



## 17. THERMODYNAMICS OF POWER GENERATION

- 17.0. Deducir expresiones analíticas ideales para los rendimientos energéticos de los siguientes motores:
- Ciclo de Carnot.
  - Ciclo Otto.
  - Ciclo Diesel.
  - Ciclo Brayton.
  - Ciclo Brayton de máximo trabajo específico.
  - Ciclo Brayton regenerativo óptimo.
- 17.1. Con una bomba y la caldera de una máquina de vapor se pasa el agua de 100 kPa y 30 °C a 1 MPa y 350 °C, entrando el vapor a una turbina de rendimiento isentrópico 0,85 y saliendo después al condensador, que está aspirado por otra bomba, la cual devuelve el agua a 100 kPa y 30 °C. Se pide:
- Consumo térmico y producción de trabajo por unidad de gasto másico.
  - Rendimiento energético y exergético de la máquina, suponiendo que se trabaja con un foco térmico a la máxima temperatura y un sumidero térmico a la mínima temperatura.
  - Trabajo mínimo necesario (límite termodinámico) para pasar el agua de 100 kPa y 30 °C a 1 MPa y 350 °C, en presencia de una atmósfera a 30 °C, y comparación con la exergía aportada.
  - Trabajo máximo obtenible (límite termodinámico) al pasar de 1 MPa y 350 °C a 100 kPa y 30 °C, y comparación con el trabajo obtenido.
- 17.2. En una central térmica sin recalentamiento y con dos extracciones, la entrada a la turbina es a 650 °C y 8 MPa, con las extracciones a 500 kPa y 70 kPa y salida a 5 kPa. Sabiendo que los calentadores del agua condensada son de tipo cerrado, descargando uno en otro y éste en el condensador a través de sendas válvulas, y que calientan el agua hasta la temperatura de condensación del vapor, calcular el rendimiento energético y las fracciones de sangrado adecuadas.
- 17.3. Se trata del aprovechamiento de un manantial geotérmico (agua caliente subterránea) de 20 m<sup>3</sup>/h de agua a presión y a 130 °C, para generar electricidad utilizando el agua como foco térmico en una máquina de Rankine cuyo fluido de trabajo es n-butano, y que opera entre 0,3 MPa y 1,8 MPa, entrando a la turbina vapor saturado. Se pide:
- Potencia eléctrica máxima producible (límite termodinámico).
  - Esquema de la instalación propuesta y diagrama T-s del proceso.
  - Temperaturas extremas del fluido de trabajo.
  - Trabajo específico de la turbina.
  - Gasto másico necesario de butano.
  - Potencia generada.
- 17.4. Una turbina de gas tiene un compresor de rendimiento 0,75 que comprime hasta 0,5 MPa, una cámara de combustión donde se quema combustible de 45 MJ/kg que da una temperatura de salida de 900 K, una turbina de rendimiento 0,85 que se encarga de mover el compresor, y otra

turbina de rendimiento 0,8 que es la que genera la potencia neta necesaria, que puede variarse desde 0 hasta 200 kW con una válvula de estrangulación entre las turbinas. Se pide:

- a) Temperatura de salida del compresor.
- b) Presión y temperatura de salida de la primera turbina.
- c) Presión y temperatura de entrada de la segunda turbina para carga máxima, media carga y carga nula.
- d) Gasto másico de aire, consumo de combustible y relación aire/combustible.

17.5. Se quiere diseñar una central de ciclo combinado Brayton-Rankine para una potencia total de 10 MW. El compresor de la turbina de gas tiene un rendimiento de 0,85 y dos etapas con enfriamiento intermedio ideal. La presión y temperatura de entrada a la turbina de la turbina de gas, cuyo rendimiento es 0,85, son de 1 MPa y 1300 K. Los gases de escape salen de la caldera de vapor a 250 °C. La presión y temperatura de entrada a la turbina de vapor, cuyo rendimiento es 0,80, son de 3,5 MPa y 350 °C, y la presión de salida de 10 kPa. Se pide:

- a) Hacer un esquema de la instalación.
- b) Potencia específica de la turbina de gas.
- c) Gasto de agua y gasto de aire.
- d) Calor recibido del combustible, calor intercambiado en la caldera y rendimiento energético global.

17.6. La entrada a una cierta turbina de vapor que da 4 MW tiene lugar a 2 MPa y 350 °C. Cuando la presión es de 0,2 MPa se extrae parte del vapor para suministrar 5 MW de calor a una carga térmica, de donde retorna condensado a 40 °C a un tanque de recogida a presión atmosférica. La salida de la turbina al condensador es a 12 kPa, y el condensado es bombeado al tanque de recogida, y desde allí se bombea todo el agua a la caldera. Suponiendo que los rendimientos de las bombas son de 0,7 y los de la turbina de 0,8, se pide:

- a) Esquema de la instalación y diagrama T-s del proceso.
- b) Temperatura de la fracción extraída.
- c) Estado termodinámico a la entrada del condensador.
- d) Flujos de vapor involucrados.
- e) Calor a aportar en la caldera.
- f) Consumo de carbón en la caldera, suponiendo un poder calorífico de 30 MJ/kg y unas pérdidas del 20% en los gases de escape.

17.7. Una planta de potencia industrial de vapor para producir 100 MW funciona con presiones máxima y mínima de 1 MPa y 10 kPa y temperatura máxima de 500 °C. Se pide:

- a) Calcular el rendimiento energético y el gasto circulante.
- b) Calcular las magnitudes anteriores con las siguientes modificaciones:
- c) Incluyendo un rendimiento adiabático de la turbina del 85%.
- d) Incluyendo además un rendimiento adiabático de la bomba del 60%.
- e) Realizando una expansión escalonada con recalentamiento, previa determinación de la presión intermedia óptima.
- f) Además, se realiza un sangrado al final de dicha expansión intermedia para calentar el agua a la salida de la bomba.
- g) Por último, se considera que a la salida de la bomba se instala un recuperador de calor (economizador) de los humos de escape de la caldera, con lo que se prevé poder calentar el agua hasta 80 °C.

