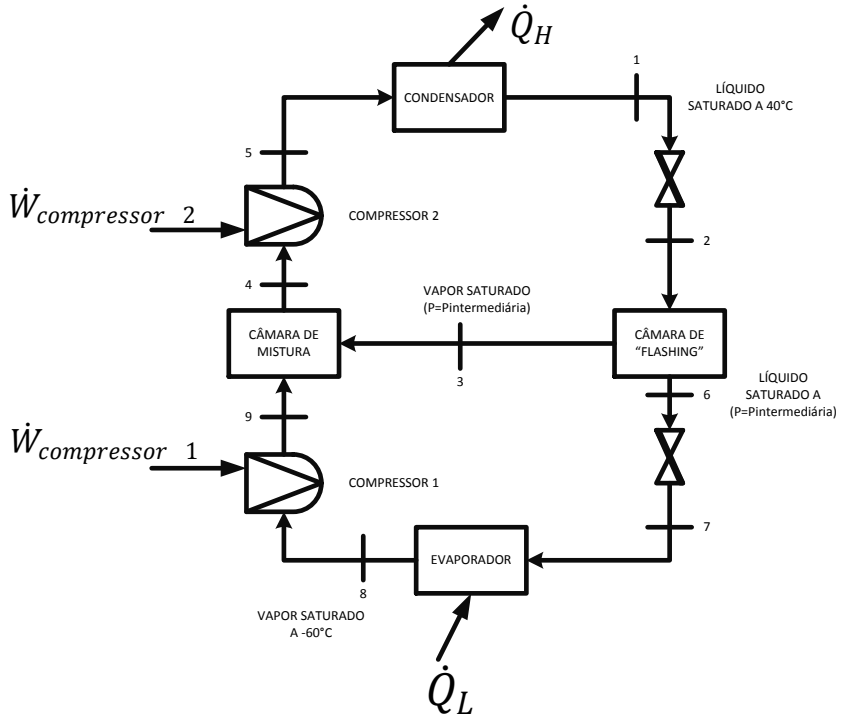
2ª PROVA – PME 3344 – TERMODINÂMICA APLICADA

NOME: _____ PROFESSOR:_____

**QUESTÃO 1 (5,0 pontos)**. Para melhorar o desempenho de um sistema de refrigeração, utiliza-se um compressor com dois estágios como mostra a figura. Utilizando R410A como fluido refrigerante, temos líquido saturado saindo do condensador a 40°C e sendo fornecido na entrada da câmara de "flashing" a uma pressão $p_{intermediária}$= 400 kPa. O fluido no estado líquido sai da câmara de "flashing" e passa por válvula, expandindo até a temperatura de -60°C. Vapor na saída do evaporador é comprimido até a pressão de 400 kPa e depois é misturado ao vapor que deixa a câmara de "flashing". O vapor que deixa a câmara de mistura é comprimido no segundo estágio do compressor até a pressão de saturação na temperatura de -40°C. Assumindo que a câmara de "flashing" e a caixa de mistura são adiabáticas, o processo nos dois compressores são adiabáticos e reversíveis e a vazão na saída do condensador é igual a 1 kg/s, determine:

a) (1,0 ponto) o trabalho do compressor 1 em kW;
b) (1,0 ponto) o trabalho do compressor 2 em kW;
c) (1,0 ponto) o calor transferido no evaporador em kW;
d) (1,0 ponto) o coeficiente de desempenho do sistema;
e) (1,0 ponto) representação do ciclo no diagrama temperatura-entropia.




