GUET/81/05

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA
GABINETE DE FLUIDOS E CALOR

TERMODINAMICA GERAL

E N T R O P I A

Sistemas Abertos

(Problemas)

Por ISMÊNIO JULIO DA SILVA AZEVEDO
CLITO FELIX ALVES AFONSO
ALBINO JOSÉ PARENTE DA SILVA REIS

PROBLEMA 1 - Azoto escoa através de um convergente à taxa de 1 Kg/s. As condições de admissão são 400 KN/m^2, 200 ^oC e 30 m/s e à saída a pressão vale 100 KN/m^2. Assumindo que o processo é reversível e adiabático determine a velocidade e a secção de saída do convergente.

RESOLUÇÃO: Das tabelas de Azoto tiramos:

$$\left.\begin{array}{l} N_2 \\ p_1 = 400 \text{ KN/m}^2 \end{array}\right| \Rightarrow \left|\begin{array}{l} h_1 = 205.554 \text{ KJ/Kg} \\ s_1 = 6.03513 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array}\right.$$

Visto o convergente ser isentrópico o estado final está automaticamente determinado:

$$\begin{array}{l} p_2 = 100 \text{ KN/m}^2 \\ s_2 = s_1 = 6.0351 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array} \left|\begin{array}{l} h_2 = 142.751 \text{ KJ/Kg} \\ v_2 = 0.4081 \text{ m}^3\text{/Kg} \end{array}\right.$$

Aplicando a 1ª lei a sistemas abertos em regime permanente:

$$\underbrace{\cancel{\dot{Q}}}_{=0} - \underbrace{\cancel{\dot{W}}}_{=0} = \sum (h_j + 1/2\ c_j^2) \times \dot{m}_j \quad \therefore$$

$$\dot{m}_1 \times (h_1 + \frac{1}{2} c_1^2) + \dot{m}_2\ (h_2 + \frac{1}{2} c_2^2) = 0$$

$$c_2 = \sqrt{(\frac{30^2}{2\ 10^3} + 205.554 - 142.751) \times 2\ 10^3} = 355.7 \text{ m/s}$$

Dada a equação da continuidade: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$

$$m_2 = \frac{A_2 \times c_2}{v_2} \quad \therefore \quad A_2 = \frac{1 \times 0.4081}{355.7} = 0.0011 \quad m^2$$

PROBLEMA 2 - Uma turbina de vapor recebe vapor de água a 7 Kgf/cm^2 e 260 ^oC. O vapor expande-se num processo adiabático reversível e deixa a turbina a 1 Kgf/cm^2. A potência de saída da turbina é de 20000 HP. Qual o valor do caudal mássico que passa na turbina, em Kg/h ?

RESOLUÇÃO: Aplicando:

- Lei da continuidade: $\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = 0 \qquad \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$

- 1ª Lei : $\underbrace{\cancel{{}_1q_2}}_{=0} - {}_1w_2 = h_2 - h_1$

- 2ª Lei : $\Delta S = 0 \Rightarrow S_1 = S_2 \Rightarrow s_1 = s_2$

$$\left.\begin{array}{l} p_1 = 7 \text{ Kgf/cm}^2 \\ T_1 = 260 \ ^oC \end{array}\right| \Longrightarrow \left| \begin{array}{l} h_1 = 2972.209 \text{ KJ/Kg} \\ s_1 = 7.1490 \text{ KJ/Kg} \ ^oK \end{array}\right.$$

$$\begin{array}{l} p_2 = 1 \text{ Kgf/cm}^2 \\ s_2 = s_1 = 7.1490 \text{ Kj/Kg}^oK \end{array} \left| \begin{array}{l} h' = 415.289 \text{ KJ/Kg} \\ h'' = 2674.528 \text{ KJ/Kg} \end{array} \right| \begin{array}{l} s' = 1.2967 \text{ KJ/Kg}^oK \\ s'' = 7.3658 \text{ KJ/Kg}^oK \end{array}$$

$$x_2 = \frac{7.1490 - 1.2967}{7.3658 - 1.2967} = 0.9643$$

$$h_2 = (1 - 0.9643) \times 415.289 + 0.9643 \times 2674.528 = 2593.873 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{W} = \dot{m} \times (h_1 - h_2) \qquad \dot{m} = \frac{\dot{W}}{(h_1 - h_2)}$$

$$\dot{m} = \frac{20000 \times 0.7455}{(2972.209 - 2593.873)}$$

$$\dot{m} \simeq 39.41 \text{ Kg/s} \qquad \dot{m} \simeq 1.419 \ 10^5 \text{ Kg/h}$$

PROBLEMA 3 - Um gás ideal com calor específico constante, entra num convergente com uma velocidade v_i e sai com uma velocidade v_s depois de sofrere uma expansão reversível e adiabática. Demonstre que a velocidade de saída v_s é dada pela seguinte equação:

$$v_s = \sqrt{v_i^2 - \frac{2 \times K \times R \times T_i}{K - 1}\left[1 - \left(\frac{p_s}{p_e}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]}$$

RESOLUÇÃO:

$$\sum \dot{m}_j \times (h_j + \frac{1}{2} v_j^2) = 0$$

$$-\dot{m}_i \times (h_i + \frac{1}{2} v_i^2) + \dot{m}_s \times (h_s + \frac{1}{2} v_s^2) = 0$$

$$\underbrace{\cancel{\dot{m}}}_{\neq 0} \times (h_s - h_i + \frac{1}{2} v_s^2 - \frac{1}{2} v_i^2) = 0$$ e que por ser gás idal

$$c_p \times (T_s - T_i) + \frac{1}{2} v_s^2 - \frac{1}{2} v_i^2 = 0$$

$$v_s^2 = 2 \times \left[\frac{1}{2} v_i^2 - c_p (T_s - T_i)\right] = v_i^2 - 2 \times c_p \times (T_s - T_i)$$

mas $\frac{T_s}{T_i} = \left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{k-1}{K}} \Rightarrow T_s = T_i \times \left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{K-1}{K}}$ $\therefore$

$$v_s^2 = v_i^2 - 2 c_p \left[T_i \times \left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{K-1}{K}} - T_i\right] = v_i^2 + 2 \times c_p \times T_i \times \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]$$

mas por outro lado sabemos que: $c_p = c_v + R$ $\therefore$

$$\frac{c_p}{c_v} = \frac{R}{c_v} + 1 \Rightarrow K = \frac{R}{c_p - R} + 1 \Rightarrow c_p = \frac{K \times R}{K-1}$$

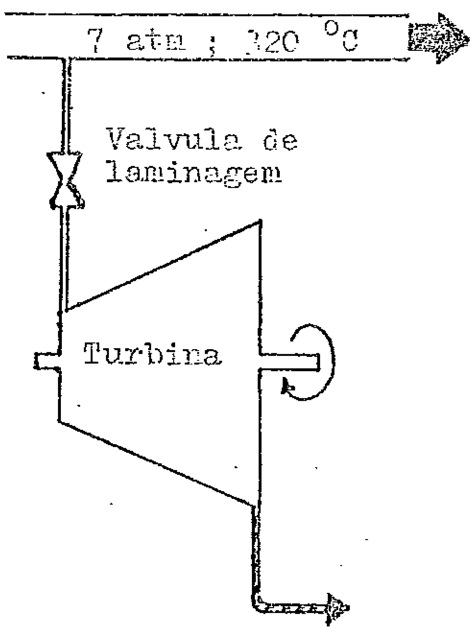
Substituindo teremos finalmente:

$$v_s^2 = v_i^2 + \frac{2 \times K \times R \times T_i}{K - 1} \times \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]$$

$$v_s = \sqrt{v_i^2 + \frac{2 \times K \times R \times T_i}{K - 1} \times \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_i}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]}$$

——— o O o ———

PROBLEMA 4 - Uma turbina a vapor pode operar em condições de carga parcial através do estrangulamento do vapor para uma pressão mais baixa, antes da entrada, como se pode ver na figura. As condições na linha são de 7 Kgf/cm^2, 320 ^oC e a pressão de descarga da turbina está fixada em 0.07 Kgf/cm^2.



Supondo que a expansão na turbina é adiabática reversível, calcule:

a) O trabalho produzido pela turbina em plena carga e por Kg de vapor.

b) A pressão para a qual o vapor deve ser estrangulado para produzir 75% do trabalho a plena carga.

c) Mostrar ambos os processos num diagrama T - s.

RESOLUÇÃO: a) Aplicando a premeira lei - escoamentos em regime permanente, a um volume de control que envolve a turbina teremos:

$$_2w_3 = h_2 - h_3$$

Das tabelas: $\left.\begin{array}{l} p_1 = 7 \text{ Kgf/cm}^2 \\ T_1 = 320 \ ^oC \end{array}\right| \Longrightarrow \left| \begin{array}{l} h_1 = 3099.069 \text{ KJ/Kg} \\ s_1 = 7.3725 \quad \text{KJ/Kg} \ ^oK \end{array}\right.$

Do ponto 3 conhecemos a pressão e sabemos que a sua entropia é a mesma do ponto 1 visto a expansão ser considerada isentrópica.

$$\left.\begin{array}{l} p_3 = 0.07 \text{ Kgf/cm}^2 \\ s_3 = s_1 = 7.3725 \text{ KJ/Kg}^oK \end{array}\right\} \ h_3 = 2287.703 \text{ KJ/Kg}$$

Dado que pretendemos determinar o trabalho na situação de carga total, teremos que: $1 \equiv 2$

Finalmente:

$$_1W_3\Big|_{total} = 3099.069 - 2287.703$$

$$_1W_3\Big|_{total} = 811.366 \text{ KJ/Kg}$$

b) Sabendo que a turbina, em carga parcial, produz 75 % do valor do trabalho a carga total, teremos:

$$_2W_3 = h_2 - h_3 = 0.75 \times {_1W_3} = 0.75 \times 811.366 = 608.525 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_3 = h_2 - {_2W_3}$$

$$h_3 = 3099.069 - 608.525 = 2490.544 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_2 = h_1 = 3099.069$$

Recorrendo às tabelas: $\left.\begin{array}{l} p_3 = 0.07 \text{ Kgf/cm}^2 \\ h_3 = 2490.544 \text{ KJ/Kg} \end{array}\right\} x_3 = 0.966$

$$s_3 = (1 - 0.966) \times 0.5543 + 0.966 \times 8.2811 = 8.0184 \text{ KJ/Kg} \ ^oK$$

Para determinar p_2 basta procurar a pressão correspondente ao ponto em que:

$$\left| \begin{array}{l} h_2 = h_1 = 3099.069 \text{ KJ/Kg} \\ s_2 = s_3 = 8.0184 \text{ KJ/Kg} \ ^oK \end{array}\right.$$

s (KJ/Kg °K)	8.0006	8.0231	8.0705	p= 1.6
h (KJ/Kg)	3071.436	3084.509	3112.048	
		3099.064	→	p= 1.692
h (KJ/Kg)	3111.630	3116.135	3152.660	p= 1.8
s (KJ/Kg °K)	8.0156	8.0231	8.0839	

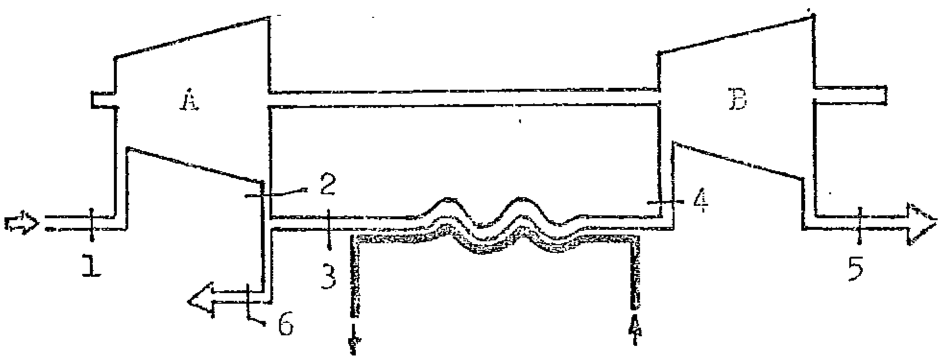
Pressão na admissão ≈ 1.7 Kgf/cm^2

o O o

PROBLEMA 5 - Considere a turbina de dois estágios com áquecimento entre eles, mostrada na figura. Os dados são conforme o diagrama. Assumindo um diâmetro constante nos tubos do aquecedor e turbinas adiabáticas reversíveis, calcule:

a) Potência da turbina

b) A taxa de transferência de calor no aquecedor entre estágios.



5: p= 0.3 Kgf/cm^2, c= 210 m/s

6: $\dot{m}$= 10000 Kg/h

1: p = 230 Kgf/cm^2, T = 540 °C, c = 30 m/s

2: p = 15 Kgf/cm^2, c = 150 m/s, $\dot{m}$ = 50000 Kg/h

4: p = 15 Kgf/cm^2, T = 320 °C

RESOLUÇÃO: $\dot{W}_A + \dot{W}_B = \dot{W}_{Turbina}$ em que

$$-\dot{W}_A = \dot{m}_2 \times \left[(h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2)\right]$$

$$-\dot{W}_B = \dot{m}_4 \times \left[(h_5 - h_4) + \frac{1}{2}(c_5^2 - c_4^2)\right]$$

$1 \rightarrow \left| \begin{array}{l} h_1 = 3333.53 \text{ KJ/Kg} \\ s_1 = 6.2195 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array} \right.$ $2 \rightarrow \left| \begin{array}{l} p_2 = 15 \text{ Kgf/cm}^2 \\ s_2 = 6.2195 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array} \right.$

$p_{sat.} = 15\text{atm}$ $\left| \begin{array}{l} h' = 840.291 \text{ KJ/Kg} \\ h'' = 2791.340 \text{ KJ/Kg} \end{array} \right.$ $\left| \begin{array}{l} s' = 2.3057 \text{ KJ/Kg } ^oK \\ s'' = 6.4519 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array} \right.$

$$x_2 = \frac{6.2195 - 2.3057}{6.4519 - 2.3057} = 0.944$$

$$h_2 = (1 - 0.944) \times 840.291 + 0.944 \times 2791.340 = 2682.081 \text{ KJ/Kg}$$

$4 \rightarrow \left| \begin{array}{l} p_4 = 15 \text{ kgf/cm}^2 \\ T_4 = 320 \ ^oC \end{array} \right.$ $\left| \begin{array}{l} h_4 = 3078.446 \text{ KJ/Kg} \\ s_4 = 6.9966 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array} \right.$

$5 \rightarrow \left| \begin{array}{l} p_5 = 0.3 \text{ Kgf/cm}^2 \\ s_5 = 6.9966 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array} \right.$ $\left| \begin{array}{l} s' = 0.9387 \text{ KJ/Kg } ^oK \\ s'' = 7.7741 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array} \right.$ $\left| \begin{array}{l} h' = 287.466 \text{ KJ/Kg} \\ h'' = 2624.286 \text{ KJ/Kg} \end{array} \right.$

$$x_5 = \frac{6.9966 - 0.9387}{7.7741 - 0.9387} = 0.886$$

$$h_5 = (1 - 0.886) \times 287.466 + 0.886 \times 2624.286 = 2357.888 \text{ KJ/Kg}$$

Substituindo temos, finalmente:

$$-\dot{W}_A = \frac{50000}{3600} \times \left[(2682.081 - 3333.53) + \frac{1}{2 \times 10^3} \times (150^2 - 30^2) \right]$$

$$\dot{W}_A = 8.898 \times 10^3 \text{ KW}$$

$$-\dot{W}_B = \frac{(50000-10000)}{3600} \times \left[(2357.888 - 3078.446) + \frac{1}{2\ 10^3} \times (210^2 - 150^2) \right]$$

$$\dot{W}_B = 7.886 \times 10^3 \text{ KW}$$

$$\dot{W}_{Turbina} = \dot{W}_A + \dot{W}_B = 8.898 + 7.886 = 16.784 \text{ MW}$$

b) Aplicando um volume de controle que englobe apenas o aquecedor e fazendo o balanço energético respectivo temos:

$${}_3q_4 - {}_3w_4 = h_4 - h_3 \qquad\qquad {}_3\dot{Q}_4 = \dot{m}_3 \times (h_4 - h_3)$$

$${}_3\dot{Q}_4 = \frac{40000}{3600} \times (3078.446 - 2682.081) = 4.404 \text{ MW}$$

——— o O o ———

PROBLEMA 6 - Comprime-se ar num processo reversível em regime permanente de 1 Kgf/cm^2, 27 ^oC até 8 Kgf/cm^2. Calcular o trabalho de compressão por Kg, a variação de entropia e a quantidade de calor transferida por Kg de ar comprimido, assumindo os seguintes processos:

a) Isotérmico

b) Politrópico (K-1.25)

c) Adiabático

d) Mostre todos estes processos nos diagramas P - v e T - s.

RESOLUÇÃO: Aplicando a 1ª Lei a um volume de control que engloba o compressor:

$$ {}_1q_2 - {}_1w_2 = h_2 - h_1 $$

considerando o ar como um gás perfeito será

$$ {}_1q_2 - {}_1w_2 = C_p \times (T_2 - T_1) $$

a) Como $T_2 = T_1$ $\qquad {}_1q_2 = {}_1w_2$

$$ s_2 - s_1 = \underbrace{C_p \times \ln \frac{T_2}{T_1}}_{=0} - R \times \ln \frac{p_2}{p_1} = -0.287 \times \ln 8 = -0.5968 \text{ KJ/Kg}^oK $$

mas $\quad q = T \times \Delta s$

$$ {}_1q_2 = 300.15 \times (-0.5968) = -179.1 \text{ KJ/Kg} $$

$$ {}_1w_2 = {}_1q_2 = -179.1 \text{ KJ/Kg} $$

b) Da mesma forma que na alínea anterior, teremos:

$$T_1 \times p_1^{\left(\frac{1-k}{k}\right)} = T_2 \times p_2^{\left(\frac{1-k}{k}\right)} \Rightarrow T_2 = T_1 \times \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\left(\frac{1-k}{k}\right)}$$

$$T_2 = 300.15 \times (1/8)^{\left(\frac{1-1.25}{1.25}\right)} = 454.94\ ^oK$$

Assim:

$$s_2 - s_1 = C_p \times \ln \frac{T_2}{T_1} - R \times \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$s_2 - s_1 = 1.005 \times \ln \frac{454.94}{300.15} - 0.287 \times \ln 8 = -0.1788\ KJ/Kg\ ^oK$$

$${}_1q_2 = \int_1^2 T\ ds$$

mas neste caso já não é constante o valor da temperatura e assim,

$$ds = C_p \times \frac{dT}{T} - R \times \frac{dp}{p} \qquad T \times ds = C_p \times dT - \frac{R \times T}{p} \times dp$$

$$T \times ds = C_p \times dT - v \times dp \qquad \int_1^2 T\ ds = \int_1^2 C_p\ dT - \int_1^2 v\ dp$$

Considerando o valor de $C_p = C^{\underline{te}}$

$$\int_1^2 T\ ds = C_p \times (T_2 - T_1) - \int_1^2 v\ dp$$

Necessitamos, portanto de conhecer alei de variação do volume específico em função da pressão a qual se obterá da seguinte forma:

$$p \times v^{1.25} = p_1 \times v_1^{1.25} = K \Rightarrow K = p_1 \times v_1^{1.25} = 1 \times 98 \times v_1^{1.25}$$

$$p_1 \times v_1 = R \times T_1 \qquad v_1 = \frac{0.287 \times 300.15}{1 \times 98} = 0.879 \ m^3/Kg$$

$$K = p_1 \times v_1^{1.25} = 1 \times 98 \times 0.879^{1.25} = 83.409 \ KJ/Kg$$

$$p \times v^{1.25} = K \Rightarrow v = 83.409^{0.8} \times (1/p)^{0.8}$$

$$\int_1^2 v \, dp = \int_1^2 83.409^{0.8} \times p^{-0.8} \, dp = 83.409^{0.8} \times \left[\frac{p^{0.2}}{0.2}\right]_1^2$$

$$= 34.43 \times \left(\frac{p_2^{0.2}}{0.2} - \frac{p_1^{0.2}}{0.2}\right) = 34.43 \times \left[\frac{(8 \cdot 98)^{0.2} - 98^{0.2}}{0.2}\right]$$

$$\int_1^2 v \, dp = 222.1 \ KJ/Kg$$

voltando à equação (I)

$$_1q_2 = \int_1^2 v \, ds = 1.005 \times (454.94 - 300.15) - 222.1 = -66.54 \ KJ/Kg$$

$$_1w_2 = {_1q_2} - C_p \times (T_2 - T_1) = -66.54 - 1.005 \times (454.94 - 300.15)$$

$$_1w_2 = -66.54 - 155.56 = -222.1 \ KJ/Kg$$

c) $$T_2 = T_1 \times \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\left(\frac{1-k}{k}\right)} = 300.15 \times (1/8)^{\left(\frac{1-1.4}{1.4}\right)} = 543.71 \ ^oK$$

$$ {}_1w_2 = {}_1q_2 - C_p \times (T_2 - T_1) = -1.005 \times (543.71 - 300.15) $$

$$ {}_1w_2 = -244.78 \ \text{KJ/Kg} $$

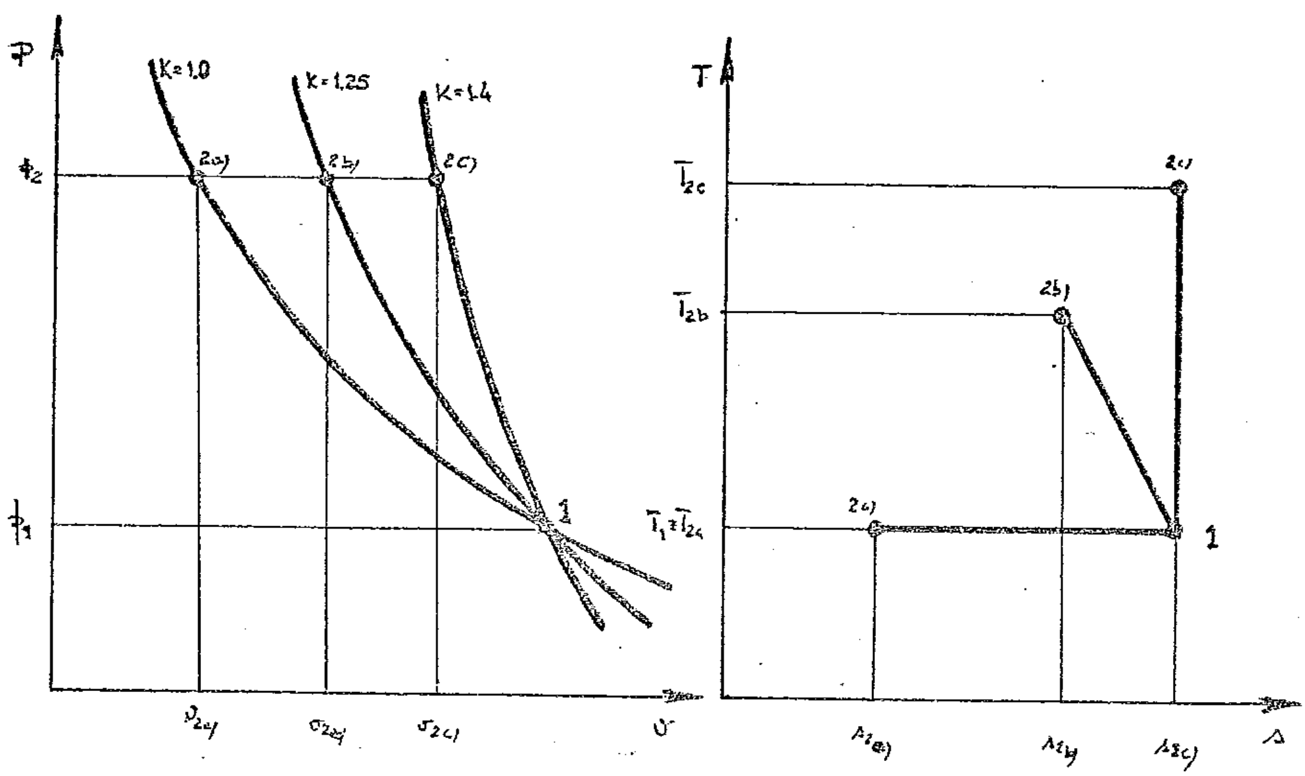
Dado o processo ser adiabático $\quad {}_1q_2 = 0$

Sendo simultâneamente adiabático e reversível o processo é implicitamente isentrópico:

$$ s_2 - s_1 = 0 \Rightarrow s_2 = s_1 $$

d) Quadro resumo:

Processo	Trabalho	Calor	Temperatura
ISOTERMICO	- 171.1	- 179.1	300.15
POLITROPICO	- 222.1	- 66.5	454.94
ADIABATICO	- 244.8	0	543.71



PROBLEMA 7 - Numa instalação frigorífica, amónia líquida entra na válvula de expansão a 1.7 MN/m^2 e 32 ^oC. A pressão à saída da valvula é de 200 KN/m^2 e a variação da energia cinética é desprezável. Qual é o aumento de entropia por Kg? Mostre o processo num diagrama de Temperatura - Entropia.

RESOLUÇÃO: No ponto 1 - entrada da valvula - temos:

$$h_1 \simeq h'(32\ ^oC) = 332.6\ KJ/Kg$$

$$s_1 \simeq s'(32\ ^oC) = 1.2343\ KJ/Kg\ ^oK$$

Dado que a valvula é isentalpica já sabemos qual as propriedades do vapor à saída desta:

$$h_1 = h_2 = 332.6\ KJ/Kg$$

$$p_2 = 200\ KN/m^2 \Rightarrow \quad h' = 94.944\ KJ/Kg \quad s' = 0.3889\ KJ/Kg\ ^oK$$

$$h'' = 1420.55\ KJ/Kg \quad s'' = 5.6829\ KJ/KG\ ^oK$$

$$x_2 = \frac{332.6 - 94.944}{1420.55 - 94.944} = 0.17926$$

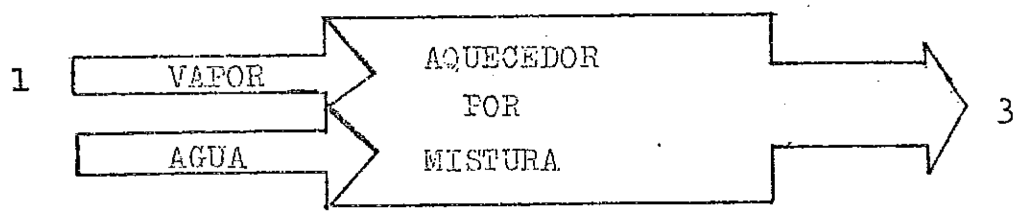
$$s_2 = (1 - 0.1793) \times 0.3889 + 0.1793 \times 5.6829 = 1.338\ KJ/Kg\ ^oK$$

Finalmente:

$$s_2 - s_1 = 1.338 - 1.2343 = 0.104\ KJ/Kg\ ^oK$$

——— o O o ———

PROBLEMA 8 - Um tipo de aquecedor de água de alimentação para pré-aquecer esta antes de entrar na caldeira, opera no princípio da mistura de água e vapor. Para os estados mostrados na figura, calcular o aumento de entropia por segundo, assumindo o processo adiabático em regime permanente.