- 17.8. En una planta de cogeneración de energía mecánica y térmica, la salida de la turbina de alta es a  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  y se bifurca en tres corrientes. La primera va a la turbina de baja, luego a un condensador y luego es bombeada hasta una cámara de mezcla CM. Con la segunda se da  $0,5\text{ kg/s}$  de vapor a un proceso térmico del que retorna la misma cantidad de agua a presión y temperatura ambiente, la cual se introduce también en la cámara de mezcla CM. La tercera corriente se inyecta directamente en la cámara de mezcla CM para conseguir que de ella salga toda el agua líquida a  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . El calor comunicado en la caldera y el recalentador proviene de la combustión de media tonelada por hora de carbón de poder calorífico  $30\text{ MJ/kg}$ , con un rendimiento del  $80\%$ . Sabiendo que la presión y temperatura máxima de la instalación son  $10\text{ MPa}$  y  $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ , que el rendimiento adiabático de las turbinas es de  $0,9$  y que la temperatura del condensador de baja es de  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ , se desea calcular:
- Presión en el recalentador.
  - Las fracciones de sangrado.
  - Gasto de vapor en la caldera.
  - Potencia generada.
- 17.9. La entrada a una turbina de vapor es a  $1,5\text{ MPa}$  y  $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A  $250\text{ kPa}$  se extrae parte del vapor para suministrar  $5\text{ MW}$  a una carga térmica, de donde retorna el condensador a  $200\text{ kPa}$  y  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ , entrando a través de una válvula a un tanque de recogida a presión atmosférica. La salida de la turbina al condensador se hace a  $5\text{ kPa}$ , enfriándose el agua hasta  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , tras de lo cual es bombeada al tanque de recogida, desde el cual se bombea hasta la caldera. La eficiencia adiabática de las bombas y de la turbina puede tomarse igual a  $0,7$ . Sabiendo que las condiciones atmosféricas son  $92\text{ kPa}$  y  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , y que la potencia neta obtenida es de  $4\text{ MW}$ , calcular el flujo de agua necesario y la eficiencia global del proceso.
- 17.10. Una planta de potencia de vapor, cuyo fluido de trabajo es agua, funciona según un ciclo Rankine con recalentamiento. Las condiciones de entrada a la primera etapa de turbina son presión  $5,5\text{ MPa}$  y temperatura  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ . El recalentamiento se realiza a  $4\text{ kPa}$  y hasta  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$  expandiéndose después el agua hasta la presión de trabajo del condensador. De éste el agua sale líquido saturado. Para condensar esta agua se necesitan  $170.10^3\text{ kg/h}$  de agua de refrigeración, la cual entra al condensador en condiciones ambiente ( $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $100\text{ kPa}$ ) y sale de él a  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  de temperatura. En el generador de vapor el calor necesario es cedido por los gases producto de la combustión de  $150\text{ kg/h}$  de  $\text{CH}_4$  con un  $15\%$  de exceso de aire. Se supone que al generador de vapor entran los gases producto a la temperatura de combustión adiabática. Sabiendo que el combustible y el aire entran al área de quemadores separados y en condiciones ambiente y la combustión se realiza en régimen permanente a  $1\text{ atm}$ , que cada etapa de turbina tiene un rendimiento adiabático del  $85\%$ , que en los cambiadores de calor hay un salto mínimo de  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , y que se puede despreciar la potencia consumida en la bomba, se pide:
- Gasto de agua circulante en la planta de potencia.
  - Potencia neta y rendimiento térmico de la planta.
  - Temperatura de los gases a la salida del generador de vapor.
  - Composición de los gases producto de la combustión a la entrada del generador de vapor.
  - Exergía de los gases calientes a la temperatura máxima teórica de la combustión.
  - Irreversibilidad en el generador de vapor. ¿Qué % representa con respecto a la exergía de la reacción de combustión?
  - Eficacia del generador de vapor.

17.11. Para un cierto proceso industrial se requiere una potencia eléctrica de 5,75 MW y además un gasto de 0,9 kg/s de vapor de agua a 150 °C y 110 kPa. Se dispone libremente de la atmósfera y de cantidad suficiente de las sustancias necesarias, todo ello a 10 °C y 90 kPa. La potencia eléctrica se puede producir en una central con un rendimiento térmico de 0,4. Se pide:

- a) Potencia térmica mínima requerida.
- b) Potencia térmica necesaria en el caso de que el agua pase por una bomba de rendimiento adiabático 0,7 y se caliente con una resistencia eléctrica (hacer un esquema del proceso).
- c) Potencia térmica necesaria en el caso de que el agua pase por una bomba de rendimiento adiabático 0,7 y se caliente con una bomba de calor de Carnot (hacer un esquema del proceso).
- d) Potencia térmica necesaria en el caso de que el agua pase por una bomba de rendimiento adiabático 0,7 y se caliente en una caldera hasta 350 °C y 1 MPa, para pasar después por una turbina que suelta el vapor en las condiciones de utilización (hacer un esquema del proceso). Calcular la potencia producida por la turbina y el rendimiento.
- e) Potencia térmica necesaria en el caso de que se utilice una turbina de gas que toma aire atmosférico, tiene una relación de presiones de 10:1 y una temperatura máxima de 1400 K, cuyos gases de escape calientan el agua hasta 350 °C y 1 MPa, antes de pasar a la turbina que suelta el vapor en las condiciones deseadas (hacer un esquema del proceso).

17.12 En una planta de potencia de 8 MW se utiliza un ciclo combinado de turbina de gas con uno de vapor. Las especificaciones de la turbina de gas son: relación de presiones 9:1, temperatura total máxima de ciclo 1400 K, velocidad de salida del aire 20 m.s<sup>-1</sup>. El aire que sale por la turbina pasa por un cambiador de calor donde evapora y sobrecalienta el agua que circula por el ciclo inferior y posteriormente por un regenerador de la propia turbina de gas. La eficiencia de este regenerador es de 70 %. En el ciclo de Rankine el vapor entra en la turbina a 1,5 MPa y 400 °C. En la expansión, a 150 kPa se realiza un sangrado para usarlo en un calentador cerrado que eleva la temperatura del agua de alimentación hasta la temperatura de condensación del sangrado y el resto del vapor se expande hasta 8 kPa. El sangrado se mezcla, después de pasar por el regenerador, con el agua que proviene del condensador. El caudal de agua de refrigeración utilizada para la condensación es de 0,2 m<sup>3</sup>/s y experimenta un incremento en su temperatura de 4 °C. Sabiendo que el rendimiento adiabático de las bombas y compresores utilizados es del 80 % y el de las turbinas del 90% y que las condiciones atmosféricas son de 15 °C de temperatura y 1 atmósfera de presión, se pide:

- a) Dibujar en diagramas T-s la evolución del aire en la turbina de gas y del agua en el ciclo de vapor.
- b) Fracción del flujo sangrado.
- c) Potencia extraída del ciclo de vapor.
- d) Gasto de aire en la turbina de gas.
- e) Rendimiento de la turbina de gas y global de la instalaciones.
- f) Temperatura de los gases de escape.

17.13. Sabiendo que el modelo termodinámico del ciclo de un cierto motor diesel de 4 cilindros, de cuatro tiempos y 2000 cm<sup>3</sup> de cilindrada total, que funciona a 4000 rpm, viene limitado por una presión máxima de 60 bar y una temperatura máxima de 1500 °C, se pide:

- a) Relación de compresión.
- b) Temperatura final de compresión.
- c) Temperatura en el punto correspondiente al escape.
- d) Potencia que proporciona.
- e) Consumo de combustible (de poder calorífico 10000 kcal/kg).

