

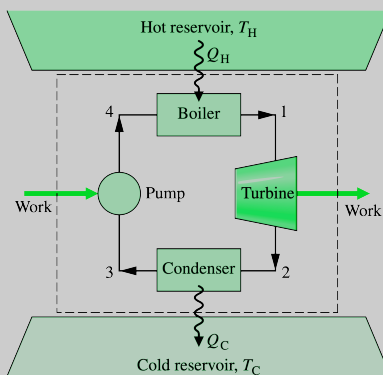
# Ciclos de Potência de Vapor (Capítulo 8)

## Problemas 1, 2, 3 e 5 (Resolução Completa)

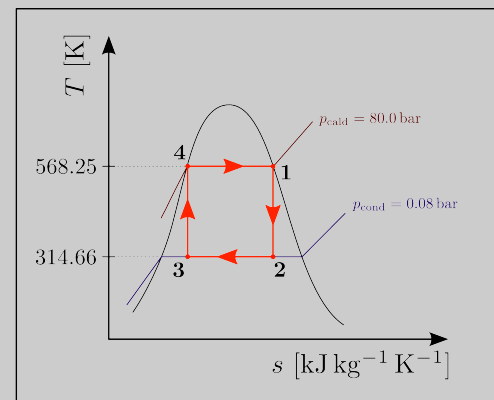
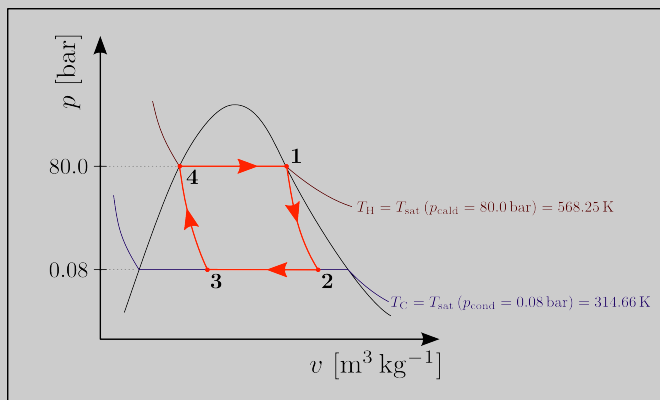
1. [Problema 8.3 - Moran e Shapiro, 5.<sup>a</sup> Edição] Água é o fluido de trabalho de um ciclo de potência de vapor de Carnot. O fluido de trabalho entra na caldeira no estado de líquido saturado à pressão de 8 MPa e entra na turbina no estado de vapor saturado. O condensador opera à pressão de 8 kPa.

### Resolução:

O esquema correspondente ao ciclo em questão é apresentado de seguida.



As figuras seguintes apresentam os diagramas  $p - v$  (esq.) e  $T - s$  (dir.) para o ciclo em consideração. O diagrama  $p - v$  apenas é apresentado para lembrar a forma da representação dos processos de expansão e compressão (adiabáticos e isotérmicos) considerados nestas coordenadas para o ciclo de potência de Carnot. O diagrama relevante para a resolução do problema é o diagrama  $T - s$ .  $p_{\text{cald}}$  e  $p_{\text{cond}}$  correspondem às pressões da caldeira e condensador, respectivamente.



Note que num ciclo de Carnot todos os processos são internamente reversíveis. Como os Processos 1-2 e 3-4 são simultaneamente internamente reversíveis e adiabáticos então correspondem

a processos isentrópicos – a taxa de produção de entropia ( $\dot{\sigma}_{vc}/\dot{m}$ ) é nula nestes processos –, e consequentemente,  $s_2 = s_1$  e  $s_4 = s_3$  – note no diagrama  $T - s$  anterior que os Processos 1–2 e 3–4 são descritos por segmentos de recta verticais.

Determine:

- (a) a eficiência térmica,  $\eta$ ;

### Resolução:

A eficiência térmica de um ciclo de potência de Carnot a operar entre dois reservatórios termodinâmicos às temperaturas  $T_H$  e  $T_C$  é calculada através da Equação (1).

$$\eta = \eta_{\max} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (1)$$

As temperaturas  $T_H$  e  $T_C$  correspondem às temperaturas de saturação ( $T_{\text{sat}}$ ) à pressão da caldeira ( $p_{\text{cald}} = 8 \text{ MPa}$ ) e condensador ( $p_{\text{cond}} = 8 \text{ kPa}$ ), respectivamente. Recorrendo à Tabela A-2, tem-se:

$$T_H = T_{\text{sat}}(p_{\text{cald}} = 80 \text{ bar}) = 295,1^\circ\text{C} = 568,25 \text{ K} \quad (2)$$

$$T_C = T_{\text{sat}}(p_{\text{cond}} = 0,08 \text{ bar}) = 41,51^\circ\text{C} = 314,66 \text{ K} \quad (3)$$

Substituindo os valores das temperaturas  $T_H$  e  $T_C$  na Equação (1) obtém-se a eficiência térmica de Carnot para as condições actuais – Equação (4).

$$\eta_{\max} = 1 - \frac{314,66}{568,25} \Leftrightarrow \boxed{\eta_{\max} \approx 44,6\%} \quad (4)$$

Em alternativa ao procedimento considerado, a eficiência térmica de um ciclo de potência – seja ele ideal (sem irreversibilidades, como o ciclo de Carnot) ou não – é calculada de acordo com a Equação (5).

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}/\dot{m}}{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}} \Leftrightarrow \eta = \frac{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m} - \dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m}}{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}} \Leftrightarrow \eta = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m}}{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}} \quad (5)$$

Tal como se apresenta nas alíneas seguintes,  $\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m} = (h_1 - h_4)$  e  $\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m} = (h_2 - h_3)$  e as entalpias específicas em cada estado – determinadas na alínea (b) – são  $h_1 = 2758,0 \text{ kJ kg}^{-1}$ ,  $h_2 = 1795,986 \text{ kJ kg}^{-1}$ ,  $h_3 = 995,747 \text{ kJ kg}^{-1}$  e  $h_4 = 1316,6 \text{ kJ kg}^{-1}$ . Considerando estes valores na Equação (5), obter-se-ia um valor semelhante ao anterior (obtido na Equação (4)) - ver Equação (6).

$$\begin{aligned} \eta = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m}}{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}} &\Leftrightarrow \eta = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \Rightarrow \eta_{\max} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)_{\text{int. rev.}}}{(h_1 - h_4)_{\text{int. rev.}}} \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \eta_{\max} = 1 - \frac{(1795,986 - 995,747)}{(2758,0 - 1316,6)} \Leftrightarrow \boxed{\eta_{\max} \approx 44,5\%} \end{aligned} \quad (6)$$

Note que a Equação (5) aplicada a um ciclo (de potência) de Carnot corresponde à Equação