Solução:

Hipóteses:

- Regime permanente
- Variações desprezíveis de energia cinética e potencial
- Processo adiabático e reversível nos compressores
- Não há perdas de pressão nas tubulações
- Processo adiabáticos na câmara de "flashing" e a caixa de mistura

Para avaliar a vazão mássica no ponto 7, aplica-se o balanço de massa para a câmara de flashing, na válvula entre os pontos 1 e 2 e na válvula entre os pontos 6 e 7:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_6 \qquad \dot{m}_7 = \dot{m}_6 \qquad \dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Aplicando a 1ª Lei para o volume de controle da câmara de "flashing":

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_6 h_6$$

$$h_2 = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_2} h_3 + \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_2} h_6 = x_2 h_3 + (1 - x_2) h_6$$

Logo:

$$\dot{m}_3 = x_2 \dot{m}_1 \; e \; \dot{m}_6 = (1 - x_2)\dot{m}_1$$

Estado 1: $p_1 = p_{saturação\ a\ 40°C}$=2420,7 kPa e $h_1 = h_{l,T=40°C}$=89,27 kJ/kg →liquido saturado

Estado 2: $p_2$=400 kPa e $h_2 = h_1 = h_{l,T=40°C}$=89,27 kJ/kg → mistura líquido/vapor

Estado 3: $p_3$=400 kPa e $h_3 = h_{v,p=400\ kPa}$=283,55 kJ/kg →vapor saturado

Estado 6: $p_6$=400 kPa e $h_6 = h_{l,T=-20°C}$=28,24 kJ/kg →líquido saturado

Estado 7: $p_7 = p_{saturação\ a\ -60°C}$=64,1 kPa e $h_7 = h_6 = h_{l,T=-20°C}$=28,24 kJ/kg → mistura líquido/vapor

Estado 8: $p_8 = p_7 = p_{saturação\ a\ -60°C}$=64,1 kPa e vapor saturado → $h_8 = h_{v,T=-60°C}$=252,51 kJ/kg

Estado 9: $p_9 = p_7$=400 kPa e $s_9 = s_8 = s_{v,T=-60°C}$=1,1907 kJ/kg.°C→ $h_9$=302,41 kJ/kg

Portanto:

$$89{,}27 = x_2 * 283{,}55 + (1 - x_2) * 28{,}24 \Longrightarrow x_2 = 0{,}239(23{,}9\%)$$

Para avaliar o estado no ponto 4, aplica-se o balanço de massa para a câmara de mistura, no evaporador, no condensador e nos compressores 1 e 2:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_9 \quad \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_7 \quad \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad \dot{m}_5 = \dot{m}_1$$

Aplicando a 1ª Lei para o volume de controle da câmara de mistura:

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_9 h_9$$

Logo:

$$\dot{m}_1 * h_4 = x_2 \dot{m}_1 h_3 + (1 - x_2) * \dot{m}_1 h_9$$

$$h_4 = 0{,}239 * 283{,}55 + (1 - 0{,}239) * 296{,}89 = 293{,}70\ kJ/kg$$

Estado 4: $p_4$=400 kPa e $h_4$=293,70 kJ/kg e $s_4$=1,1599 kJ/kg.°C → vapor superaquecido

Estado 5: $p_5$=2420,7 kPa e $s_5 = s_4$=1,1599 kJ/kg.°C → vapor superaquecido →$h_5$=351,38 kJ/kg

Analisando o ciclo temos:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_L}{\left|\dot{W}_{compressor\ 1} + \dot{W}_{compressor\ 2}\right|}$$

Aplicando a 1ª Lei para o volume de controle do compressor 1:

$$\dot{W}_{compressor\ 1} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) = (1 - x_2) * \dot{m}_1 * (h_8 - h_9)$$

$$\dot{W}_{compressor\ 1} = (1 - 0{,}239) * 1 * (252{,}51 - 302{,}41) = -38{,}0kW$$