1 $\left| \begin{array}{l} p_1 = 7\ \text{Kgf/cm}^2 \\ x_1 = 0.90 \end{array} \right.$ 2 $\left| \begin{array}{l} p_2 = 7\ \text{Kgf/cm}^2 \\ T_2 = 32\ ^oC \end{array} \right.$ 3 $\left| \begin{array}{l} p_3 = 6.5\ \text{Kgf/cm}^2 \\ T_3 = 150\ ^oC \\ \dot{m}_3 = 1\times10^4 \text{Kg/h} \end{array} \right.$

RESOLUÇÃO: Aplicando a 1ª Lei a um volume de controlo que engloba todo o aquecedor teremos:

$$\begin{cases} -\dot{m}_1 - \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = 0 \\ -\dot{m}_1\, h_1 - \dot{m}_2\, h_2 + \dot{m}_3\, h_3 - 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \\ -\dot{m}_1\, h_1 - \dot{m}_2\, h_2 + (\dot{m}_1 + \dot{m}_2)\, h_3 = 0 \end{cases}$$

$$\dot{m}_1\,(h_3 - h_1) + \dot{m}_2\,(h_3 - h_2) = 0 \qquad \dot{m}_1 = -\,\dot{m}_2 \times \frac{h_3 - h_2}{h_3 - h_1}$$

$$\left. \begin{array}{l} p_1 = 7\ \text{Kgf/cm}^2 \\ x_1 = 0.90 \end{array} \right| \Rightarrow \left| \begin{array}{l} h_1 = (1-0.9)\times 693.753 - 0.9\times 2762.869 = 2555.957\ \text{KJ/Kg} \\ s_1 = (1-0.9)\times 1.9837 - 0.9\times 6.7152 = 6.2421\ \text{KJ/Kg}^oK \end{array} \right.$$

$$\left| \begin{array}{l} p_2 = 7 \text{ Kgf/cm}^2 \\ T_2 = 32\ ^oC \end{array} \right. \qquad \left\| \begin{array}{l} h_2 = 134.564 \text{ KJ/Kg} \\ s_2 = 0.4615 \text{ KJ/Kg}^oK \end{array} \right.$$

$$\left| \begin{array}{l} p_3 = 6.5 \text{ Kgf/cm}^2 \\ T_3 = 150\ ^oC \end{array} \right. \qquad \left\| \begin{array}{l} h_3 = 632.207 \text{ KJ/Kg} \\ s_3 = 1.8399 \text{ KJ/Kg }^oK \end{array} \right.$$

$$\dot{m}_1 = - \dot{m}_2 \times \frac{632.207 - 134.564}{632.207 - 2555.957} \qquad \dot{m}_1 = 0.259\ \dot{m}_2$$

Como $\dot{m}_3 = \frac{10000}{3600} = 2.78 \text{ Kg/s} \Rightarrow \left\| \begin{array}{l} \dot{m}_2 = 2.21 \text{ Kg/s} \\ \dot{m}_1 = 0.57 \text{ Kg/s} \end{array} \right.$

Aplicando a 2ª Lei e sabendo que o processo é adiabático fica:

$$\sum_{j-1}^{n} \dot{m}_j \times s_j \geqslant \int_A \underbrace{\cancel{\frac{q_A}{T}}}_{=0} dA \qquad \Rightarrow \sum \dot{m}_j \times s_j \geqslant 0$$

$$- \dot{m}_1 \times s_1 - \dot{m}_2 \times s_2 + \dot{m}_3 \times s_3 = - 0.57 \times 6.2421 - 2.21 \times 0.4615 +$$
$$+ 2.78 \times 1.8399$$

$$\sum_{j-1}^{3} \dot{m}_j \times s_j = 0.537 \text{ KJ/ }^oK$$

NOTA: A variação de entropia é maior que zero (aumento de entropia) e é devida apenas a irreversibilidades no volume de controle visto não haver trocas de calor (processo adiabático).

PROBLEMA 9 - Um vendedor alega possuir uma turbina a vapor que produz 2800 KW. O vapor entra na turbina a 700 KPa 250 °C e sai à pressão de 15 KPa, consumindo apenas 3.8 Kg/s de vapor.

a) Que acha desta afirmação ?
b) Suponha que ele muda a alegação e diz que são necessários 4.3 Kg/s de vapor.

RESOLUÇÃO: $p_1 = 700$ KPa $\qquad h_1 = 2953.6$ KJ/Kg

$T_1 = 250$ °C $\qquad s_1 = 7.11$ KJ/Kg °K

a)

Da 1ª Lei aplicada à turbina vem: ${}_1\dot{W}_2 = \dot{m}\times(h_2 - h_1)$

$$h_2 = h_1 - \left(\frac{{}_1\dot{W}_2}{\dot{m}}\right) = 2953.6 - \frac{2800}{3.8} = 2216.751 \text{ KJ/Kg}$$

Sendo: $p_2 = 15$ KPa $\qquad h' = 225.94$ KJ/Kg

$h_2 = 2216.751$ KJ/Kg $\qquad L_{lv} = 2373.1$ KJ/Kg

$$x_2 = \frac{2216.751 - 225.94}{2373.1} = 0.8389$$

$$s_2 = (1 - 0.8389)\times 0.7549 + 0.8389\times 8.0085 = 6.8399 \text{ KJ/Kg °K}$$

Como $s_2 < s_1$ torna impossível a existência de tal turbina !

b)

$$h_2 = 2953.6 - \frac{2800}{4.3} = 2302.43 \text{ KJ/Kg (De novo vapor húmido)}$$

$$x_2 = \frac{2302.6 - 225.94}{2373.1} = 0.875 \Rightarrow s_2 = 7.11 \text{ KJ/Kg °K}$$

$$s_2 - s_1 \cong 0 \qquad \text{OK !}$$

PROBLEMA 10 - Vapor a 800 KPa, 300 °C flui numa linha. Ligado a esta linha está um tanque de 2 m^3 contendo vapor a 100 KPa e 200 °C. A valvula é aberta, permitindo que o vapor passe para o tanque até que a pressão final neste seja de 800 KPa. Durante este processo, é retirado calor do tanque a uma taxa tal que a temperatura, no interior, mantem-se constante e igual a 200 °C. A vizinhança está a uma temperatura de 25 °C.

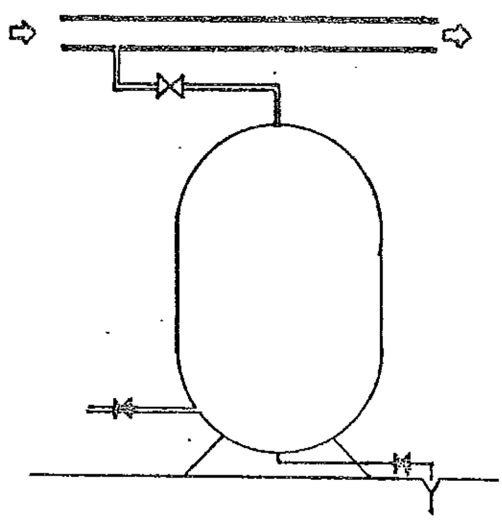
a) Determine a massa de vapor que entra no tanque e o calor posto em jogo durante o processo.

b) Determine a variação de entropia no volume do control (tanque) durante o processo.

c) Mostre que este processo não viola a segunda lei da Termodinâmica.

RESOLUÇÃO:

$$\left| \begin{array}{l} p(t) = 100 \text{ KPa} \\ T(t) = 200 \ ^\circ C \end{array} \right. \qquad \left| \begin{array}{l} p(t') = 800 \text{ KPa} \\ T(t') = 200 \ ^\circ C \end{array} \right.$$



$$Q = m(t') \times u(t') - m(t) \times u(t) - m_1 \, h_1$$

$$\left| \begin{array}{l} v(t) = 2.172 \ m^3/Kg \\ u(t) = 2658.1 \text{ KJ/Kg} \\ s(t) = 7.8343 \text{ KJ/Kg } ^\circ K \end{array} \right.$$

$$m(t) = \frac{V}{v(t)} = \frac{2}{2.172} = 0.92 \text{ Kg}$$

$$\left| \begin{array}{l} v(t') = 0.2608 \ m^3/Kg \\ u(t') = 2630.6 \text{ KJ/Kg} \\ s(t') = 6.8158 \text{ KJ/Kg } ^\circ K \end{array} \right.$$

$$m(t') = \frac{V}{v(t')} = \frac{2}{0.2608} = 7.66 \text{ Kg}$$

Do balanço mássico podemos estabelecer que:

$$m_1 = m(t') - m(t) = 7.66 - 0.92 = 6.74 \text{ Kg}$$

$$Q = 7.66 \times 2630.6 - 0.92 \times 2658.1 - 6.74 \times 3056.5 = -2895.866 \text{ KJ}$$

b)

$$\Delta S_{sist} = S(t') - S(t) = m(t') \times s(t') - m(t) \times s(t)$$

$$\Delta S_{sist} = 7.66 \times 6.8158 - 0.92 \times 7.8343 = 45 \text{ KJ}/ {}^{o}K$$

c) O processo não viola a segunda lei da termodinâmica desde que a variação de entropia sofrida pelo universo seja maior que zero (não pode ser nula dado que há troca de calor)..

Considera-se universo o conjunto formado pelo sistema e pela sua vizinhança. Assim:

$$\Delta S_{univ.} = \Delta S_{sist} - \Delta S_{viz} > 0$$

$$\Delta S_{viz} = \frac{Q}{T_o} - m_1 \times s_1 = \frac{2895.866}{298.15} - 6.74 \times 7.2328$$

$$\Delta S_{viz} = -38.734 \text{ KJ}/ {}^{o}K$$

$$\Delta S_{univ.} = 45 - 38.734 = 6.266 \text{ KJ}/ {}^{o}K > 0 \quad \text{OK !}$$

o O o

PROBLEMA 11 - Um reservatório termicamente isolado de 0.5 m^3 contem vapor a 1.4 MPa e 250 ^oC. Uma valvula no topo deste é aberta e vapor é expelido para a vizinhança até que a pressão atinja 400 KPa, altura em que a valvula é fechada e é medida a temperatura no interior: 175 ^oC . Determine a variação líquida de entropia para êste processo. À vizinhança está a 250 ^oC.

RESOLUÇÃO: (t) ↔ instante inicial; (t') ↔ instante final

$v(t) = 0.16350\ m^3/Kg$	$v(t') = 0.5025\ m^3/Kg$
$h(t) = 2927.2\ KJ/Kg$	$h(t') = 2806.95\ KJ/Kg$
$u(t) = 2698.3\ KJ/Kg$	$u(t') = 2637.95\ KJ/Kg$
$s(t) = 6.7467\ KJ/Kg$	$s(t') = 7.0503\ KJ/Kg$

$$\Delta S_{v.c.} = \bar{S}(t') - \bar{S}(t) = m(t')\times s(t') - m(t)\times s(t)$$

$$m(t) = \frac{0.5}{0.1635} = 3.058\ Kg$$

$$\bar{S}(t) = 3.058\times 6.7467 = 20.631\ KJ/\,^oK$$

$$m(t') = \frac{0.5}{0.5025} = 0.99\ Kg$$

$$\bar{S}(t') = 0.99\times 7.05025 = 6.97\ KJ/\,^oK$$

$$\Delta S_{v.c.} = 6.97 - 20.631 = -13.661\ KJ/Kg$$

Do balanço energético do volume de control temos que:

$$Q = m(t')\times u(t') - m(t)\times u(t) - m_1\times h_1$$

Como forma de simplificação vamos considerar que a entalpia de saída do vapor é constante e igual à média das entalpias de saí da no início e no fim. Esta condição tem de ser imposta para que se verifique a existência de um escoamento em regime uniforme e seja, portanto, válida a expressão do topo da página.

$$h_1 = \bar{h} = \frac{h_1(t) + h_1(t')}{2} = \frac{2806.65 + 2927.2}{2} = 2866.92 \text{ KJ/Kg}$$

Substituindo vem:

$$Q = 0.99\times 2637.25 - 3.058\times 2698.3 - (3.058 - 0.99)\times 2866.92$$

$$Q = 288.277 \text{ KJ}$$

Admitindo para a atmosfera um valor da pressão igual a 1 atm:

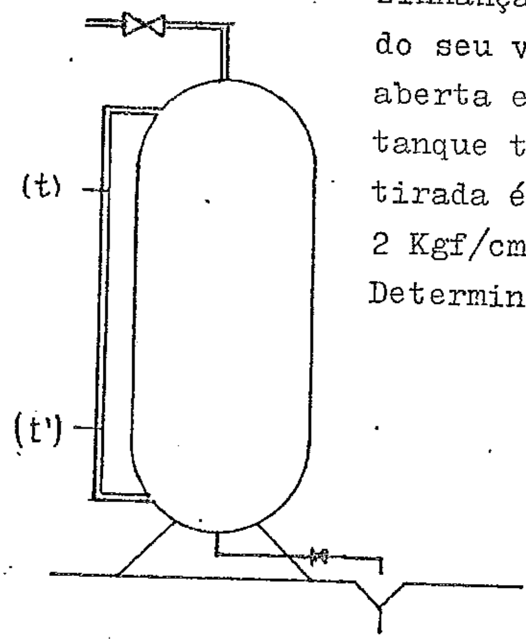
$$\left.\begin{array}{l} p_1 = 1 \text{ atm} \\ \bar{h}_1 = 2866.92 \text{ KJ/Kg} \end{array}\right\} \Longrightarrow \bar{s}_1 = 7.8155 \text{ KJ/Kg } {}^oK$$

$$\Delta S_{viz} = \frac{Q}{T_o} - m_1\times s_m = \frac{288.277}{523.15} - (3.058 - 0.99)\times(-7.8155)$$

$$\Delta S_{viz} = 15.611 \text{ KJ/ oK}$$

$$\Delta S_{univ.} = 15.611 - 13.661 = 1.95 \text{ KJ/ } {}^oK$$

PROBLEMA 12 Um tanque de 600 l contem R-12 à temperatura da vizinhança, a 27 ^oC. Inicialmente o tanque tem 3/4 do seu volume cheios de líquido. A válvula é então aberta e o R-12 é retirado lentamente até que o tanque tenha 1/4 do volume em líquido. A massa retirada é laminada numa válvula até à pressão de 2 Kgf/cm^2 após o que é descarregada.



Determine:

a) O calor transferido para o volume de control.

b) As variações de entropia do volume de control e da vizinhança.

RESOLUÇÃO: a) Verificando-se que estamos em presença de um escoamento em regime uniforme podemos afirmar que:

$$m(t') - m(t) = m_1$$

$$Q = m(t') \times u(t') - m(t) \times u(t) - m_1 \times h_1$$

sabendo-se que o volume do tanque vale $V = C^{te} = m(t)\ v(t)$ e que $p(t) = p(t')$ tal implica que:

$$m(t') \times p(t') \times v(t') = m(t) \times p(t) \times v(t) \qquad \therefore$$

$$_tQ_{t'} = m(t') \times h(t') - m(t) \times h(t) - m_1 \times h_1$$

$$_tQ_{t'} = m(t') \times h(t') - m(t) \times h(t) - \left[m(t') - m(t)\right] \times h_1$$

$$_{t}Q_{t'} = m(t')\times\left[h(t') - h_1\right] + m(t)\times\left[h_1 - h(t)\right].$$

No estado (t) teremos: R-12 $T(t) = 21\ ^{o}C$ $\quad v' - 0.0007547\ m^3/Kg$; $v'' - 0.03089\ m^3/Kg$

$$V_l(t) = (3/4)\times 0.6 = 0.45\ m^3 \qquad V_v(t) = (1/4)\times 0.6 = 0.15\ m^3$$

$$m_l(t) = \frac{V_l(t)}{v_l(t)} = \frac{0.45}{0.0007547} = 596.26\ Kg$$

$$m_v(t) = \frac{V_v(t)}{v_v(t)} = \frac{0.15}{0.03089} = 4.856\ Kg$$

$$m(t) = m_l(t) + m_v(t) = 596.26 + 4.86 = 601.12\ Kg$$

$$x(t) = \frac{m_v(t)}{m(t)} = \frac{4.856}{601.12} = 0.00808$$

R-12 $T - 21\ ^{o}C$ $\quad h' - 438.860\ KJ/Kg$; $h'' - 582.844\ KJ/Kg$ $\quad s' - 4.2571\ KJ/Kg\ ^{o}K$; $s'' - 4.7467\ KJ/Kg\ ^{o}K$

$$h(t) = (1 - 0.00808)\times 438.860 + 0.00808\times 582.844 = 440.024\ KJ/Kg$$

$$s(t) = (1 - 0.00808)\times 4.2571 + 0.00808\times 4.7467 = 4.2611\ KJ/Kg\ ^{o}K$$

No estado (t') teremos:

$$V_l(t') = (1/4)\times 0.6 = 0.15\ m^3 \qquad V_v(t') = (3/4)\times 0.6 = 0.45\ m^3$$

$$m_1(t') = \frac{V_1(t')}{v_1(t')} = \frac{0.15}{0.0007547} = 198.75 \text{ Kg}$$

$$m_v(t') = \frac{V_v(t')}{v_v(t')} = \frac{0.45}{0.03089} = 14.57 \text{ Kg}$$

$$m(t') = m_1(t') + m_v(t') = 198.75 + 14.57 = 213.32 \text{ Kg}$$

$$x(t') = \frac{m_v(t')}{m(t')} = \frac{14.57}{213.32} = 0.0683$$

$$h(t') = (1 - 0.0683)\times 438.860 + 0.0683\times 582.844 = 448.694 \text{ KJ/Kg}$$

$$s(t') = (1 - 0.0683)\times 4.2571 + 0.0683\times 4.7467 = 4.2905 \text{ KJ/Kg }^{\circ}\text{K}$$

Finalmente:

$$_tQ_{t'} = 213.32\times(448.694 - 438.860) +$$

$$+ 601.12\times(438.860 - 440.024) = 1398.085 \text{ KJ}$$

b)

$$\Delta S_{v.c.} = S(t') - S(t) = m(t')\times s(t') - m(t)\times s(t)$$

$$\Delta S_{v.c.} = 213.32\times 4.2905 - 601.12\times 4.2611 = -1646.183 \text{ KJ/}^{\circ}\text{K}$$

$$\Delta S_{viz} = \left[m(t') - m(t)\right]\times s_1 + \frac{Q}{T}$$

$$\Delta S_{viz} = (601.12 - 213.32)\times 4.2660 + \frac{-1398.085}{294.15}$$

$$\Delta S_{viz} = 1649.602 \text{ KJ/Kg }^{\circ}\text{K}$$

PROBLEMA 13 - Água entra numa bomba a 25 °C, 100 KPa e sai a 3 MPa. Sabendo-se que a eficiência (adiabática) da bomba é de 70 %, determine a entalpia da água à saída da bomba.

RESOLUÇÃO: $v_1 \simeq v_1(25\ ^oC) = 0.001003\ m^3/Kg$

$$h_1 \simeq h_1(25\ ^oC) = 104.89\ KJ/Kg$$

O trabalho adiabático ideal (isentrópico) será:

$$w_{is.} \simeq v \int dp = 0.001003 \times (3000 - 100) = 2.908\ KJ/Kg$$

Como, por definição $\eta_{adiab.} = \dfrac{w_{isentópico}}{w_{real}}$ (Compres.)

então $w_{real} = \dfrac{2.908}{0.7} = 4.154\ KJ/Kg$ mas

$$w_{real} = h_{2r} - h_1 \qquad h_{2r} = h_1 + w_{real}$$

$$h_{2r} = 104.89 + 4.154 = 109.04\ KJ/Kg$$

o O o

PROBLEMA 14 - No compressor de uma turbina de gás o ar entra a 0.98 bar e 15.5 °C com um caudal de 12 m^3/min e sai a 4.2 bar. O compressor adiabático. Sendo desprezáveis as variações de energia cinética e potencial, calcular a potência necessária para accionar este compressor admitindo:

a) Que o processo é reversível.

b) Que o compressor tem um rendimento adiabático de 85 %.

RESOLUÇÃO: Consideraremos o ar como um gás perfeito em que :

$$R = 0.287 \text{ KJ/Kg °K} \quad e \quad C_p = 1.005 \text{ KJ/Kg °K}$$

a) Aplicando a primeira lei ao volume de control que envolve o compressor vem:

$$_1\dot{Q}_2 - {_1\dot{W}_2} = \dot{m}\times(h_2 - h_1) = \dot{m}\times C_p\times(T_2 - T_1)$$

Se o compressor é adiabático o ar sofre uma compressão segundo uma linha do tipo $p\,v^k = C^{\underline{te}}$ em que $k = \left(C_p/\,C_v\right) = 1.4$ donde sabemos que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \qquad T_2 = T_1\times\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1-k}{k}}$$

$$T_2 = (15.5 - 273.15)\times\left(\frac{4.20}{0.98}\right)^{\frac{0.4}{1.4}} = 437.47 \text{ °K}$$

Por outro lado: $p_1\times v_1 = R\times T_1 \qquad v_1 = \dfrac{R\times T_1}{p_1}$

$$v_1 = \frac{0.287\times(15.5 - 273.15)}{0.98\ 10^5} = 0.8453 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m} = \frac{\dot{V}}{v_1} = \frac{12}{60\ 0.8453} = 0.237 \quad Kg/s$$

Finalmente, e dado a compressão ser adiabática, temos:

$$_1\dot{W}_2 = \dot{m} \times C_p \times (T_1 - T_2) = 0.237 \times 1.005 \times (288.15 - 437.47)$$

$$_1\dot{W}_2 = - 35.45 \quad KW$$

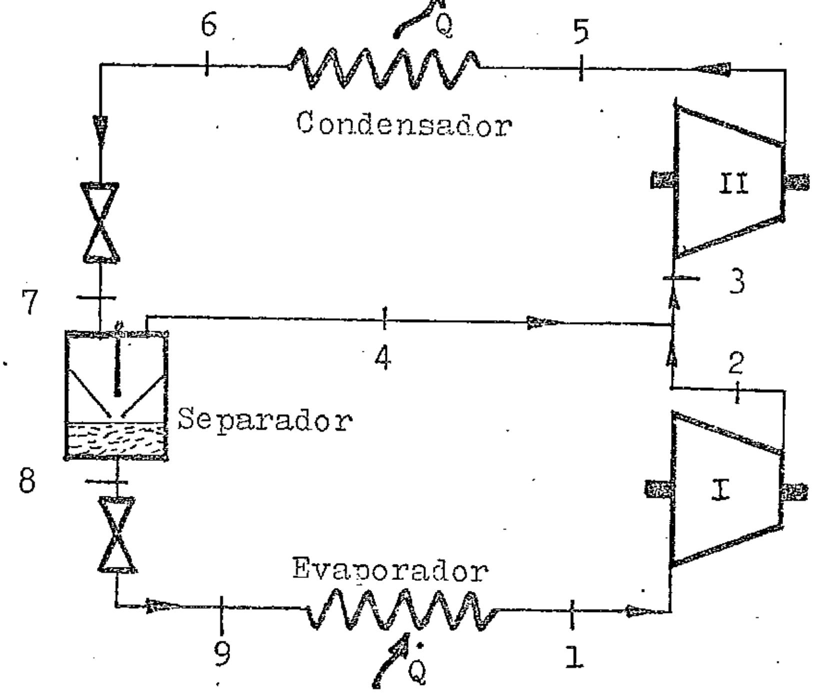
b) Dada a definição de rendimento adiabático de um compressor ser:

$$\eta_{adiab.} = \frac{\dot{W}_{isen.}}{\dot{W}_{real}} \quad \therefore$$

$$\dot{W}_{real} = - 35.45\ (1/0.85) = - 41.71 \ KW$$

——— o O o ———

PROBLEMA 15 - A máquina frigorífica representada trabalha com R - 12 como fluído frigorigénio e destina-se a refrigerar uma câmara cuja temperatura é de -25^oC sendo a fonte quente o exterior que está a 28 ^oC. No separador de líquido coexistem em equilíbrio líquido e vapor a -10^oC sendo este aparelho térmicamente isolado. Os processos sofridos pelo R-12 no condensador e no evaporador são isobáricos. Sabendo que esta máquina frigorífica retira à fonte fria 97.059 KJ/Kg de fluído que passa no con-



$T_9 = -25\ ^oC$

$T_6 = 28\ ^oC$
líq. sat.

densador, e a eficiência dos compressores é de 80 %, calcular:

a) O trabalho, por Kg de R-12 que passa no condensador, necessário para accionar os compressores.

b) A eficiência da instlação refrigeradora.

c) A eficiência da mesma caso ela funcionasse como bomba de calor.

d) Se as evoluções nos compressores fossem adiabáticas reversíveis como varia a eficiênci a da máquina frigorífica ?

e) Represente os processos no diagrama T - s.