(7).

$$\eta_{\max} = 1 - \frac{\left(\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m}\right)_{\text{int. rev.}}}{\left(\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}\right)_{\text{int. rev.}}} \quad (7)$$

Uma vez que para um processo reversível entre dois estados (Estado 1 e 2) o calor trocado com o exterior pode ser obtido de acordo com a Equação (8), então a Equação (7) pode ser escrita de acordo com a Equação (9) – note que nesta equação  $s_2 = s_1$  e  $s_3 = s_4$  –, a qual corresponde à Equação (1).

$$\left(\frac{\dot{Q}_{\text{vc}}}{\dot{m}}\right)_{\text{int. rev.}} = \int_1^2 T ds \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \eta_{\max} = 1 - \frac{\left(\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m}\right)_{\text{int. rev.}}}{\left(\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}\right)_{\text{int. rev.}}} &\Leftrightarrow \eta_{\max} = 1 - \frac{\left|\int_2^3 T ds\right|}{\left|\int_4^1 T ds\right|} \Leftrightarrow \eta_{\max} = 1 - \frac{T_C (s_2 - s_3)}{T_H (s_1 - s_4)} \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \eta_{\max} = 1 - \frac{T_C (s_1 - s_4)}{T_H (s_1 - s_4)} \Leftrightarrow \eta_{\max} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \end{aligned} \quad (9)$$

- (b) a razão entre o trabalho fornecido à bomba e o trabalho produzido pela turbina, bwr (*back work ratio*);

### Resolução:

A razão entre o trabalho fornecido à bomba e o trabalho produzido pela turbina, bwr, é calculada através da Equação (10), onde  $\dot{W}_b$  e  $\dot{W}_t$  correspondem à potência consumida e gerada pela bomba e turbina, respectivamente, e  $\dot{m}$  corresponde ao caudal de fluido de trabalho circulante.

$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_b/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} \quad (10)$$

Através da aplicação dos princípios de conservação de massa e energia aos volumes de controlo correspondentes à turbina e bomba, considerando ambos os componentes adiabáticos e desprezando variações de energia cinética e potencial obtém-se os trabalhos específicos  $\dot{W}_b/\dot{m}$  e  $\dot{W}_t/\dot{m}$  em função das entalpias específicas dos estado do fluido de trabalho à entrada e saída de cada componente, tal como se segue:

$$\dot{W}_b/\dot{m} = h_4 - h_3 \quad (11)$$

$$\dot{W}_t/\dot{m} = h_1 - h_2 \quad (12)$$

Substituindo-se as Equações (11) e (12) na Equação (10) tem-se:

$$\text{bwr} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_2} \quad (13)$$

Assim, torna-se necessário determinar as entalpias específicas em cada um dos quatro

estados.

### Estado 1

- $p_1 = p_{\text{cald}} = 8 \text{ MPa} = 80 \text{ bar}$
- Vapor saturado  $\Rightarrow x_1 = 1$

Com base nestas condições para o Estado 1, a respectiva entalpia específica,  $h_1$ , pode ser determinada recorrendo à Tabela A-3, tal como se segue.

$$h_1 = h_g(p_1) = 2758,0 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (14)$$

### Estado 2

O Estado 2 é atingido após a expansão do vapor na turbina. Como se trata de um ciclo de potência de Carnot, todos os processos ocorrem sem irreversibilidades – todos os processos são internamente reversíveis – e como a expansão na turbina (tal como a compressão na bomba) ocorrem sem trocas de calor com o exterior – processos adiabáticos (de acordo com a definição de ciclo de Carnot) – então estes 2 processos são isentrópicos, ou seja, a expansão na turbina e a compressão na bomba ocorrem a entropia constante, e assim,  $s_1 = s_2$  (e  $s_3 = s_4$ ).

- $p_2 = p_{\text{cond}} = 8 \text{ kPa} = 0,08 \text{ bar}$
- $s_2 = s_1 = s_g(p_1 = 80 \text{ bar}) = 5,7432 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$

$$\begin{aligned} s_2 &= s_{f_2} + x_2(s_{g_2} - s_{f_2}) \Rightarrow x_2 = \frac{s_2 - s_f(p_2)}{s_g(p_2) - s_f(p_2)} \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow x_2 = \frac{5,7432 - 0,5926}{8,2287 - 0,5926} \Leftrightarrow x_2 \approx 0,675 \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} h_2 &= h_f(p_2) + x_2[h_g(p_2) - h_f(p_2)] \Leftrightarrow h_2 = 173,88 + 0,675 \times (2577 - 173,88) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow h_2 = 1795,986 \text{ kJ kg}^{-1} \end{aligned} \quad (16)$$

### Estado 3

- $p_3 = p_{\text{cond}} = 8 \text{ kPa} = 0,08 \text{ bar}$
- $s_3 = s_4 = s_f(p_1 = 80 \text{ bar}) = 3,2068 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$

$$\begin{aligned} x_3 &= \frac{s_3 - s_f(p_3)}{s_g(p_3) - s_f(p_3)} \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow x_3 = \frac{3,2068 - 0,5926}{8,2287 - 0,5926} \Leftrightarrow x_3 \approx 0,342 \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} h_3 &= h_f(p_3) + x_3[h_g(p_3) - h_f(p_3)] \Leftrightarrow h_3 = 173,88 + 0,342 \times (2577 - 173,88) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow h_3 = 995,747 \text{ kJ kg}^{-1} \end{aligned} \quad (18)$$

#### Estado 4

- $p_4 = p_{\text{cald}} = 8 \text{ MPa} = 80 \text{ bar}$
- Líquido saturado  $\Rightarrow x_4 = 0$

$$h_4 = h_f(p_4) = 1316,6 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (19)$$

Uma vez conhecidos os valores das entalpias específicas nos quatro estados pode obter-se o bwr através da Equação (13) – ver Equação (20).

$$\text{bwr} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_2} \Leftrightarrow \text{bwr} = \frac{1316,6 - 995,747}{2758,0 - 1795,986} \Leftrightarrow \boxed{\text{bwr} \approx 33,4\%} \quad (20)$$

- (c) a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho na caldeira por unidade de caudal de fluido de trabalho circulante,  $\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}$ , em  $\text{kJ kg}^{-1}$ ; e

#### Resolução:

Através da aplicação dos princípios de conservação de massa e energia ao volume de controlo correspondente à caldeira têm-se:

$$\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m} = h_1 - h_4 \quad (21)$$

Substituindo os valores das entalpias específicas dos Estados 1 e 4 na Equação (21) – entalpias específicas determinadas na alínea (b) –, obtém-se o valor pretendido – ver Equação (22).

$$\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m} = h_1 - h_4 \Leftrightarrow \dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m} = 2758,0 - 1316,6 \Leftrightarrow \boxed{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m} = 1441,4 \text{ kJ kg}^{-1}} \quad (22)$$

- (d) a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho no condensador por unidade de caudal de fluido de trabalho circulante,  $\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m}$ , em  $\text{kJ kg}^{-1}$ .