Aplicando a 1ª Lei para o volume de controle do compressor 2:

$$\dot{W}_{compressor\ 2} = \dot{m}_4(h_4 - h_5) = \dot{m}_1 * (h_4 - h_5)$$

$$\dot{W}_{compressor\ 2} = 1 * (293{,}70 - 351{,}38) = -57{,}7kW$$

Aplicando a 1ª Lei para o volume de controle do evaporador:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_7(h_8 - h_7) = (1 - x_2) * \dot{m}_1 * (h_8 - h_7)$$

$$\dot{Q}_L = (1 - 0{,}239) * 1 * (252{,}51 - 28{,}24) = 170{,}67kW$$

Logo:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_L}{\left|\dot{W}_{compressor\ 1} + \dot{W}_{compressor\ 2}\right|} = \frac{170{,}67}{(38 + 57{,}7)} = 1{,}78$$

Representação do ciclo no diagrama temperatura-entropia:

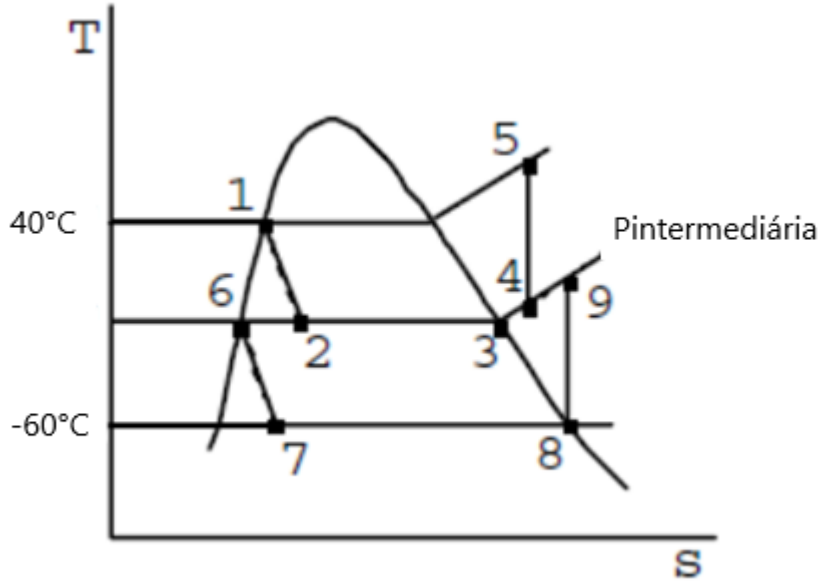


Tabela de parâmetros para os diferentes valores de $P_{intermediária}$. (p=[kPa]; h=[kJ/kg]; s=[kJ/kg.K])

| Variável | $P_{intermediária}$= 300 kPa | $P_{intermediária}$= 400 kPa | $P_{intermediária}$= 500 kPa |
|---|---|---|---|
| p1 | 2420,7 | 2420,7 | 2420,7 |
| h1 | 124,09 | 124,09 | 124,09 |
| p2 | 300 | 100 | 500 |
| h2 | 124,09 | 124,09 | 124,09 |
| x2 | 0,424 | 0,393 | 0,367 |
| p3 | 300 | 400 | 500 |
| h3 | 268,67 | 271,90 | 274,30 |
| s3 | 1,0952 | 1,0778 | 1,0649 |
| p4 | 300 | 400 | 500 |
| h4 | 283,04 | 290,42 | 296,47 |
| s4 | 1,1502 | 1,1463 | 1,1445 |
| p5 | 2420,7 | 2420,7 | 2420,7 |
| h5 | 347,86 | 346,45 | 345,79 |
| s5 | 1,1502 | 1,1463 | 1,1445 |
| p6 | 300 | 400 | 500 |
| h6 | 17,58 | 28,28 | 37,02 |
| p7 | 64,1 | 64,1 | 64,1 |
| h7 | 17,58 | 28,28 | 37,02 |
| p8 | 64,1 | 64,1 | 64,1 |
| h8 | 252,51 | 252,51 | 252,51 |
| p9 | 300 | 400 | 500 |
| h9 | 293,61 | 302,41 | 309,33 |
| $\dot{W}_{compressor\ 1}\ [kW]$ | -23,7 | -30,3 | -35,97 |
| $\dot{W}_{compressor\ 2}\ [kW]$ | -64,82 | -55,7 | -49,32 |
| $\dot{Q}_L [kW]$ | 135,32 | 136,11 | 136,41 |
| $\beta$ | 1,53 | 1,58 | 1,60 |

