapor a 7 m/s por el interior de los tubos ( $h_i = 35 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ) y los humos calientes por el exterior ( $h_e = 38 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ).

a) Considerando una densidad promedio del vapor sobrecalentado de  $5 \text{ kg/m}^3$  determinar el número de tubos y su longitud

El vapor obtenido en el sobrecalentador se expande en el cuerpo de alta presión de la turbina hasta la presión de 6 bar. A la salida de dicho cuerpo se extrae el 15% del vapor inicial, que se utiliza como calor de proceso al condensarlo hasta líquido saturado. El resto del vapor se recalienta a la presión constante de 6 bar hasta alcanzar los 300°C y en esas condiciones se envía al cuerpo de baja presión de la turbina, donde se expande hasta la presión existente en el condensador, que es 50 mbar. El rendimiento interno en ambos cuerpos de la turbina es 80%. Considerando que el agua sale del condensador y de la válvula de laminación VL en condiciones de líquido saturado a 50 mbar, calcular:

b) La relación calor/electricidad y el factor de utilización del combustible

El condensador se enfría gracias a un circuito de agua que dispone de una torre de refrigeración. La curva resistente del circuito de refrigeración del condensador es de la forma  $H = 10 + 5 Q^2$  mientras que la curva característica de la bomba  $B_2$  es  $H = 20 - 3 Q - 15 Q^2$  ( $Q$  en  $\text{m}^3/\text{s}$ ) cuando gira a 1200 rpm. Calcular:

c) El incremento de temperatura que sufre el agua de refrigeración a su paso por el condensador

El agua del circuito de refrigeración es enfriada en una torre que aspira 2.000.000  $\text{m}^3/\text{h}$  de aire exterior a una temperatura seca de 25°C y una humedad relativa del 50%, de forma que a la salida de la misma la humedad relativa es del 90%.

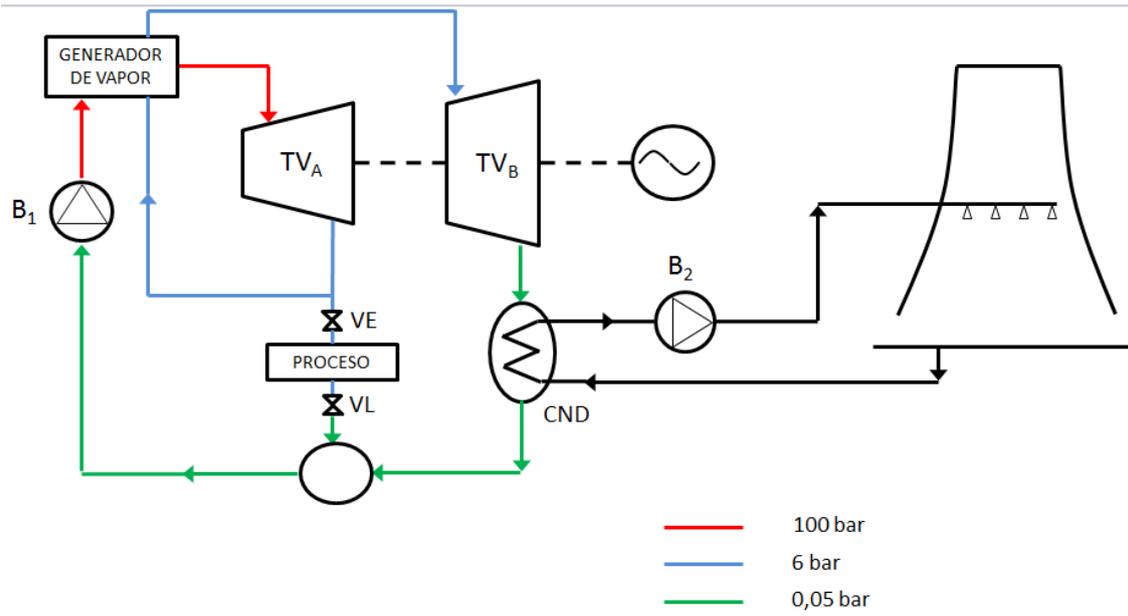
d) Calcular la reposición necesaria

Durante los períodos en los que no se requiere energía térmica la válvula de extracción VE se encuentra completamente cerrada. Sin embargo, se quiere mantener constante el salto térmico en el agua de refrigeración que se envía a la torre. En estas condiciones, calcular:

e) La velocidad a la que debe girar la bomba  $B_2$

De la bomba  $B_1$  se sabe que tiene un rendimiento del 65%. El motor que la acciona es trifásico a 400 V y tiene un rendimiento del 75% y un  $\cos \varphi$  de 0,7. Si se quiere mejorar el  $\cos \varphi$  hasta un valor de 0,95 calcular:

f) La capacidad mínima de los condensadores necesarios



Un sistema de riego requiere bombear diariamente un volumen de 3000 m<sup>3</sup> de agua desde un lago hasta un depósito situado a 25 m de altura. Para ello se utiliza una bomba equipada con un variador de frecuencia que permite modificar su velocidad de giro. Cuando la bomba gira a 1300 rpm su característica es:

$$H = 26,12 - 312,5 Q^2 \left( \text{con } Q \text{ en } \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \quad \eta = 11,93 Q - 47,60 Q^2$$

La bomba trasiega el agua por una tubería que se compone de dos tramos consecutivos, el primero con unas pérdidas de carga  $\Delta h_1 = 25 Q^2$  y el segundo con  $\Delta h_2 = 100 Q^2$ .