RESOLUÇÃO:

a) Por 4 passa uma percentagem do caudal mássico que é numéricamente igual ao título do R-12 existente no separador (7) e por 8 passa a percentagem complementar, ou seja $(1 - x_7)$, assim:

6 $\quad h_6 = h'(28\ ^oC) = 445.852$ KJ/Kg

$$h_7 = h_6 = 445.852 \text{ KJ/Kg} \qquad h'(-10^oC) = 409.469 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_7 = -10\ ^oC \qquad h''(-10^oC) = 568.861 \text{ KJ/Kg}$$

$$x_7 = \frac{445.852 - 409.469}{568.861 - 409.469} = 0.2283 \Rightarrow (1 - x) = 0.7717$$

$$h_9 = h_8 = h'(-10^oC) = 409.469 \text{ KJ/Kg}$$

Podemos já determinar o valor de ${}_9q_1$ por Kg de vapor que passa no evaporador, pois:

$$\frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_7} = 0.2283 \qquad \text{e} \qquad \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_7} = 0.7717$$

$${}_9q_1 = h_1 - h_9 = \frac{97.059}{0.7717} = 125.773 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_1 = 125.773 + 409.469 = 535.242 \text{ KJ/Kg}$$

Como sabemos também que no ponto 1 a pressão é a de saturação a -25 ^oC, ou seja $p_1 = 1.2616$ Kgf/cm^2, este ponto está perfeitamente definido no patamar de vapor húmido. Assim:

$$x_1 = 0.841 \quad \Longrightarrow \quad s_1 = 4.6618 \text{ KJ/Kg } ^oK$$

Para conhecermos o trabalho necessário para accionar o compressor I basta conhecer o trabalho isentrópico, pois conhecemos o rendimento do compressor, e o mesmo se diz para o compressor II. Assim:

$$w_s = h_{2s} - h_1$$

$$\left.\begin{array}{l} s_{2s} = s_1 = 4.6618 \text{ KJ/Kg } {}^oK \\ p_2 = p_4 = p_{sat}(-10^oC) = 2.2342 \text{ atm} \end{array}\right\} \quad h_{2s} = 543.391 \text{ KJ/Kg}$$

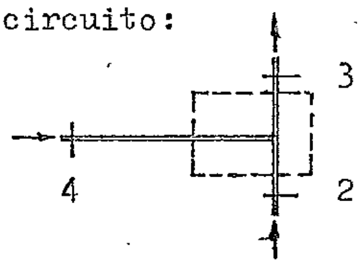
$$_1w_{2_s} = 543.391 - 535.242 = 8.149 \text{ KJ/Kg}$$

$$\eta = \frac{_1w_{2_s}}{_1w_{2_r}} \Rightarrow \; _1w_{2_r} = \frac{8.149}{0.9} = 10.186 \text{ KJ/Kg}$$

donde se pode inferir que:

$$h_{2r} = 10.186 + 535.242 = 545.428 \text{ KJ/Kg}$$

Analiémos, agora, a zona mostrada no esquema e pertencente ao circuito:



$$\begin{cases} -\dot{m}_2 + \dot{m}_3 - \dot{m}_4 = 0 \\ -\dot{m}_2 \, h_2 + \dot{m}_3 \, h_3 - \dot{m}_4 \, h_4 = 0 \end{cases}$$

$$-\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} \times h_2 + h_3 - \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} \times h_4 = 0$$

$$h_3 = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} \times h_2 + \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} \times h_4 \qquad \text{mas como}$$

$$\frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} = 0.2283 \qquad \text{e} \qquad \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} = 0.7717 \qquad \text{vem}$$

$$h_3 = 0.2283 \times 568.861 + 0.7717 \times 545.428 = 550.778 \text{ KJ/Kg}$$

$$\left.\begin{array}{l} p_3 = 2.2342 \text{ Kgf/cm}^2 \\ h_3 = 550.778 \text{ KJ/Kg} \end{array}\right\} \Longrightarrow s_3 = 4.6899 \text{ KJ/Kg } {}^oK$$

Procedendo da mesma forma para o compressor II, vem:

$$\left.\begin{array}{l} s_5 = s_3 = 4.6899 \text{ KJ/Kg } {}^oK \\ p_5 = p_{sat}(28^oC) = 7.1933 \text{ atm} \end{array}\right\} \Rightarrow h_{5s} = 569.223 \quad \text{KJ/Kg}$$

$$_3W_{5_s} = h_{5s} - h_3 = 569.223 - 550.778 = 18.445 \text{ KJ/Kg}$$

$$_3W_{5_r} = \frac{_3W_{5_s}}{\eta} = \frac{18.445}{0.8} = 23.056 \quad \text{KJ/Kg}$$

$$\therefore \quad h_{5r} = {}_3W_{5_r} + h_3 = 23.056 + 550.778 = 573.834 \quad \text{KJ/Kg}$$

Como entre 1 e 2 apenas passa 0.7717 do caudal que passa no condensador, temos de corrigir o valor do trabalho $_1W_2$, para podermos saber o trabalho por Kg de fluído que passa no condensador, assim:

$$_1W_{2_{corrigido}} = 10.786 \times 0.7717 = 7.861 \quad \text{KJ/Kg}$$

Finalmente:

$$W_{comp.} = {}_1W_{2_{corr.}} + {}_3W_5 = 23.056 + 7.861 = 30.917 \text{ KJ/Kg}$$

b) $$\varepsilon_F = \frac{Q_B}{W} = \frac{97.069}{30.917} = 3.14$$

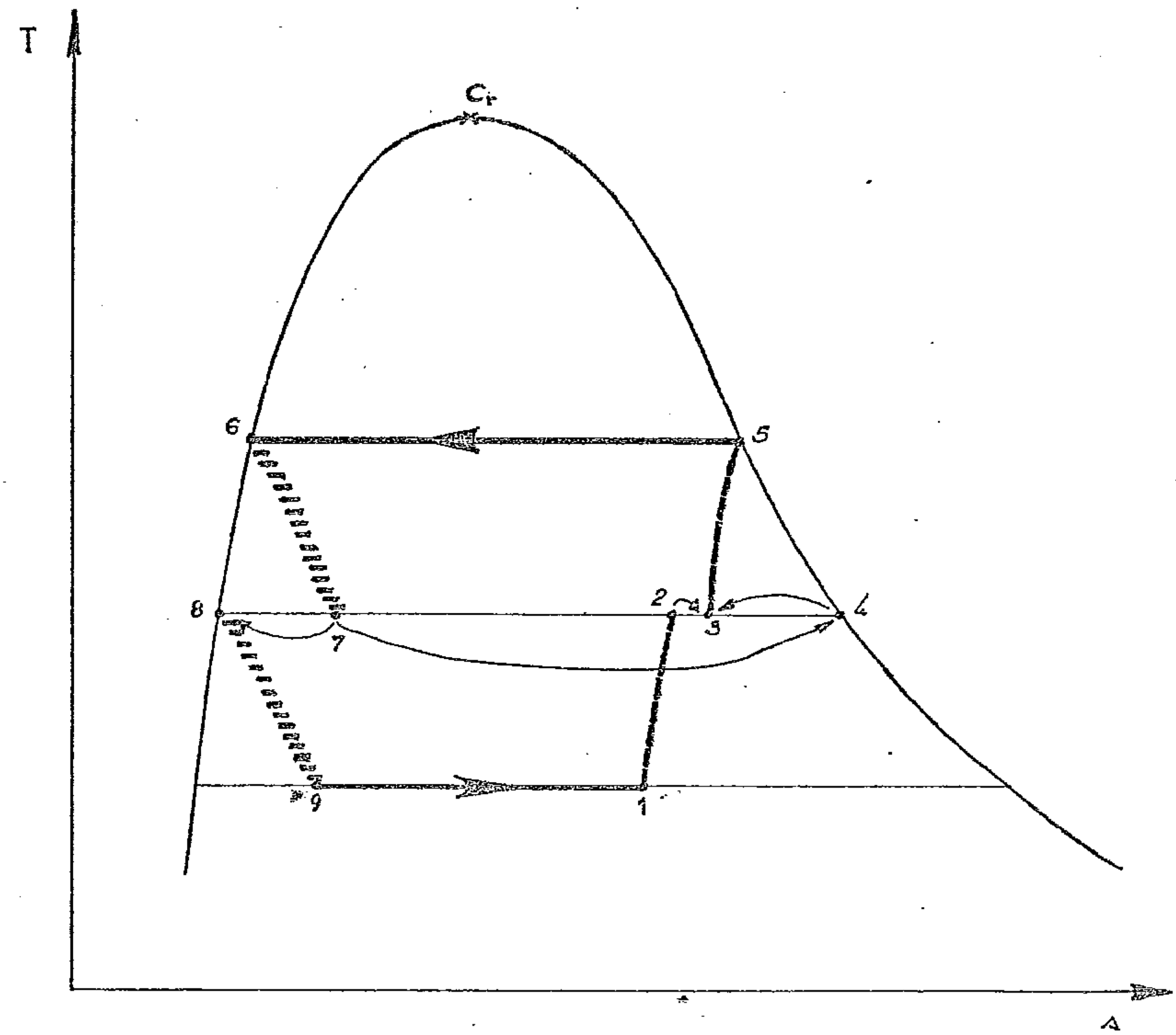
Nota: Tem de se comparar as energias trocadas pela mesma unidade de caudal mássico.

c) Como, para as mesmas fontes:

$$\mathcal{E}_B = \mathcal{E}_F + 1 = 3.14 + 1 = 4.14$$

d) Se os compressores fossem adiabáticos reversíveis menor seria o trabalho necessário o que implica uma maior eficiência da instalação, isto para o mesmo efeito frigorífico.

e)

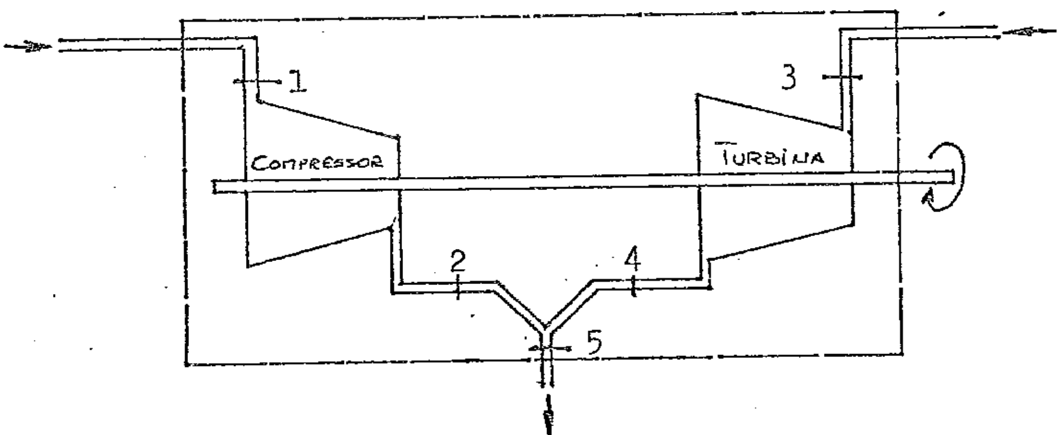


PROBLEMA 16 - Num tipo de sistema de refrigeração, parte do fluído de trabalho expande-se através de uma turbina para accionar o compressor do ciclo de refrigeração. Considere a unidade turbina-compressor desse dispositivo, mostrada na figura. A turbina produz apenas a potência necessária para accionar o compressor e, de seguida, ambos os fluxos de saída se misturam.

Especificando as hipóteses que fizer, determine a razão $\dot{m}_3/\dot{m}_1$ e T_5 (ou x_5 se estiver na região de fapor húmido), assumindo que :

a) A turbina e o compressor são adiabáticos e reversíveis.

b) A turbina e o compressor tem cada um a eficiência de 75 %.



Fluído de trabalho - R-12

T_1 = - 20 °C	T_3 = 100 °C	p_2 = 10 atm
Vapor saturado	Vapor saturado	$p_2 = p_4 = p_5$

RESOLUÇÃO: Considerando um volume de control designado na figura e aplicando a 1ª lei, teremos:

$$-\dot{m}_1 + \dot{m}_2 - \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = 0$$

$$\dot{m}_1 = -\dot{m}_2 \quad ; \qquad \dot{m}_3 = -\dot{m}_4 \qquad \therefore$$

$$-\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_1(h_2 - h_1) + \dot{m}_3(h_4 - h_3) = 0$$

$$h_2 - h_1 + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \times (h_4 - h_3) = 0 \qquad \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_4 - h_3}$$

a) Se tanto a turbina como o compressor são isentrópicos isso implica que $s_2 = s_1$ e $s_4 = s_3$ e assim podemos conhecer todas as entalpias.

$$T_1 = -20\ ^oC \Rightarrow \left\| \begin{array}{l} h_1 = h'' = 564.004 \text{ KJ/Kg} \\ s_1 = s'' = 4.7645 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array} \right.$$

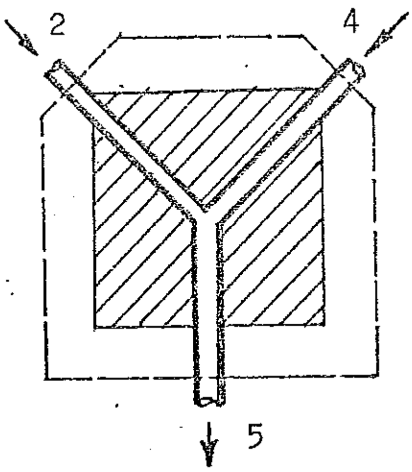
$$T_3 = 100\ ^oC \Rightarrow \left\| \begin{array}{l} h_3 = h'' = 596.651 \text{ KJ/Kg} \\ s_3 = s'' = 4.7005 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array} \right.$$

$$\left. \begin{array}{l} p_2 = 10 \text{ atm} \\ s_2 = 4.7645 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array} \right\} \Rightarrow h_{2s} = 598.059 \text{ KJ/Kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} p_4 = 10 \text{ atm} \\ s_4 = 4.7005 \text{ KJ/Kg } ^oK \end{array} \right\} \Rightarrow h_{4s} = 577.795 \text{ KJ/Kg}$$

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_4 - h_3} = \frac{564.004 - 598.059}{577.795 - 596.651} = 1.81$$

Para determinar T_5 analizemos a zona mostrada em esquema e pertencente ao sistema:



$$\begin{cases} -\dot{m}_2 - \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 0 \\ -\dot{m}_2\, h_2 - \dot{m}_4\, h_4 + \dot{m}_5\, h_5 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{m}_5 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \\ -h_2 - \dfrac{\dot{m}_4}{\dot{m}_2} \times h_4 = -\dfrac{\dot{m}_5}{\dot{m}_2} \times h_5 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dfrac{\dot{m}_5}{\dot{m}_2} = 1 + \dfrac{\dot{m}_4}{\dot{m}_2} \\ h_2 + \dfrac{\dot{m}_4}{\dot{m}_2} \times h_4 = (1 + \dfrac{\dot{m}_4}{\dot{m}_2}) \times h_5 \end{cases} \qquad h_5 = \frac{h_2 + \dfrac{\dot{m}_4}{\dot{m}_2} \times h_4}{1 + \dfrac{\dot{m}_4}{\dot{m}_2}}$$

Como $\dfrac{\dot{m}_4}{\dot{m}_2} = \dfrac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1.81$

$$h_5 = \frac{598.059 + 1.81 \times 577.795}{1 + 1.81} = 585.006 \text{ KJ/Kg}$$

$$\left.\begin{array}{l} h_5 = 585.006 \text{ KJ/Kg} \\ p_5 = 10 \text{ atm} \end{array}\right\} \Rightarrow \begin{cases} T_5 = 41\ ^oC \\ x_5 = \dfrac{585.006 - 459.124}{590.423 - 459.124} = 0.959 \end{cases}$$

b)

$$\eta_{comp} = \frac{W_{isen}}{W_{real}} \Rightarrow W_{real} = \frac{W_{isen}}{\eta_{comp}}$$

$$-W_{real} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{comp}} = \frac{598.059 - 564.004}{0.75} = \frac{34.055}{0.75}$$

$$W_{real} = -45.34 \quad KJ/Kg \qquad W_{real} = h_1 - h_{2r}$$

$$h_{2r} = h_1 - W_{real} = 564.004 - (-45.34) = 609.344 \text{ KJ/Kg}$$

Por outro lado: $\eta_{turb} = \dfrac{W_{real}}{W_{isen}}$ $\qquad W_{real} = W_{isen} \times \eta_{turb}$

$$W_{real} = (h_3 - h_{4s}) \times \eta_{tur} = (596.651 - 577.795) \times 0.75 = 18.856 \times 0.75$$

$$W_{real} = 14.142 \text{ KJ/Kg} \qquad W_{real} = h_3 - h_{4r}$$

$$h_{4r} = h_3 - W_{real} = 596.651 - 14.142 = 582.509 \text{ KJ/Kg}$$

Finalmente:

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{564.004 - 609.344}{582.509 - 596.651} = 3.21$$

E as novas condições em 5 serão:

$$h_5 = \frac{609.344 + 3.21 \; 582.509}{1 + 3.21} = 588.883 \text{ KJ/Kg}$$

$$\left.\begin{array}{l} h_5 = 588.883 \text{ KJ/Kg} \\ p_5 = 10 \text{ atm} \end{array}\right\} \Rightarrow \left\{\begin{array}{l} T_5 = T_{sat}(10 \text{ atm}) = 41 \ ^oC \\ x_5 = \dfrac{598.883 - 459.124}{590.423 - 459.124} = 0.988 \end{array}\right.$$

$$x_{5_{real}} = 98.8 \ \%$$

——————— o O o ———————

PROBLEMA 17 - Uma turbina de alta velocidade e pequenas dimensões com 70 % de rendimento adiabático é utilizada para produzir 70 KJ/Kg de trabalho. A temperatura de admissão é de 25 °C e o escape da turbina é feito para a sala.
Qual será a pressão na admissão e a temperatura do ar na saída ?

RESOLUÇÃO: Considerando que a mistura que se expande na turbina se comporta como um gás perfeito, para o qual $C_p = 1.0035$ KJ/Kg°K e $(C_p / C_v) = 1.4$, vem:

$$W_{real} = W_{adiab} \times \eta_{turb} \Rightarrow \quad W_{adiab} = \frac{70}{0.7} = 100 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{real} = C_p \times (T_1 - T_2) \Rightarrow T_2 = T_1 - \frac{W_{real}}{C_p} = 25 - \frac{70}{1.0035}$$

$$T_{2r} = -44.76 \ ^oC$$

Da mesma forma:

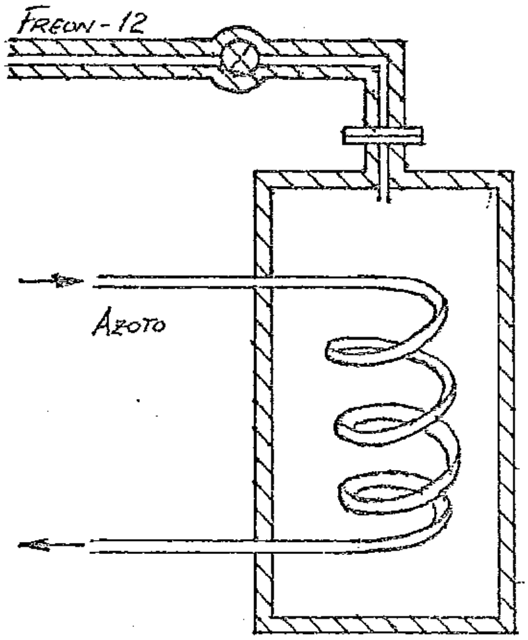
$$T_{2s} = T_1 - \frac{W_{adiab}}{C_p} = 25 - \frac{100}{1.0035} = -74.65\ ^oC$$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} = \frac{T_2}{T_1} \qquad p_1 = p_2 \times \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\left(\frac{k}{k-1}\right)}$$

$$p_1 = 100\times\left(\frac{273.15 - 25}{273.15 - 74.65}\right)^{1.4/0.4} = 415.30\ KN/m^2$$

——— o O o ———

PROBLEMA 18 - O tanque mostrado na figura tem um volume de 50 l e vai ser enchido de Freon - 12 para ser usado como banho a temperatura constante num projecto de investigação. No estado inicial (t) o tanque está vazio e as condições desejadas após o enchimento são de T(t')= -40°C com o líquido a ocupar 3/4 do volume do tanque e o vapor o quarto restante. O R-12 na linha de alimentação, ponto 1, está a 0.7 MN/m^2 e 40 °C. Azoto líquido é utilizado como meio de arrefecimento durante o processo de enchimento, entra por em 2 no estado de líquido saturado a 100 KPa passa na serpentina e sai no ponto 3 no estado de gás a 100 KN/m^2 e - 40 °C. Pode considerar-se que as pressões e temperaturas nos pontos 1, 2 e 3 permanecem constantes



ao longo do processo, bem como as linhas e o tanque se encontram bem isolados. Determine:

a) A massa de R-12 no tanque no estado final.

b) A massa total de Azoto necessária para o processo.

c) A variação global de entropia para o processo.

RESOLUÇÃO: Aplicando a 1ª lei para sistemas abertos em regime uniforme teremos:

$$Q - \underbrace{\cancel{W}}_{=0} = m(t') * u(t') - m(t) * u(t) - m_1 * h_1$$

mas como $m(t') - m(t) = m_1$ e $m(t) = 0$

$$Q = m_1 * \left[u(t') - h_1\right] = m_1 * \left[h(t') - p(t')\ v(t') - h_1\right]$$

$$Q = m_1 * \left[h(t') - h_1\right] - V\ p(t')$$

No instante (t'); R-12 patamar de saturação a - 40 °C:

$v' = 0.0006592\ m^3/Kg$	$h' = 383.302\ kJ/Kg$	$s' = 4.0480\ KJ/Kg\ ^oK$
$v'' = 0.2441\ m^3/Kg$	$h'' = 554.165\ KJ/Kg$	$s'' = 4.7810\ KJ/Kg\ ^oK$

$$V_l(t') = \frac{3}{4} * 0.05 = 0.0375\ m^3 \quad e \quad V_v(t') = \frac{1}{4}\ 0.05 = 0.0125\ m^3$$

$$m(t') = \frac{V_l(t')}{v'} = \frac{0.0375}{0.0006592} = 56.89\ \ Kg$$

$$m_v(t') = \frac{V_v(t')}{v''} = \frac{0.0125}{0.2441} = 0.0512 \text{ Kg}$$

$$m(t') = m_l(t') + m_v(t') = 56.89 + 0.0512 = 56.94 \text{ Kg}$$

Nota: A massa de vapor é perfeitamente deszrezável pois representa apenas o.1 % (!) da massa total.

b)

$$x(t') = \frac{m_v(t')}{m(t')} = \frac{0.0512}{56.94} = 0.000899$$

$$h(t') = (1 - 0.000899)\times 383.302 + 0.000899\times 554.165 = 383.456 \text{ KJ/Kg}$$

$$\left\| \begin{matrix} p_1 = 7 \text{ atm} \\ T_1 = 40\ ^oC \end{matrix} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{matrix} v_1 = 0.0280 \text{ m}^3/\text{Kg} \\ h_1 = 593.86 \text{ KJ/Kg} \end{matrix} \right. \quad s_1 = 4.7721 \text{ KJ/Kg }^oK$$

$$Q = 56.94\times(383.456 - 593.86) - 0.05\times 0.6551\times 98 = -11983.614 \text{ KJ}$$

$$Q_{N_2} = -Q_{R-12} = 11983.614 \text{ KJ}$$

Das tabelas do Azato tiram-se os seguintes valores:

$$h_2 = h'_{1atm} = 6.959 \text{ KJ/Kg} \wedge \left. \begin{matrix} p_3 = 1.02 \text{ atm} \\ T_3 = -40\ ^oC \end{matrix} \right\} h_3 = 392.429 \text{ KJ/Kg}$$

$$Q_{N_2} = m_{N_2}\times(h_3 - h_2) \qquad m_{N_2} = \frac{Q_{N_2}}{(h_3 - h_2)}$$

$$m_{N_2} = \frac{11983.614}{(392.429 - 6.959)} = 31.1 \text{ Kg}$$

c) $$\Delta S_{v.c.} = S(t') - S(t) = m(t') \times s(t') - \underbrace{\cancel{m}(t)}_{=0} \times s(t)$$

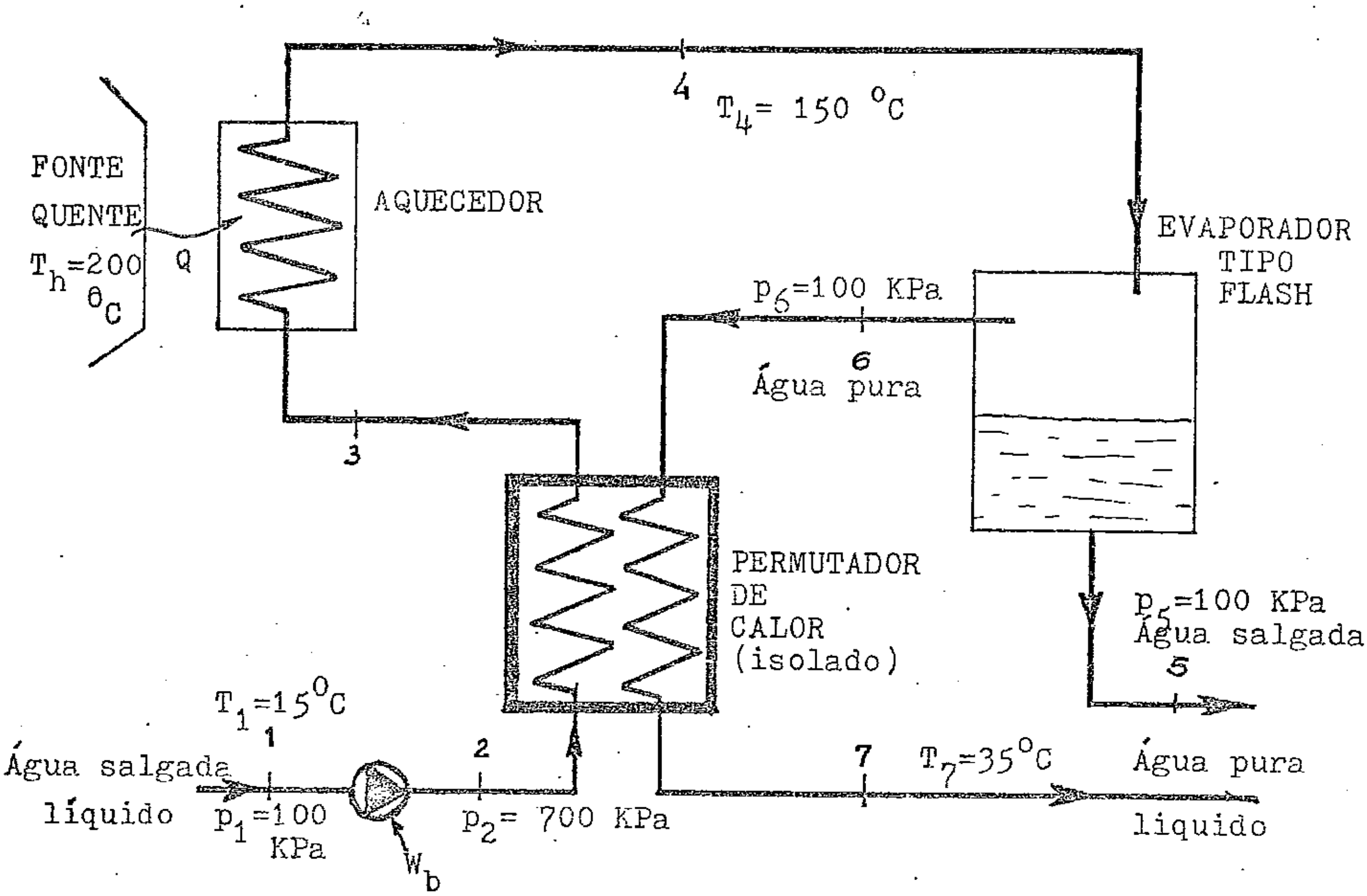
$$s(t') = (1 - 0.000899) \times 4.0480 + 0.000899 \times 4.7810 = 4.0487 \text{ KJ/Kg}^{o}\text{K}$$

$$\Delta S_{v.c.} = m(t') \times s(t') = 56.94 \times 4.0487 = 230.53 \text{ KJ/}^{o}\text{K}$$

——— o O o ———

PROBLEMA 19 Considere o sistema representando a produção de água potável a partir de água salgada. Assuma que as propriedades da água salgada são as mesmas da água pura e também que a bomba é reversível e adiabática.

a) Determine a razão $\dot{m}_7 / \dot{m}_1$, isto é, a fracção de água salgada purificada pelo processo.
b) Determinar as energias fornecidas, w_b e q_h.
c) Faça uma análise a todo o sistema, à luz da segunda lei da termodinâmica.