- 17.14. Una turbina de gas toma 20 kg/s de aire atmosférico. El compresor tiene una relación de presiones totales de 8 y un rendimiento adiabático del 83 %. La temperatura total de entrada en la turbina es de 800 °C y su rendimiento adiabático del 92 %, siendo la velocidad de salida de los gases de 150 m/s. Se pide:
- Potencia producida.
  - Rendimiento térmico.
  - Relación de trabajo neto a trabajo de la turbina (practicabilidad).
  - Temperatura a la salida.
- 17.15. Una pequeña turbina de gas industrial, de 1 MW, consume gas natural y tiene un 28% de rendimiento energético global, dando un chorro de salida de 5,5 kg/s a 515 °C. Se pide:
- Consumo de combustible.
  - Relación aire/combustible y riqueza.
  - Temperatura de combustión adiabática.
  - Temperatura de salida del compresor.
  - Rendimiento del compresor, sabiendo que comprime de 100 kPa a 300 kPa.
- 17.16. Para cubrir picos en la demanda energética de un complejo industrial se pretende utilizar un almacenamiento de 30000 m<sup>3</sup> de aire a 10 MPa, con el que se alimentaría la cámara de combustión de una turbina de gas natural de 6 MW, a la que debe entrar el aire a 0,7 MPa. Se pide:
- Esquema de la instalación y diagrama T-s del proceso.
  - Gasto de gas natural.
  - Gasto de aire suponiendo que se va a quemar con una riqueza de 0,25.
  - Tiempo de funcionamiento.
  - Consumo energético requerido para rellenar el depósito con un compresor de gasto constante durante el resto del día.
- 17.17. Una central térmica de carbón consume lignito negro de 12,5 MJ/kg de poder calorífico, con un rendimiento de caldera del 85%, generándose 58 kg/s de vapor a 9 MPa y 510 °C. Se pide:
- Potencia generada por la turbina.
  - Consumo de carbón.
- Se pretende sustituir la caldera por un combustor de lecho fluidizado donde se quema el carbón con 90 kg/s de aire a 1,2 MPa proveniente del compresor de una turbina de gas por la cual se hacen pasar posteriormente los gases de escape que salen del combustor a 830 °C. Se pide:
- Esquema de la instalación.
  - Temperatura de entrada del aire al combustor.
  - Potencia neta producida por la turbina de gas.
  - Temperatura de salida de los gases de escape de la turbina de gas.
- 17.18. En el reactor de una central nuclear de agua a presión se calienta ésta a 15 MPa hasta 300 °C, pasando luego a una cámara de expansión a 5 MPa. La parte de vapor que se produce en la expansión brusca en la cámara se hace pasar por una turbina de rendimiento adiabático 0,85 donde se expande hasta 10 kPa, pasando posteriormente por un condensador y una bomba que introduce el condensado en una cámara de mezcla a 5 MPa, a la que también se lleva la fracción que quedó líquida en la cámara de expansión. Desde allí se bombea todo el agua a 15 MPa hacia el reactor, completándose el ciclo. Se pide:

- a) Esquema de la instalación y diagrama T-s del proceso.
- b) Exergía del agua a la salida del reactor, respecto de una atmósfera a 100 kPa y 288 K.
- c) Fracción másica de vapor producida en la cámara de expansión.
- d) Trabajo generado en la turbina, por unidad de gasto circulante por el reactor.
- e) Temperatura de entrada del agua al reactor.
- f) Rendimiento energético de la central.

17.19. Calcular el empuje en banco (ensayo en tierra) de un motor a reacción con  $0,2 \text{ m}^2$  de área de entrada y  $0,1 \text{ m}^2$  de área de salida, tal que al hacerlo funcionar en un ambiente a 100 kPa y  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  se miden unas presiones y velocidades de entrada y salida de 95 kPa, 130 kPa, 100 m/s y 500 m/s, respectivamente, consumiendo 20 kg/s de aire y 0,4 kg/s de queroseno.

17.20. En una turbina de gas industrial de 1,5 MW se quema un combustible, asimilable al heptano, con aire procedente de un compresor de relación de presiones 8:1, que a su vez lo toma de un ambiente a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , 96 kPa y 40% de humedad. Sabiendo que la temperatura de entrada a la turbina no debe sobrepasar los 1000 K, se pide:

- a) Gasto másico de aire.
- b) Poder calorífico y aire teórico del heptano.
- c) Relación aire/combustible real y riqueza.
- d) Consumo de combustible.
- e) Temperatura de rocío de los gases de escape.

17.21. Una turbina de gas consume gas natural y produce 3,5 MW eléctricos funcionando con una relación de presiones de 8 y una temperatura máxima de  $800 \text{ }^\circ\text{C}$ . Suponiendo que el poder calorífico del gas natural, que es prácticamente metano puro, es de 40 MJ/kg, y que se toma en condiciones ambientes y se bombea hasta las condiciones de la cámara de combustión, se pide:

- a) Hacer un esquema de la instalación.
- b) Hacer un diagrama T-s de la evolución del aire y del gas natural.
- c) Calcular la temperatura de salida y la potencia específica que consume el compresor de aire.
- d) Calcular la temperatura de salida y la potencia específica que proporciona la turbina de la turbina de gas.
- e) Calcular el gasto de aire necesario.
- f) Calcular el consumo de gas natural.
- g) Calcular la temperatura de salida y la potencia que consume el compresor del gas natural.

17.22. De la cámara de combustión de una turbina de gas de grupo electrógeno de 15 MW sale un gasto de 50 kg/s de gases (considérese aire) a 1400 K y 2,5 MPa. Se pide:

- a) Trabajo máximo obtenible, rendimiento energético correspondiente, rendimiento energético real y rendimiento exergético real.
- b) Expresión analítica del rendimiento energético máximo y de la temperatura equivalente de foco caliente infinito que daría el mismo rendimiento.
- c) Trabajo obtenible al expandirse los gases en la turbina.
- d) Velocidad local del sonido a la salida de la cámara de combustión.

17.23. Para una cierta aplicación se necesita 1 kg/s de aire a  $500 \text{ }^\circ\text{C}$ . Se piensa conseguirlo usando convenientemente una turbina de gas con relación de presiones 1:5, temperatura máxima de 1000 K y rendimientos adiabáticos del compresor 0,8 y de la turbina 0,9. Se pide:

- a) Calcular el coste energético mínimo (límite termodinámico).

- b) Calcular el coste energético si se usara sólo una caldera de gas de rendimiento 0,9.
- c) Comentar la posibilidad, hacer un esquema de la instalación y calcular el coste energético necesario, según se aprovechase parcial o totalmente una o varias de las fuentes de aire siguientes para satisfacer la demanda: a) los gases de salida del compresor, b) los gases de salida del combustor, y c) los gases de salida de la turbina.
- d) Nota: se supondrá que la pequeña contaminación de los gases producto de la combustión no es relevante.

17.24. De los datos técnicos de la planta de potencia de un buque petrolero se han extraído los siguientes:

- Potencia al eje de las turbinas de propulsión, 27 MW
- Vapor generado en la caldera, 120 t/h a 6,2 MPa y 510 °C
- Vacío a la entrada del condensador, 722 mmHg

Se pide:

- a) Presión absoluta en el condensador, y temperatura correspondiente.
- b) Exergía termomecánica del vapor generado.
- c) Trabajo que produciría la planta si se turbinara todo el vapor con un rendimiento isentrópico del 85%, indicando el proceso en el diagrama  $h-s$ .
- d) Parte del vapor se utiliza en producir potencia para los equipos auxiliares, y para bombear el agua a la caldera. Calcular el porcentaje del vapor generado necesario para mover las turbobombas de alimentación de agua a la caldera, suponiendo que la entrada, la salida y el rendimiento de esta turbina auxiliar son iguales que las de las turbinas principales, y que el rendimiento isentrópico de las bombas es del 80%.

17.25. Para una cierta industria se necesita 1 MW de electricidad y 1 kg/s de vapor a 200 °C y 200 kPa. Para satisfacer esa demanda, se piensa montar una instalación de cogeneración de turbina de gas, aprovechando los gases de escape. Sabiendo que la temperatura máxima no debe sobrepasar los 1300 K, y que la relación de presiones va a ser la de máximo trabajo neto por unidad de gasto circulante, con rendimientos isentrópicos de compresor y turbina del 85%, se pide:

- a) Hacer un esquema de la instalación y de las evoluciones del aire y del agua en el diagrama  $T-s$ .
- b) Determinar analíticamente la relación de presiones que maximiza el trabajo neto por unidad de gasto circulante de la turbina de gas.
- c) Suponiendo que se dimensiona el sistema para producir la electricidad, determinar el gasto másico de aire y de combustible necesarios (suponer un poder calorífico de 50 MJ/kg), e indicar si se cubriría el gasto de vapor.