#### Resolução:

Através da aplicação dos princípios de conservação de massa e energia ao volume de controlo correspondente ao condensador têm-se:

$$\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m} = h_2 - h_3 \quad (23)$$

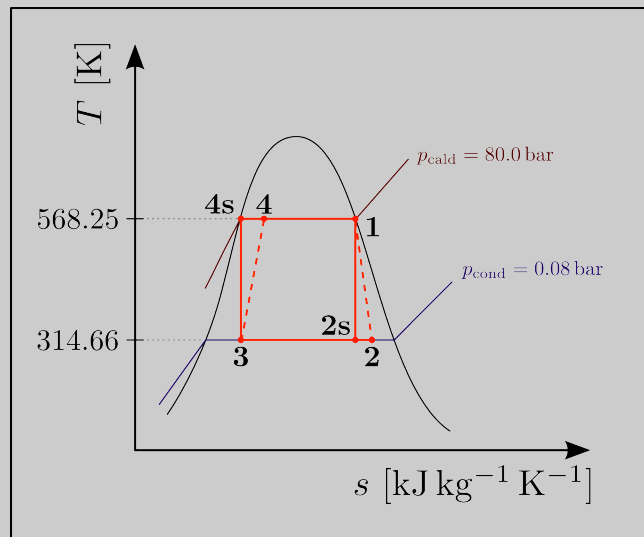
Substituindo os valores das entalpias específicas dos Estados 2 e 3 na Equação (23) – entalpias específicas determinadas na alínea (b) –, obtém-se o valor pretendido – ver Equação (24).

$$\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m} = h_2 - h_3 \Leftrightarrow \dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m} = 1795,986 - 995,747 \Leftrightarrow \boxed{\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m} = 800,239 \text{ kJ kg}^{-1}} \quad (24)$$

2. [Problema 8.11 - Moran e Shapiro, 5.<sup>a</sup> Edição] Considere o ciclo do Problema 1 com a existência de irreversibilidades nos processos de expansão e compressão adiabáticos. Repita as alíneas do Problema 1, considerando que a turbina e a bomba operam com eficiências isentrópicas iguais a 0,8 e 0,7, respectivamente, e que os estados do fluido de trabalho nas entradas da turbina e da bomba permanecem inalterados.

**Resolução:**

A figura seguinte apresenta o diagrama  $T - s$  para o ciclo em consideração.



- (a) Determine a eficiência térmica,  $\eta$ .

**Resolução:**

Como neste problema o ciclo apresenta irreversibilidades (não é um ciclo ideal de Carnot) a utilização da Equação (1) para o cálculo da eficiência térmica não é correcta. A eficiência deve ser calculada recorrendo à Equação (5), à qual é transcrita de seguida.

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} \Leftrightarrow \eta = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \quad (25)$$

De acordo com o enunciado, os Estados 1 (entrada da turbina) e 3 (entrada da bomba) são os mesmos considerados no Problema 1. Assim, têm-se  $h_1 = 2758,0 \text{ kJ kg}^{-1}$  e  $h_3 = 995,747 \text{ kJ kg}^{-1}$ . Para o cálculo das entalpias específicas dos Estados 2 e 4 é necessário entrar em consideração com as eficiências isentrópicas da turbina ( $\eta_t$ ) e bomba ( $\eta_b$ ), respectivamente.

Estado 2

- $\eta_t = 0,8$  (enunciado)
- $h_{2s} = 1795,986 \text{ kJ kg}^{-1}$  (valor correspondente à entalpia específica do Estado 2 calculado no Problema 1, alínea (b) considerando reversível – e adiabático, *i.e.*, isentrópico – o processo de expansão na turbina.)

Através do valor considerado para a eficiência isentrópica da turbina calcula-se o valor da entalpia específica no Estado 2 – Equação (26).

$$\eta_t = \frac{\left(\dot{W}_t/\dot{m}\right)}{\left(\dot{W}_t/\dot{m}\right)_s} \Leftrightarrow \eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \Leftrightarrow h_2 = h_1 - \eta_t (h_1 - h_{2s}) \Leftrightarrow \quad (26)$$

$$\Leftrightarrow h_2 = 2758,0 - 0,8 \times (2758,0 - 1795,986) \Leftrightarrow h_2 \approx 1988,389 \text{ kJ kg}^{-1}$$

Estado 4

- $\eta_b = 0,7$  (enunciado)
- $h_{4s} = 1316,6 \text{ kJ kg}^{-1}$  (valor correspondente à entalpia específica do Estado 4 calculado no Problema 1, alínea (b) considerando reversível – e adiabático, *i.e.*, isentrópico – o processo de compressão na bomba.)

Através do valor considerado para a eficiência isentrópica da bomba calcula-se o valor da entalpia específica no Estado 4 – Equação (27).

$$\eta_b = \frac{\left(\dot{W}_b/\dot{m}\right)}{\left(\dot{W}_b/\dot{m}\right)_s} \Leftrightarrow \eta_b = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \Leftrightarrow h_4 = h_3 + \eta_b^{-1} (h_{4s} - h_3) \Leftrightarrow \quad (27)$$

$$\Leftrightarrow h_4 = 995,747 + 0,7^{-1} \times (1316,6 - 995,747) \Leftrightarrow h_4 \approx 1454,108 \text{ kJ kg}^{-1}$$

Substituindo as entalpias específicas dos 4 estados na Equação (25) determina-se a eficiência do ciclo em consideração – Equação (28).

$$\eta = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \Leftrightarrow \eta = 1 - \frac{1988,389 - 995,747}{2758,0 - 1454,108} \Leftrightarrow \boxed{\eta \approx 23,9\%} \quad (28)$$

- (b) Determine a razão entre o trabalho fornecido à bomba e o trabalho produzido pela turbina, *bwr* (*back work ratio*);

**Resolução:**

Aplicando a Equação (13) com os valores das entalpias específicas apresentados na alínea (a) do presente problema, obtém-se o valor para o parâmetro em consideração, *bwr* – ver Equação (29).

$$\text{bwr} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_2} \Leftrightarrow \text{bwr} = \frac{1454,108 - 995,747}{2758,0 - 1988,389} \Leftrightarrow \boxed{\text{bwr} \approx 59,6\%} \quad (29)$$

- (c) Determine a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho na caldeira por unidade de caudal de fluido de trabalho circulante,  $\dot{Q}_{in}/\dot{m}$ , em  $\text{kJ kg}^{-1}$ .

