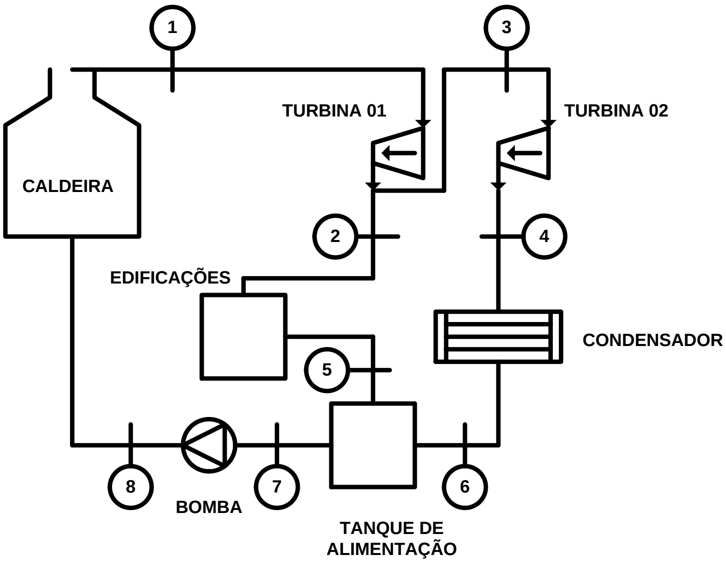
PROVA SUBSTITUTIVA – PME 3344 – 2023

DATA: 19/12/2023 - Duração: 02 horas

QUESTÃO 01 (3,5 pontos): Água é usada como fluido de trabalho em um ciclo de cogeração para gerar energia elétrica e água quente para edificações em um campus universitário. Vapor a 2 MPA e 320 °C (estado 1) entra em uma turbina de dois estágios com uma vazão mássica de 0,82 kg/s. Uma fração da vazão total (0,141 kg/s) é extraída a 0,14 MPa (estado 2) para prover o aquecimento das edificações e o restante expande no segundo estágio até a pressão do condensador de 0,06 MPa (estados 5, 6 e 7). O fluxo de água que retorna das edificações do campus a 0,06 MPa e 60°C (estado 5) e se junta ao fluxo de água vindo do condensador em um tanque de alimentação, sendo que o fluxo de água na saída do condensador pode ser considerado líquido saturado a pressão de 0,06 MPA (estado 6). Cada estágio da turbina tem uma eficiência isoentrópica de 80% e o processo de bombeamento pode ser considerado isoentrópico. Nestas condições, determine:

a) A taxa de transferência de calor para a água na caldeira em kW (1,0 ponto);
b) O trabalho líquido da turbina em kW (1,0 ponto);
c) A taxa de transferência de calor para a água quente fornecida as edificações do campus em kW (1,0 ponto);
d) A taxa de transferência de calor no condensador em kW (0,5 ponto).



Solução:

Aplicando a equação da continuidade na caldeira para regime permanente temos:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \Rightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_8$$

Aplicando a 1ª Lei para a caldeira para regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s\right) + \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc}$$

$$\dot{Q}_{caldeira} = \dot{m}_1(h_1 - h_8)$$

Estado 1: Vapor a 2 MPA e 320 °C→h_1= 3068,88 kJ/kg

Aplicando a equação da continuidade na bomba para regime permanente temos:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \Rightarrow \dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

Aplicando a 1ª Lei para a bomba para regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_8(h_7 - h_8) = \dot{m}_8 v_7(p_8 - p_7) \Rightarrow h_8 = h_7 + v_7(p_8 - p_7)$$

Para avaliar o estado 7, aplica-se a equação da continuidade no tanque de alimentação:

$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \Rightarrow \dot{m}_7 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6$ sendo $\dot{m}_5 = 0{,}141\frac{kg}{s}$ $e\ \dot{m}_6 = 0{,}82 - 0{,}141 = 0{,}679\frac{kg}{s}$

Aplicando a 1ª Lei para a tanque de alimentação para regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial e os estados 5, 6 e 7 líquido:

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 \Rightarrow T_7 = \frac{\dot{m}_5 T_5 + \dot{m}_6 T_6}{\dot{m}_7}$$