17.26. Se quiere estudiar la conveniencia de sustituir la caldera de una turbina de vapor de 80 MW eléctricos por una cámara de combustión de una instalación de turbina de gas, que se usaría entonces también como caldera de la instalación de turbina de vapor. Las condiciones ambiente son 30 °C y 94 kPa, saliendo los gases de la cámara de combustión a 1000 K y 1,5 MPa; los rendimientos isentrópicos de compresión y expansión son de 0,9. La entrada a la turbina de vapor es a 500 °C y 2 MPa, su rendimiento es 0,9, y en los cambiadores ha de haber al menos 10 °C de salto térmico. Con los gases de escape de la turbina de gas se calentará el agua proveniente del condensador (tras pasar por las bombas) hasta la de saturación. La potencia eléctrica total generada por esta planta combinada seguirá siendo de 80 MW. Se pide:

- a) Esquema de la instalación simple de turbina de vapor y de la instalación combinada, y diagramas  $T-s$  de los procesos sufridos por los fluidos de trabajo.

- b) Definiciones apropiadas del rendimiento energético de ambas plantas (simple y combinada), indicando si su cálculo queda plenamente especificado en el enunciado (comparación de ecuaciones e incógnitas).
- c) Intercambios energéticos unitarios (por unidad de flujo circulante) en cada elemento de las instalaciones.
- d) Rendimiento energético máximo.

17.27. En una plataforma marina de extracción de gas natural se desea bombear 10 kg/s de este gas desde las condiciones ambiente hasta 250 kPa, para lo que se va a usar un compresor movido por una turbina de gas de relación de presiones 5 y temperatura máxima 1300 K. Suponiendo que el rendimiento isentrópico de las máquinas es del 85%, se pide

- a) Potencia mínima necesaria (límite termodinámico).
- b) Potencia necesaria para el compresor dado.
- c) Gasto circulante en la turbina.
- d) Consumo de combustible, tomando un poder calorífico del gas natural de 50 MJ/kg.
- e) Ahorro que supondría añadir un recuperador de calor de los gases de escape.
- f) Esquema de la instalación.

17.28. Considérese una turbina de gas de gasto volumétrico 10 m<sup>3</sup>/s (supóngase constante), de relación de presiones 15, temperatura máxima 1100 °C y rendimientos adiabáticos del 85%. Sabiendo que el aire ambiente está a 94 kPa, 30 °C y 40% de humedad, se pide:

- a) Esquema de la instalación, diagramas *T-s* de los procesos, potencia neta y rendimientos energético y exergético.
- b) Temperaturas de rocío y de saturación adiabática, y gasto másico de agua necesario para conseguir la saturación adiabática de todo el aire de entrada.
- c) Variaciones que produciría dicha adición de agua en los valores del apartado a), indicando posibles ventajas e inconvenientes.

17.29. En un gasoducto de gas natural se desea bombear 10 m<sup>3</sup>/s de este gas desde la temperatura ambiente y 200 kPa hasta 500 kPa, para lo que se va a usar un compresor movido por una turbina de gas de relación de presiones 5 y temperatura máxima 1300 K. Suponiendo que el rendimiento isentrópico de las máquinas es del 85%, se pide

- a) Potencia mínima necesaria (límite termodinámico).
- b) Potencia necesaria para el compresor dado.
- c) Gasto circulante en la turbina.
- d) Consumo de combustible, tomando un poder calorífico del gas natural de 50 MJ/kg.
- e) Ahorro que supondría añadir un recuperador de calor de los gases de escape.
- f) Esquema de la instalación.

17.30. Se quiere producir 100 MW con una turbina de vapor, entrando a la turbina (cuyo rendimiento adiabático es del 85%) a 8 MPa y 480 °C, y saliendo a 8 kPa, con una extracción intermedia a 700 kPa usada en un precalentador para el agua de alimentación de la caldera. Se pide:

- a) Esquema de la instalación y diagrama *T-s* de los procesos.
- b) Fracción de sangrado óptima.
- c) Rendimiento energético y exergético de la planta, suponiendo que las temperaturas extremas son de 20 °C y 1500 °C.
- d) Gasto másico circulante.



17.31. En un folleto comercial se han encontrado los datos siguientes relativos a una turbina de gas de un grupo electrógeno:

- Temperatura de salida de la cámara de combustión      1300 °C
- Temperatura de escape de la turbina                              550 °C
- Relación de presiones    16
- Salida del generador eléctrico                                      219 MW
- Rendimiento    38,1%
- Flujo de aire    624 kg/s

Se pide:

- a) Esquema de la instalación y diagrama  $T-s$  de la evolución del gas.
- b) Rendimiento isentrópico y potencia al eje de la turbina propiamente dicha (el expansor).
- c) Expresión del rendimiento del ciclo en función de las temperaturas, deducción de la temperatura de salida del compresor y determinación de su rendimiento isentrópico.
- d) Potencia mecánica de la turbina completa y rendimiento de la conversión mecánica a eléctrica.

17.32. En un artículo se propone generar electricidad con ayuda de colectores solares planos de media temperatura mediante un motor térmico de ciclo de vapor. Supóngase que los colectores suministran 1 kg/s de agua a presión a 100 °C, que el ambiente está a 25 °C, y que el fluido de trabajo va a ser n-butano. Se pide:

- a) Calor máximo y trabajo máximo extraíble del agua (sin contar con el motor).
- b) Esquema de componentes del motor, y de la evolución que se considere óptima en el diagrama  $T-s$ , explicándolo.
- c) Supóngase que en realidad se calienta el fluido de trabajo hasta obtener vapor saturado a 80 °C, que el rendimiento de la turbina es del 85%, y que en los cambiadores de calor hay que dejar 5 °C de salto térmico mínimo, y determinar las entalpías de los estados, indicando la evolución en un diagrama  $T-s$ .
- d) Potencia eléctrica producible en el caso anterior, y rendimiento motor.

17.33. Una turbina de gas de 2,6 MW, para la propulsión por chorro de agua en una embarcación rápida (un catamarán para 200 pasajeros), opera con una relación de presiones de 20 y una temperatura máxima de 1500 K, consumiendo 260 g/kWh de combustible de poder calorífico 45 MJ/kg. Se pide:

- a) Hacer un esquema de los componentes y del proceso en el diagrama  $T-s$ , y determinar el rendimiento energético del ciclo ideal.
- b) Rendimiento energético suponiendo un rendimiento isentrópico de 0,85 para el compresor y para la turbina.
- c) Rendimiento energético real deducido del consumo específico de combustible.
- d) Flujo de aire circulante.

17.34. Se dice que una cierta turbina de gas genera 40 MW con una relación de presiones de 21, dando 120 kg/s de gases de escape a 450 °C. Se pide:

- a) ¿Es compatible el dato de la potencia con los demás?.
- b) Determinar el rendimiento ideal y las temperaturas de entrada y salida a la cámara de combustión.
- c) Determinar el gasto de combustible (suponer gas natural de 50 MJ/kg de poder calorífico).
- d) Determinar la cantidad de vapor a 200 °C que se puede generar por transmisión de calor con los gases de escape.