**Resolução:**

Aplicando a Equação (21) com os valores das entalpias específicas apresentados na alínea

(a) do presente problema, obtém-se o valor de  $\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}$  – ver Equação (30).

$$\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m} = h_1 - h_4 \Leftrightarrow \dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m} = 2758,0 - 1454,108 \Leftrightarrow \boxed{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m} = 1303,892 \text{ kJ kg}^{-1}} \quad (30)$$

(d) Determine a taxa de transferência de calor do fluido de trabalho no condensador por unidade de caudal de fluido de trabalho circulante,  $\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m}$ , em  $\text{kJ kg}^{-1}$ .

**Resolução:**

Aplicando a Equação (23) com os valores das entalpias específicas apresentados na alínea (a) do presente problema, obtém-se o valor de  $\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m}$  – ver Equação (31).

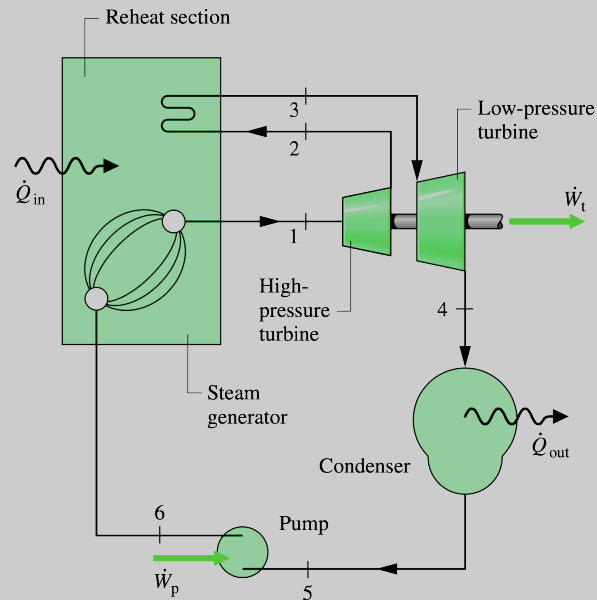
$$\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m} = h_2 - h_3 \Leftrightarrow \dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m} = 1988,389 - 995,747 \Leftrightarrow \boxed{\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{m} = 992,642 \text{ kJ kg}^{-1}} \quad (31)$$



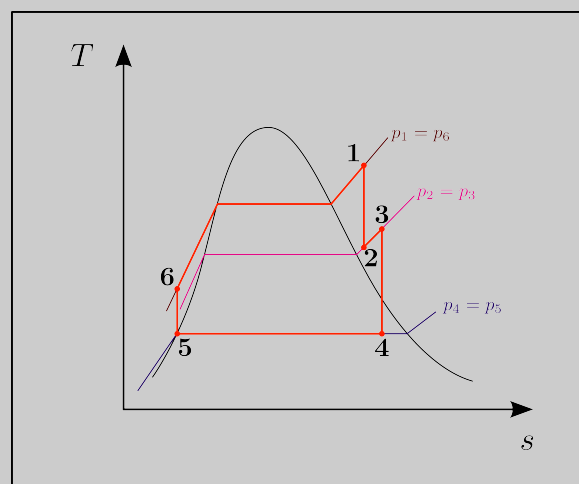
3. [Problema 8.18 - Moran e Shapiro, 5.<sup>a</sup> Edição] Vapor de água a 10 MPa e 600°C entra no primeiro grupo de andares da turbina de um ciclo de Rankine ideal com reaquescimento. O vapor de água sai da secção de reaquescimento a 500°C e a pressão de operação do condensador é igual a 6 kPa. Determine a eficiência térmica do ciclo, considerando que o título de vapor da mistura à saída do segundo grupo de andares da turbina – grupo de andares da turbina de baixa pressão – é igual a 90%.

### Resolução:

O esquema correspondente ao ciclo em questão é apresentado de seguida.



A figura seguinte apresenta o diagrama  $T - s$  para o ciclo em consideração.



A eficiência térmica do ciclo é calculada através da Equação (32). Nesta equação, os termos  $\dot{W}_{t1}/\dot{m}$  e  $\dot{W}_{t2}/\dot{m}$  correspondem aos trabalhos específicos realizados pelo primeiro e segundo, respectivamente, grupos de andares da turbina – ou, alternativamente, pelos andares de alta e baixa pressão, respectivamente, da turbina. Ainda na Equação (32), os termos  $\dot{Q}_{\text{heat}}/\dot{m}$  e

$\dot{Q}_{\text{reheat}}/\dot{m}$  correspondem aos calores específicos consumidos pelo fluido de trabalho no gerador de vapor, nomeadamente para o aquecimento, vaporização e sobreaquecimento ( $\dot{Q}_{\text{heat}}/\dot{m}$  – no Processo 6–1) e para reaquecimento ( $\dot{Q}_{\text{reheat}}/\dot{m}$  – no Processo 2–3).

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}/\dot{m}}{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}} \Leftrightarrow \eta = \frac{\dot{W}_{\text{tot}}/\dot{m} - \dot{W}_{\text{b}}/\dot{m}}{\dot{Q}_{\text{heat}}/\dot{m} + \dot{Q}_{\text{reheat}}/\dot{m}} \Leftrightarrow \eta = \frac{(\dot{W}_{\text{t1}}/\dot{m} + \dot{W}_{\text{t2}}/\dot{m}) - \dot{W}_{\text{b}}/\dot{m}}{\dot{Q}_{\text{heat}}/\dot{m} + \dot{Q}_{\text{reheat}}/\dot{m}} \Leftrightarrow \quad (32)$$

$$\Leftrightarrow \eta = \frac{[(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)] - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}$$

Para o cálculo da eficiência térmica do ciclo (através da Equação (32)) é necessário determinar a entalpia específica em todos os estados do ciclo – Estados 1 a 6.

### Estado 1

- $p_1 = 10 \text{ MPa} = 100 \text{ bar}$
- $T_1 = 600 \text{ °C}$

Com base nestas condições para o Estado 1, a respectiva entalpia específica,  $h_1$ , pode ser determinada recorrendo à Tabela A-4, tal como se segue.

$$h_1 = h(p_1 = 100 \text{ bar}, T_1 = 600 \text{ °C}) = 3625,3 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (33)$$

### Estado 3

- $T_3 = 500 \text{ °C}$
- $s_3 = s_4$  – uma vez que o ciclo é ideal e, conseqüentemente, a expansão na turbina é isentrópica.

