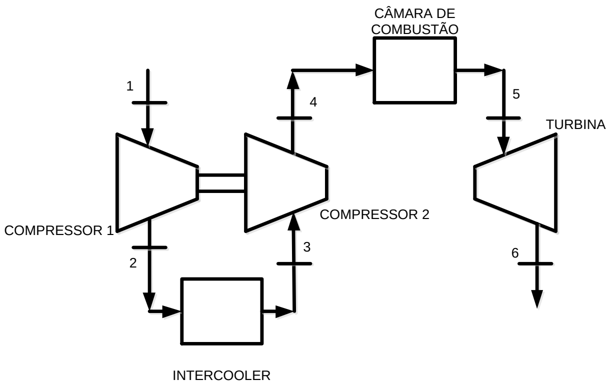
Questão 1 (5,0 pontos). Um ciclo de turbina a gás tem dois estágios de compressão com um intercooler (vide figura). Ar entra no primeiro estágio a 100 kPa e 300 K. A razão de compressão em cada compressor é de R:1 e sua eficiência isoentrópica é de Ec%. Na entrada da turbina temos uma temperatura T_5 K sendo que a eficiência isoentrópica da turbina é igual a Et% e a relação de pressão $RT=R^2$. Sabendo que o ar sai do intercooler com uma temperatura de T_3 K, as perdas de pressão no intercooler e na câmara de combustão são desprezíveis e o ar pode ser considerado como gás perfeito com calores específicos constantes ($C_{p,ar}$=1,004 kJ/kg.K e k_{ar}=1,4), calcule:

1) A temperatura na saída do compressor 1 (processo isentrópico) em [K] (0,5 ponto);
2) O módulo do trabalho real por unidade de massa no compressor 1 em [kJ/kg] (0,5 ponto);
3) A temperatura na saída do compressor 2 (processo isentrópico) em [K] (0,5 ponto);
4) O módulo do trabalho real por unidade de massa no compressor 2 em [kJ/kg] (0,5 ponto);
5) A temperatura na saída do compressor 2 (processo real) em K (0,5 ponto);
6) A temperatura na saída da turbina (processo isentrópico) em [K] (0,5 ponto);
7) O módulo do trabalho real por unidade de massa na turbina em [kJ/kg] (0,5 ponto);
8) O módulo do calor por unidade de massa fornecido na câmara de combustão em [kJ/kg] (0,75 ponto);
9) O rendimento térmico do ciclo de turbina a gás em [%] (0,75 ponto);



Solução:

Estado 1: P_1 e T_1

Estado 3: T_3

$P_2=R*P_1$ e $P_4=R*P_3$

Aplicando a conservação de massa:

$$\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

Aplicando a 1ª Lei para o volume de controle no compressor 1 assumindo processo adiabático e reversível com variações de energia cinética e potencial desprezíveis:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{m}_1\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) - \dot{m}_1\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right) + \dot{Q}_{compressor1,ideal} - \dot{W}_{compressor1,ideal}$$

Sendo:

- Regime permanente: $\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$
- Processo adiabático: $\dot{Q}_{compressor1,ideal} = 0$
- Variações desprezíveis de energia cinética e potencial: $\frac{V_1^2}{2} = \frac{V_2^2}{2}\ e\ z_1 = z_2$

Logo:

$$0 = \dot{m}(h_1 - h_{2,s}) - \dot{W}_{compressor1,ideal}$$

$$\dot{w}_{compressor1,ideal} = \frac{\dot{W}_{compressor1,ideal}}{\dot{m}} = (h_1 - h_{2,s}) = C_{p,ar}(T_1 - T_{2,s})$$

Para o processo isoentrópico de compressão no compressor 1 temos:

$$T_{2,s} = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k}$$

Para o processo real de compressão no compressor 1 temos:

$$\eta_{compressor1} = \frac{\dot{w}_{compressor1,ideal}}{\dot{w}_{compressor1,real}} \Rightarrow \dot{w}_{compressor1,real} = \frac{\dot{w}_{compressor1,ideal}}{\eta_{compressor1}}$$

$$T_2 = T_1 - \frac{\dot{w}_{compressor1,real}}{C_{p,ar}}$$

Para o compressor 2 temos

$$\dot{w}_{compressor2,ideal} = \frac{\dot{W}_{compressor2,ideal}}{\dot{m}} = (h_3 - h_{4,s}) = C_{p,ar}(T_3 - T_{4,s})$$