- 17.35. Considérese un ciclo Brayton modificado que consta de los siguientes elementos en serie: un compresor de relación de presiones  $\pi_2=20$  que toma aire atmosférico, una cámara de combustión de la que salen los gases a 1500 K, una turbina con salida en depresión, un cambiador de calor al ambiente, y un compresor que finalmente expulsa los gases al ambiente. Se pide:
- Esquema de la instalación y del proceso esperado en el diagrama T-s.
  - Rendimiento energético sin la modificación (i.e. sin escape aspirado).
  - Rendimiento energético suponiendo que la relación de presiones del compresor trasero es de 2.
  - Relación de presiones del compresor trasero que daría rendimiento óptimo.
- 17.36. Una planta de ciclo combinado Brayton-Rankine consta de una turbina de gas con temperatura máxima de 1600 K y salida a 850 K, seguido de una caldera de recuperación de calor que produce vapor a 550 °C y 10 MPa, el cual se expande en una turbina hasta 10 kPa, condensándose el vapor con agua enfriada en una torre húmeda (enfriamiento evaporativo). Considerando un rendimiento isentrópico de 0,85, se pide:
- Esquema de la instalación y de los procesos en el diagrama T-s.
  - Relación de presiones de la turbina de gas, y rendimiento energético propio.
  - Temperatura de vaporización y de condensación en el ciclo de vapor.
  - Relación máxima de flujo de agua a flujo de aire.
  - Estado termodinámico del vapor a la salida de la turbina.
  - Rendimiento energético global: definición y cálculo con los valores anteriores.
- 17.37. Considérese un sistema cilindro-émbolo, encerrando inicialmente un volumen de 500 cm<sup>3</sup> de aire ambiente, el cual se va a comprimir rápidamente hasta reducir su volumen a 50 cm<sup>3</sup>. Se quiere estudiar los cuatro procesos cíclicos siguientes (intercambios y rendimiento energéticos):
- Tras la compresión, adición de 1 kJ de calor a volumen constante, seguido de expansión rápida hasta el volumen inicial y evacuación de calor a volumen constante.
  - Tras la compresión, adición de 1 kJ de calor a volumen constante, seguido de expansión rápida hasta la presión inicial y evacuación de calor a presión constante.
  - Tras la compresión, adición de 1 kJ de calor a presión constante, seguido de expansión rápida hasta el volumen inicial y evacuación de calor a volumen constante.
  - Tras la compresión, adición de 1 kJ de calor a presión constante, seguido de expansión rápida hasta la presión inicial y evacuación de calor a presión constante.
- 17.38. En una publicación se lee que una central de ciclo combinado Brayton-Rankine genera 9 MW con la turbina de gas y 2 MW con la de vapor, entrando los gases a la turbina de gas a 1,5 MPa y 1200 °C, y a la turbina de vapor a 4 MPa y 400 °C. Se pide:
- Esquema de componentes y diagrama T-s de los procesos.
  - Gasto másico de vapor producido.
  - Gasto másico de aire.
  - ¿Es necesario quemar combustible adicional en la caldera?
- 17.39. Una industria necesita 4 MW de electricidad y 2 kg/s de vapor saturado a 1 MPa. Una solución (A) sería comprar la electricidad y generar el vapor en una caldera de gas natural de rendimiento 0,9. Otra solución (B) sería autogenerar la electricidad en una turbina de gas, de relación de presiones 10, temperatura máxima 1000 °C y rendimientos isentrópicos 0,85, usando los gases de escape (quemando después más combustible si fuera necesario) para

generar el vapor en una caldera. Suponiendo que el gas cuesta, energéticamente, la mitad que la electricidad, se pide:

- a) Coste energético mínimo termodinámico para satisfacer la demanda total.
  - b) Hacer un esquema de la solución B, y de los procesos.
  - c) Temperaturas de salida del compresor y de la turbina..
  - d) Gasto de aire necesario.
  - e) ¿Es necesario quemar más gas tras la turbina?
  - f) Comparación de ambas soluciones.
- 17.40. La turbina de un buque metanero tiene un rendimiento isentrópico del 85% y está alimentada con vapor a 6 MPa y 510 °C, generando 28 MW de potencia neta. Se pide:
- a) Hacer un esquema de la instalación y estimar las condiciones de salida del vapor.
  - b) Estimar el flujo de vapor circulante.
  - c) Estimar el consumo de combustible, de poder calorífico 50 MJ/kg, y el rendimiento energético.
- 17.41. Considérese un ciclo Rankine con entrada de vapor a la turbina a 3 MPa y 500 °C, rendimiento isentrópico del 80% y salida a 10 kPa, que mueve un compresor de aire de rendimiento isentrópico del 80%, con entrada atmosférica y salida a 400 kPa, la cual se hace llegar a una cámara de combustión donde se eleva la temperatura hasta 1300 K quemando keroseno, expandiéndose los gases en una turbina de rendimiento isentrópico del 85% para generar 10 MW de electricidad en un alternador, aprovechándose los gases a la salida para generar el vapor del ciclo Rankine. Se pide:
- a) Temperatura de salida de la turbina de gas y gasto de aire necesario.
  - b) Potencia necesaria para mover el compresor.
  - c) Gasto de vapor necesario.
- 17.42. Para generar trabajo a partir de la radiación solar, se va a considerar una máquina que usa dióxido de carbono en un ciclo supercrítico que funciona de la manera siguiente: con una bomba de rendimiento isentrópico del 85%, se hace pasar líquido desde el estado saturado en el condensador, hasta introducirlo a 20 MPa en el captador solar, donde se calienta a presión constante hasta 150 °C; a continuación pasa por una turbina de rendimiento isentrópico del 80%, y luego es condensado con agua ambiente a 20 °C, con un salto térmico mínimo de 2 °C, cerrándose el ciclo. Se pide:
- a) Hacer un esquema de los procesos en los diagramas  $T-s$  y  $p-h$ .
  - b) Determinar los estados termodinámicos principales del fluido de trabajo en el ciclo.
  - c) Calcular el rendimiento energético del ciclo.
  - d) Calcular el gasto másico necesario para generar 1 kW.
- 17.43. En los datos de una planta de potencia de ciclo combinado que produce 250 MW en la turbina de gas y 130 MW en la de vapor, figura un consumo de gas de 1,7 MMCD. Para comprobar si MMCD significa millones de metros cúbicos día, se van a suponer unos datos típicos: para el ciclo de gas,  $T_{\max}=1600$  K,  $p_{\max}=2$  MPa, y rendimientos isentrópicos del 85%; para el ciclo de vapor,  $T_{\max}=700$  K,  $p_{\max}=10$  MPa,  $p_{\min}=5$  kPa, y rendimientos isentrópicos del 85%. Se pide:
- a) Esquema de los procesos en un diagrama  $T-s$ .
  - b) Flujo de aire.
  - c) Flujo de vapor.
  - d) Flujo de combustible, y comparación con el valor dado.