RESOLUÇÃO: Considerando um volume de control em torno do separador da fase líquida da gasosa temos:

$$\begin{cases} -\dot{m}_4 + \dot{m}_5 - \dot{m}_6 = 0 \\ -\dot{m}_4 \times h_4 + \dot{m}_5 \times h_5 - \dot{m}_6 \times h_6 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{m}_5 = \dot{m}_6 - \dot{m}_4 \\ \dot{m}_4 \times (h_5 - h_4) + \dot{m}_6 \, (h_6 - h_5) = 0 \end{cases}$$

$$\frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_4} = \frac{h_4 - h_5}{h_6 - h_5}$$

$h_4 = 632.2$ KJ/Kg ; $h_5 = 417.46$ KJ/Kg ; $h_6 = 2675.5$ KJ/Kg

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} = \frac{632.2 - 417.65}{2675.5 - 417.65} = 0.095 \quad (9.5 \%)$$

b)

$$W_b = -\int v \, dp = -v \times \int dp = -v \times (p_2 - p_1)$$

$$- W_b = 0.001001 \times (700 - 100) = 0.6006 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_b = - 0.6006 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{m}_1 (h_3 - h_2) = -\dot{m}_7 (h_7 - h_6)$$

$$h_3 = h_2 - \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} (h_7 - h_6)$$

$$\left.\begin{array}{l} W_b = -0.6006 \text{ KJ/Kg} = h_1 - h_2 \\ h_1 = 62.99 \text{ KJ/Kg} \end{array}\right\} h_2 = 62.99 - (-0.6006)$$

$$h_2 = 63.59 \text{ KJ/Kg}$$

Sendo $h_7 = 146.68$ KJ/Kg , vem para h_3

$$h_3 = 63.59 - 0.095 (146.68 - 2675.5) = 303.83 \text{ KJ/Kg}$$

$$q_h = h_4 - h_3 = 632.2 - 303.83 = 328.37 \text{ KJ/Kg}$$

c) Para que o volume de control respeite a 2ª lei da termodi - nâmica ele terá de verificar a seguinte equação:

$$\sum \dot{m}_j \times s_j \geq \int_A \frac{Q}{T} \, dA \qquad ⓐ$$

$$\sum \dot{m}_j \times s_j = - \dot{m}_1 \times s_1 + \dot{m}_5 \times s_5 + \dot{m}_7 \times s_7$$

$$= - s_1 + \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_1} \times s_5 + \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} \times s_7$$

Das tabelas de vapor de água obtemos:

$$s_1 \simeq s'(15^oC) = 0.2244 \ \ KJ/Kg \ ^oK$$

$$s_7 \simeq s'(30^oC) = 0.5049 \ \ KJ/Kg \ ^oK \qquad s_5 = s'\Big|_{100\ KPa} = 1.3026 \ KJ/Kg^oK$$

$$\sum \dot{m}_j \times s_j = - 0.2244 + (1 - 0.095) \times 1.3026 + 0.095 \times 0.5049$$

$$\sum \dot{m}_j \times s_j = 1.0024 \ KJ/Kg \ ^oK$$

Considerando que calor é recebido no volume de control a uma temperatura média entre $T_3 \simeq 72\ ^oC$ e $T_4 = 150\ ^oC$ teremos:

$$\int_A \frac{Q}{T} \, dA = \frac{328.37}{(\frac{72 + 150}{2}) + 273.15} = 0.8548 \ KJ/Kg \ ^oK$$

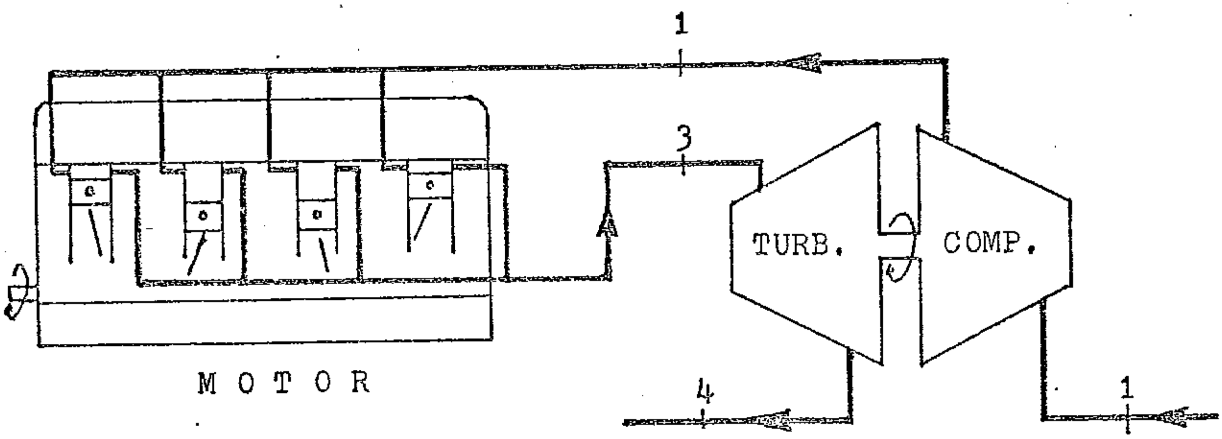
O que verifica a 2ª lei, ou seja, a enequação ⓐ .

PROBLEMA 20 - Um turbo-compressor é utilizado para aumentar a pressão de admissão num motor de automóvel. Este sistema consiste numa turbina accionada pelos gases de escape, que está directamente ligada a um compressor de ar. A uma determinada carga do motor as condições são as mostradas na figura. Pode-se assumir que as propriedades dos gases de escape são semelhantes às do ar nas mesmas condições. Assumindo que a turbina e o compressor são adiabáticos e reversíveis, calcule:

a) A temperatura de saída da turbina (T_4) e potência de saída desta.

b) A temperatura e pressão à saída do compressor (2).

c) Repita as alíneas a) e b) assumindo que a turbina tem um rendimento adiabático de 85% e o compressor tem um rendimento adiabático de 80 %.



1 - p_1 = 100 KPa, T_1 = 30 °C

3 - p_3 = 170 KPa, T_3 = 650 °C

4 - p_4 = 100 KPa

$\dot{m}$ = 0.1 Kg/s

RESOLUÇÃO: As propriedades do ar a uma temperatura média das temperaturas do processo serão:

$$R = 0.287 \ KJ/Kg \ ^oK \quad e \quad C_p = 1.0035 \ KJ/Kg \ ^oK$$

Considerando o ar como um gás perfeito podemos afirmar que a sua variação de entropia entre dois estados será:(p/ex)

$$s_4 - s_3 = C_p \times \ln \frac{T_4}{T_3} - R \times \ln \frac{p_4}{p_3}$$

que, no caso presente, será nula pois a turbina é adiabática e reversível, daí que:

$$0 = 1.0035 \times \ln \frac{T_4}{650 + 273.15} - 0.287 \times \ln \frac{100}{170}$$

$$\ln T_4 = 6.676 \quad \Rightarrow \quad T_4 = 793.16 \ ^oK = 520 \ ^oC$$

$${}_3\dot{W}_4 = \dot{m}\ (h_3 - h_4) = \dot{m} \times C_p \times (T_3 - T_4) = 0.1 \times 1.0035 \times (650 - 520)$$

$${}_3\dot{W}_4 = 13.05 \quad KW$$

b)

$$- {}_1\dot{W}_2 = {}_3\dot{W}_4 = + \dot{m} \times C_p \times (T_2 - T_1) \quad \Rightarrow \quad T_2 = T_1 - \frac{{}_1\dot{W}_2}{\dot{m} \times C_p}$$

$$T_2 = 30 - \frac{-13.05}{0.1 \times 1.0035} = 160.04 \ ^oC$$

Pela mesma razão que para a turbina teremos:

$$s_2 - s_1 = C_p \times \ln \frac{T_2}{T_1} - R \times \ln \frac{p_2}{p_1} = 0$$

$$1.0035 \times \ln \frac{160.04 + 273.15}{30 + 273.15} = 0.287 \times \ln \frac{p_2}{100}$$

$$\ln p_2 = 5.85325 \Rightarrow p_2 = 348.36 \text{ KPa}$$

c) $${}_3\dot{W}_{4_r} = {}_3\dot{W}_{4s} \times \eta_{adiab} = 13.04 \times 0.85 = 11.08 \text{ KW}$$

$${}_3\dot{W}_{4r} = \dot{m} \times C_p \times (T_3 - T_{4r}) \Rightarrow T_{4r} = T_3 - \frac{{}_3\dot{W}_{4s}}{\dot{m} \times C_p}$$

$$T_{4r} = 650 - \frac{11.08}{0.1 \times 1.0035} = 539.59 \ ^oC$$

$$11.08 = \dot{m} \times C_p \times (T_{2r} - T_1) \Rightarrow T_{2r} = 30 - \frac{-11.08}{0.1 \times 1.0035} = 140 \ ^oC$$

Para conhecermos o novo valor de p_2 temos de considerar a comppressão isentrópica correspondente à potência recebida no veio do compressor para podermos estabelecer que a variação de entropia é nula, assim:

$${}_1\dot{W}_{2r} = -11.08 \text{ KW} = \frac{{}_1\dot{W}_{2s}}{\eta_{adiab}} \qquad {}_1\dot{W}_{2s} = -11.08 \ 0.8 = -8.86 \text{ KW}$$

$$T_{2s} = T_1 - \frac{{}_1\dot{W}_{2s}}{\dot{m} \times C_p} = 30 - \frac{-8.86}{0.1 \times 1.0035} = 118.29 \ ^oC$$

$$\ln \frac{p_2}{100} = \frac{1.0035}{0.287} \times \ln\left(\frac{118.29 + 273.15}{30 + 273.15}\right) \Rightarrow \ln p_2 = 5.4989$$

$$p_2 = 244.42 \text{ KN/m}^2$$

PROBLEMA 21 - Um tanque de 200l contem vapor a 100 KN/m^2, título 1% e equipado com uma válvula de segurança. É transferido calor para o tanque a partir de uma fonte a 250 °C. Quando a pressão no tanque atinge a pressão de 2 MN/m^2 a válvula de segurança abre e vapor saturado a essa pressão sai e é laminado através de uma válvula e é descarregado à pressão de 100 KN/m^2. O processo continua até que o título no tanque atinge o valor de 90 %.

a) Calcule a massa descarregada do tanque.
b) Determine o calor fornecido ao tanque durante o processo
c) Considerando um volume de control que contem o tanque e a válvula, calcule a variação de entropia daquele e da vizinhança. Mostre que o processo não viola a 2ª lei.

RESOLUÇÃO: H_2O no patamar de saturação a 100 KN/m^2:

$v' = 0.001043\ m^3/Kg$	$u' = 417.36\ KJ/Kg$	$s' = 1.3026\ KJ/Kg^oK$
$v'' = 1.6960\ m^3/Kg$	$u'' = 2506.1\ KJ/Kg$	$s'' = 7.3595\ KJ/Kg^oK$

No instante (t) teremos:

$$v(t) = (1 - 0.01) \times 0.001043 + 0.01 \times 1.6960 = 0.01799\ m^3/Kg$$

$$u(t) = (1 - 0.01) \times 417.36 + 0.01 \times 2506.1 = 438.247\ KJ/Kg$$

E no instante (t") será:

H_2O no patamar de saturação a 2000 KN/m^2:

$$\left\| \begin{array}{l} v' = 0.001177 \text{ m}^3/\text{Kg} \\ v'' = 0.09963 \text{ m}^3/\text{Kg} \end{array} \right. \quad \left\| \begin{array}{l} u' = 906.44 \text{ KJ/Kg} \\ u'' = 2600.3 \text{ KJ/Kg} \end{array} \right. \quad \left\| \begin{array}{l} s' = 2.4470 \text{ KJ/Kg}^oK \\ s'' = 6.3402 \text{ KJ/Kg}^oK \end{array} \right.$$

$$v(t'') = (1 - 0.9)\times 0.01177 + 0.9\times 0.09963 = 0.08978 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$u(t'') = (1 - 0.9)\times 906.44 + 0.9\times 2600.3 = 2430.914 \text{ KJ/Kg}$$

Nota: Consideramos o instante (t) aquele em que o processo começa; (t') será o instante em que a pressão no interior atinge os 2 MN/m^2 e a válvula de segurança dispara; por conseguinte (t") será o instante em que o processo termina.

a)
$$m_{sai} = m(t'') - m(t) = m(t'') - m(t')$$

$$m(t'') = \frac{V}{v(t'')} = \frac{200\times 10^{-3}}{0.08978} = 2.228 \text{ Kg}$$

$$m(t) = \frac{V}{v(t)} = \frac{200\times 10^{-3}}{0.01799} = 11.117 \text{ KG}$$

$$m_{sai} = 11.117 - 2.228 = 8.889 \text{ Kg}$$

b)
$${}_{t}Q_{t''} = {}_{t}Q_{t'} + {}_{t'}Q_{t''}$$

O processo entre os estados (t) e (t') desenvolve-se como um sistema fechado já que não existem entradas ou saídas de massa. Assim:

$${}_{t}Q_{t'} = m(t)\times\left[u(t') - u(t)\right] = m(t')\times\left[u(t') - u(t)\right]$$

$$\left.\begin{array}{l} p(t') = 2 \text{ MN/m}^2 \\ v(t') = v(t) = 0.01799 \text{ m}^3/\text{Kg} \end{array}\right\} \Rightarrow x(t') = \frac{0.01799 - 0.001177}{0.09963 - 0.001177} = 0.17$$

$$u(t') = (1 - 0.17) \times 906.44 + 0.17 \times 2600.3 = 1194.396 \text{ KJ/Kg}$$

$${}_{t}Q_{t'} = 11.117 \times (1194.396 - 438.247) = 8406.108 \text{ KJ}$$

O processo entre os estados (t') e (t")comporta-se como um sistema aberto em regime permanente, daí que:

$${}_{t'}Q_{t''} = m(t'') \times u(t'') - m(t') \times u(t') - m_1 \times h_1$$

Designamos a secção de saída do vapor por <u>1</u>.
Através do balanço mássico aplicado ao volume de control conclui-se que:

$$m(t'') - m(t') = m_1 \qquad \text{daí que}$$

$${}_{t'}Q_{t''} = m(t'') \times \left[u(t'') - h_1\right] + m(t') \times \left[h_1 - u(t')\right]$$

Como $h_1 = h''(2 \text{ MN/m}^2) = 2799.5$ KJ/Kg vem então

$${}_{t'}Q_{t''} = 2.228 \times (2430.914 - 2799.5) + 11.117 \times (2799.5 - 1194.396)$$

$${}_{t'}Q_{t''} = 17022.73 \text{ KJ}$$

Finalmente:

$${}_{t}Q_{t''} = {}_{t}Q_{t'} + {}_{t'}Q_{t''} = 8.406 + 17.023 = 25.43 \text{ MJ}$$

c) $$\_\,S_{v.c.} = m(t'')\ s(t'') - m(t)\ s(t)$$

$$s(t) = (1 - 0.01)\ 1.3026 - 0.01\ 7.3595 = 1.3632\ KJ/Kg\ {}^{o}K$$

$$s(t'') = (1 - 0.9)\ 2.4470 - 0.9\ 6.3402 = 5.9509\ KJ/Kg\ {}^{o}K$$

$$\_\,S_{v.c.} = 2.228\ 5.9509 - 11.117\ 1.3632 = -1.8961\ KJ/\ {}^{o}K\ .$$

$$\_\,S_{viz.} = \frac{Q}{T} - m_1\ s_1 \qquad \text{como} \quad s_1 = s''(2\ MN/m^2) = 6.3384\ KJ/Kg{}^{o}K$$

$$\_\,S_{viz.} = \frac{-25430}{250 - 273.15} - 8.889\ 6.3384 = 7.7327\ \ KJ/{}^{o}K$$

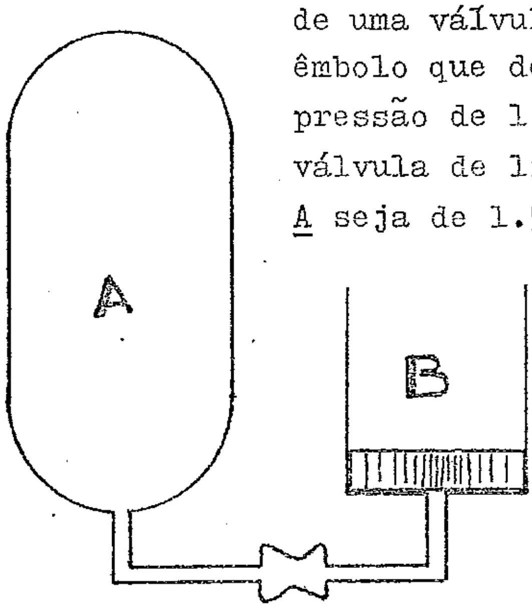
$$\_\,S_{univ.} = \_\,S_{v.c.} - \_\,S_{viz.} = -1.8961 - 7.7327$$

$$\_\,S_{univ.} = 5.8366\ \ KJ/{}^{o}K$$

Como a variação de entropia do universo é superior a zero tal implica que o processo não viola a 2ª lei, mais ainda, diz-mos também que o processo é irreversível.

——— o O o ———

PROBLEMA 22 - Um tanque A contem inicialmente 5 Kg de vapor de água a 7 Kgf/cm^2, 320 °C e está ligado, através de uma válvula, a um cilcindro equipado com um êmbolo que desliza sem atrito. É necessária uma pressão de 1.5 Kgf/cm^2 para erguer o êmbolo. A válvula de ligação é aberta até que a pressão em A seja de 1.5 Kgf/cm^2.



Supondo que o processo é adiabático e que o vapor remanescente em A tenha sofrido um processo adiabático reversível, determine o trabalho realizado contra o êmbolo e a temperatura final do vapor no cilindro B.

RESOLUÇÃO: Vamos resolver o problema analisando o sistema como sendo constituído por dois sub-sistemas nos quais têm lugar escoamentos em regime uniforme. Os volumes de control considerados são os tracejados na figura.

No volume de control A:

$$\left.\begin{array}{l} m_A(t) = 5 \text{ Kg} \\ p_A(t) = 7 \text{ Kgf/cm}^2 \\ T_A(t) = 320 \text{ °C} \end{array}\right\} \Rightarrow \begin{array}{l} v_A(t) = 0.3926 \text{ m}^3/\text{Kg} \\ h_A(t) = 3099.069 \text{ KJ/Kg} \\ s_A(t) = 7.3725 \text{ KJ/Kg°K} \end{array}$$

$$\left.\begin{array}{l} p_A(t') = 1.5 \text{ Kgf/cm}^2 \\ s_A(t') = 7.3725 \text{ KJ/Kg K} \end{array}\right\} \Rightarrow \begin{array}{l} h_A(t') = 2750.607 \text{ KJ/Kg} \\ v_A(t') = 1.274 \text{ m}^3/\text{Kg} \end{array}$$

$$m_A(t') = \frac{V_A}{v_A(t')} = \frac{m_A(t) \times v_A(t)}{v_A(t')} = m_A(t) \times \frac{v_A(t)}{v_A(t')}$$

$$m_1 = m_A(t)\times\frac{v_A(t)}{v_A(t')} - m_A(t) = m_A(t)\times\left[\frac{v_A(t)}{v_A(t')} - 1\right]$$

$$m_1 = 5\times\left[\frac{0.3926}{1.2740} - 1\right] = -\ 3.459\ \text{Kg}$$

Significa este valor, portanto, que passaram 3.459 Kg de R-12 do reservatório $\underline{A}$ para o cilindro $\underline{B}$.

Analizando o que se passa no cilindro $\underline{B}$, verificamos que:

$$m_B(t) = 0 \quad \text{e} \quad m_B(t') = 3.459\ \text{Kg}$$

Aplicando um balanço energético a este volume de control vem:

$$\underbrace{\cancel{{}_tQ_{t'}}}_{=0} - {}_tW_{t'} = m_B(t')\times u_B(t') - \underbrace{\cancel{m_B(t)}}_{=0}\times u_B(t) - m_2\times h_2$$

como $m_2 = m_B(t')$ temos:

$$-\ {}_tW_{t'} = m_B(t')\times u_B(t') - h_2 \qquad (I)$$

Em $\underline{B}$ conhecemos apenas a pressão final ($p_B(t') = 1.5\ \text{Kgf/cm}^2$) mas não é suficiente para definir o estado termodinâmico e assim tem de se determinar $u_B(t')$. Voltando ao reservatório $\underline{A}$ e estabelecendo um balanço energético fica:

$$0 = m_A(t')\times u_A(t') - m_A(t)\times u_A(t) - m_1\times h_1$$

sabendo-se que: $u = h - p\times v$ e que $m_A(t) = m_A(t') + m_1$

$$0 = m_A(t')\times h_A(t') - p_A(t')\times V_A - m_A(t)\times h_A(t) + p_A(t)\times V_A - m_1\times h_1$$

$$\therefore \quad h_1 = \frac{m_A(t')\times h_A(t') - m_A(t)\times h_A(t) + V_A\times\left[p_A(t') - p_A(t)\right]}{m_1}$$

$$m_A(t') = m_A(t) - m_1 = 5 - 3.459 = 1.541 \text{ Kg}$$

$$V_A = m_A(t)\times v_A(t) = 5\times 0.3926 = 1.963 \text{ m}^3$$

$$h_1 = \frac{1.541\times 2750.607 - 5\times 3099.069 + 1.963\times 98\times(1.5 - 7)}{-3.459}$$

$$h_1 = 2948.425 \text{ KJ/Kg}$$

Esta entalpia calculada (h_1) é apenas um valor médio pois à medida que a massa vai passando de A para B as condições no reservatório variam e o mesmo se diz para a saída 1. Como nas laminagens as evoluções são isentalpicas podemos afirmar que:

$$h_2 = h_1 = 2948.425 \text{ KJ/Kg}$$

Voltando à equação (I) e utilizando o mesmo raciocínio usada para o reservatório A temos:

$$- {}_tW_{t'} = m_B(t')\times h_B(t') - h_2 - p_B(t')\times v_B(t')$$

Admitindo ainda que: $h_B(t') \simeq h_2$ fica que:

$$- {}_tW_{t'} = - p_B(t')\times m_B(t')\times v_B(t') = - p_B(t')\times V_B(t')$$

$$\left.\begin{array}{l} h_B(t') = h_2 = 2948.425 \text{ KJ/Kg} \\ p_B(t') = 1.5 \text{ Kgf/cm}^2 \end{array}\right\} \Rightarrow \begin{array}{l} v_B(t') = 1.595 \text{ m}^3/\text{Kg} \quad \therefore \\ \therefore \quad V_B(t') = 5.517 \text{ m}^3 \end{array}$$

$${}_tW_{t'} = 1.5 \times 98 \times 5.517 = 811 \text{ KJ}$$

Tentemos agora confirmar o resultado obtido, através da análise do sistema termodinâmico completo simultâneamente:

$${}_tQ_{t'} - {}_tW_{t'} = U(t') - U(t)$$

$$U(t) = U_A(t) = m_A(t) \times u_A(t) = m_A(t) \times \left[h_A(t) - p_A(t) \times v_A(t)\right]$$

$$U(t) = 5 \times (3099.069 - 7 \times 98 \times 0.3296) = 14149 \text{ KJ}$$

$$U(t') = m_A(t') \times u_A(t') + m_B(t') \times u_B(t')$$

$$U(t') = 1.541 \times (2750.607 - 1.5 \times 98 \times 1.274) + \\ + 3.459 \times (2948.425 - 1.5 \times 9.8 \times 1.595)$$

$$U(t') = 13338 \text{ KJ}$$

$${}_tW_{t'} = U(t) - U(t') = 14149 - 13338 = 811 \text{ KJ}$$

Como os dois valores encontrados são idênticos podemos concluir que a aproximação feita de que $h_B(t') = h_2$ é válida.