A entropia específica no Estado 3 ( $s_3$ ) é calculada de acordo com a Equação (34). Nesta equação,  $x_4$  corresponde ao título de vapor da mistura bifásica líquido-vapor no Estado 4 ( $= 0,9$ ) e  $s_f(p_4)$  e  $s_g(p_4)$  correspondem às entropias específicas dos estados de líquido saturado e vapor saturado, respectivamente, avaliadas à pressão a que se encontra o Estado 4 ( $p_4 = 0,06 \text{ bar}$ ) através da Tabela A-3.

$$s_3 = s_4 = s_f(p_4) + x_4(s_g(p_4) - s_f(p_4)) \Leftrightarrow s_3 = 0,5210 + 0,9 \times (8,3304 - 0,5210) \Leftrightarrow \quad (34)$$

$$\Leftrightarrow s_3 \approx 7,5495 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

Para o cálculo da entalpia específica  $h_3$  consideram-se os valores de  $T_3$  ( $= 500 \text{ °C}$ ) e  $s_3$  ( $= 7,5495 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ) e os valores da Tabela A-4. (Adicionalmente, a determinação da pressão no Estado 3,  $p_3$ , também relevante – nomeadamente para avaliar o Estado 2 – e por isso é aqui considerada.) Com base na Tabela A-4, sabe-se que a entalpia específica  $h_3$  é superior (inferior) a  $3467,6 \text{ kJ kg}^{-1}$  ( $3473,1 \text{ kJ kg}^{-1}$ ) e que a pressão  $p_3$  é superior (inferior) a  $15 \text{ bar}$  ( $20 \text{ bar}$ ) – ver tabela seguinte.

$p$ [bar]	$T$ [°C]	$s$ [kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$h$ [kJ kg <sup>-1</sup> ]
15	500 (= $T_3$ )	7,5698	3473,1
$p_3$	500 (= $T_3$ )	$s_3$ (= 7,5495)	$h_3$
20	500 (= $T_3$ )	7,4317	3467,6

Por interpolação linear entre os respectivos valores de entalpias específicas (3473,1 kJ kg<sup>-1</sup> e 3467,6 kJ kg<sup>-1</sup>) e pressões (15 bar e 20 bar) considerando  $s = s_3 = 7,5495$  kJ kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup> obtém-se a entalpia específica  $h_3$  e a pressão  $p_3$  – ver Equações (35) e (36), respectivamente.

$$h_3 = h(T_3 = 500^\circ\text{C}), s_3 = 7,5495 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \Leftrightarrow h_3 \approx 3472,3 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (35)$$

$$p_3 = p(T_3 = 500^\circ\text{C}), s_3 = 7,5495 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \Leftrightarrow p_3 \approx 15,735 \text{ bar} \quad (36)$$

### Estado 2

- $p_2 = p_3 = 15,735$  bar
- $s_2 = s_1$  – uma vez que o ciclo é ideal e, conseqüentemente, a expansão na turbina é isentrópica.

A entropia específica no Estado 2 ( $s_2$ ) é calculada de acordo com a Equação (37) recorrendo à Tabela A-4 para avaliar  $s_1$ .

Nesta equação,  $x_4$  corresponde ao título de vapor da mistura bifásica líquido-vapor no Estado 4 (= 0,9) e  $s_f(p_4)$  e  $s_g(p_4)$  correspondem às entropias específicas dos estados de líquido saturado e vapor saturado, respectivamente, avaliadas à pressão a que se encontra o Estado 4 ( $p_4 = 0,06$  bar) através da Tabela A-3.

$$s_2 = s_1 = s(p_1 = 100 \text{ bar}, T_1 = 600^\circ\text{C}) \Leftrightarrow s_2 = 6,9029 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \quad (37)$$

O Estado 2 encontra-se na região de vapor sobreaquecido porque  $s_g(p_2 = 15,735 \text{ bar})$  ( $\approx 6,4295$  kJ kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>) é inferior ao valor da entropia específica calculado na Equação (37).

Recorrendo à Tabela A-4, como não existe o valor da pressão  $p_2$  tabelado tem de se recorrer à interpolação.

- Para  $p = 15$  bar e  $s = s_2 = 6,9029$  kJ kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup> obtém-se – por interpolação linear com os valores da Tabela A-4 –  $h(p = 15 \text{ bar}, s = s_2) \approx 3029,8$  kJ kg<sup>-1</sup>
- Para  $p = 20$  bar e  $s = s_2 = 6,9029$  kJ kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup> obtém-se – por interpolação linear com os valores da Tabela A-4  $h(p = 20 \text{ bar}, s = s_2) \approx 3104,9$  kJ kg<sup>-1</sup>
- Finalmente, para  $p = p_2 = 15,735$  bar e  $s = s_2 = 6,9029$  kJ kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup> obtém-se – por interpolação linear com os valores obtidos para  $h(p = 15 \text{ bar}, s = s_2)$  e  $h(p = 20 \text{ bar}, s = s_2)$  – ver Equação (38).

$$h_2 = h(p = p_2, s = s_2) \Leftrightarrow h_2 \approx 3040,8 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (38)$$

#### Estado 4

- $p_4 = 6 \text{ kPa} = 0,06 \text{ bar}$
- $x_4 = 0,9$

A entalpia específica do Estado 4 é calculada como se segue – Equação (39). Os valores para  $h_f(p_4)$  e  $h_g(p_4)$  são obtidos da Tabela A-3 considerando  $p_4 = 0,06 \text{ bar}$ .

$$h_4 = h_f(p_4) + x_4(h_g(p_4) - h_f(p_4)) \Leftrightarrow h_4 = 151,53 + 0,9 \times (2567,4 - 151,53) \Leftrightarrow \Leftrightarrow h_4 \approx 2325,81 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (39)$$

#### Estado 5

- $p_5 = p_4 = 6 \text{ kPa} = 0,06 \text{ bar}$
- Líquido saturado  $\Rightarrow x_5 = 1,0$

Com base nestas condições para o Estado 5, a respectiva entalpia específica,  $h_5$ , pode ser determinada recorrendo à Tabela A-3, tal como se segue – Equação (40).

$$h_5 = h_f(p_5) = 151,53 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (40)$$

#### Estado 6

- $p_6 = p_1 = 10 \text{ MPa} = 100 \text{ bar}$
- $s_6 = s_5$  – uma vez que o ciclo é ideal e, conseqüentemente, a compressão na bomba é isentrópica

A entropia específica do Estado 6 é determinada recorrendo à Tabela A-3 para conhecer o valor de  $s_f(p_5)$  – Equação (41).

$$s_6 = s_5 = s_f(p_5) \Leftrightarrow s_6 = 0,5210 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \quad (41)$$

A entalpia específica do Estado 6 pode ser obtida por interpolação com os valores da Tabela A-5 (Líquido Comprimido – ou Subarrefecido) – Equação (42).

$$h_6 = h(p_6 = 100 \text{ bar}, s_6 = 0,5210 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}) = 161,96 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (42)$$

---

O procedimento seguinte é alternativo e equivalente ao anterior para determinar  $h_6$ .