- 17.44. Considérese una planta de potencia que usa n-butano como fluido de trabajo siguiendo un ciclo Rankine, en el que una bomba toma butano líquido del condensador, lo hace pasar por el vaporizador, que aprovecha un flujo de 10 kg/s de agua salobre a presión y 120 °C procedente de un manantial geotérmico, y luego por una turbina al condensador, cerrándose el ciclo. Suponiendo que en los cambiadores de calor ha de haber un salto mínimo de 5 °C de un lado al otro, que la vaporización es a 100 °C, y que los rendimientos isentrópicos de bomba y turbina son del 75%, se pide:
- Esquema de la instalación y de los procesos en un diagrama  $T-s$ .
  - Estado del fluido a la entrada de la turbina.
  - Estado del fluido a la salida de la turbina.
  - Rendimiento energético de la planta.
  - Esquema de los perfiles de temperatura en los cambiadores de calor.
  - Potencia producida.
- 17.45. Estudiar el ciclo ideal de un motor alternativo de 4 cilindros y 4 tiempos, de relación de compresión 9, que aspira 500 cm<sup>3</sup> de gases frescos en cada cilindro, compuestos de aire con un 4% en peso de gasolina de poder calorífico inferior 42 MJ/kg, a 100 kPa y 15 °C. En particular, se pide:
- Presión y temperatura tras la compresión.
  - Presión y temperatura tras la combustión.
  - Presión y temperatura tras la expansión.
  - Rendimiento energético.
  - Potencia al eje, cuando funciona a 6000 rpm.
- 17.46. En un ciclo combinado de potencia, la turbina de gas toma 78 kg/s de aire ambiente y 72 MW térmicos de la combustión del combustible, generando 25 MW eléctricos y un flujo de gases de escape a 534 °C. Usando el modelo de gas perfecto para el aire, pero con  $c_p=1150$  J/(kg·K) y  $\gamma=1.35$ , e pide:
- Calcular la relación de presiones y la temperatura de entrada a la turbina (de gas), suponiendo rendimientos isentrópicos del 85%.
  - Flujo de vapor generado en la caldera de recuperación, suponiendo los gases de escape se enfrían hasta la temperatura de vaporización, y que a la turbina de vapor llega éste a 2,38 MPa y 287 °C, y sale a 10 kPa, siendo el rendimiento isentrópico 0,85.
  - Potencia generada por la turbina de vapor
- 17.47. Un turbohélice que vuela a 450 km/h toma 10 kg/s de aire ambiente a 263 K y 70 kPa, a través de un difusor isentrópico, pasando luego al compresor, de relación de presiones totales igual a 8 y rendimiento isentrópico del 85%. En la cámara de combustión la pérdida de presión total es despreciable, y la temperatura total de salida 1100 K. Una primera turbina, de rendimiento isentrópico del 85%, se encarga de mover el compresor, y una segunda turbina, de rendimiento isentrópico del 90%, se encarga de mover la hélice. La relación de presiones totales del conjunto es de 7, saliendo los gases a través de una tobera de rendimiento isentrópico del 95%. Se pide:
- Diagrama  $T-s$  de la evolución.
  - Temperatura y presión totales a la salida del compresor.
  - Temperatura y presión totales a la salida de la primera turbina.
  - Potencia al eje.
  - Temperatura y velocidad a la salida de la tobera.

- f) Generación de entropía en el proceso, asimilando la cámara de combustión a una fuente térmica a 1800 K.
- 17.48. Una turbina de gas toma 50 kg/s de aire ambiente a 25 °C y 94 kPa, tiene una relación de presiones de 10, unos rendimientos isentrópicos del compresor y la turbina de 0,85, y su temperatura máxima es de 1600 K. Se quiere estudiar el efecto de añadir un flujo de 2,5 kg/s de agua líquida a los gases en la salida de la cámara de combustión, en el caso de que se mantuvieran constantes los parámetros anteriores. En particular, se pide:
- Potencia neta y consumo de combustible (tómese un PCI=42 MJ/kg) sin la adición de agua.
  - Temperatura de entrada a la turbina tras la adición de agua.
  - Potencia neta en este caso.
- 17.49. En una central de regasificación de gas natural licuado, se va a usar un ciclo Brayton de nitrógeno en circuito cerrado para generar 1 MW de potencia mecánica. El compresor, de rendimiento isentrópico 0,8 y relación de presiones 4, toma el nitrógeno a 4 MPa y -100 °C, y lo hace pasar por un recuperador de calor con los gases de salida de la turbina a contracorriente. A la salida del intercambiador, el gas recibe calor de la combustión exterior de gas natural hasta alcanzar los 800 °C antes de entrar en la turbina, de rendimiento isentrópico 0,9. Tras la turbina, el gas pasa por el recuperador, y finalmente por un cambiador de calor donde una corriente de gas natural licuado lo enfría hasta las condiciones de entrada al compresor. Suponiendo para el intercambiador regenerativo un rendimiento del 70%, se pide:
- Temperaturas de salida del compresor y de la turbina.
  - Gasto másico circulante, y temperatura a la que se calienta el fluido de trabajo en el intercambiador.
  - Gasto de gas natural necesario para alcanzar las condiciones de entrada a la turbina.
  - Calor transmitido al gas natural licuado.
  - Rendimiento térmico del ciclo motor.
- 17.50. Se necesita una potencia mecánica de 10 kW, y se quiere estudiar la posibilidad de conseguirlo usando un ciclo Rankine de pentano, entrando a la turbina vapor saturado a 180 °C. Como fuente de calor se piensa usar un flujo de gases de escape de un motor a 250 °C, y el aire ambiente puede tomarse a 25 °C y 100 kPa. Se pide:
- Determinar la entalpía y la entropía a la entrada de la turbina, respecto al estado líquido en el punto triple, con el modelo de sustancia perfecta.
  - Determinar la entalpía y la entropía del vapor de pentano saturado a 25 °C, y las condiciones a la salida de la turbina, suponiendo un rendimiento isoentrópico 0,8.
  - Calcular el gasto másico de pentano necesario y el rendimiento del ciclo.
  - Calcular el gasto másico necesario de gases de escape.
- 17.51. Se piensa aprovechar los gases de escape de un motor diésel para producir una potencia mecánica adicional usando un ciclo Rankine transcrito de CO<sub>2</sub>. El escape suministra 1 kg/s de gases a 200 °C. El CO<sub>2</sub> se toma del condensador saturado a 300 K y se comprime hasta 20 MPa con una bomba; luego recibe calor de los gases de escape hasta llegar a 150 °C y se expande en una turbina, de la que pasa al condensador, cerrándose el ciclo. Suponiendo despreciable la generación de entropía en la bomba y la turbina, y que el ambiente está a 20 °C y 95 kPa, se pide:
- Potencia mecánica máxima recuperable de los gases de escape (aproximar como aire puro).
  - Evolución del CO<sub>2</sub> en el diagrama *p-h*.