Para determinar as condições finais, sabemos que a entalpia final do sistema vale:

$$H(t') = m_A(t') \times h_A(t') - m_B(t') \times h_B(t')$$

$$h(t') = \frac{1.541 \times 2750.607 + 3.459 \times 2948.425}{5}$$

$$h(t') = 2887.457 \quad KJ/Kg$$

Das tabelas de vapor tiramos:

$$\left.\begin{array}{l} h(t') = 2887.457 \ KJ/Kg \\ p(t') = 1.5 \ Kgf/cm^2 \end{array}\right\} \Longrightarrow \left\| \begin{array}{l} v(t') = 1.497 \ m^3/Kg \\ T(t') = 207.7 \ {}^{o}C \end{array}\right.$$

Com estes valores vem para u(t'):

$$u(t') = h(t') - p(t') \times v(t') =$$

$$= 2887.457 - 1.5 \times 98 \times 1.497 = 2667.398 \ KJ/Kg$$

Calculando u(t') através da equação (II) chegamos ao mesmo valor que o encontrado nas tabelas. Tal facto constitui a prova final de que as aproximações e hipóteses formuladas estavam completamente correctas.

$$\left.\begin{array}{l} U(t') = 13338 \ KJ \\ m(t') = 5 \ Kg \end{array}\right\} \quad u(t') = 2667.6 \ KJ/Kg$$

GUET / 80 / 02

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GABINETE DE FLUIDOS E CALOR

TERMODINÂMICA APLICADA

CICLOS DE VAPOR

(Problemas)

Por CLITO FÉLIX ALVES AFONSO

ISMÉNIO JÚLIO DA SILVA AZEVEDO

MANUEL VENTURA DE RESENDE CONDE

ALBINO JOSE PARENTE DA SILVA REIS

PROBLEMA 1 - Considere um ciclo de Carnot, cujo fluido de trabalho é vapor de água e que funciona entre as pressões de 30 e 0.04 atm.; determine:

a) Rendimento termodinâmico, razão de trabalho e o consumo específico de vapor

b) O mesmo que em a) mas admitindo que a turbina e o compressor têm rendimentos isentrópicos de 80%

RESOLUÇÃO

a) Das tabelas termodinâmicas:

p=30 atm. – $T_s = 505.91\,^{o}K = 232.76\,^{o}C = T_A$

p=0.04 atm. – $T_s = 301.791\,^{o}K = 28.641\,^{o}C = T_B$

Por definição, o rendimento termodinâmico de um motor de Carnot é:

$$\eta = \frac{T_A - T_B}{T_A} \therefore \quad \eta = \frac{505.91 - 301.791}{505.91} = 40.3\%$$

A razão de trabalho é dada pela relacção:

$$r_w = \frac{w}{w_{exp}}$$

Cálculo do trabalho de expansão:

$p^{to.}2$ - (30 atm., vapor sat.) – $\left| \begin{array}{l} h_2 = 2803.481 \text{ KJ/Kg} \\ s_2 = 6.1940 \text{ KJ/Kg}^oK \end{array} \right.$

$$s_2 = s_3$$

a 0,04 atm. – $\left| \begin{array}{l} s_1 = 0.4178 \text{ KJ/Kg}^oK \\ s_v = 8.4804 \text{ KJ/Kg}^oK \\ h_1 = 120.036 \text{ KJ/Kg} \\ h_v = 2553.111 \text{ KJ/Kg} \end{array} \right.$

$$x = \frac{s_3 - s_1}{s_v - s_1} \qquad x = \frac{6.1940 - 0.4178}{8.4804 - 0.4178} = 71.6\%$$

$$h_3 = (1 - x)h_1 + x.h_v$$

$h_3 = (1-0.716)120.036 + 0.716 \times 2553.111 = 1862.11$ KJ/Kg

$-w_{exp} = h_3 - h_2 = 1862.11 - 2803.481 = -941.37$ KJ/Kg

$$w_{exp} = 941.37 \text{ KJ/Kg}$$

O trabalho do ciclo pode-se determinar a partir da defenição do rendimento termodinâmico:

$$\eta = \frac{w}{q} \qquad w = q \cdot \eta$$

Calor fornecido ao ciclo:

$$q = h_2 - h_1$$

$p^{to.}1$ - (30 atm., liquido sat.) - $h_1 = 1003.157$ KJ/Kg

$$q = 2803.481 - 1003.157 = 1800.324 \text{ KJ/Kg}$$

$$w = 1800.324 \cdot 0.403 = 725.53 \text{ KJ/Kg}$$

$$r_w = \frac{725.53}{941.37} = 0.77 \text{ (valor relativamente baixo)}$$

O consumo específico de vapor é dado pela expressão:

$$c.e.v. = \frac{3600}{w} = \frac{3600}{725.53} = 4.96 \text{ Kg/KWh}$$

b) Da alinea anterior: $w_{exp} = 941.37$ KJ/Kg

$$w_{exp.\ r.} = w_{exp} \cdot \eta_{is} = 941.37 \times 0.8 = 753.096 \text{KJ/Kg}$$

Por outro lado $w = w_{com} + w_{exp}$

$$w_{com} = 725.53 - 941.37 = -215.84 \text{ KJ/Kg}$$

$$-w_{com} = h_1 - h_4$$

$$h_4 = 1003.157 - 215.84 = 787.317 \text{ KJ/Kg}$$

Assim $w_{com.r.} = w_{com.\ is.}/\eta$

$$w_{com.r.} = \frac{-215.84}{0.8} = -269.8 \text{ KJ/Kg} = -(h_{1r} - h_4)$$

$$h_{1r.} = 269.8 + 787.317 = 1057.117 \text{ KJ/Kg}$$

e $q_r = h_2 - h_{1r} = 2803.481 - 1057.117 =$

$$= 1746.364 \text{ KJ/Kg}$$

$$w_r = w_{com.r} + w_{exp.r} =$$

$$= -269.8 + 753.096 = 483.296 \text{ KJ/Kg}$$

$$= \frac{w_r}{q_r} = \frac{483.296}{1746.364} = 27.6\%$$

$$c.e.v. = \frac{3600}{w} = \frac{3600}{483.296} = 7.44 \text{ Kg/KWh}$$

Não se calcula a razão de trabalho uma vez que só é usual defenir este parâmetro para ciclos ideais

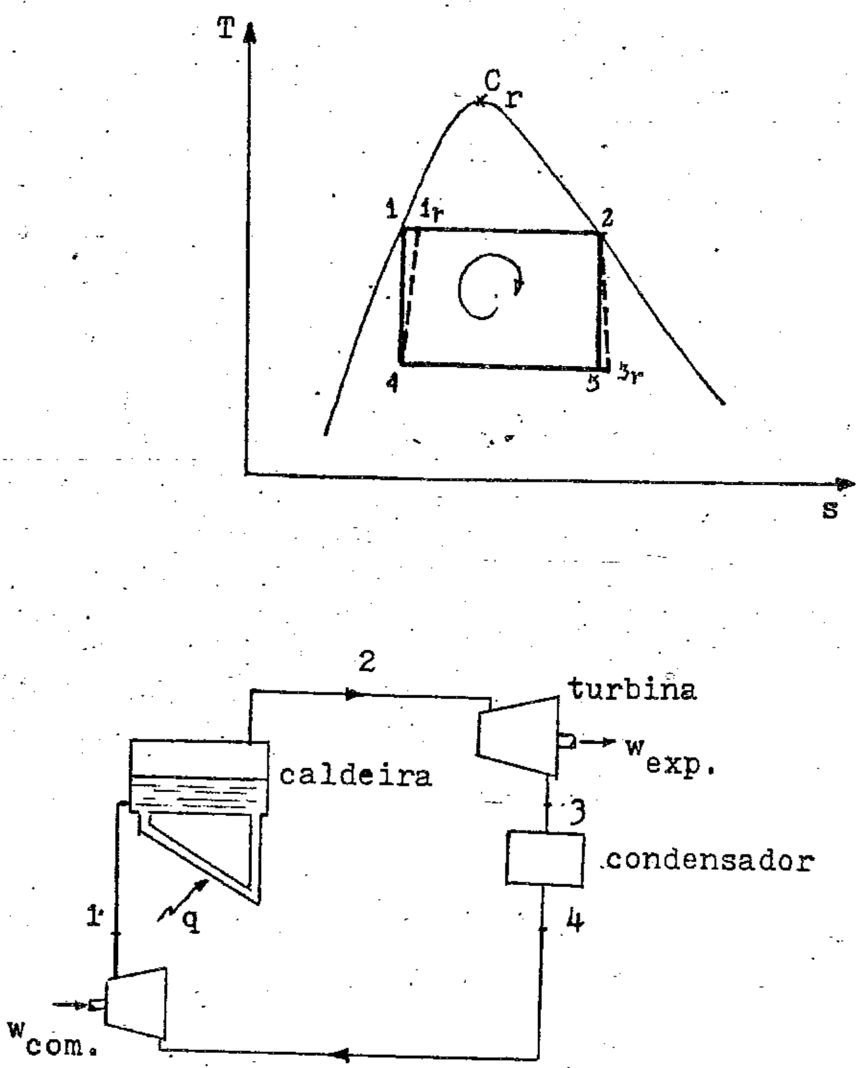


FIG 1.1- Diagrama T-s e esquema da instalação para o motor de Carnot

PROBLEMA 2 - Considere o ciclo de Rankine indicado na Fig. 1.2 funcionando entre as mesmas pressões extremas do ciclo de Carnot do problema anterior e determine:

a) Rendimento termodinâmico, razão de trabalho e o consumo específico de vapor

b) O mesmo que em a) mas admitindo que a turbina e o compressor têm rendimentos isentrópicos de 80%

RESOLUÇÃO

a) Cálculo do trabalho de compressão:

$$-w_{com} \simeq -v\int dp$$

$p^{to.}4$ - (0.04 atm., liquido sat.) - $\left| \begin{array}{l} v_4 = 0.0010040 \ m^3/Kg \\ h_4 = 120.036 \ KJ/Kg \end{array} \right.$

$$w_{com} = -\ 0.0010040(30 - 0.04)98 = -\ 2.94 \ KJ/Kg$$

Por outro lado: $-w_{com} = h_1 - h_4$

$$h_1 = 2.94 + 120.036 = 122.976 \ KJ/Kg$$

O calor fornecido ao ciclo é:

$$q = h_2 - h_1 =$$

Do problema anterior: $h_2 = 2803.481$ KJ/Kg; $w_{exp} = 941.37$ KJ/Kg

$$q = 2803.481 - 122.976 = 2680.505 \ KJ/Kg$$

$$w = w_{exp} + w_{com} = 941.37 - 2.94 = 938.38 \ KJ/Kg$$

Então:

$$\eta = \frac{w}{q} = \frac{938.38}{2680.505} = 35\%$$

$$r_w = \frac{w}{w_{exp}} = \frac{938.38}{941.37} = 0.997$$

$$c.e.v. = \frac{3600}{w} = \frac{3600}{938.38} = 3.83 \ Kg/KWh$$

b) Da alinea anterior:

$$w_{com} = -2.94 \text{ KJ/Kg} \therefore$$

$$w_{com.r} = w_{com}/\eta = \frac{-2.94}{0.8} = -3.675 \text{ KJ/Kg}$$

$$-w_{com.r} = h_{1r} - h_4$$

$$h_{1r} = 3.675 + 120.036 = 123.711 \text{ KJ/Kg}$$

$$q_r = h_2 - h_{1r} = 2803.481 - 123.711 = 2679.77 \text{ KJ/Kg}$$

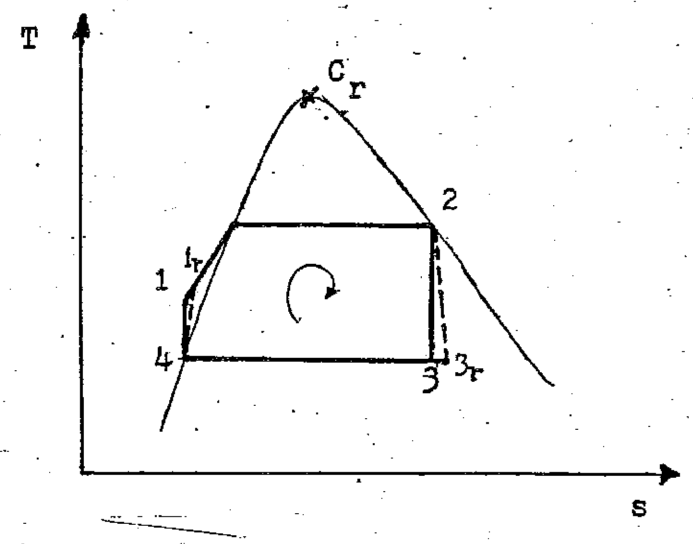
Do problema anterior:

$$w_{exp.r} = 753.096 \text{ KJ/Kg}$$

$$w_r = w_{ex.r} + w_{com.r} = 753.096 - 3.675 = 749.421 \text{ KJ/Kg}$$

$$\eta = \frac{w}{q} = \frac{749.421}{2679.77} = 27.9\%$$

$$c.e.v. = \frac{3600}{749.421} = 4.8 \text{ Kg/KWh}$$



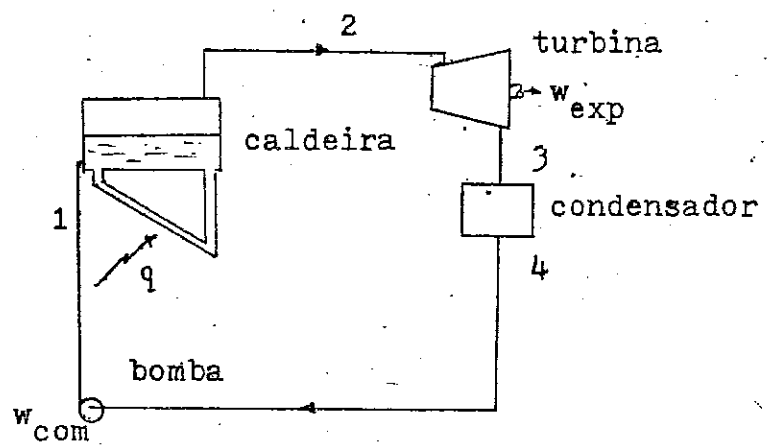


FIG 1.2 - Diagrama T-s e esquema da instalação para o ciclo de Rankine

PROBLEMA 3 - Considere o ciclo de Rankine com sobreaquecimento a operar entre as pressões extremas de ciclo de Carnot - - 1º problema. A temperatura de sobreaquecimento é de 480°C; determine:

a) Rendimento termodinâmico, razão de trabalho e consumo específico de vapor

b) o mesmo que em a) mas admitindo que a turbina e o compressor têm rendimentos isentrópicos de 80%.

RESOLUÇÃO

a) $p^{to}3 (30\text{ atm.}-480^{o}C)$ $\left| \begin{array}{l} h_3 = 3411.823 \text{ KJ/Kg} \\ s_3 = 7.1816 \text{ KJ/Kg}^{o} \end{array} \right.$

$$s_3 = s_4$$

a 0.04 atm. $\left| \begin{array}{l} h_v = 2553.111 \text{KJ/Kg} \\ h_5 = h_1 = 120.036 \text{ KJ/Kg} \\ s_v = 8.4804 \text{ KJ/Kg}^{o} \\ s_5 = s_1 = 0.4178 \text{ KJ/Kg}^{0} \end{array} \right.$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_1}{s_v - s_1} = \frac{7.1816 - 0.4178}{8.4804 - 0.4178} = 83.8\%$$

$$h_4 = (1 - x)h_l + x.h_v =$$

$$(1 - 0.838)120.036 + 0.839 \times 2553.111 = 2161.385 \text{ KJ/Kg}$$

$$-w_{exp} = h_4 - h_3 = 2161.385 - 3411.823 = -1250.438 \text{KJ/Kg}$$

$$w_{exp} = 1250.438 \text{ KJ/Kg}$$

Do 2º problema : $h_1 = 122.976$ KJ/Kg; $w_{com} = -2.94$ KJ/Kg

$$_1q_3 = h_3 - h_1 = 3411.823 - 122.976 = 3288.847 \text{ KJ/Kg}$$

O trabalho do ciclo é : $w = w_{com} + w_{exp}$

$$w = -2.94 + 1250.438 = 1247.498 \text{ KJ/Kg}$$

$$\eta = \frac{w}{q} = \frac{1247.498}{3288.847} = 37.9\%$$

$$r_w = \frac{w}{w_{exp}} = \frac{1247.948}{1250.438} = 0.998$$

$$\text{c.e.v.} = \frac{3600}{w} = \frac{3600}{1247.948} = 2.88 \text{ Kg/KWh}$$

b) $w_{exp.r} = w_{exp} \cdot \eta = 1250.438 . 0.8 = 1000.35$ KJ/Kg

Do 2^{o} problema, alinea b) $w_{com.r} = -3.675$ KJ/Kg

$h_{1r} = 123.711$ KJ/Kg

$w_r = w_{com.r} + w_{exp.r} = -3.675 + 1000.35 = 996.675$ KJ/Kg

$q_r = h_3 - h_{1r} = 3411.823 - 123.711 = 3288.112$ KJ/Kg

$$\eta = \frac{996.625}{3288.112} = 30.3\%$$

$$c.e.v. = \frac{3600}{996.675} = 3.61 \text{ Kg/KWh}$$

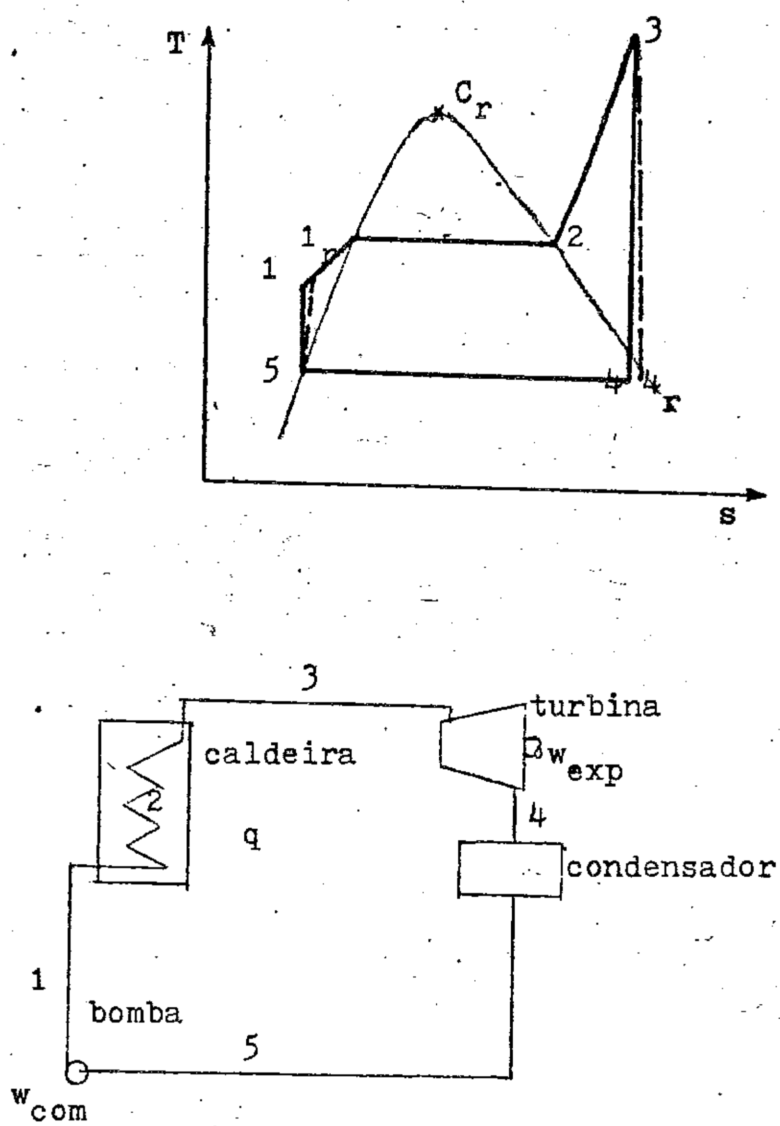


Fig 1.3 - Diagrama T-s e esquema da instalação para o ciclo de Rankine com sobreaquecimento

PROBLEMA 4 - Considere o ciclo de Rankine com reaquecimento a operar entre as mesmas pressões extremas do ciclo de Carnot - 1º problema. A temperatura de sobreaquecimento e reaquecimento são iguais a 480°C e a pressão de reaquecimento é de 10 atm..O rendimento isentrópico das turbinas e da bomba é de 80% e o caudal de água é de 8 Kg/s. Determine o rendimento termodinâmico, razão de trabalho e consumo específico de vapor do ciclo, bem como a potência útil.

RESOLUÇÃO

Do problema anterior:

$$p^{to}3 \left| \begin{array}{l} h_3 = 3411.823 \text{ KJ/Kg} \\ s_3 = 7.1816 \text{ KJ/Kg}^o \end{array} \right.$$

$$s_3 = s_4$$

$$\text{a 10 atm.} \left| \begin{array}{lll} s = 7.1255 \text{ KJ/Kg}^o & \text{———} & h = 3047.990 \text{KJ/Kg} \\ s = 7.1816 \quad " & \text{———} & h \quad " \\ s = 7.1988 \quad " & \text{———} & h = 3091.533 \quad " \end{array} \right.$$

Interpolando $h_4 = 3081.31$ KJ/Kg

$$-{}_3w_4 = h_4 - h_3 = 3081.31 - 3411.823 = -330.513 \text{ KJ/Kg}$$

$${}_3w_{4r} = {}_3w_4 \cdot \eta = 330.513 \times 0.8 = 264.41 \text{ KJ/Kg}$$

$$-{}_3w_{4r} = h_{4r} - h_3 \text{ —— } -264.41 = h_{4r} - 3411.823 \therefore$$

$$h_{4r} = 3147.413 \text{ KJ/Kg}$$

$$p^{to}5(10 \text{ atm., } 480^oC) \left| \begin{array}{l} h_5 = 3435.269 \text{ KJ/Kg} \\ s_5 = 7.7125 \text{ KJ/Kg}^o \end{array} \right.$$

$$s_5 = s_6$$

$$x_6 = \frac{s_6 - s_1}{s_v - s_1} \text{ em que .}$$

$$\left. \begin{array}{l} s_1 = 0.4178 \text{ KJ/Kg}^o \\ s_v = 8.4804 \quad " \end{array} \right| \text{ a 0.04 atm.}$$

$$x_6 = \frac{7.7125 - 0.4178}{8.4804 - 0.4178} = 90.4\%$$

$$h_6 = (1 - x)h_1 + x.h_v$$

em que $h_l = 120.036$ KJ/Kg | a 0.04 atm.
$h_v = 2553.111$ "

$$h_6 = (1 - 0.904)120.036 + 0.904 \times 2553.111 = 2319.53 \text{ KJ/Kg}$$

$$-{}_5w_6 = h_6 - h_5 = 2319.53 - 3435.269 = -1115.739 \text{ KJ/Kg}$$

$${}_5w_{6r} = {}_5w_6 \cdot \eta = 1115.739 \times 0.8 = 892.59 \text{ KJ/Kg}$$

$$w_{exp.r} = {}_3w_{4r} + {}_5w_{6r} = 264.41 + 892.59 = 1157 \text{ KJ/Kg}$$

Do 2º problema | $w_{com.r} = -3.675$ KJ/Kg
$h_{1r} = 123.711$ KJ/Kg

$$w_r = w_{com.r} + w_{exp.r} = -3.675 + 1157 = 1153.32 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{W} = w.\dot{m} = 1153.32 \times 8 = 9226.6 \text{ KW}$$

$$q = (h_3 - h_{1r}) + (h_5 - h_{4r})$$

$$q = (3411.823 - 123.711) + (3435.269 - 3147.413) = 3575.968 \text{KJ/KG}$$

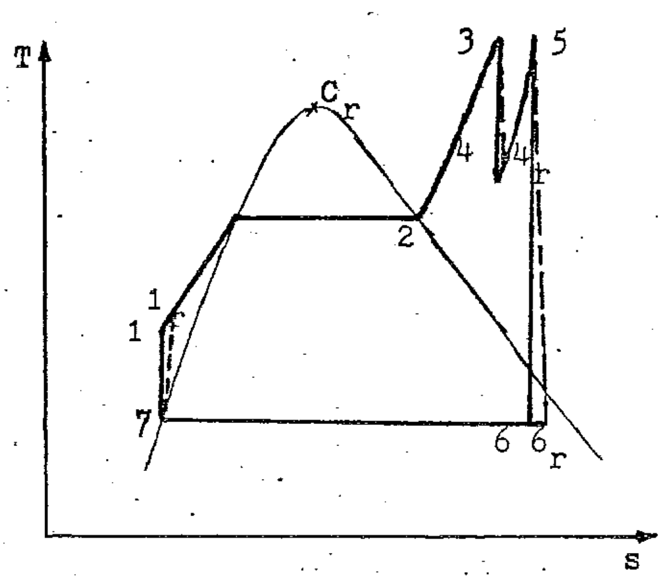
$$\dot{Q} = q.\dot{m} = 3575.968 \times 8 = 28607.7 \text{ KW}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}} = \frac{9226.6}{28607.7} = 32.2\%$$

$$c.e.v. = \frac{3600}{w} = \frac{3600}{1153.32} = 3.12 \text{ Kg/KWh}$$

Aconselha-se o cálculo do rendimento termodinâmico do ciclo ideal

Resp.: 39.6%



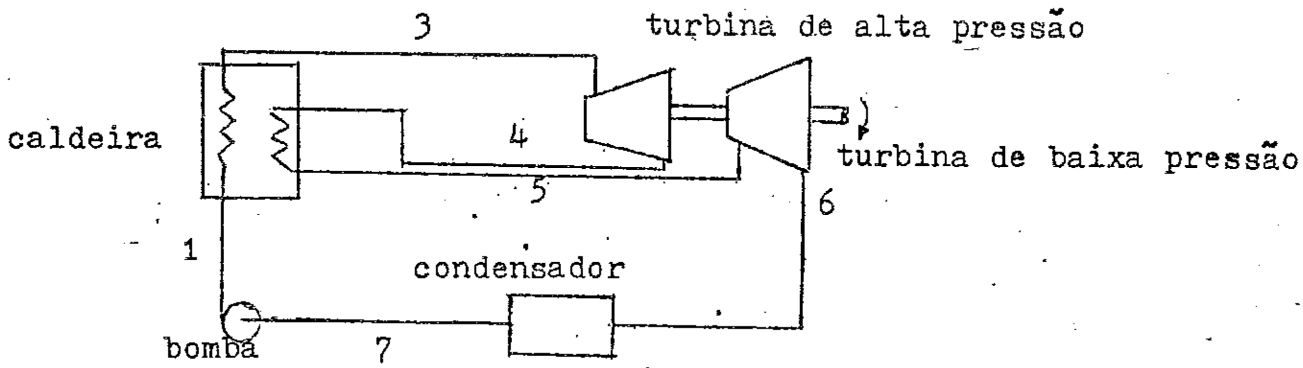


Fig 1.4 - Diagrama T-s e esquema da instalação para o ciclo de Rankine com reaquecimento