#### Estado 6

- $p_6 = p_1 = 10 \text{ MPa} = 100 \text{ bar}$

- Processo 5–6 é internamente reversível

Uma vez que a compressão do fluido de trabalho é internamente reversível, então o trabalho consumido pela bomba pode ser aproximado como descrito pela Equação (43).

$$\dot{W}_b/\dot{m} = v_5 (p_6 - p_5) \quad (43)$$

Igualando a Equação (43) à equação que resulta da aplicação dos princípios de conservação de massa e energia à bomba para o cálculo do trabalho específico consumido ( $\dot{W}_b/\dot{m} = h_6 - h_5$ ), determina-se a entalpia específica do Estado 6 – Equação (44).

$$\begin{aligned} v_5 (p_6 - p_5) = h_6 - h_5 &\Leftrightarrow h_6 = h_5 + v_5 (p_6 - p_5) \Leftrightarrow h_6 = h_5 + v_f(p_5) (p_6 - p_5) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow h_6 = 151,53 + 1,0064 \times 10^{-3} \times (10 \times 10^3 - 6) \Leftrightarrow h_6 \approx 161,59 \text{ kJ kg}^{-1} \end{aligned} \quad (44)$$

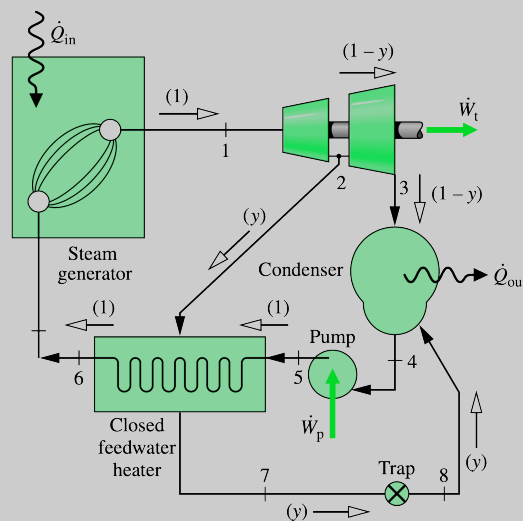
Finalmente, a eficiência térmica do ciclo é calculada substituindo os valores das entalpias específicas calculadas para todos os estados na Equação (32) – Equação (45).

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{[(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)] - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \eta &= \frac{[(3625,3 - 3040,8) + (3472,3 - 2325,81)] - (161,96 - 151,53)}{(3625,3 - 161,96) + (3472,3 - 3040,8)} \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \eta \approx 44,2\% \end{aligned} \quad (45)$$

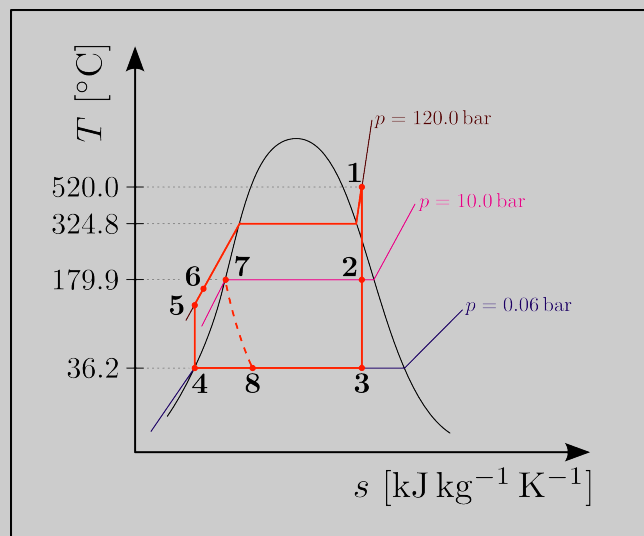
5. [Problema 8.33 - Moran e Shapiro, 5.<sup>a</sup> Edição] Considere uma central de potência baseada na operação de um ciclo de vapor regenerativo com um pré-aquecedor de água (permutador de calor) fechado. Vapor de água entra no primeiro grupo de andares da turbina a 120 bar e 520°C expandido até 10 bar onde uma fração de vapor é extraída e conduzida para o pré-aquecedor de água fechado. Líquido saturado à pressão de 10 bar sai do pré-aquecedor de água fechado e é conduzido para o condensador atravessando neste percurso uma válvula de laminagem. À entrada do gerador de vapor o fluido de trabalho encontra-se a 120 bar e 170°C. A pressão de operação do condensador é igual a 0,06 bar. Considerando isentrópicos os processos que ocorrem nas turbinas e na bomba,

### Resolução:

O esquema correspondente ao ciclo em questão é apresentado de seguida.



A figura seguinte apresenta o diagrama  $T - s$  para o ciclo em consideração. Note que de acordo com enunciado, a expansão e compressão do fluido de trabalho na turbina e bomba, respectivamente, estão representados como processos isentrópicos.



determine:

- (a) a eficiência térmica do ciclo; e

**Resolução:**

A eficiência térmica do ciclo é determinada a partir da Equação (46), onde  $\dot{m}_1$ ,  $\dot{W}_t$  e  $\dot{W}_b$  correspondem ao caudal mássico de vapor admitido à entrada do primeiro grupo de andares da turbina, potência gerada pelos dois grupos de andares da turbina, e potência consumida pela bomba, respectivamente.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}/\dot{m}_1}{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}_1} \Leftrightarrow \eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m}_1 - \dot{W}_b/\dot{m}_1}{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}_1} \quad (46)$$

Assim, é necessário determinar  $\dot{W}_t/\dot{m}_1$ ,  $\dot{W}_b/\dot{m}_1$  e  $\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}_1$  em função das propriedades termodinâmicas do ciclo em diferentes estados através da aplicação de balanços de massa e energia em torno dos componentes relevantes do ciclo.

O trabalho específico realizado pelos dois grupos de andares da turbina ( $\dot{W}_t/\dot{m}_1$ ) é calculado a partir da aplicação dos princípios de conservação de massa e energia ao volume de controlo correspondente à turbina – Equação (47).

$$\begin{aligned} 0 &= -\dot{W}_t + \dot{Q}_t + \dot{m}_1 (h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) (h_2 - h_3) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + \left(1 - \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}\right) (h_2 - h_3) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y) (h_2 - h_3) \end{aligned} \quad (47)$$

Na Equação (47),  $\dot{m}_2$  corresponde ao caudal mássico de fluido de trabalho extraído no fim do primeiro grupo de andares da turbina para o pré-aquecedor de água. Assim,  $\dot{m}_1 - \dot{m}_2$  corresponde ao caudal mássico de fluido de trabalho que sofre expansão no segundo grupo de andares da turbina e  $y$  corresponde à fracção do caudal mássico proveniente do gerador de vapor,  $\dot{m}_1$ , que é extraído para o pré-aquecedor de água.