- c) Gasto de CO<sub>2</sub> circulante.
  - d) Potencia mecánica producida, y rendimiento del ciclo.
- 17.52. Un pequeño turborreactor de demostración de sobremesa aspira 1 kg/s de aire, tiene una relación de presiones totales  $\pi=9$ , una temperatura total máxima de 1000 K, y los diámetros de entrada y salida son de 0,20 m y 0,11 m, respectivamente. Suponiendo que los rendimientos isoentrópicos de compresor y turbina son del 70 % y del 80 %, respectivamente, se pide:
- a) Presiones y temperaturas a la entrada y a la salida de la cámara de combustión, suponiendo despreciables las energías cinéticas en todo el motor excepto en la salida.
  - b) Presiones y temperaturas a la entrada y a la salida de la tobera de escape.
  - c) Energía cinética y energía térmica del chorro de salida.
  - d) Consumo de combustible (Jet A-1) y rendimiento térmico del motor.
- 17.53. Un ciclo combinado de potencia Brayton-Rankine, toma 50 kg/s de aire ambiente, lo comprime hasta 1 MPa, y tras la cámara de combustión entra a la turbina de gas a 1400 K. La entrada a la turbina de vapor es a 10 MPa y 450 °C, y la salida a 6 kPa. Tomando valores de rendimientos isoentrópicos del 80 %, 85 %, y 90 %, respectivamente, se pide:
- a) Temperaturas entre los elementos del ciclo Brayton y potencia neta generada por la turbina de gas.
  - b) Esquema de los perfiles de temperatura en la caldera, suponiendo flujo a contracorriente, indicando los valores extremos.
  - c) Gasto de vapor generado.
  - d) Potencia generada por la turbina de vapor.
  - e) Consumo de combustible (gas natural) y rendimiento térmico del ciclo combinado.
- 17.54. Se piensa usar una micro-turbina de gas para cogeneración, tal que dé 100 kW de electricidad tomando aire ambiente con un compresor, de rendimiento isoentrópico 0,75 y relación de presiones 5, y usando gas natural en la cámara de combustión para dar una temperatura de entrada a la turbina de 1250 K; esta turbina tiene un rendimiento isoentrópico 0,80. Los gases de escape pasan primero por un cambiador de calor (regenerador) que caliente el aire comprimido antes de entrar en la cámara de combustión, y después por otro cambiador de calor (caldera) que caliente una corriente de agua desde 15 °C hasta 85 °C. Sabiendo que hay que dejar un salto mínimo de 50 °C en los cambiadores, y que la caída de presión en ellos es de 40 kPa en total para los gases de escape, y de 25 kPa para el aire comprimido (en el regenerador), se pide:
- a) Esquema de la instalación, y diagrama  $T-s$  de la evolución del gas.
  - b) Presión y temperatura a la salida de la turbina.
  - c) Gasto de aire necesario.
  - d) Gasto de combustible y rendimiento energético de la generación eléctrica.
  - e) Gasto de agua caliente producida y rendimiento exergético de la cogeneración.
- 17.55. Para una aplicación espacial se va a considerar una planta de potencia de 100 kW de ciclo Brayton regenerativo cerrado, usando xenón como fluido de trabajo. El compresor toma el gas a 240 K y 1 MPa, y tiene una relación de presiones de 1,5 y un rendimiento isoentrópico del 90 %, pasando el gas después por el regenerador, luego por un concentrador solar, tras lo cual entra a 1200 K a la turbina, cuyo rendimiento isoentrópico es del 90 %. De la turbina pasa al regenerador, y luego a un radiador que elimina el calor residual al espacio antes de entrar en el compresor y completarse el circuito. Despreciando las caídas de presión en los cambiadores, pero considerando un salto mínimo de 50 K en ellos, se pide:

- a) Temperatura mínima del gas para que no pueda condensar a esas presiones.
- b) Temperaturas de entrada y salida al regenerador.
- c) Gasto circulante.
- d) Rendimiento energético.

17.56. Para acomodar la oferta y la demanda de un parque eólico, se piensa utilizar un gran depósito subterráneo D para almacenar aire comprimido. Para ello, con la electricidad generada y no demandada, se mueve un motor eléctrico M que acciona un compresor C. Éste, toma aire ambiente, lo comprime, lo pasa por un cambiador de calor al ambiente HX1, y lo inyecta en el depósito D, que está a 3 MPa. Cuando hace falta mayor producción eléctrica de la que dan los aerogeneradores, se extrae aire comprimido del depósito D, se pasa primero por un precalentador HX2, luego se quema en una cámara de combustión CC con gas natural hasta alcanzar 1500 K, luego entra a la turbina que mueve el generador eléctrico G, y finalmente se hace pasar a contracorriente por el cambiador de calor HX2 antes mencionado. Supóngase que los rendimientos del compresor y de la turbina son del 85 % y 90 %, y que los cambiador de calor son ideales. Se pide:

- a) Esquema de la instalación de compresión, diagrama  $T-s$  del proceso, y rendimiento exergético, i.e. exergía almacenada en el aire comprimido del depósito respecto al consumo eléctrico necesario.
- b) Esquema de la instalación de expansión y diagrama  $T-s$  del proceso desde que se toma el aire comprimido hasta la salida de gases a la atmósfera (modelo de aire estándar).
- c) Temperatura de salida de la turbina, y de entrada a la cámara de combustión.
- d) Trabajo unitario de la turbina y consumo de gas natural.
- e) Rendimiento térmico de la generación de potencia en la expansión (i.e. trabajo que da la turbina dividido por calor aportado por la combustión), y rendimiento térmico global teniendo en cuenta el proceso completa de compresión y expansión.

17.57. Considérese una lancha de pantanos con una hélice propulsora aérea de  $D=2$  m de diámetro, que girando a  $n=1200$  rpm produce un empuje  $F=c_F\rho n^2 D^4$ , con  $c_F=0,05-0,06\cdot J-0,1\cdot J^2$ , siendo  $J=v_0/(nD)$  la velocidad de avance ( $v_0$ ) adimensional, y  $\rho$  la densidad del aire. La potencia al eje necesaria para mover esa hélice la proporciona un motor de gasolina, y se puede poner como  $P=c_P\rho n^3 D^5$ , con  $c_P=0,015-0,03\cdot J^2$ , y la resistencia al avance de la lancha (incluida la hélice) se estima como  $D=c_{DA}\rho_w v_0^2/2$ , con  $c_{DA}=0,003$  m<sup>2</sup>, y  $\rho_w$  la densidad del agua. Se pide:

- a) Calcular el rendimiento propulsivo de la hélice,  $\eta=Fv_0/P$ , en función de la velocidad de avance relativa,  $J$ .
- b) Empuje y potencia al eje en el arranque.
- c) Velocidad máxima alcanzable, y valores del rendimiento, empuje y potencia correspondientes.

17.58. Se trata de calcular las pérdidas de exergía en el intercambiador de calor de un ciclo combinado en el que se vaporiza 1 kg/s de agua a 10 MPa que entra a 50 °C y sale a 500 °C, lo que se consigue con un flujo a contracorriente de gases de escape que entran al cambiador a 1000 °C y salen a 100 °C, todo ello en un ambiente a 25 °C. Se pide:

- a) Calcular la temperatura de vaporización del agua y las variaciones de entalpía y de entropía del agua entre la entrada y la salida.
- b) Calcular las variaciones de entalpía y de entropía de los gases entre la entrada y la salida.
- c) Generación de entropía en el cambiador, y pérdida de exergía.
- d) En una publicación se dice que la exergía perdida,  $\dot{\Psi}_{\text{lost}}$ , en un cambiador sin cambio de fase es  $\dot{\Psi}_{\text{lost}} = \dot{Q}(T_0/T_{\text{cold}} - T_0/T_{\text{hot}})$ , siendo  $\dot{Q}$  el calor intercambiado,  $T_0$  la temperatura ambiente, y  $T_{\text{hot}}$

and  $T_{\text{cold}}$  las temperaturas medias logarítmicas del fluido caliente y del fluido frío, respectivamente; e.g.  $T_{\text{hot}}=(T_{\text{hot,in}}-T_{\text{hot,out}})/\ln(T_{\text{hot,in}}/T_{\text{hot,out}})$ . Aplicar la fórmula dada a cada uno de los tres tramos en que puede dividirse el cambiador: calentamiento del agua, ebullición, y sobrecalentamiento, y comparar con el resultado del apartado anterior.