PROBLEMA 5 - Considere um ciclo de Rankine com sobreaquecimento e regenerativo a funcionar entre as pressões extremas de 70 e 0.04 atm. A temperatura de sobreaquecimento é de 600°C; a pressão de tiragem de vapor e o caudal retirado são respectivamente de 6 atm. e 40 Kg/s. Calcule a potência útil, o rendimento termodinâmico, consumo específico de vapor e razão de trabalho; bem como a variação porcentual de rendimento em relacção ao ciclo sem regeneração. Se as turbinas e compressores tiverem um rendimento isentrópico respectivamente iguais a 80 e 92%, qual será o novo rendimento do ciclo, consumo específico de vapor e potência útil

RESOLUÇÃO

$p^{to}8$ ——— $\left| \begin{array}{l} v = 0.0010040 \ m^3/Kg \\ h = 120.036 \ KJ/Kg \end{array} \right.$

$p^{to}2$ ——— $\left| \begin{array}{l} v = 0.0010998 \ m^3/Kg \\ h = 666.957 \ KJ/Kg \end{array} \right.$

$p^{to}5$ ——— $\left| \begin{array}{l} h = 3650.052 \ KJ/Kg \\ s = 7.097 \ KJ/Kg^{o} \end{array} \right.$

$$s_5 = s_6 = s_7$$

$${}_1w_8 = \int -v \, dp \;—\; -0.0010040(6 - 0.04)98 = -0.586 \ KJ/Kg$$

$$-{}_1w_8 = h_1 - h_8 \;——\; 0.586 = h_1 - 120.036$$

$$h_1 = 120.622 \ KJ/Kg$$

$$\text{a 6 atm.}\ \left|\begin{array}{lll} s = 7.0606\ KJ/Kg^o & \text{———} & h = 2891.823\ KJ/Kg \\ s = 7.097\ \ " & \text{———} & h \\ s = 7.1444\ \ " & \text{———} & h = 2933.691\ \ " \end{array}\right.$$

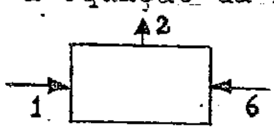
Interpolando obtém-se $h_6 = 2910$ KJ/Kg

$${}_2w_3 = -0.0010998(70-6)98 = -6.897\ KJ/Kg$$

$$-{}_2w_3 = h_3 - h_2 \ \text{———}\ 6.897 = h_3 - 666.957$$

$$h_3 = 673.854\ KJ/Kg$$

Aplicando a equação da massa e a equação da energia ao aquecedor aberto



$$\left|\begin{array}{l} m_2h_2 = m_1h_1 + m_6h_6 \\ m_2 = m_1 + m_6 \end{array}\right.$$

obtém-se um sistema de duas equações a duas incógnitas m_1 e m_2. Resolvendo-o tem-se que: $\left|\begin{array}{l} m_1 = 164.2\ Kg/s \quad e \\ m_2 = 204.2\ Kg/s \end{array}\right.$

Assim a potência fornecida ao ciclo será :

$$Q = m(h_5 - h_3) = 204.2(3650.052 - 673.854)/1000 = 607.7\ MW$$

$$\text{a 0.04 atm.}\ \left|\begin{array}{l} s_l = 0.4178\ KJ/Kg^o \\ s_v = 8.4804\ \ " \\ h_l = 120.036\ KJ/Kg \\ h_v = 2553.111\ \ " \end{array}\right.$$

$$x_7 = \frac{7.097 - 0.4178}{8.4804 - 0.4178} = 82.8\%$$

$$h_7 = (1 - 0.828)120.036 + 0.828 \times 2553.111 = 2134.62\ KJ/Kg$$

$$-\dot{W}_{exp} = \dot{m}_5(h_6 - h_5) + \dot{m}_7(h_7 - h_6) =$$
$$= 204.2(2910 - 3650.052) + 164.2(2134.62 - 2910)/1000 =$$
$$-278.43\ MW$$

$$\dot{W}_{com} = \dot{m}_8 \cdot {}_8w_1 + \dot{m}_2 \cdot {}_2w_3 = -164.2 \times 0.586 - 204.2 \times 6.897/1000 =$$
$$-1.5\ MW$$

$$\dot{W} = \dot{W}_{com} + \dot{W}_{exp} = -1.5 + 278.43 = 276.93\ MW$$

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}} = \frac{276.93}{607.7} = 45.5\%$$

$$r_w = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{exp}} = \frac{276.93}{278.43} = 0.994$$

$$c.e.v. = \frac{\dot{m}.3600}{\dot{W}} = \frac{204.2 \times 3600}{276930} = 2.65 \text{ Kg/KWh}$$

Sem regeneração temos que:

$$-\dot{W}_{exp} = \dot{m}(h_7 - h_5) = 204.2(2134.62 - 3650.052)/1000 = -309 \text{ MW}$$

$$w_{com} = \int -vdp = -0.0010040(70 - 0.04)98 = -6.88 \text{KJ/Kg}$$

$$-w = h_{1*} - h_8 \longrightarrow 6.88 = h_{1*} - 120.036$$

$$h_{1*} = 126.916 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{W} = \dot{W}_{exp} + \dot{W}_{com} = 309 - \frac{6.88 \times 204.2}{1000} = 308 \text{ MW}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_5 - h_{1*}) = \frac{204.2}{1000}(3650.052 - 126.916) = 719 \text{ MW}$$

$$\eta' = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}} = \frac{308}{719} = 42.8\%$$

O aumento percentual do rendimento é de :

$$\frac{\eta}{\eta'} = \frac{45.5}{42.8} = 1.06 \text{ ou seja de } 6\%$$

Para o ciclo real :

$${}_1w_{8r} = {}_1w_8/\eta = \frac{-0.586}{0.92} = -0.63 \text{ KJ/Kg}$$

$$-{}_1w_{8r} = h_{1r} - h_8 \longrightarrow 0.63 = h_{1r} - 120.036$$

$$h_{1r} = 120.66 \text{ KJ/Kg}$$

$${}_2w_{3r} = {}_2w_3/\eta = \frac{-6.897}{0.92} = -7.49 \text{ KJ/Kg}$$

$$-{}_2w_{3r} = h_{3r} - h_2 \longrightarrow 7.49 = h_{3r} - 666.957$$

$$h_{3r} = 674.44 \text{ KJ/Kg}$$

$${}_3q_{5r} = h_5 - h_{3r} = 3650.052 - 674.44 = 2975.612 \text{ KJ/Kg}$$

$$-{}_5w_6 = h_6 - h_5 = 2910 - 3650.052 = -740.052 \text{ KJ/Kg}$$

$${}_5w_{6r} = {}_5w_6 \cdot \eta = 740.052 \times 0.8 = 592.04 \text{ KJ/Kg}$$

$$-{}_5w_{6r} = h_{6r} - h_5 \longrightarrow -592.04 = h_{6r} - 3650.052$$

$$h_{6r} = 3058.012 \text{ KJ/Kg}$$

Aplicando novamente a equação da massa e da energia ao aquecedor aberto :

$$\left| \begin{array}{l} m_2h_2 = m_1h_{1r} + m_6h_{6r} \\ m_2 = m_1 + m_6 \end{array} \right.$$

que resolvida dá:

$$\left| \begin{array}{l} m_1 = 175 \text{ Kg} \\ m_2 = 215 \text{ Kg} \end{array} \right.$$

$$-{}_5w_{7r} = (h_7 - h_5) \cdot \eta = (2134.62 - 3650.052)0.8 = -1212.34 \text{ KJ/Kg}$$

$${}_5w_{7r} = {}_5w_{6r} + {}_{6r}w_{7r} \longrightarrow 1212.34 = 592.04 + {}_{6r}w_{7r}$$

$${}_{6r}w_{7r} = 620.3 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{W} = \dot{m}_8 \cdot {}_1w_{8r} + \dot{m}_3 \cdot {}_2w_{3r} + \dot{m}_5 \cdot {}_5w_{6r} + \dot{m}_7 \cdot {}_{6r}w_{7r} /1000 =$$

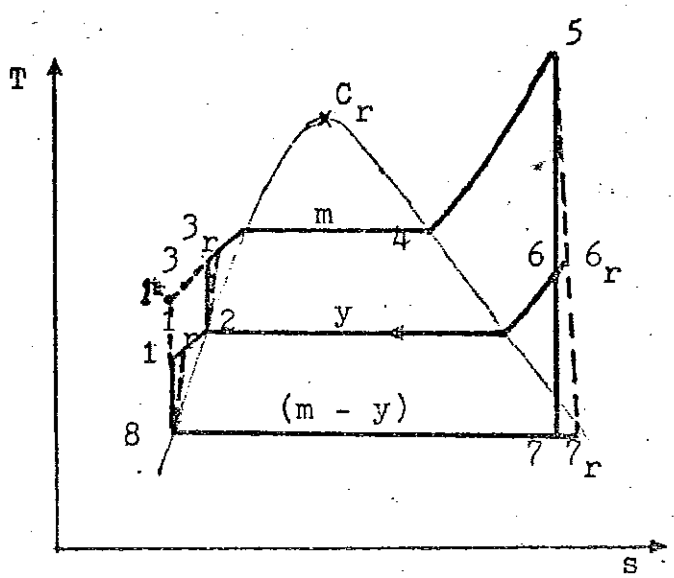
$$= -175 \times 0.63 - 215 \times 7.49 + 215 \times 592.04 + 175 \times 620.3 /1000 =$$

$$\dot{W} = 234 \text{ MW}$$

$$\dot{Q} = q \cdot \dot{m} = 2975.612 \times 215/1000 = 640 \text{ MW}$$

$$\eta = \frac{234}{640} = 36.6\%$$

$$\text{c.e.v.} = \frac{\dot{m} \cdot 3600}{\dot{W}} = 215 \times 3600/234000 = 3.3 \text{ Kg/KWh}$$



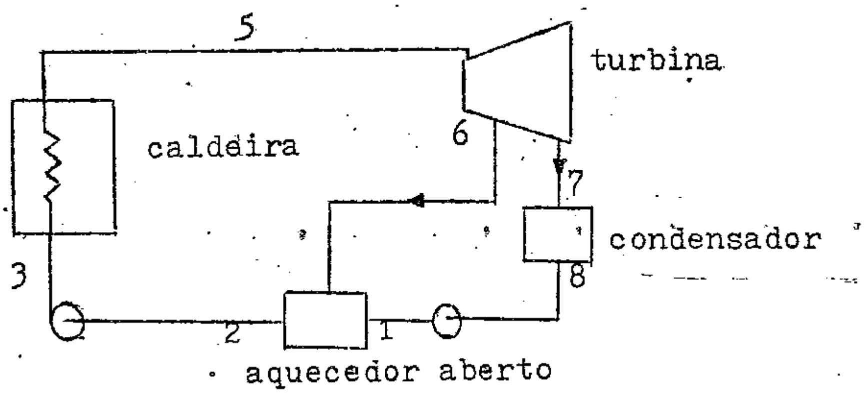


Fig 1.5 - Diagrama T-s e esquema da instalação para o ciclo de Rankine regenerativo

PROBLEMA 6 - Uma fabrica necessita de uma potência eléctrica de 3750 KW e de uma potência calorífica de 5500 KW a uma temperatura de 107°C. Considerando que a caldeira tem um rendimento de 90%, a turbina de 75% e as bombas de 90%, compare as necessidades em calor nos seguintes casos:

a) Uma caldeira produz vapor a 20 atm. e 320°C estando o condensador a 0.07 atm. Faz-se uma tiragem de vapor à pressão desejada o qual depois de condensar regressa a caldeira.

b) Uma caldeira alimenta uma turbina como na alinea anterior, e uma segunda caldeira produz vapor a 107°C.

RESOLUÇÃO

a)

$p^{to}4(20\ atm., 320^oC)$ $\left|\begin{array}{l} h = 3066.412\ KJ/Kg \\ s = 6.8471\ KJ/Kg^0 \end{array}\right.$

$$s_4 = s_5$$

a 107 ^oC $\left|\begin{array}{ll} s_1 = 1.3854\ KJ/Kg^o & h_1 = 448.657\ KJ/Kg \\ s_v = 7.2725\ \text{"} & h_v = 2686.67\ KJ/Kg \end{array}\right.$

$$x_5 = \frac{s_5 - s_1}{s_v - s_v} = \frac{6.8471 - 1.3854}{7.2725 - 1.3854} = 92.7\%$$

$$h_5 = (1 - x)h_1 + x \cdot h_v =$$

$$h_5 = (1 - 0.927)448.657 + 0.927 \times 2686.67 =$$

$$h_5 = 2523.29\ KJ/Kg$$

$$-{}_5w_4 = h_5 - h_4 = 2523.29 - 3066.412 = -543.122\ KJ/Kg$$

$${}_4w_{5r} = {}_4w_5 \cdot \eta = 543.122 \times 0.75 = 407.34\ KJ/Kg$$

$$-{}_4w_{5r} = h_{5r} - h_4 \longrightarrow -407.34 = h_{5r} - 3066.412$$

$$h_{5r} = 2659.072\ KJ/Kg$$

$p^{to}8(liq.sat)$ $\left|\begin{array}{l} h_8 = 448.657\ KJ/Kg \\ v_8 = 0.0010490\ m^3/Kg \\ p_8 = 1.3196\ Kgf/cm^2 \end{array}\right.$

$$\dot{Q} = \dot{y}(h_8 - h_{5r}) \therefore\ 5500 = \dot{y}(448.657 - 2659.072)$$

$$\dot{y} = 2.48\ Kg/s$$

$$s_4 = s_6$$

a 0.07 atm. $\left|\begin{array}{l} s_1 = 0.5543\ KJ/Kg^o \\ s_v = 8.2811\ \text{"} \\ h_1 = 161.904\ KJ/Kg \\ h_v = 2571.114\ \text{"} \\ v_1 = 0.0010074\ m^3/Kg \end{array}\right.$

$$x_6 = \frac{s_6 - s_1}{s_v - s_1} = \frac{6.8471 - 0.5543}{8.2811 - 0.5543} =$$

$x_6 = 81.4\%$

$h_6 = (1 - x)h_1 + x \cdot h_v = (1 - 0.814)161.904 + 0.814 \times 2571.114 =$

$$h_6 = 2123 \text{ KJ/Kg}$$

$-{}_4w_6 = h_6 - h_4 = 2123 - 3066.412 = -943.412 \text{ KJ/Kg}$

${}_4w_{6r} = {}_4w_6 \cdot \eta = 943.412 \times 0.75 = 707.559 \text{ KJ/Kg}$

${}_4w_{6r} = {}_4w_{5r} + {}_{5r}w_{6r}$ —— $707.559 = 407.34 + {}_{5r}w_{6r}$

$${}_{5r}w_{6r} = 300.219 \text{ KJ/Kg}$$

${}_7w_1 = \int -vdp = -0.0010074\ (20 - 0.07)98 = -1.96 \text{ KJ/Kg}$

$${}_7w_{1r} = {}_7w_1/\eta = \frac{-1.96}{0.9} = -2.17 \text{ KJ/Kg}$$

$$-{}_7w_{1r} = h_{1r} - h_7 \text{ —— } 2.17 = h_{1r} - 161.904$$

$$h_{1r} = 164.064 \text{ KJ/Kg}$$

${}_8w_9 = \int -vdp = -0.0010490(20 - 1.3196)98 = -1.92 \text{ KJ/Kg}$

$${}_8w_{9r} = {}_8w_9/\eta = \frac{-1.92}{0.9} = -2.13 \text{ KJ/Kg}$$

$$-{}_8w_{9r} = h_{9r} - h_8 \text{ —— } 2.13 = h_{9r} - 448.657$$

$$h_{9r} = 450.787 \text{ KJ/Kg}$$

$\dot{W} = \dot{m} \cdot {}_4w_{5r} + \dot{m}_6 \cdot {}_{5r}w_{6r} + \dot{m}_7 \cdot {}_7w_{1r} + \dot{m}_9 \cdot {}_8w_{9r}$

como $\dot{m}_6 = \dot{m}_7$, $\dot{m} = \dot{m}_6 + \dot{y}$ e $\dot{y} = 2.48 \text{Kg/s}$ $\therefore$

$$\left|\begin{array}{l} \dot{m}_6 = 3.89 \text{ Kg/s} \\ \dot{m} = 6.37 \text{ Kg/s} \end{array}\right.$$

Por outro lado temos que :

$\dot{m}_1 h_{1r} + \dot{m}_9 h_{9r} = \dot{m}_2 h_2$ $\therefore$

$3.89 \times 164.074 + 2.48 \times 450.787 = 6.37 h_2$ $\therefore$

$$h_2 = 257.69 \text{ KJ/Kg}$$

$\dot{Q} = \dot{m}(h_4 - h_2) = 6.37(3066.412 - 257.69)/1000 = 17.89 \text{ MW}$

Introduzindo o rendimento da caldeira:

$$\dot{Q}' = \frac{\dot{Q}}{\eta} = \frac{17.89}{0.9} = 19.9 \text{ MW}$$

b) considerando somente uma caldeira para a produção de energia eléctrica:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{6r} - h_4) \quad e \quad h_{6r} - h_4 = 707.559 \text{ KJ/Kg}$$

$$3750 = \dot{m} \cdot 707.559 \quad \therefore$$

$$\dot{m} = 5.29 \text{ Kg/s}$$

A quantidade de calor fornecida ao ciclo será:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_4 - h_{1r}) = 5.29(3066.412 - 164.074)/1000 =$$

$$\dot{Q} = 15.35 \text{ MW}$$

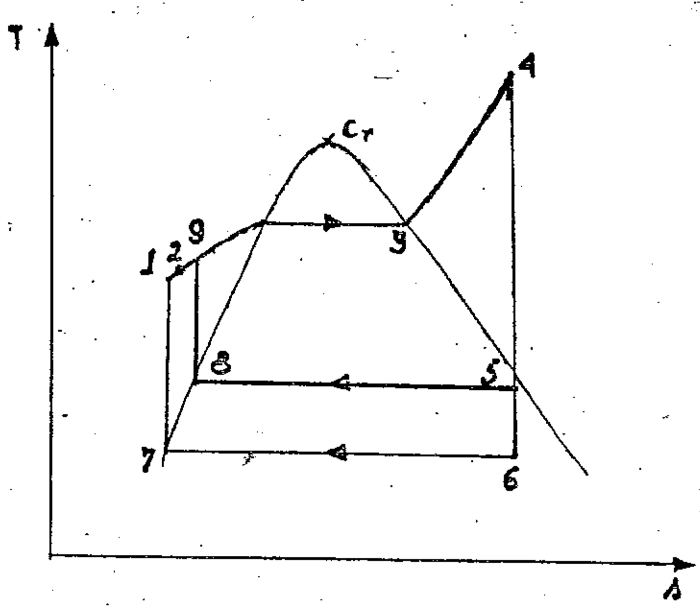
Introduzindo o rendimento da caldeira:

$$\dot{Q}' = \frac{\dot{Q}}{\eta} = \frac{15.35}{0.9} = 17 \text{ MW}$$

Para a caldeira de produção de energia térmica necessitaríamos de :

$$\dot{Q}'' = \frac{\dot{Q}c}{\eta} = \frac{5500}{0.9} = 6.111 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}' + \dot{Q}'' = 17 + 6.111 = 23.17 \text{ MW}$$



PROBLEMA 7 - Considere um ciclo de Rankine, ideal, simples, que utiliza R12 como fluido de trabalho e que conta com água quente geotérmica como fonte de energia.

Da caldeira sai vapor saturado a 80ºC e a temperatura no condensador é de 38ºC.

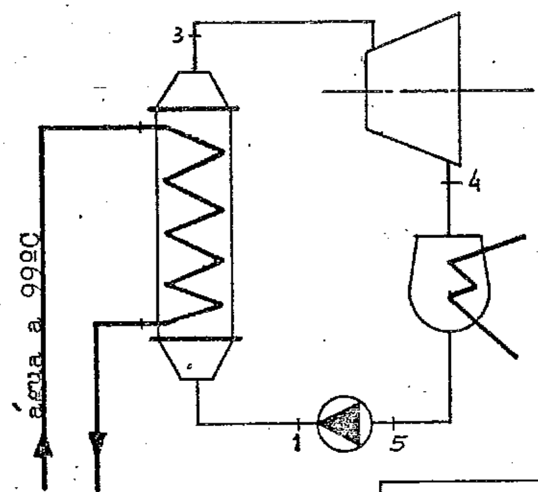
Calcular:

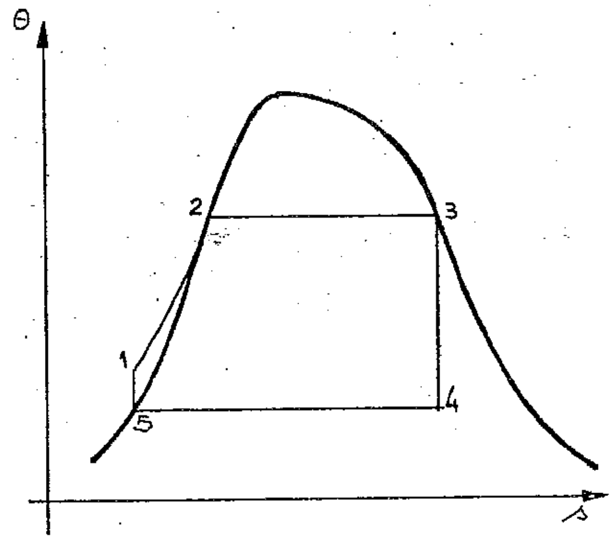
a) O rendimento térmico desse ciclo motor.

b) Se o caudal da fonte geotérmica for de 5 tón.h^{-1} a 99ºC, qual será a máxima potencia líquida desenvolvida pelo ciclo, em C.V.
(Considere um diferencial de temperaturas constante, entre os fluidos frio e quente no aquecimento).

RESOLUÇÃO

Poderemos começar a resolução esboçando um esquema de pricípio, que traduza o princípio de funcionamento da instalação e, marcando sobre um digrama T-s o ciclo percorrido pelo fluido.





			ENTALPIA kJ.Kg^{-1}			ENTROPIA kJ.Kg^{-1}.K^{-1}			
θºC	p atm	X%	h'	h"	h	s'	s"	s	
	23.29	-						4.3129 *	1
80	23.29	0			502.96			4.4501	2
80	23.29	1			600.638			4.7269	3
38	9.3	96.6	456.026	589.376	584.802*	4.3129	4.7416	4.7269 *	4
38	9.3	0			456.026			4.3129	5

* Valores obtidos por cálculo ou através da interpretação do diagrama.

A entropia em 4 é um valor conhecido, uma vez que a expansão é isentrópica,(ciclo ideal) e a entropia em 3 se obtém directamente das tabelas. É-nos então possível calcular a entalpia no fim da expansão após a obtenção do título do vapor de escape, a partir das entropias:

$$X_4 = \frac{s - s'}{s'' - s'} = \frac{4.7269 - 4.3129}{4.7416 - 4.3129} = 96.6\%$$

$$h_4 = h'(1 - X) + h''.X = 456.026(1 - 0.966) + $$
$$+ 589.802 x 0.966 = 584.802 \ kJ.Kg^{-1}$$

O trabalho de expansão é

$$w_e = -(h_4 - h_3) = -(584.802 - 600.638) = 15.836 \ kJ.Kg^{-1}$$

Quanto ao trabalho de compressão, vamos numa primeira análise desprezá-lo. Com base na seguinte consideração: Um fluido na fase líquida é, praticamente,incompressível não variando sensivelmente o seu volume específico na compressão, vamos posteriormente fazer o seu cálculo e verificar qual foi o erro cometido.

O calor fornecido ao ciclo é

$$q_c = h_3 - h_1 \cong h_3 - h_5 = 600.638 - 456.026 = 144.612 \ kJ.Kg^{-1}$$

a) E o rendimento do ciclo é

$$\eta = \frac{w_c}{q_c} = \frac{15.836}{144.612} = 11\%$$

onde w_c é o trabalho do ciclo.

Se calculássemos agora o trabalho de compressão através da expressão

$$W = -\int v \ dp$$

concluiríamos que o trabalho do ciclo seria 14.750 kJ.Kg^{-1} e o rendimento correcto seria 10,3% ,isto é, cometemos um erro de 7% no cálculo do rendimento.

Um outro ponto que interessaria abordar no ambito da alínea a) é o da discussão àcerca do baixo valor para o rendimento; ele justifica-se fácilmente se atendermos ao baixo nível de temperaturas atingido pelo ciclo.

b) Para a resolução desta alínea teremos de aplicar a eq. da primeira Lei ao permutador de calor (caldeira), numa forma um pouco diferente do habitual:

$$\dot{m}_{H_2O} \times c_p \times \Delta\theta_{H_2O} = \dot{m}_{R12} \times (h_3 - h_1)$$

donde podemos tirar

$$\dot{m}_{R12} = \frac{\dot{m}_{H_2O} \times c_p \times \Delta\theta_{H_2O}}{h_3 - h_1} = 4632,31 \ Kg.h^{-1} = 1.29 \ Kg.s^{-1}$$

Considerou-se um c_p médio da água de 4,1868 $kJ.Kg^{-1}$.

Assim a potencia máxima desenvolvida pelo ciclo é

$$\dot{W} = 1.29\ (600.638 - 584.802) = 20.38 \ kW$$

PROBLEMA 8 - Uma caldeira produz vapor a 90 atm e 500ºC. Após a expansão deste no andar de alta pressão de uma turbina até à pressão de 8atm, extrai-se vapor que é reaquecido até à temperatura inicial, findo o se expande no andar de baixa pressão até à pressão do condensador que é de 0,1 atm.