Se plantea la hipótesis de aumentar la velocidad de giro de la bomba hasta las 1450 rpm, manteniendo las mismas tuberías.

Considerando un coste de la energía eléctrica de 0,16 €/kWh, determinar el coste económico diario de las dos opciones (bomba a 1300 rpm y bomba a 1450 rpm)

La figura adjunta representa una instalación utilizada para controlar la temperatura y la humedad en un recinto donde existe una piscina climatizada.

Se sabe que durante el funcionamiento normal de la piscina se evaporan 80 l/h de agua del vaso, los cuales deben extraerse para controlar la humedad ambiente. Para ello se utiliza aire exterior que se encuentra a una temperatura seca de 25°C y una humedad relativa del 60%, haciéndolo pasar por una batería de calor con temperatura superficial media de 45°C y factor de by-pass 0,25. Por su parte, el aire extraído del recinto se encuentra a 30°C y 70% de humedad.

a) Calcular el caudal volumétrico de aire exterior que es necesario utilizar

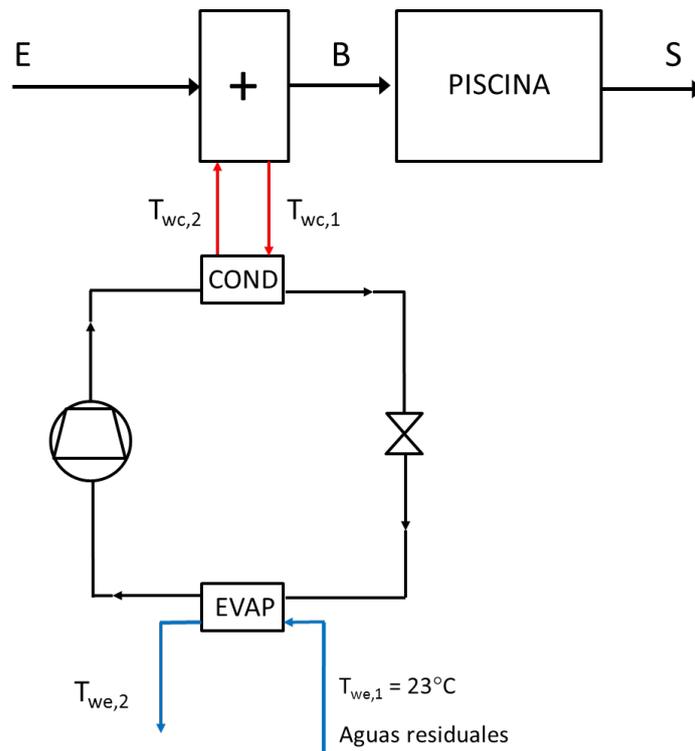
La batería caliente se alimenta del calor cedido por el condensador de una enfriadora de compresión que trabaja con un COP de 2,6.

b) Calcular la potencia requerida por el compresor

La máquina frigorífica absorbe calor de las aguas residuales del edificio, disponiéndose de un caudal medio de 1,2 l/s a una temperatura de 23°C. El evaporador lo forma un intercambiador de tubos concéntricos en el que el refrigerante cambia de estado a 6°C y no experimenta recalentamiento.

c) Calcular la temperatura del agua residual a la salida del evaporador

d) Calcular el valor de factor  $U \cdot A$  del evaporador



La figura adjunta representa una instalación de bombeo de agua entre tres depósitos de grandes dimensiones con dos bombas iguales dispuestas en serie. Se conocen las curvas características de las bombas cuando giran a 1.450 r.p.m.

$$H = 154,88 - 15 \cdot Q^2 \quad \eta = 1,0643 \cdot Q - 0,3273 \cdot Q^2 \quad (\text{Unidades S.I.})$$

Las bombas aspiran agua de un depósito inferior y la envían a dos depósitos C y D. El depósito C se encuentra a una cota de 110 m y está abierto a la atmósfera. El depósito D se encuentra a una cota de 100 m y está presurizado a una presión relativa de 5 bar.

Las pérdidas de carga en las tuberías son proporcionales al cuadrado del caudal, siendo en los tramos B-C y B-D respectivamente:

$$\Delta h_{B-C} = 100 \cdot Q^2 \quad \Delta h_{B-D} = 25 \cdot Q^2$$

En estas condiciones el caudal que llega al depósito D es 0,5 m³/s. Calcular:

- a) Caudal que llega al depósito C
- b) Parámetro  $k$  de pérdida de carga en el tramo A-B
- c) Potencia absorbida por las bombas

Se plantea la alternativa de disminuir a la mitad el caudal que llega al depósito D, para lo cual se varía la velocidad de giro de una de las bombas. Calcular:

- d) Velocidad de giro de la bomba modificada
- e) Potencia absorbida por las bombas

NOTAS:

Considerar la gravedad  $g = 10 \text{ m/s}^2$

Despreciar las pérdidas de carga en las uniones entre bombas y entre éstas y el depósito inferior.