O trabalho específico consumido pela bomba ( $\dot{W}_b/\dot{m}_1$ ) pode ser calculado através de uma expressão derivada da aplicação dos princípios de conservação de massa e energia, à semelhança do procedimento realizado na Equação (47). A Equação (48) apresenta o resultado desse procedimento.

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_1} = h_5 - h_4 \quad (48)$$

(Note que a Equação (48) permite calcular o trabalho específico consumido pelo bomba em módulo (valor absoluto). De acordo com a convenção de sinais considerada para o trabalho, a aplicação do princípio da conservação de energia ao volume de controlo correspondente à bomba o trabalho resulta em  $\dot{W}_b/\dot{m}_1 = h_4 - h_5 < 0$ .)

À semelhança dos procedimentos anteriores, o calor específico transferido para o fluido de trabalho no gerador de vapor,  $\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}_1$ , é obtido através da aplicação dos princípios de conservação de massa e energia ao volume de controlo correspondente ao gerador de vapor

resultando a Equação (49).

$$\frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{\dot{m}_1} = h_1 - h_6 \quad (49)$$

Para o cálculo de  $\dot{W}_t/\dot{m}_1$ ,  $\dot{W}_b/\dot{m}_1$  e  $\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}_1$  torna-se imperativo determinar: (1) as entalpias específicas dos Estados 1–6; e (2) a fracção do caudal mássico extraído à saída do primeiro grupo de andares da turbina para o pré-aquecedor de água em relação ao caudal total fornecido, *i.e.*,  $y$ .

## 1. Determinação das Entalpias Específicas

### Estado 1

- $p_1 = 120 \text{ bar}$
- $T_1 = 520^\circ\text{C}$

Como a temperatura de saturação à pressão  $p_1$  ( $T_{\text{sat}}(p_1 = 120 \text{ bar}) = 324,8^\circ\text{C}$  – Tabela A-3) é inferior a  $T_1$  então o Estado encontra-se necessariamente na região de vapor sobreaquecido. Recorrendo à respectiva tabela – Tabela A-4 – determina-se  $h_1$  – Equação (50).

$$h_1 = h(p_1 = 120 \text{ bar}, T_1 = 520^\circ\text{C}) = 3401,8 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (50)$$

### Estado 2

- $p_2 = 10 \text{ bar}$
- $s_2 = s_1 = s(p_1 = 120 \text{ bar}, T_1 = 520^\circ\text{C}) = 6,5555 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$  (expansão isentrópica – Processo 1-2; valor de  $s_1$  obtido da Tabela A-4)

Como à pressão  $p_2 = 10 \text{ bar}$  a entropia específica correspondente ao estado de vapor saturado ( $s_g(p_2) = 6,5863 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ) é superior ao valor da entropia específica do Estado 2 ( $s_2 = 6,5555 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ) então o Estado 2 encontra-se necessariamente na região bifásica líquido-vapor – tal como representado no diagrama  $T-s$  apresentado no início da resolução do problema. Assim, primeiro determine-se o título de vapor da mistura (Equação (51)) e de seguida o valor da entalpia específica do Estado 2 (Equação (52)). (Nas Equações (51) e (52),  $s_g$ ,  $s_f$ ,  $h_g$ ,  $h_f$  são obtidas da Tabela A-3 considerando a pressão do Estado 2 ( $p_2 = 10 \text{ bar}$ )).

$$\begin{aligned} s_2 = s_{f_2} + x_2(s_{g_2} - s_{f_2}) &\Rightarrow x_2 = \frac{s_2 - s_f(p_2)}{s_g(p_2) - s_f(p_2)} \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow x_2 = \frac{6,5555 - 2,1387}{6,5863 - 2,1387} \Leftrightarrow x_2 \approx 0,993 \end{aligned} \quad (51)$$

$$\begin{aligned} h_2 = h_f(p_2) + x_2[h_g(p_2) - h_f(p_2)] &\Leftrightarrow h_2 = 762,81 + 0,993 \times (2778,1 - 762,81) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow h_2 = 2763,993 \text{ kJ kg}^{-1} \end{aligned} \quad (52)$$



### Estado 3

- $p_3 = 0,06 \text{ bar}$
- $s_3 = s_2 = 6,5555 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$  (expansão isentrópica – Processo 2-3)

De seguida determina-se o título de vapor da mistura no Estado 3 (Equação (53)), e consequentemente, o valor da entalpia específica do Estado 3 (Equação (54)). (Nas Equações (53) e (54),  $s_g$ ,  $s_f$ ,  $h_g$ ,  $h_f$  são obtidas da Tabela A-3 considerando a pressão do Estado 3 ( $p_3 = 0,06 \text{ bar}$ )).

$$\begin{aligned} s_3 &= s_{f_3} + x_3 (s_{g_3} - s_{f_3}) \Rightarrow x_3 = \frac{s_3 - s_f(p_3)}{s_g(p_3) - s_f(p_3)} \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow x_3 = \frac{6,5555 - 0,5210}{8,3304 - 0,5210} \Leftrightarrow x_3 \approx 0,773 \end{aligned} \quad (53)$$

$$\begin{aligned} h_3 &= h_f(p_3) + x_3 [h_g(p_3) - h_f(p_3)] \Leftrightarrow h_3 = 151,53 + 0,773 \times (2567,4 - 151,53) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow h_3 = 2018,998 \text{ kJ kg}^{-1} \end{aligned} \quad (54)$$

### Estado 4

- $p_4 = p_3 = 0,06 \text{ bar}$
- Líquido saturado  $\Rightarrow x_4 = 0$

Com base nestas condições para o Estado 4, a respectiva entalpia específica,  $h_4$ , pode ser determinada recorrendo à Tabela A-3, tal como se segue.

$$h_4 = h_f(p_4) = 151,53 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (55)$$

### Estado 5

- $p_5 = 120 \text{ bar}$

O trabalho específico (aproximado) consumido pela bomba pode ser calculado através da Equação (56), uma vez que a bomba opera sem irreversibilidades.

$$\left( \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_1} \right)_{\text{int. rev.}} = v_4 (p_5 - p_4) \quad (56)$$

Igualando o segundo membro da Equação (48) com o segundo membro da Equação (56) pode obter-se a entalpia específica no Estado 5 – ver Equação (57). Na Equação (57),  $v_4 = v_f(p_4 = 0,06 \text{ bar}) = 1,0064 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$  – obtido da Tabela A-3.

$$\begin{aligned} h_5 - h_4 &= v_4 (p_5 - p_4) \Leftrightarrow h_5 = h_4 + v_4 (p_5 - p_4) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow h_5 &= 151,53 \times 10^3 + 1,0064 \times 10^{-3} \times (120 - 0,06) \times 10^5 \Leftrightarrow h_5 \approx 163,601 \text{ kJ kg}^{-1} \end{aligned} \quad (57)$$