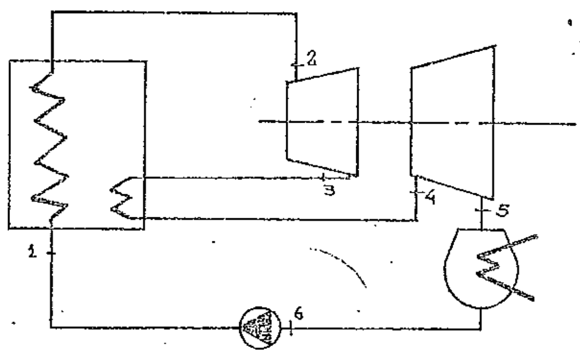
a) Determine o rendimento térmico, a razão de trabalho, e o consumo específico de vapor do ciclo,considerado como ideal.

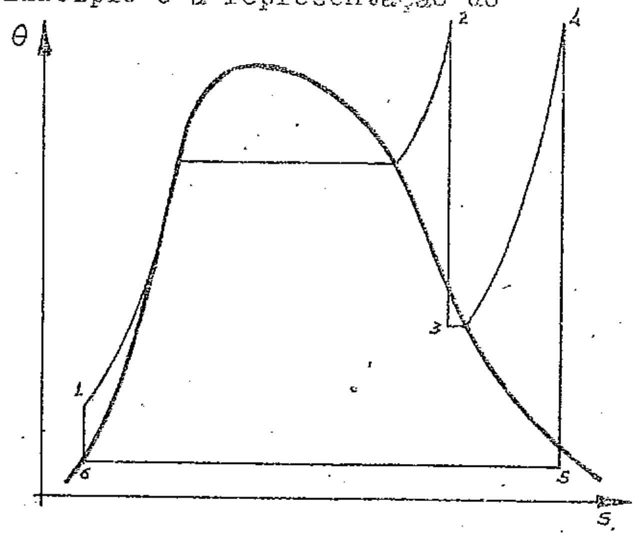
b) Uma turbina real trabalha entre os mesmos estados, excepto que o vapor entra no reaquecedor a 8 atm e sai a 7,65 atm e 500ºC. O rendimento mecanico da turbina é de 94% e a perda de calor através da sua envolvente foi contabilizada como sendo 1% do valor da entalpia na válvula de admissão.

Determine o estado do vapor de escape e o rendimento global da turbina.

RESOLUÇÃO

Poderíamos considerar o seguinte esquema de princípio e a representação do ciclo percorrido pelo vapor, da figura





			ENTALPIA kJ.Kg^{-1}			ENTROPIA kJ.Kg^{-1}.K^{-1}			ptos
θºC	p atm	X%	h'	h"	h	s'	s"	s	
	90	–	–	–	199,493*	–	–	0.6443*	1
500	90	–	–	–	3387.121	–	–	6.6675	2
169.61	8	99.95%*	717.618	2768.312	2767.205*	2,0381	6.6700	6.6675*	3
500	8	–	–	–	3480.906	–	–	7.8745	4
45.45	0.1	96.25*	190.290	2583.256	2493.610*	0.6443	8.1559	7.8745*	5
45.45	0.1	0	190.290	–	190.290	0.6443	–	0.6443	6

* Valores obtidos por cálculo ou através da interpretação do diagrama.

Cálculos efectuados

$$X_3 = \frac{6.6675 - 2,0381}{6.6700 - 2.0381} = 99.95\%$$

$$h_3 = 717.618\ (1 - 0.9995) + 2768.312 \times 0.9995 = 2767.205 \ \text{kJ.Kg}^{-1}$$

– o –

$$X_5 = \frac{7.8745 - 0.6443}{8.1559 - 0.6443} = 96.25\%$$

$$h_5 = 190.290\ (1 - 0.9625) + 2583.256 \times 0.9625 = 2493.205 \ \text{kJ.Kg}^{-1}$$

– o –

Determinação da entalpia no estado 1, líquido comprimido

Tabelas

90 atm	40ºC	s=0,5681	h=175.008
	50ºC	s=0,6984	h=216.876
		s_1=0,6443	h_1= ?

Interpolando para aqueles valores da tabela de líquido comprimido, temos

$$h_1 = 175.008 + (216.876 - 175.008) \times \frac{0.6443 - 0.5681}{0.6984 - 0.5681} = 199.493 \ kJ.Kg^{-1}$$

a) Podemos, então calcular agora os parâmetros do ciclo , calculando primeiro o calor fornecido ao ciclo e o trabalho realizado:

$$q_c = (h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) = 3387.121 - 199.493 + 3480.906 - 2767.205 =$$
$$= 3901.329 \ kJ.Kg^{-1}$$

$$w_c = -(h_1 - h_6) - (h_3 - h_2) - (h_5 - h_4) = 1598 \ kJ.Kg^{-1}$$

$$\eta = \frac{w_c}{q_c} = \frac{1598}{3901.329} = 40.96\%$$

$$r_w = \frac{w_c}{w_{exp}} = \frac{1598}{1616.406} = 0.9886$$

$$cev = \frac{3600}{w_c} = \frac{3600}{1598} = 2.253 \ Kg.kWh^{-1}$$

b) Para a determinação dos novos estados decorrentes das condições reais, teremos de considerar as perdas dd calor indicadas para as turbinas.

$$\Delta h_{23} = 0.01 \times h_2 = 0.01 \times 3387.121 = 33.87 \ kJ.Kg^{-1}$$
$$\Delta h_{45} = 0.01 \times h_4$$

Determinação de h_4 para o caso real: Há aqui que considerar as perdas de carga que se verificam no reaquecedor, e determinar , por um lado a entalpia e a entropia para o estado 4 real e, por outro, servirmo-nos destes valores para obter o estado final da expansão considerada como ideal, donde finalmente poderemos calcular o estado final real.

500ºC	8 atm	7 atm
s	7.8745	7.9378
h	3480.906	3482.162

Interpolando com base na pressão, temos

$$h4 = 3482.162 - (3482.162 - 3480.906) \times 0.65 = 3481.346 \ kJ.Kg^{-1}$$
$$s4 = 7.9378 - (7.9378 - 7.8745) \times 0.65 = 7.8967 \ kJ.Kg^{-1}.K^{-1}$$

$$X_{5'} = \frac{7.8967 - 0.6443}{8.1559 - 0.6443} = 96.55\%$$

$h_{5'} = 190.290\ (1 - 0.9655) + 2583.256 \times 0.9655 = 2500.683\ kJ.Kg^{-1}$

$h_{5''} = h_{5'} + \Delta h_{45} = 2500.683 + 0.01 \times 3481.346 = \underline{2535.496}\ kJ.Kg^{-1}$

$h_{3'} = h_3 + \Delta h_{23} = 2767.205 + 0.01 \times 3387.121 = 2801.076\ kJ.Kg^{-1}$

Rendimento térmico (continuando a considerar isentrópica a compressão na bomba)

$$w_c = -(h_1 - h_6) - (h_{3'} - h_2) - (h_{5''} - h_{4'}) = 1522.692\ kJ.Kg^{-1}$$

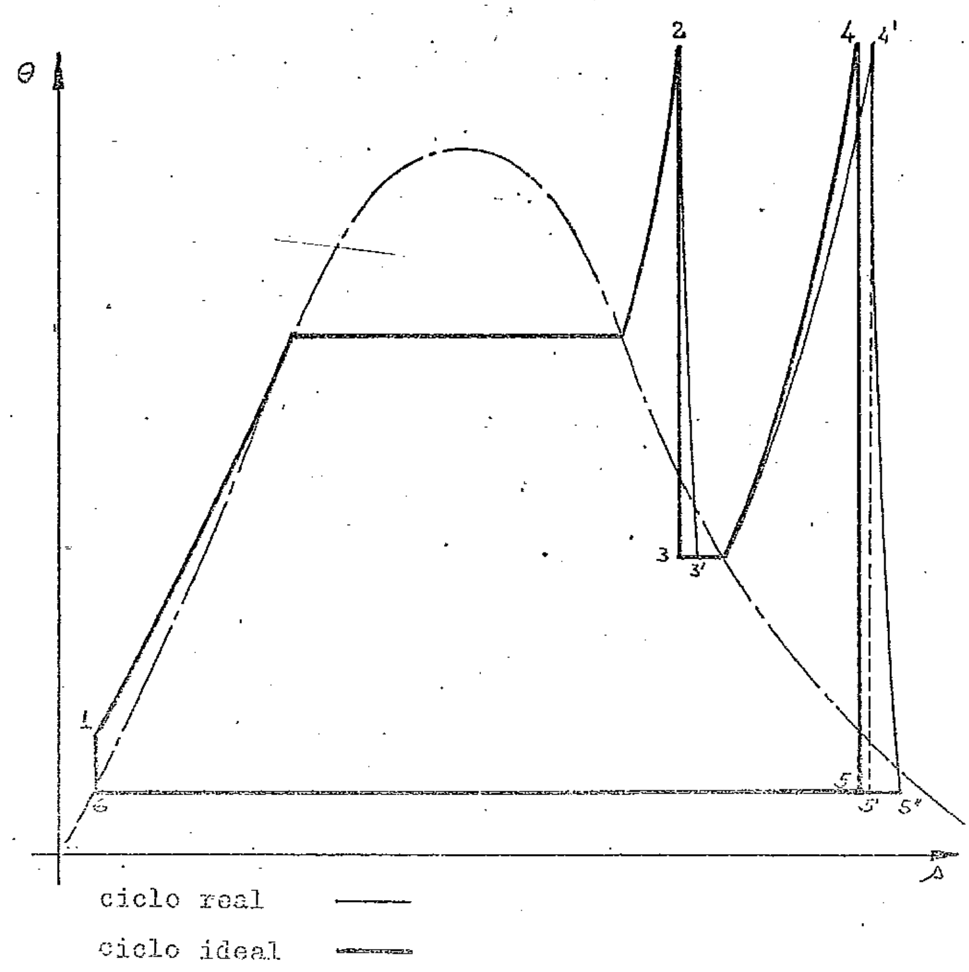
$$q_c = (h_2 - h_1) + (h_{4'} - h_{3'}) = 3867.898\ kJ.Kg^{-1}$$

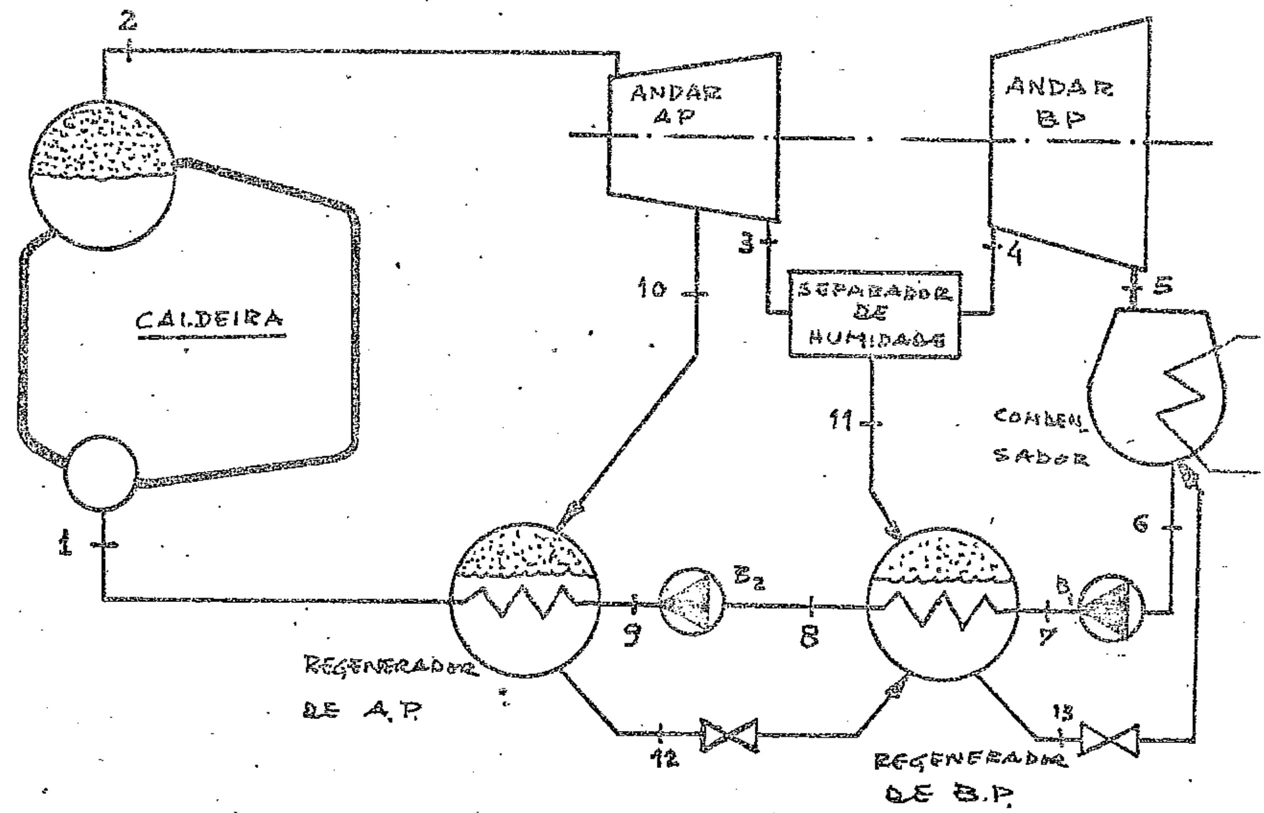
$$\eta_T = \frac{1522.692}{3867.898} = 39.37\%$$

$$\eta_G = \eta_T \times \eta_m = 0.3937 \times 0.94 = 37\%$$

O estado do vapor de escape ficou determinado pelo estado no ponto 5".

DIAGRAMA DO CICLO REAL, PERCORRIDO PELO FLUIDO





PROBLEMA 9

Considere o esquema de princípio indicado acima. Admite-se que todos os regeneradores são regeneradores de superfície, e que as turbinas e as bombas são adiabáticas e rversíveis.

Pretende-se que:

a) Determine o rendimento termodinamico, o consumo específico de vapor e a razão de trabalho da instalação.

b) Marque sobre um diagrama T-s todos os pontos-estado e evoluções.

São conhecidos os seguintes dados:

1,9 { 75 atm

2 { $m=3\times10^5$ $Kg.h^{-1}$; vapor saturado a 75 atm

3 { p=4 atm

4 { p=4 atm; vapor saturado

5 { θ=40ºC

6 { θ=40ºC; líquido saturado

7,8 { p=4 atm

10 { p=12 atm; $m=1,5\times10^4$ $Kg.h^{-1}$

11 { p=4 atm; X=5%

12,13 { líquido saturado à pressão de saída da turbina.

			ENTALPIA $kJ.Kg^{-1}$			ENTROPIA $kJ.Kg^{-1}.K^{-1}$			
θ ºC	p atm	X %	h'	h"	h	s'	s"	s	pto
	75	-	-	-	290.773§	-	-		1
	75	100	-	-	2767.475	-	-	5.7891	2
	4	78.3§	601.643	2737.749	2274.196§	1.7693	6.9032	5.7891	3
	4	100	-	-	2737.749	-	-	6.9032	4
40		82.4§	167,514	2573.626	2150.004§	0.5723	8.2560	6.9032	5
40		0	-	-	167.514	-	-	0.5723	6
	4	-	-	-	168.430§	-	-	0.5723	7
	4	-	-	-	200.978§	-	-	0.6768§	8
	75	-	-	-	208.368§	-	-	0.6768§	9
187.08	12	82.9§	794.655	2783.803	2442.760§	2.2077	6.5302	5.7891	10
142.92	4	5	601.643	2737.749	708.448§				11
187.08	12	0	-	-	794.655				12
142.92	4	0	-	-	601.643				13

§ Valores obtidos por cálculo ou através da interpretação do diagrama representativo dos estados percorridos pelo ciclo.

Cálculos efectuados

$$X_3 = \frac{5.7891 - 1.7693}{6.9032 - 1.7693} = 78.3\%$$

$$h_3 = 601.643 x (1 - 0.783) + 2737.749 x 0.783 = 2274.196 \ kJ.Kg^{-1}$$

$$X_5 = \frac{6.9032 - 0.5723}{8.2560 - 0.5723} = 82.4\%$$

$$h_5 = 167.514 x (1 - 0.824) + 2573.626 = 2150.004 \ kJ.Kg^{-1}$$

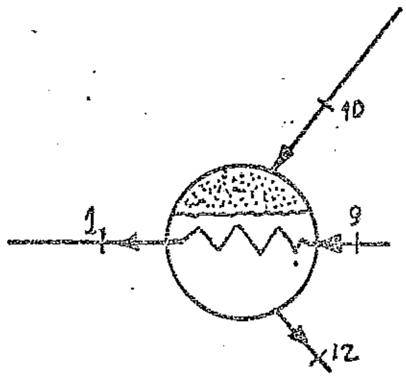
$$X_{10} = \frac{5.7891 - 2.2077}{6.5302 - 2.2077} = 82.9\%$$

$$h_{10} = 794.655 x (1 - 0.829) + 2783.803 x 0.829 = 2442.760 \ kJ.Kg^{-1}$$

$$h_{11} = 601.643 x (1 - 0.05) + 2737.749 x 0.05 = 708.448 \ kJ.Kg^{-1}$$

Análise dos regeneradores, considerados como adiabáticos, para a determinação dos estados do fluido nas respectivas entradas e saídas.

Regenerador de alta pressão



Eq. da continuidade

$\dot{m}_1 = \dot{m}_9 = \dot{m}_2 = 3x10^5 \ Kg.h^{-1}$

$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{10} = 1.5x10^4 Kg.h^{-1}$

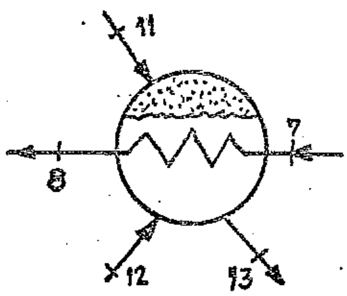
Eq. da 1ª Lei

$\dot{m}_1 x(h_1 - h_9) + \dot{m}_{10} x(h_{12} - h_{10}) = 0$

donde

$$h_1 = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_1}(h_{10} - h_{12}) + h_9$$

Regenerador de baixa pressão



Eq. da continuidade

$\dot{m}_{11} + \dot{m}_{12} - \dot{m}_{13} = 0$

$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = 3x10^5 \ Kg.h^{-1}$

Eq. da 1ª Lei

$\dot{m}_7.h_7 + \dot{m}_{11}.h_{11} + \dot{m}_{12}.h_{12} - \dot{m}_8.h_8 -$

$- \dot{m}_{13}.h_{13} = 0$

h_7 pode ser calculada a partir das tabelas de líquido comprimido por interpolação à pressão de 4 atm, uma vez que é conhecida a sua entropia $s_7 = s_6$:

p= 4atm

	θ	s	h
$s_7 = 0.5723$	40ºC	0.5715	167.891
	50ºC	0.7030	209.340

$$h_7 = 167.891 + (209.340 - 167.891) \times \frac{0.5723 - 0.5715}{0.7030 - 0.5715} = 168.143 \ KJ.Kg^{-1}$$

Caudal em 11

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_3(1 - X_3) + 0.05 \times \dot{m}_{11}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 - \dot{m}_{10} = 3\times10^5 - 1.5\times10^4 = 28.5\times10^4 \text{ Kg.h}^{-1}$$

substituindo vem $\dot{m}_{11} = 6.51\times10^4 \text{ Kg.h}^{-1}$

Caudal em 4

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{11} = 21.99\times10^4 \text{ Kg.h}^{-1}$$

h_8 pode agora calcular-se através da Eq. da 1ªLei aplicada ao regenerador de baixa pressão, uma vez que os valores pertinentes para essa equação são já conhecidos:

$$h_8 = 168.143 + \frac{6.51\times10^4 \times 708.448 + 1.5\times10^4 \times 794.655}{3\times10^5} - \frac{(6.51\times10^4 + 1.5\times10^4)}{3\times10^5} = 200.970 \text{ kJ.Kg}^{-1}$$

A entropia em 8 obter-se-á por interpolação nas tabelas de líquido comprimido à pressão de 4 atm

p = 4 atm

θ	s	h	
40ºC	0.5715	167.891	200.970
50ºC	0.7030	209.340	

$$s_8 = 0.5715 + (0.7030 - 0.5715) \times \frac{200.970 - 167.891}{209.340 - 167.891} = 0.6768 \text{ kJ.Kg}^{-1}\text{.K}^{-1}$$

Pode finalmente ser determinada a entalpia de 9 uma vez que a entropia nesse estado é igual à entropia no estado 8, a compressão em B2 é isentrópica.

Interpolando para o líquido comprimido à pressão de 75 atm, temos:

p=75 atm

θ	s	h	
40ºC	0.5690	173.753	0.6768
50ºC	0.6994	215.621	

$$h_9 = 173.753 + (215.625 - 173.753) \times \frac{0.6768 - 0.5690}{0.6994 - 0.5690} = 208.368 \ kJ.Kg^{-1}$$

E agora h_1 calcular-se-á da equação da 1ª Lei aplicada ao regenerador de alta pressão

$$h_1 = \frac{1.5x10^4}{3x10^5} \times (2442.760 - 794.655) + 208.368 = 290.773 \ kJ.Kg^{-1}$$

a) TRABALHO DO CICLO

$$w_c = -(h_7 - h_6) - (h_9 - h_8) - (h_{10} - h_2) - \left(\frac{\dot{m}_2 - \dot{m}_{10}}{\dot{m}_2}\right) x (h_3 - h_{10}) -$$

$$- \left(\frac{\dot{m}_2 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11}}{\dot{m}_2}\right) x (h_4 - h_5) = 907.362 \ kJ.Kg^{-1}$$

CALOR FORNECIDO AO CICLO

$$q_c = h_2 - h_1 = 2476.702 \ kJ.Kg^{-1}$$

Rendimento

$$\eta = \frac{w_c}{q_c} = 36.6\%$$

Razão de trabalho

$$r_w = \frac{w_c}{w_{exp}} = \frac{907.362}{923.974} = 0.982$$

Sendo o trabalho de expansão calculado como segue

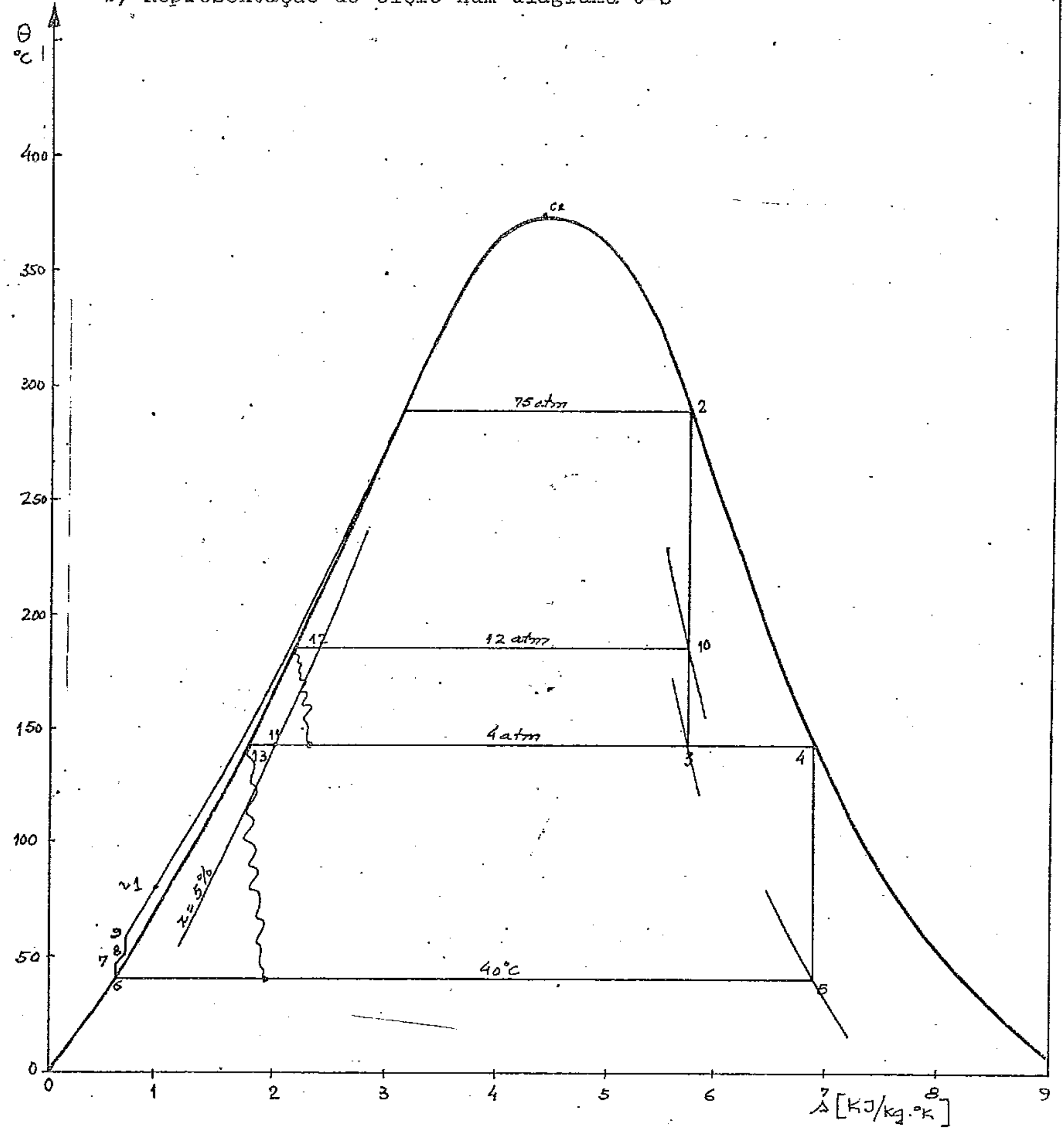
$$w_{exp} = -(h_{10} - h_2) - \left(\frac{\dot{m}_2 - \dot{m}_{10}}{\dot{m}_2}\right) x (h_3 - h_{10}) - \left(\frac{\dot{m}_2 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11}}{\dot{m}_2}\right) x (h_5 - h_4) =$$

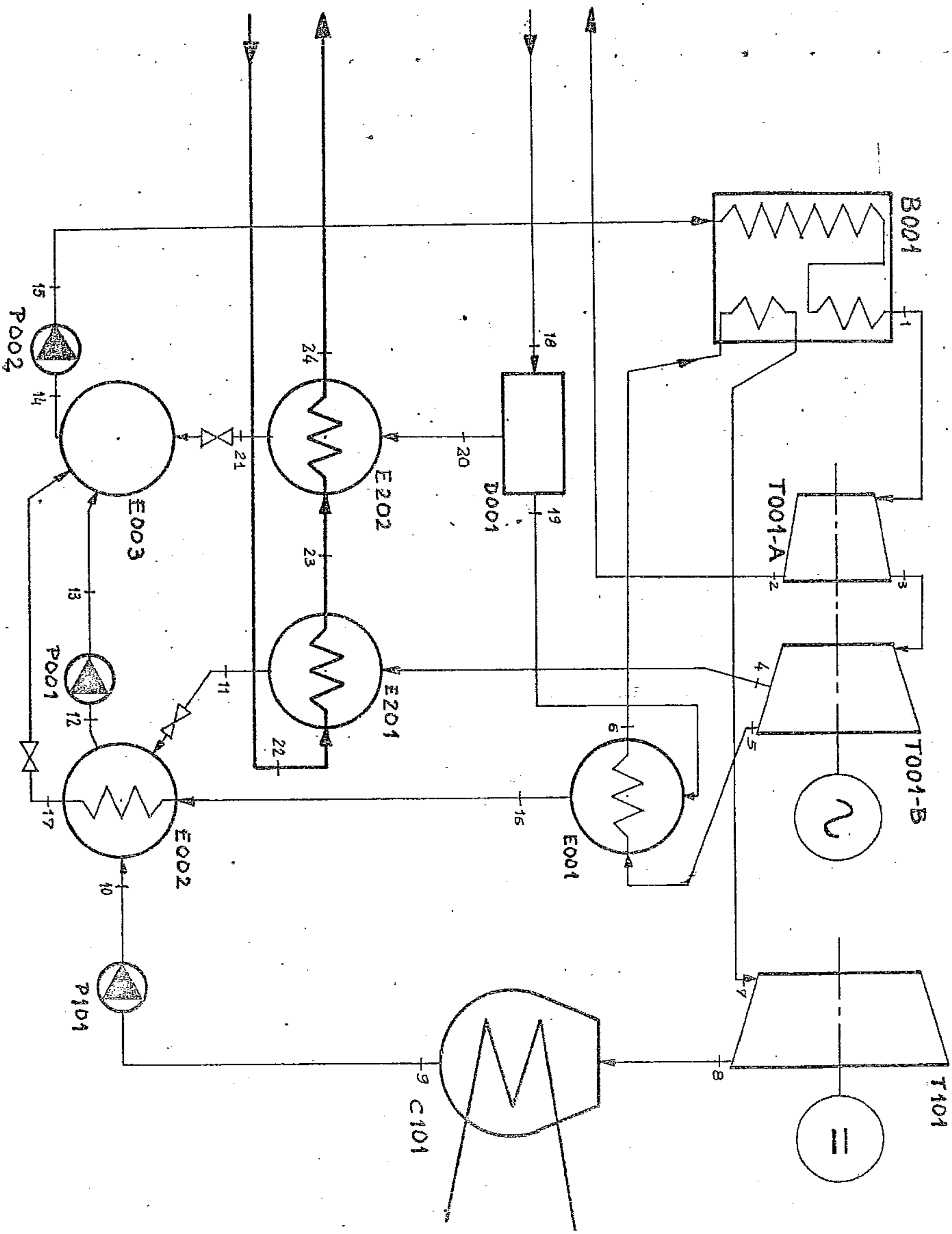
$$= 923.974 \ kJ.Kg^{-1}$$

Consumo específico de vapor

$$c.e.v. = \frac{3600}{w_c} = \frac{3600}{907.362} = 3.968 \ Kg.kWh^{-1}$$

b) Representação do ciclo num diagrama θ-s




B001
T001-A
T001-B
T101
C101
P101
P001
P002
E001
E002
E003
E201
E202
D001

PROBLEMA - 10

O esquema apresentado ilustra de modo muito simplificado o princípio de funcionamento da central produtora de energia de uma grande unidade industrial.