Para o processo isoentrópico de compressão no compressor 2 temos:

$$T_{4,s} = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{(k-1)/k}$$

Para o processo real de compressão no compressor 2 temos:

$$\eta_{compressor2} = \frac{\dot{w}_{compressor2,ideal}}{\dot{w}_{compressor2,real}} \Rightarrow \dot{w}_{compressor2,real} = \frac{\dot{w}_{compressor2,ideal}}{\eta_{compressor2}}$$

$$\dot{w}_{compressor2,real} = C_{p,ar}(T_3 - T_4) \Rightarrow T_4 = T_3 - \frac{\dot{w}_{compressor2,real}}{C_{p,ar}}$$

Para o processo isoentrópico na turbina tem-se

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{m}_5 \left(h_5 + \frac{V_5^2}{2} + gz_5\right) - \dot{m}_5 \left(h_6 + \frac{V_6^2}{2} + gz_6\right) + \dot{Q}_{turbina,ideal} - \dot{W}_{turbina,ideal}$$

Sendo:

- Regime permanente: $\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$
- Processo adiabático: $\dot{Q}_{turbina,ideal} = 0$
- Variações desprezíveis de energia cinética e potencial: $\frac{V_5^2}{2} = \frac{V_6^2}{2}\ e\ z_5 = z_6$

Logo:

$$0 = \dot{m}(h_5 - h_{6,s}) - \dot{W}_{turbina,ideal}$$

$$\dot{w}_{turbina,ideal} = \frac{\dot{W}_{turbina,ideal}}{\dot{m}} = (h_5 - h_{6,s}) = C_{p,ar}(T_5 - T_{6,s})$$

Para o processo isoentrópico na turbina temos:

$T_{6,s} = T_5 \left(\frac{p_5}{p_6}\right)^{(k-1)/k}$ e $P_6 = P_5/RT$

Para o processo real na turbina:

$$\eta_{turbina} = \frac{\dot{w}_{turbina,real}}{\dot{w}_{turbina,ideal}} \Rightarrow \dot{w}_{turbina,real} = \eta_{turbina} * \dot{w}_{turbina,ideal}$$

Para o processo real na câmara de combustão:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{m}_4\left(h_4 + \frac{V_4^2}{2} + gz_4\right) - \dot{m}_4\left(h_5 + \frac{V_5^2}{2} + gz_5\right) + \dot{Q}_{câmara\ de\ combustão} - \dot{W}_{câmara\ de\ combustão}$$

Sendo:

- Regime permanente: $\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$
- Processo adiabático: $\dot{W}_{câmara\ de\ combustão} = 0$
- Variações desprezíveis de energia cinética e potencial: $\frac{V_4^2}{2} = \frac{V_5^2}{2}\ e\ z_4 = z_5$

Logo:

$$0 = \dot{m}(h_4 - h_5) - \dot{Q}_{câmara\ de\ combustão} \Rightarrow \dot{q}_{câmara\ de\ combustão} = \frac{\dot{Q}_{câmara\ de\ combustão}}{\dot{m}} = (h_4 - h_5)$$

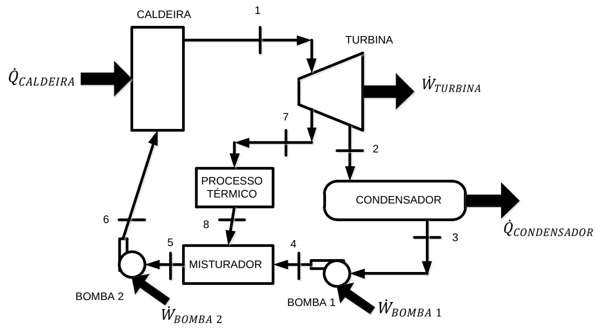
$$\dot{q}_{câmara\ de\ combustão} = (h_4 - h_5) = C_{p,ar}(T_4 - T_5)$$