### Estado 6

- $p_6 = 120 \text{ bar}$
- $T_6 = 170^\circ\text{C}$

Como à pressão  $p_6 = 120 \text{ bar}$  a temperatura de saturação ( $T_{\text{sat}}(p_6 = 120 \text{ bar}) = 324,8^\circ\text{C}$ ) é superior à temperatura do Estado 6, então este estado encontra-se necessariamente na região de líquido sub-arrefecido (líquido comprimido). Assim, para a obtenção da entalpia específica no Estado 6 é necessário recorrer à tabela correspondente – Tabela A-5. Contudo, como não está explicitamente disponível nesta tabela propriedades para uma pressão de 120 bar e uma temperatura de  $170^\circ\text{C}$  então deve recorrer-se a 3 interpolações (lineares). A primeira interpolação linear para a obtenção da entalpia específica à pressão de 100 bar e à temperatura  $T_6 = 170^\circ\text{C}$  – Equação (58); a segunda interpolação linear para determinar a entalpia específica à pressão de 150 bar e à temperatura  $T_6 = 170^\circ\text{C}$  – Equação (59); e finalmente, uma ultima interpolação linear para determinar a entalpia específica à pressão  $p_6 = 120 \text{ bar}$  e à temperatura  $T_6 = 170^\circ\text{C}$  – Equação (60) – com base nos valores interpolados na duas interpolações anteriores.

$$h(p = 100 \text{ bar}, T_6 = 170^\circ\text{C}) \approx 724,735 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (58)$$

$$h(p = 150 \text{ bar}, T_6 = 170^\circ\text{C}) \approx 727,555 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (59)$$

$$h_6 = h(p_6 = 120 \text{ bar}, T_6 = 170^\circ\text{C}) \approx 725,863 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (60)$$

### Estado 7

- $p_7 = p_2 = 10 \text{ bar}$
- Líquido saturado  $\Rightarrow x_7 = 0$

Com base nestas condições para o Estado 7, a respectiva entalpia específica,  $h_7$ , pode ser determinada recorrendo à Tabela A-3, tal como se segue.

$$h_7 = h_f(p_7) = 762,81 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (61)$$

### Estado 8

Uma vez que o processo que separa os Estados 7 e 8 é um processo de estrangulamento (*throttling process*) sabe-se pela aplicação dos balanços de massa e energia que a entalpia específica se mantenha constante. Assim, a entalpia específica do Estado 8 é igual à determinada para o Estado 7 – Equação (62).

$$h_8 = h_7 = 762,81 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (62)$$

## **2. Cálculo da Fracção $y$ ( $= \dot{m}_2/\dot{m}_1$ )**

Uma vez determinadas as entalpias específicas dos estados envolventes ao pré-aquecedor de água fechado (Estados 2, 5–7) pode-se determinar a fracção  $y$  através da aplicação dos

princípios de conservação de massa e energia ao volume de controlo correspondente a este componente – Equação (63).

$$0 = -\cancel{\dot{W}_{vc}} + \cancel{\dot{Q}_{vc}} + \dot{m}_2 (h_2 - h_7) + \dot{m}_1 (h_5 - h_6) \Leftrightarrow 0 = y (h_2 - h_7) + (h_5 - h_6) \Leftrightarrow \Leftrightarrow y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7} \Leftrightarrow y = \frac{725,863 - 163,601}{2763,993 - 762,81} \Leftrightarrow y \approx 0,281 \quad (63)$$

Finalmente, conhecendo as entalpias específicas dos Estados 1–6 e a fracção  $y$  determinam-se  $\dot{W}_t/\dot{m}_1$ ,  $\dot{W}_b/\dot{m}_1$  e  $\dot{Q}_{in}/\dot{m}_1$  através das Equações (47), (48) e (49), respectivamente, como se segue – ver Equações (64), (65) e (66).

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y) (h_2 - h_3) \Leftrightarrow \Leftrightarrow \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (3401,8 - 2763,993) + (1 - 0,281) \times (2763,993 - 2018,998) \Leftrightarrow \quad (64)$$

$$\Leftrightarrow \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} \approx 1173,458 \text{ kJ kg}^{-1}$$

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_1} = h_5 - h_4 \Leftrightarrow \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_1} = 163,601 - 151,53 \Leftrightarrow \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_1} = 12,071 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (65)$$

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_1} = h_1 - h_6 \Leftrightarrow \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_1} = 3401,8 - 725,863 \Leftrightarrow \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_1} = 2675,937 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (66)$$

E finalmente, a eficiência térmica é calculada substituindo os resultados das Equações (64), (65) e (66) na Equação (46) – Equação (67).

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m}_1 - \dot{W}_b/\dot{m}_1}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}_1} \Leftrightarrow \eta = \frac{1173,458 - 12,071}{2675,937} \Leftrightarrow \boxed{\eta \approx 43,4\%} \quad (67)$$

- (b) o caudal mássico de fluido de trabalho necessário à entrada do primeiro grupo de andares da turbina, em  $\text{kg h}^{-1}$ , de forma a obter uma potência líquida do ciclo igual a 320 MW.

### Resolução:

O trabalho líquido específico do ciclo pode ser calculado com base nos valores determinados na alínea anterior através da Equação (68).

$$\frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} - \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_1} \Leftrightarrow \frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{m}_1} = 1173,458 - 12,071 \Leftrightarrow \frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{m}_1} = 1161,387 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (68)$$

Considerando a potência líquida do ciclo ( $\dot{W}_{ciclo}$ ) igual a 320 MW então o caudal total,  $\dot{m}_1$ , necessário é determinado considerando este valor na Equação (68), tal como se segue –

Equação (69).

$$\begin{aligned} \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}}{\dot{m}_1} = 1161,387 &\Leftrightarrow \dot{m}_1 = \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}}{1161,387} \Rightarrow \dot{m}_1 = \frac{320 \times 10^3}{1161,387} \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow \boxed{\dot{m}_1 \approx 9,919 \times 10^5 \text{ kg h}^{-1} (\approx 275,533 \text{ kg s}^{-1})} \end{aligned} \quad (69)$$

(Note que na Equação (69), a potência líquida do ciclo,  $\dot{W}_{\text{ciclo}}$ , é considerada em kW (=  $\text{kJ s}^{-1}$ ), *i. e.*,  $320 \times 10^3 \text{ kJ s}^{-1}$  de forma a haver consistência com as unidades do trabalho líquido específico,  $\dot{W}_{\text{ciclo}}/\dot{m}_1$ , as quais são consideradas na Equação (68) em  $(\text{kJ s}^{-1}) / (\text{kg s}^{-1})$  (=  $\text{kJ kg}^{-1}$ )).