A energia é aí utilizada sob duas formas fundamentais:

- ENERGIA TÉRMICA { Vapor de processo; Água a alta temperatura

- ENERGIA ELÉCTRICA { Corrente alternada; Corrente contínua

Os consumidores de energia térmica utilizam 30 $ton.h^{-1}$ de vapor a 30atm e 120 $ton.h^{-1}$ de água sobreaquecida a 190ºC e 6 atm. Admite-se que nenhum destes fluidos sofre perdas de caudal nos circuitos de utilização, retornando à central nas condições seguintes:

Vapor $p = 28$ atm $X = 95\%$

água sobreaquecida $p = 6$ atm $\theta = 75$ºC

Toda a instalação trabalha em regime permanente e a energia eléctrica não consumida é utilizada como segue:

Corrente alternada - é injectada na rede

Corrente contínua - carrega um vasto sistema de baterias que é usado como volante durante as pontas.

São as seguintes as características do fluido e da instalação nos pontos notáveis indicados no esquema:

1- { 150 $ton.h^{-1}$; $p = 80$ atm; $\theta = 600$ºC

2- { 30 $ton.h^{-1}$; $p = 30$ atm

3 - { $p = 30$ atm

4- { 30 $ton.h^{-1}$; $p = 8$ atm

5- { $p = 2$ atm

7- { $p = 2$ atm; $\theta = 400$ºC

8 - { $\theta = 40$ºC

9- { $\theta = 40$ºC; $X = 0\%$

10- { $p = 7.5$ atm

11- { $p = 8$ atm

12- { $p = 7.5$ atm

13- { $p = 27.5$ atm

14- { $p = 27.5$ atm

15- { $p = 80$ atm

16- { $p = 28$ atm; $X = 0\%$

17- { $p = 28$ atm; $\theta = 150$ºC

$18-\begin{cases} p = 28 \text{ atm} \\ X = 95\% \end{cases}$ $19-\begin{cases} p = 28 \text{ atm} \\ X = 100\% \end{cases}$ $20-\begin{cases} p = 28 \text{ atm} \\ X = 5\% \end{cases}$ $21-\begin{cases} p = 28 \text{ atm} \\ X = 0\% \end{cases}$

$22-\begin{cases} p = 1 \text{ atm} \\ \theta = 75ºC \end{cases}$ $24-\begin{cases} p = 1 \text{ atm} \\ \theta = 190ºC \end{cases}$

água a alta temperatura

Os códigos apresentados sobre o esquema designam os seguintes elementos:

B001 - Gerador de vapor

$T001_B^A$ - Andares da turbina do grupo de produção de corrente alternada

T101 - Turbina do grupo de produção de corrente contínua

C101 - Condensador

E001 - Reaquecedor primário

E002 - Regenerador de baixa pressão

E003 - Regenerador de alta pressão

E201 - Permutador primário do sistema de produção de água quente

E202 - " secundário " " " "

D001 - Desumidificador

P101 - Bomba de condensados

P001 - Bomba de baixa pressão

P002 - Bomba de alta pressão

PRETENDE SABER-SE:

a) O rendimento termodinamico, a razão de trabalho e o consumo específico de vapor, do ciclo.

b) O rendimento térmico da instalação.

c) A água de refrigeração do condensador provém de um rio próximo, cujas características hidrométricas são as seguintes:

- CAUDAL MÍNIMO MÉDIO
  Verifica-se normalmente no mês de Agosto e é de $150 \ m^3.s^{-1}$.
- TEMPERATURA MÉDIA DAS MÁXIMAS DA ÁGUA
  Verifica-se na época dos caudais mínimos, e situa-se nos 17ºC.

c1) Sabe-se que não há interesse em que a temperatura de saída da àgua de refrigeração seja superior a 35° C. Determinar o caudal de àgua necessário para as condições mais severas de operação.

c2) Determinar o novo rendimento termodinâmico do ciclo, sabendo que as bombas de àgua de refrigeração têm de vencer uma altura manométrica de 150 metros de coluna de àgua.

c3) Determinar atemperatura média máxima a que poderão encontrar-se as àguas do rio imediatamente a jusante do canal de descarga das àguas de refrigeração.

d) Comente os valores obtidos.

NOTA FINAL: Consideram-se ideais todas as evoluções sofridas pelo fluido.

				ENTALPIA kJ/Kg			ENTROPIA kJ/Kg.K		
pto	θºC	p atm	X %	h'	h"	h	s'	s"	s
1	600	80	–	–	–	3641.679	–	–	7.0288
2		30	–	–	–	3300.785	–	–	7.0288
3		30	–	–	–	3300.785	–	–	7.0288
4		8	–	–	–	2939.906	–	–	7.0288
5		2	98.13	502.165	2705.929	2664.645	1.5236	7.1339	7.0288
6		2				3238.568			
7	400	2	–	–	–	3276.590	–	–	8.2279
8	40	0.0752	99.63	167.514	2573.626	2564.723	0.5723	8.2560	8.2279
9	40	0.0752	0	–	–	167.514	–	–	0.5723
10		7.5	–	–	–	168.146	–	–	0.5723
11		8	13.9	717.618	2768.312	1001.652			
12		7.5				459.954			1.4123
13		27.5				462.113			1.4123
14		27.5				500.060			1.5113
15		80				505.731			1.5113
16		28	0	–	–	985.573			
17	150	28				633.295			
18		28	95	985.573	2803.063	2712.189			
19		28	100	–	–	2803.063			
20		28	5	985.573	2803.063	1076.448			
21		0		–	–	985.573			

Cálculos efectuados para o preenchimento desta tabela que vai permitir resolver o problema. É evidente que poderíamos adoptar uma outra metodologia, por exemplo, estabelecendo em primeiro lugar as expressões dos parâmetros pertinentes, a calcular. Poderia resultar desse método alternativo, uma economia dos cálculos a efectuar mas, se pretendemos resolver o problema sem introduzir simplificações, eventualmente aceitáveis, teremos de caracterizar rigorosamente todos os pontos estado.

Apresentam-se assim, todas as interpolações e balanços efectuados.

p=30 atm

	s	h
h_2=?		
	7.0581	3321.388
s_2= 7.0288	6.9932	3275.752

$$h_2 = 3275.752 + (3321.388 - 3275.752) \times \frac{7.0288 - 6.9932}{7.0581 - 6.9932} = 3300.785 \text{ kJ/Kg}$$

$h_3 = h_2 = 3300.785$ kJ/Kg

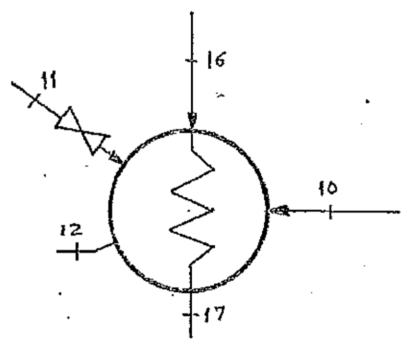
Para caracterizar o ponto 4 temos que determinar a sua entalpia, uma vez que é conhecida a sua entropia.
Interpolando para a pressão de 8 atm, obtemos

$$h_4 = 2939.906 \text{ kJ/Kg}$$

Como fácilmente poderemos verificar o ponto 5 é um estado de vapor húmido com título X que poderemos determinar atendendo a que conhecemos a sua entropia:

$s_5 = 7.0288$ kJ/Kg.K $\quad X_5 = 98.13\%$ $\quad h_5 = 2664.645$ kJ/Kg

Para podermos caracterizar o estado em 6 é necessário fazer o balanço de energia e massa do reaquecedor primário. Podemos, então escrever:



$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{16}$$
$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

e, por outro lado

$$\dot{m}_{19} \times (h_{16} - h_{19}) + \dot{m}_5 \times (h_6 - h_5) = 0$$

para o cálculo de $\dot{m}_5$ teremos de estabelecer as equações seguintes:

$$\dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5 = 0$$
$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 = 0$$

donde se obtém $\dot{m}_3 = 120$ ton/h e $\dot{m}_5 = 90$ton/h .

Para o cálculo do caudal no ponto 19 teremos de verificar o que se passa no desumidificador, calculando os respectivos caudais

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{18} \times (1 - X_{18}) + 0.05 \times \dot{m}_{20}$$
$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{18} - \dot{m}_{20} \quad \text{com } \dot{m}_{18} = \dot{m}_2 = 30 \text{ ton/h.}$$

daqui obtém-se $\dot{m}_{19} = 28.42$ ton/h e $\dot{m}_{20} = 1.58$ ton/h.

Substituindo na equação da energia (1ª Lei) aplicada ao reaquecedor primário obtemos para h_6 o valor de 3238.568 kJ/Kg.

Para determinarmos a entalpia do vapor de escape em 8, bastará calcular o respectivo título uma vez que são conhecidas a sua pressão e entropia.
Temos então

$$p_8 = 0.0752 \text{ atm} \quad s_8 = 8.2279 \text{ kJ/Kg.K} \quad X_8 = 99.63\% \text{ e}$$
$$h_8 = 2564.723 \text{ kJ/Kg}$$

O estado 10 caracteriza-se por uma pressão de 7.5 atm e uma entropia igual à do estado 9, isto é, s_{10}= 0.5723 kJ/Kg.K . A sua entalpia calcula-se por interpolação nas tabelas de líquido comprimido:

$$h_{10} = 168.146 \text{ kJ/Kg}$$

A determinação do estado do fluido nos pontos 12 e 17 obriga a que analisemos o que se passa no regenerador E002. Aplicando as equações da continuidade e da 1ª Lei temos:

- continuidade

$$\dot{m}_{16} - \dot{m}_{17} = 0$$

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12} = 0$$

- 1ª Lei

$$\dot{m}_{11} \times h_{11} + \dot{m}_{16} \times h_{16} + \dot{m}_{10} \times h_{10} - \dot{m}_{12} \times$$
$$\times h_{12} - \dot{m}_{17} \times h_{17} = 0$$

Fácilmente se conclui que :

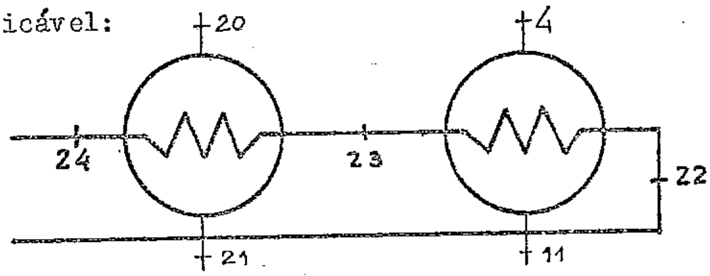
$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_4 = 30 \text{ ton/h}$$

$$\dot{m}_{10} = 90 \text{ ton/h} \qquad \text{daqui } \dot{m}_{12} = 120 \text{ ton/h}$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} = \dot{m}_{19} = 28.42 \text{ ton/h}$$

Há agora que procurar calcular o valor de h_{11} para o que é necessário fazer o balanço do sistema de produção de água quente. Este balanço terá de ser feito em conjunto para os dois permutadores de calor E201 e E202.

O balanço de massa não oferece qualquer dificuldade. Estabeleçamos então a forma da primeira Lei aplicável:



$$\dot{m}_{22} \times h_{22} + \dot{m}_4 \times h_4 + \dot{m}_{20} \times h_{20} - \dot{m}_{22} \times h_{24} - \dot{m}_{21} \times h_{21} - \dot{m}_{11} \times h_{11} = 0$$

dando outra forma a esta equação temos

$$h_4 - \frac{\dot{m}_{22}}{\dot{m}_{11}} \times (h_{24} - h_{22}) + \frac{\dot{m}_{20}}{\dot{m}_{11}} \times (h_{20} - h_{21}) = h_{11}$$

A diferença $(h_{24} - h_{22})$ pode calcular-se fácilmente porque se trata de estados de líquido comprimido. Obtemos então para h_{11} o valor 1001.652 kJ/Kg.

O valor h_{20} calculado tendo em conta o respectivo título dá h_{20} = 1076.448 kJ/Kg.

h_{12} pode agora determina-se das equações já estabelecidas e o seu valor é

h_{12}= 459.954 kJ/Kg.

A determinação da entalpia no ponto 13 obriga-nos à determinação da entropia em 12. Esta calcula-se por uma dupla interpolação, primeiro às pressões e depois às entropias.

h_{12} = 459.954 kJ/Kg

p_{12} = 7.5 atm

Das tabelas de líquido comprimido

7 atm		8 atm	
s	h	s	h
1.3063	419.099	1.3059	419.517
1.5265	503.672	1.5265	503.672

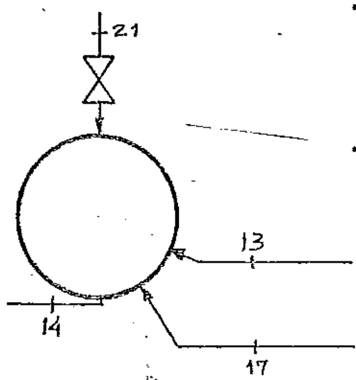
7.5 atm

h	s
419.308	1.3061
503.672	1.5265

Interpolando agora para o valor da entalpia calculada temos, s_{12} = 1.4123 kJ/Kg.

O valor de h_{13} calcula-se interpolando entre as pressões de 25 e 30 atm para a entropia do estado 12. O seu valor vem igual a 462.113 kJ/Kg.

A determinação do estado 14 leva-nos a estabelecer as equações do balanço de massa e de energia relativo ao regenerador E003.



- continuidade

$$\dot{m}_{21} + \dot{m}_{13} + \dot{m}_{17} - \dot{m}_{14} = 0$$

- 1ª Lei

$$\dot{m}_{21} \times h_{21} + \dot{m}_{13} \times h_{13} + \dot{m}_{17} \times h_{17} - \dot{m}_{14} \times h_{14} = 0$$

Substituindo e resolvendo para h_{14} temos:

h_{14} = 500.060 kJ/Kg.

A explicitação das variáveis de estado para o ponto 15 tem de começar pelo conhecimento da sua entropia, que tem o valor da entropia no ponto 14, valor que vamos começar por determinar:

s_{14} pode determinar-se a partir do valor da entalpia já calculado, por interpolação entre as pressões de 25 e 30 atm.

O valor encontrado é s_{14}= 1.5113 kJ/Kg.K

O cálculo da entalpia em 15 é agora um procedimento linear. O valor encontrado é $h_{15} = 505.731$ kJ/Kg.

a)

Determinados que foram os valores pertinentes das entalpias para o cálculo dos parâmetros do ciclo, passemos ao estabelecimento das respectivas expressões:

$$w_{exp} = -(h_2 - h_1) - \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_1} x\ (h_4 - h_3) - \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_1} x\ (h_5 - h_3) - \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_1} x\ (h_8 - h_7) =$$

Substituindo os valores anteriormente encontrados e realizando todas as operações obtemos

$$w_{exp} = 1221.874 \text{ kJ/Kg.}$$

A razão para o aparecimento de algumas razões entre caudais deve-se ao facto de ser necessário referir trabalhos produzidos por caudais diferentes a um caudal de referência, que neste caso deve ser o caudal de vapor produzido pela caldeira B001.

$$w_{comp} = -(h_{15} - h_{14}) - \frac{\dot{m}_{12}}{\dot{m}_1} x\ (h_{13} - h_{12}) - \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_1} x\ (h_{10} - h_9) = -7.777 \text{ kJ/Kg}$$

$$w_{ciclo} = w_{exp} + w_{comp} = 1214.097 \text{ kJ/Kg.}$$

O estabelecimento da expressão do calor fornecido ao ciclo merece alguma discussão prévia. De facto nem todo o calor fornecido na caldeira ao fluido, é utilizado na produção de trabalho, sendo uma boa parte cedido aos utilizadores de energia térmica. Assim sendo, teremos de deduzir ao calor fornecido na caldeira, o calor cedido aos utilizadores de energia térmica:

$$q_{ciclo} = h_1 - h_{15} + \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} x\ (h_7 - h_6) + \frac{\dot{m}_{20}}{\dot{m}_1} x\ (h_{21} - h_{20}) + \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_1} x\ (h_{11} - h_4)$$

$$q_{ciclo} = 2938.773 \text{ kJ/Kg.}$$

Temos finalmente para esta alínea

Rendimento termodinâmico do ciclo

$$\eta = \frac{1214.097}{2938.773} = 41.3\%$$

Razão de trabalho do ciclo

$$r_w = \frac{1214.093}{1221.874} = 0.994$$

Consumo específico de vapor

$$cev = \frac{3600}{1214.097} = 2.965 \text{ Kg/kWh}$$

b) Rendimento térmico da instalação

Este rendimento pode exprimir-se por

$$\eta_T = \frac{q_{fornecido} + q_{rejeitado}}{q_{fornecido}}$$

O calor fornecido é agora todo o calor na caldeira para o fluido

$$q_{fornecido} = h_1 - h_{15} + \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_1} x\ (h_7 - h_6) = 3158.761 \text{ kJ/Kg.}$$

$$q_{rejeitado} = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_1} x\ (h_9 - h_8) = -1438.325 \text{ kJ/Kg}$$

$$\eta_T = 54.5\ \%$$

c_1) Caudal de refrigeração

$$\dot{Q}_{rej.} = \frac{\dot{m}_9}{3600} x\ (h_8 - h_9) = 59.93 \text{ MW}$$

Caudal de água de refrigeração necessário

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}}{\bar{c}_p\ x\ (35 - 17)} = 796 \text{ Kg/s}$$

com $\bar{c}_p = 4.183$ kJ/Kg.ºC $\qquad \dot{V}_r \cong 0.8\ m^3/s$

c_2) Potencia das bombas de água de refrigeração

$$\Delta p = 150 \text{ mca} = 147 \times 10^4 \text{ Pascal}$$

$$\dot{W} = 0.8 \times 147 \times 10^4 = 1176 \text{ KW}$$

Trabalho de elevação relativo ao Kg de vapor produzido na caldeira

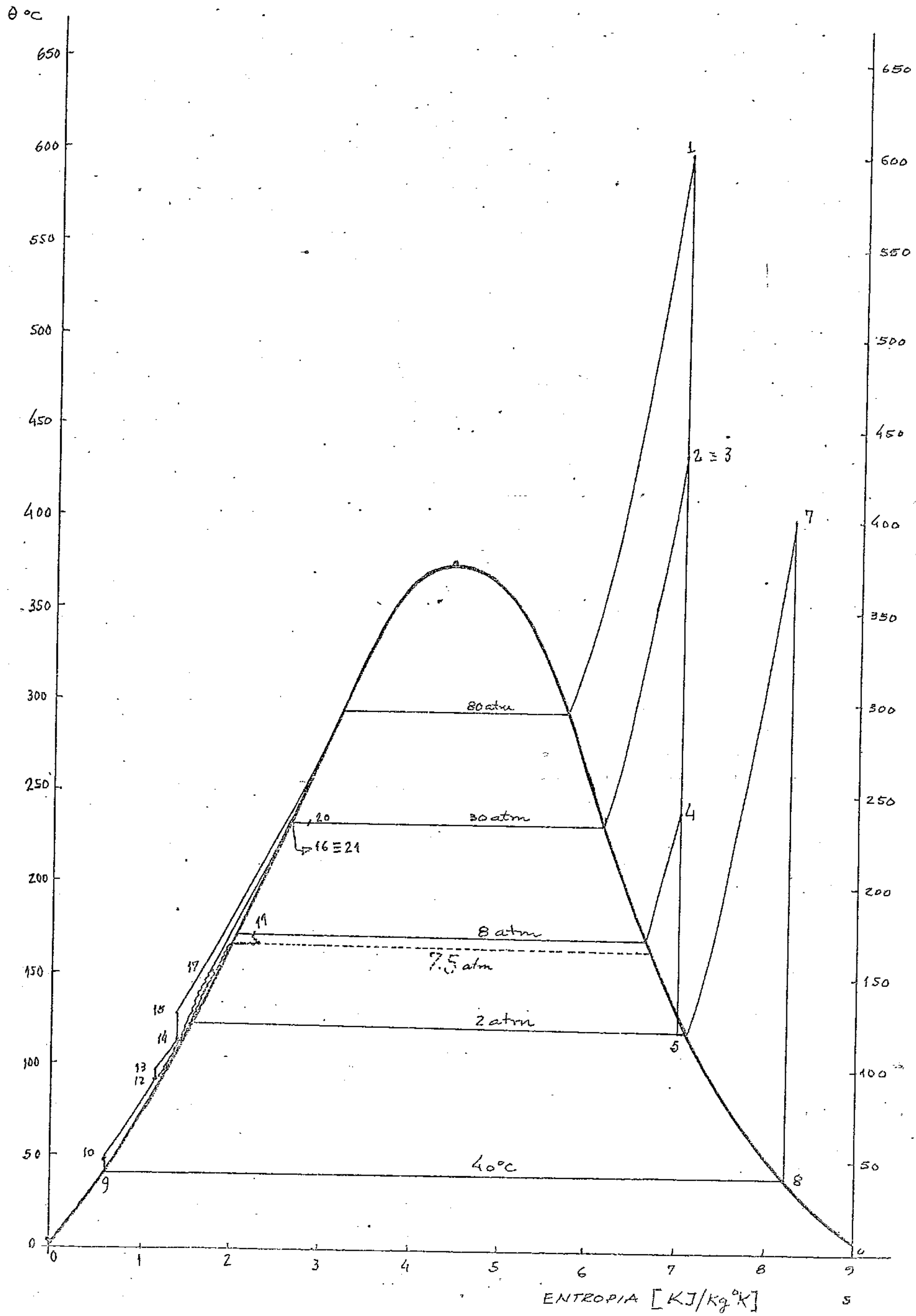
$$w_{elev} = \frac{1176}{90 \times 10^3} x \frac{90}{150} = 7.84 \text{ kJ/Kg}$$

Novo trabalho de ciclo

$$w'_c = 1214.697 - 7.84 = 1206.260 \text{ kJ/Kg.}$$

$$\eta' = 41\ \%$$

c_3) O aumento de temperatura das águas do rio, em média, imediatamente a jusante do canal de descarga, será de 0.096 ºC, como se poderá fácilmente verificar.


θ °C
650
600
550
500
450
400
350
300
250
200
150
100
50
0
1
2 ≡ 3
7
80 atm
30 atm
4
20
16 ≡ 21
19
8 atm
7.5 atm
17
15
14
13
12
2 atm
5
10
40°C
9
8
0
1
2
3
4
5
6
7
8
9
ENTROPIA [KJ/Kg°K]
s