- 17.59. Un motor diésel de 4 tiempos, turboalimentado, de 1,6 L de cilindrada total, produce 70 kW a 3000 rpm consumiendo 4 g/s de combustible, saliendo los gases del motor a 600 °C. Se quiere estudiar la sustitución del turbocompresor de gas (i.e. con la turbina movida por los gases de escape), por un turbocompresor de vapor (i.e. con la turbina movida por vapor generado con los gases de escape en un ciclo Rankine), ambos con relación de presiones del aire de entrada  $\pi=2$  y un 70 % de rendimiento del compresor. Para el ciclo Rankine se va a considerar que una bomba toma agua de un depósito y la hace pasar por el intercambiador, entrando a 500 °C y 2 MPa a la turbina, de rendimiento isoentrópico es del 75 %, de donde sale al exterior. Se pide:
- Rendimiento energético del motor diésel.
  - Gasto de aire aspirado (teniendo en cuenta el enfriamiento intermedio y despreciando ineficiencias).
  - Potencia necesaria para el compresor de aire de entrada.
  - Potencia térmica de los gases de salida del motor.
  - Estados termodinámicos en el ciclo de vapor.
  - Gasto de vapor necesario para el turbocompresor.
  - Potencia térmica que absorbe el agua en el ciclo de vapor.
  - Temperatura de salida de los gases tras el recuperador de calor
  - Esquema del perfil de temperaturas.
  - Salto mínimo de temperatura a través del cambiador.
- 17.60. Considérese una planta de potencia nuclear de 50 kW eléctricos para un futuro sistema de propulsión espacial. Se trata de un ciclo Brayton cerrado, con CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo, el cual entra a 10 MPa y 500 K al compresor (C), saliendo a 20 MPa y pasando luego por un recuperador de calor (HX) donde alcanza 1000 K antes de entrar al reactor nuclear (RN), de donde sale a 1200 K para entrar en la turbina (T). Después el gas pasa a contracorriente por el intercambiador de calor HX, y finalmente por un radiador (R) donde se enfría hasta los 500 K antes de entrar al compresor. Tomando para los rendimientos isoentrópicos de compresor y turbina un valor de 0,85, despreciando la caída de presión en los cambiadores, y con unos valores medios para el CO<sub>2</sub> como gas ideal en todo el proceso de  $c_p=1250 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$  y  $\gamma=1,20$ , se pide:
- Esquema de la instalación, y diagrama  $T$ - $s$  del proceso.
  - Temperatura a la salida del compresor, y trabajo unitario necesario.
  - Temperatura a la salida de la turbina, y trabajo unitario.
  - Gasto másico de gas necesario.
  - Potencia térmica del reactor nuclear.
- 17.61. En un micro-turborreactor se han tomado las medidas siguientes en un ensayo estacionario en banco con aire ambiente a 20 °C, 94 kPa y 50 % HR. Presión (manométrica) a la entrada del compresor (centrífugo)  $\Delta p_1=-2,0\pm 0,1 \text{ kPa}$  en una toma de  $D_i=65\pm 0,5 \text{ mm}$  de diámetro. A la salida del compresor  $T_2=155\pm 5 \text{ °C}$  y  $\Delta p_2=115\pm 2 \text{ kPa}$ . Consumo de combustible (Jet-A1)  $15\pm 1 \text{ L/h}$ . Temperatura a la entrada de la turbina (axial)  $T_3=720\pm 10 \text{ °C}$ , presión  $\Delta p_3=108\pm 2 \text{ kPa}$ . Temperatura a la salida de la turbina  $T_4=585\pm 10 \text{ °C}$ , presión  $\Delta p_4=11,0\pm 0,1 \text{ kPa}$ . Diámetro de salida de la tobera  $D_e=55\pm 1 \text{ mm}$ . Se pide.



- a) Velocidad y gasto másico a la entrada.
- b) Potencia que consume el compresor, y su rendimiento isoentrópico.
- c) Potencia térmica que se requeriría para pasar ese flujo de aire desde  $T_2$  a  $T_3$ .
- d) Potencia que proporciona la turbina y su rendimiento isoentrópico.
- e) Velocidad y temperatura de los gases a la salida.
- f) Relación aire/combustible relativa a la estequiométrica, y consumo específico.
- g) Potencia térmica del combustible y de los gases de escape. Balance energético del turborreactor.

17.62. Considérese una micro-turbina de gas para cogeneración consumiendo 0,01 kg/s de gas natural. Supóngase que el compresor va a tener una relación de presiones de 2,5 con un rendimiento isoentrópico del 75 %, y que el de la turbina es del 80 %, estando limitada la temperatura máxima a 1100 K. Se pide:

- a) Gasto de aire necesario, y relación aire/combustible relativa a la estequiométrica.
- b) Potencia neta de la turbina y rendimiento energético de la generación eléctrica.
- c) Caudal de agua a 75 °C que se obtendría en un cambiador con los gases de escape, despreciando la caída de presión, pero manteniendo un salto térmico mínimo de 100 °C.
- d) En realidad, se quiere quemar un biogás algo sucio, por lo que se piensa usar la micro-turbina de gas con combustión externa (en ciclo abierto), funcionando de la siguiente manera. El aire comprimido que sale del compresor, se calienta en un intercambiador de calor hasta los 1100 K de temperatura máxima de entrada a la turbina, a la salida de la cual este aire se mezcla con los productos de la combustión estequiométrica del combustible con aire exterior, para que la mezcla no supere 1200 K. Estos gases entran a contracorriente en el intercambiador del aire comprimido, y luego por el calentador de agua. Hacer un esquema de la instalación y un diagrama  $T-s$  de la evolución del gas.
- e) Calcular los flujos de aire involucrados en el caso anterior, siguiendo con la aproximación de metano puro para el fuel, caídas de presión despreciables (que en este caso serían apreciables, del orden de 10 kPa por cada lado), y salto mínimo de 100 K en los cambiadores.

17.63. En la figura se esquematiza una instalación para generar potencia mecánica aprovechando un caudal de 1 kg/s de agua residual a 90 °C, usando 2 kg/s de pentano como fluido de trabajo. El agua caliente (hf en la figura) calienta y vaporiza en parte el pentano, que entra por 1, en flujo bifásico a 70 °C y 15 % de fracción másica de vapor, a una cámara de separación (*Separator*) de la que sale en fases separadas sin pérdida de presión. La fase líquida (10) entra en una cámara de expansión súbita (*flash*), de la que salen fases separadas a 200 kPa. La salida de la turbina (*Expander*) es a 110 kPa, y su rendimiento isentrópico del 70 %. Suponiendo que en el condensador se usa agua ambiente (cf en la figura) a 20 °C, y que el salto térmico mínimo ha de ser de 5 °C en todos los cambiadores, se pide:

- a) Presión en 1 y esquema de los procesos del fluido de trabajo en un diagrama  $p-h$  (pueden considerarse por separado las expansiones 2-3 y 11-3).
- b) Flujo másico en 2 y potencia generada correspondiente a este flujo.
- c) Flujo másico en 11 y potencia generada correspondiente a este flujo.
- d) Caudal mínimo de agua fría (cf en la figura) necesario para condensar todo el vapor.
- e) Temperatura de salida del agua generatriz, y rendimiento de la instalación.

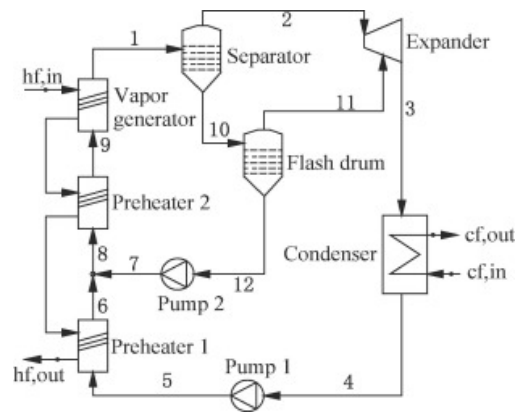


Fig. P-17.63 ([Liu et al. 2018](#)).