O rendimento do ciclo é igual a:

$$\eta_{ciclo} = \frac{|\dot{w}_{útil}|}{|\dot{q}_{câmara\ de\ combustão}|} = \frac{|\dot{w}_{turbina}| - |\dot{w}_{compressor1,real}| - |\dot{w}_{compressor2,real}|}{|\dot{q}_{câmara\ de\ combustão}|}$$

Questão 2 (5,0 pontos). Uma planta de cogeração (vide figura) opera com vazão mássica de m1 kg/s com uma pressão de P1 MPa e T1ºC na saída da caldeira. O condensador opera com uma pressão de P2 kPa, sendo que no ponto 3 temos líquido saturado. O processo térmico extrai uma vazão mássica de m7 kg/s da turbina a uma pressão de P7 kPa (ponto 7) e no ponto 8 temos líquido saturado a 100 kPa. Assuma que em todos os componentes os processos são ideais e não há perda de pressão no processo térmico, misturador e condensador. Assuma também que o processo no misturador é adiabático e o valor do volume específico nos pontos 3 e 5 é de 0,001 m3/kg. Nesta situação, calcule:

1) A entalpia do vapor na saída da turbina no ponto 2, em [kJ/kg] (0,6 ponto)
2) A entalpia do vapor na saída da turbina no ponto 7, em [kJ/kg] (0,6 ponto)
3) A potência da turbina, em [kW] (0,6 ponto);
4) O módulo do trabalho ideal, por unidade de massa, da bomba 1, em [kJ/kg] (0,3 ponto);
5) A entalpia da água na saída da bomba 1, em [kJ/kg] (0,3 ponto);
6) O módulo do trabalho ideal, por unidade de massa, da bomba 2 em [kJ/kg] (0,3 ponto);
7) A entalpia da água na saída da bomba 2, em [kJ/kg] (0,5 ponto);
8) O módulo da potência total de bombeamento, em [kW] (0,6 ponto);
9) O módulo da taxa de transferência de calor fornecida à caldeira, em [kW] (0,6 ponto);
10) O módulo da taxa de transferência de calor utilizada no processo térmico, em [kW] (0,6 ponto);
11) O rendimento térmico do ciclo de cogeração considerando o calor fornecido ao processo como energia útil (0,6 ponto).



Solução:

Aplicando a conservação de massa no volume de controle definido pela turbina:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_7 \Rightarrow \dot{m}_2 = \dot{m}_1 - \dot{m}_7$$

Aplicando a conservação de massa nos outros pontos do ciclo tem-se:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 = \dot{m}_5$$

$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$

$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$

Aplicando a 1ª Lei no volume de controle definido pela turbina:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{m}_1\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) - \left[\dot{m}_2\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right) + \dot{m}_7\left(h_7 + \frac{V_7^2}{2} + gz_7\right)\right] + \dot{Q}_{turbina} - \dot{W}_{turbina}$$

Sendo:

- Regime permanente: $\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$
- Processo ideal: adiabático e reversível: $\dot{Q}_{turbina} = 0$
- Variações desprezíveis de energia cinética e potencial:

$0 = \dot{m}_1 h_1 - [\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7] - \dot{W}_{turbina}$

$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_1 h_1 - [\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7]$