**QUESTÃO 2 (5,0 pontos).** Uma turbina a gás apresenta uma eficiência de 36% quando em operação em ciclo simples e uma produção de potência líquida de 100 MW. A razão de pressão é de 11 e a temperatura na entrada da turbina é de T3 = 1270°C. A vazão mássica na turbina é de mar = 315 kg/s. Considerando as condições ambientais de T1 = 25°C e P1=100 kPa, determine:

a) as temperaturas nas saídas do compressor (T2) e da turbina (T4);

b) as potências do compressor e da turbina;

c) as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina.

Considerando-se as temperaturas nas saídas do compressor e da turbina calculadas anteriormente, qual seria o novo rendimento térmico do ciclo caso um regenerador com eficiência de 70% fosse acrescentado ao equipamento?

Solução:

$$\eta_{ciclo} = 0{,}36 \qquad r_p = 12 \qquad k = 1{,}4 \qquad Cp = 1{,}0035 \qquad W_{liq;tg} = 100000$$

$$T_1 = 25 + 273{,}15 \qquad T_3 = 1270 + 273{,}15 \qquad m_{ar} = 315$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{liq;tg}}{Q_h} \qquad Q_h = m_{ar} \cdot Cp \cdot (T_3 - T_2) \qquad W_{cp} = m_{ar} \cdot Cp \cdot (T_1 - T_2)$$

$$T_{2s} = T_1 \cdot r_p^{\left[\frac{k-1}{k}\right]} \qquad \eta_{cp} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \qquad W_{liq;tg} = W_{tg} + W_{cp}$$

$$W_{tg} = m_{ar} \cdot Cp \cdot (T_3 - T_4) \qquad \frac{T_3}{T_{4s}} = r_p^{\left[\frac{k-1}{k}\right]} \qquad T_4 = T_3 - \eta_{tg} \cdot (T_3 - T_{4s})$$

$$\eta_{reg} = 0{,}7 \qquad \eta_{reg} = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} \qquad Q_{h;n} = m_{ar} \cdot Cp \cdot (T_3 - T_x) \qquad \eta_{ciclo;n} = \frac{W_{liq;tg}}{Q_{h;n}}$$

| Parâmetros | rp=11 | rp=11,5 | rp=12 |
|---|---|---|---|
| $\eta_{ciclo}$ | 0,36 | 0,36 | 0,36 |
| k | 1,4 | 1,4 | 1,4 |
| Cp [kJ/kg.K] | 1,0035 | 1,0035 | 1,0035 |
| Wliq [kW] | 100.000 | 100.000 | 100.000 |
| T1 [K] | 298,15 | 298,15 | 298,15 |
| T3 [K] | 1543 | 1543 | 1543 |
| mar [kg/s] | 315 | 315 | 315 |
| $\eta_{reg}$ | 0,7 | 0,7 | 0,7 |
| T2 [K] | 664,4 | 664,4 | 664,4 |
| T2s [K] | 591,5 | 599,1 | 606,4 |
| T4s [K] | 777,8 | 768 | 758,7 |
| T4 [K] | 860,6 | 860,6 | 860,6 |
| Tx [K] | 801,7 | 801,7 | 801,7 |
| Qh [kW] | 277.778 | 277.778 | 277.778 |
| Wcp [kW] | -115.770 | -115.770 | -115.770 |
| Wtg [kW] | 215.770 | 215.770 | 215.770 |
| $\eta_{cp}$ | 0,8011 | 0,8217 | 0,8417 |
| $\eta_{tg}$ | 0,8919 | 0,8806 | 0,8702 |