Estado 5: p_5=0,06 MPa e T_5=60°C→ h_5=358,03kJ/kg

Estado 6: p_6=0,06 MPa e líquido saturado→T_6=20°C e h_6 = 83,94 kJ/kg

Logo:

$$T_7 = \frac{0{,}141 \times 60 + 0{,}679 \times 20}{0{,}82} = 26{,}9°C \Rightarrow v_7 = 0{,}001021\ m^3/kg\ \ e\ h_7 = 278{,}48\, kJ/kg$$

$$h_8 = h_7 + v_7(p_8 - p_7) = 280{,}46\, kJ/kg$$

Logo:

$$\dot{Q}_{caldeira} = \dot{m}_1(h_1 - h_8) = 0{,}82 \times (3068{,}88 - 280{,}46) = 2286{,}5\, kW$$

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_8(h_7 - h_8) = 0{,}82 \times (280{,}46 - 278{,}48) = 1{,}6\, kW$$

Aplicando a 1ª Lei para a turbina para regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial:

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{W}_{estágio\ 1} + \dot{W}_{estágio\ 2} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + \dot{m}_3(h_3 - h_4)$$

Estado 2s= p_{2s}=0,14 MPa e s_2=s_1=6,8423 kJ/kg,°C→h_{2s}=2979,57 kJ/kg

Sendo que a eficiência da turbina é de 80%:

$$\eta_{turbina} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \Rightarrow h_2 = h_1 - \eta_{turbina}(h_1 - h_{2s}) = 3068{,}88 - 0{,}80 \times (3068{,}88 - 2979{,}57\,) = 2997{,}43\ kJ/kg$$

Estado 3: p_3=0,14 MPa e h_3 =2997,43 kJ/kg → s_3 = 6,8749 kJ/kg.°C

Estado 4s: p_{4s}=0,06 MPa e s_4=s_3=6,8749 kJ/kg.°C →h_{4s}=2264,88 kJ/kg

Sendo que a eficiência da turbina é de 80%:

$$\eta_{turbina} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \Rightarrow h_4 = h_3 - \eta_{turbina}(h_3 - h_{4s}) = 2997{,}43\ - 0{,}80 \times (2997{,}43\ - 2264{,}88) = 2411{,}39\ kJ/kg$$

Logo:

$$\dot{W}_{turbina} = 0{,}82 \times (3068{,}88 - 2997{,}43) + 0{,}679 \times (2997{,}43 - 2411{,}39) = 456{,}51\ kW$$

$$\dot{W}_{líquido} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba} = 456{,}51 - 1{,}6 = 454{,}89\ kW$$

Aplicando a 1ª Lei para as edificações para regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial:

$$\dot{Q}_{edificações} = \dot{m}_2(h_2 - h_5) = 0{,}141 \times (2997{,}43 - 358{,}03) = 372{,}16\ kW$$

Aplicando a 1ª Lei para o condensador para regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial:

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}_4(h_4 - h_6) = 0{,}679 \times (2411{,}39 - 83{,}94\,) = 1580{,}3\ kW$$

QUESTÃO 02 (3,5 pontos): Em um ciclo padrão a ar, o compressor e a turbina têm eficiências isoentrópicas iguais a 90%, sendo que a razão de compressão é 12 e a pressão de entrada do compressor é de 100 kPa. As temperaturas mínima e máxima são 290 K e 1400 K, respectivamente. Nestas condições, para k_{ar}=1,4 e $C_{p,ar}$=1,004 kJ/kg.°C, calcule:

a) O trabalho líquido específico líquido em kJ/kg (1,5 ponto);
b) O calor específico fornecido em kJ/kg (1,0 ponto);
c) A eficiência térmica do ciclo (1,0 ponto);

Solução:

O trabalho líquido é dado por (assumindo calor específico constante):

$$\dot{W}_{líquido} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{compressor} = \dot{m}C_p[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]$$

$$w_{líquido} = \frac{\dot{W}_{líquido}}{\dot{m}} = C_p[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]$$

$$\eta_{compressor} = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_2 - T_1)} \Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_{compressor}}$$

Sendo:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_{2s} = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 290 \times (12)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 589,8\ K$$

Logo:

$$T_2 = 290 + \frac{(589,8 - 290)}{0,9} = 623,2\ K$$

Sendo:

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{p_{4s}}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_{4s} = T_3\left(\frac{p_{4s}}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1400 \times \left(\frac{1}{12}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 688,3K$$

$$\eta_{turbina} = \frac{(T_3 - T_4)}{(T_3 - T_{4s})} \Rightarrow T_4 = T_3 - \eta_{turbina}(T_3 - T_{4s})$$

$$T_4 = 1400 - 0,9 \times (1400 - 688,3) = 759,5\ K$$

Logo:

$$w_{líquido} = 1,004 \times [(1400 - 759,5) - (623,2 - 290)] = 308,6\ kJ/kg$$

O calor específico fornecido líquido é dado por (assumindo calor específico constante):

$$\dot{Q}_{fornecido} = \dot{m}C_p(T_4 - T_1)$$

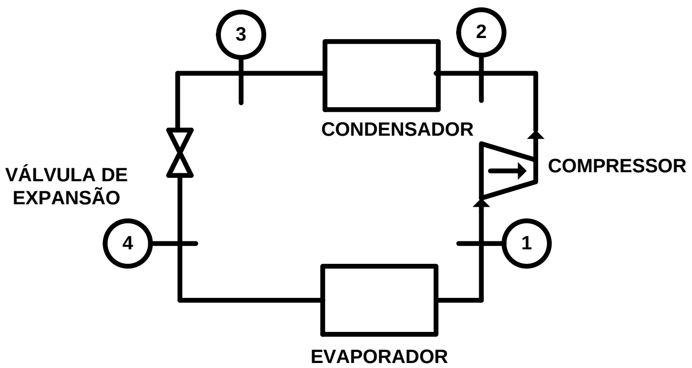
$$q_{fornecido} = \frac{\dot{Q}_{fornecido}}{\dot{m}} = C_p(T_4 - T_1) = 1,004 \times (759,5\ - 290) = 471,4\ kJ/kg$$

A eficiência térmica do ciclo é dada por:

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{líquido}}{q_{fornecido}} = \frac{308,6}{471,4} = 0,655\ (65,5\%)$$

QUESTÃO 03 (3,0 pontos): Um sistema de refrigeração com compressão de vapor tem uma capacidade de resfriamento no evaporador de 35 kW tem fluido refrigerante R134a entrando no compressor como vapor superaquecido a 15°C e 400 kPa e saindo a 1200 kPa. O processo de compressão ocorre com uma eficiência isoentrópica de 90% e o processo na válvula pode ser considerado isoentálpico. A temperatura de saída do condensador é 45°C as perdas de pressão no condensador e evaporador são desprezíveis. Nestas condições, calcule:

a) A vazão mássica do fluido refrigerante em kg/s (1,0 ponto);
b) O trabalho realizado pelo compressor em kW (1,0 ponto);
c) O coeficiente de desempenho do ciclo (1,0 ponto);



Solução:

Aplicando a equação da continuidade e da 1ª Lei da Termodinâmica no evaporador desprezando as variações da energia cinética e potencial, temos:

$$\dot{Q}_{evaporador} = \dot{m}_{fluido\ refrigerante}(h_1 - h_4)$$

Estado 1: p_1=400 kPa e T_1= 15°C→h_1=409,31 kJ/kg, v_1=0,05302 m^3/kg e s_1=1,7423 kJ/kg.°C

Estado 3: p_3=1200 kPa e T_3=45°C→h_3= 264,11 kJ/kg

Estado 4: p_4=400 kPa e h_4=h_3=264,11 kJ/kg

Logo:

$$35 = \dot{m}_{fluido\ refrigerante}(409{,}31 - 264{,}11) \Rightarrow \dot{m}_{fluido\ refrigerante} = 0{,}24\ kg/s$$

Porém o trabalho real pode ser calculado como:

$$\eta_{compressor} = \frac{\dot{W}_{compressor\ ideal}}{\dot{W}_{compressor\ real}}$$

Aplicando a equação da continuidade e da 1ª Lei da Termodinâmica no compressor ideal desprezando as variações da energia cinética e potencial e mantendo a vazão mássica, temos:

$$\dot{W}_{compressor\ ideal} = \dot{m}_{fluido\ refrigerante}\left(h_{2,ideal} - h_1\right)$$

Estado 2 ideal: p_2=1200 kPa e s_2= s_1=1,7423 kJ/kg.°C →h2,ideal= 432,92 kJ/kg. Logo:

$$\dot{W}_{compressor\ ideal} = 0{,}24 \times (432{,}92 - 409{,}31) = 5{,}69\ kW$$

Portanto:

$$\eta_{compressor} = \frac{\dot{W}_{compressor\ ideal}}{\dot{W}_{compressor\ real}} \Rightarrow \dot{W}_{compressor\ real} = \frac{5{,}69}{0{,}9} = 6{,}32\ kW$$

O coeficiente de desempenho do ciclo é dado por:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{evaporador}}{\dot{W}_{compressor\ real}} = \frac{35}{6{,}32} = 5{,}54$$