Estado 1: P_1 e $T_1 \rightarrow h_1$ e s_1

Estado 2: P_2 e $s_2 = s_1 \rightarrow h_2$

$$x_2 = \frac{s_2 - s_{l,2}}{s_{v,2} - s_{l,2}}$$

$h_2 = x_2 h_{v,2} + (1 - x_2) h_{l,2}$

Estado 7: P_7 e $s_7 = s_1 \rightarrow h_7$

Com os valores de h_1, h_2 e h_7 $\rightarrow \dot{W}_{turbina}$

Para a bomba 1 tem-se:

$$\dot{W}_{BOMBA\,1} = \dot{m}_2 \int v dp = \dot{m}_2 v_3 (p_4 - p_3)$$

Logo:

$$\dot{w}_{BOMBA\,1} = \frac{\dot{W}_{BOMBA\,1}}{\dot{m}_5}$$

Estado 3: $P_3=P_2$ e condição de líquido saturado→ h_3

$$\dot{w}_{BOMBA\,1} = (h_4 - h_3) \Rightarrow h_4 = h_3 + \dot{w}_{BOMBA\,1}$$

Para a bomba 2 tem-se:

$$\dot{W}_{BOMBA\,2} = \dot{m}_1 \int vdp = \dot{m}_1 v_5 (p_6 - p_5)$$

Logo:

$$\dot{w}_{BOMBA\,2} = \frac{\dot{W}_{BOMBA\,2}}{\dot{m}_1}$$

Aplicando a 1ª Lei no volume de controle definido pelo misturador:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{m}_5\left(h_5 + \frac{V_5^2}{2} + gz_5\right) - \left[\dot{m}_8\left(h_8 + \frac{V_8^2}{2} + gz_8\right) + \dot{m}_4\left(h_4 + \frac{V_4^2}{2} + gz_4\right)\right] + \dot{Q}_{misturador} - \dot{W}_{misturador}$$

Sendo:

- Regime permanente: $\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$
- Processo ideal: adiabático: $\dot{Q}_{misturador} = 0$
- Sem realização de trabalho: $\dot{W}_{misturador} = 0$
- Variações desprezíveis de energia cinética e potencial:

$$h_5 = \frac{(\dot{m}_8 h_8) + (\dot{m}_4 h_4)}{\dot{m}_5}$$

$$\dot{w}_{BOMBA\,2} = (h_6 - h_5) \Rightarrow h_6 = h_5 + \dot{w}_{BOMBA\,2}$$

Logo:

$$\dot{W}_{BOMBAS} = \dot{m}_3 \dot{w}_{BOMBA\,1} + \dot{m}_5 \dot{w}_{BOMBA\,2}$$

Aplicando a 1ª Lei no volume de controle definido pela caldeira:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{m}_6\left(h_6 + \frac{V_6^2}{2} + gz_6\right) - \dot{m}_1\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) + \dot{Q}_{caldeira} - \dot{W}_{caldeira}$$

Sendo:

- Regime permanente: $\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$
- Processo ideal: adiabático e reversível: $\dot{W}_{caldeira} = 0$
- Variações desprezíveis de energia cinética e potencial:

$0 = \dot{m}_1 h_6 - \dot{m}_1 h_1 - \dot{Q}_{caldeira}$

$\dot{Q}_{caldeira} = \dot{m}_1(h_6 - h_1)$

Aplicando a 1ª Lei no volume de controle definido pelo processo térmico:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{m}_7\left(h_7 + \frac{V_7^2}{2} + gz_7\right) - \dot{m}_7\left(h_8 + \frac{V_8^2}{2} + gz_8\right) + \dot{Q}_{processo\ térmico} - \dot{W}_{processo\ térmico}$$

Sendo:

- Regime permanente: $\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$
- Processo ideal: adiabático e reversível: $\dot{W}_{processo\ térmico} = 0$
- Variações desprezíveis de energia cinética e potencial:

$0 = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_7 h_8 - \dot{Q}_{processo\ térmico}$

$\dot{Q}_{processo\ térmico} = \dot{m}_7(h_7 - h_8)$

Estado 7: P_7 e $s_7 = s_1 \rightarrow h_7$

Estado 8: P_8=100 kPa e condição de líquido saturado$\rightarrow h_8$

O rendimento do ciclo é igual a:

$$\eta_{ciclo} = \frac{|\dot{W}_{útil}|}{|\dot{Q}_{caldeira}|} = \frac{|\dot{W}_{turbina}| + |\dot{Q}_{processo\ térmico}| - |\dot{W}_{BOMBAS}|}{|\dot{Q}_{caldeira}|}$$