

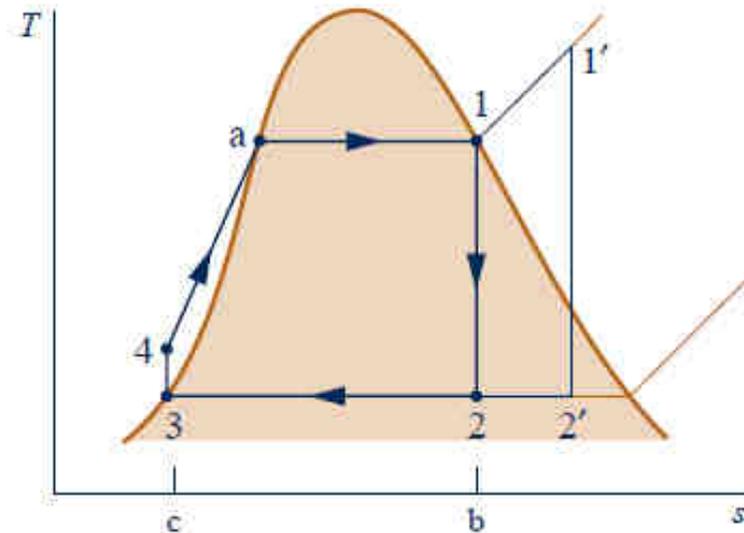


CAPÍTULO 8 – SISTEMAS DE POTÊNCIA A VAPOR

DISCIPLINA: TERMODINÂMICA II

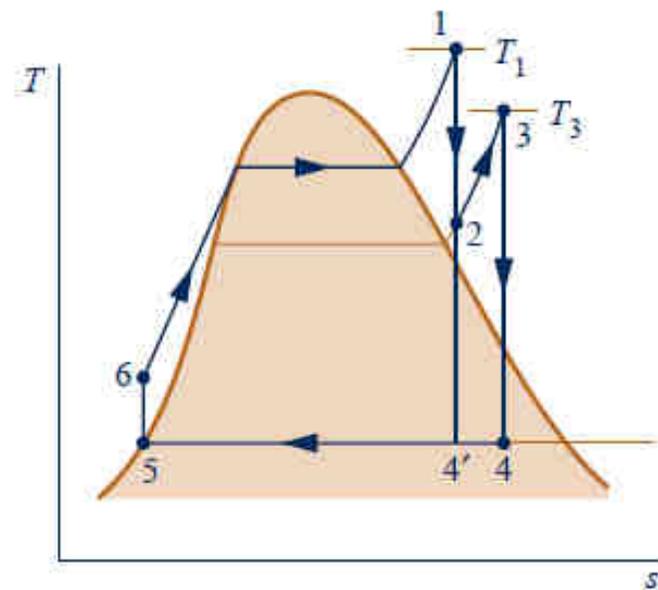
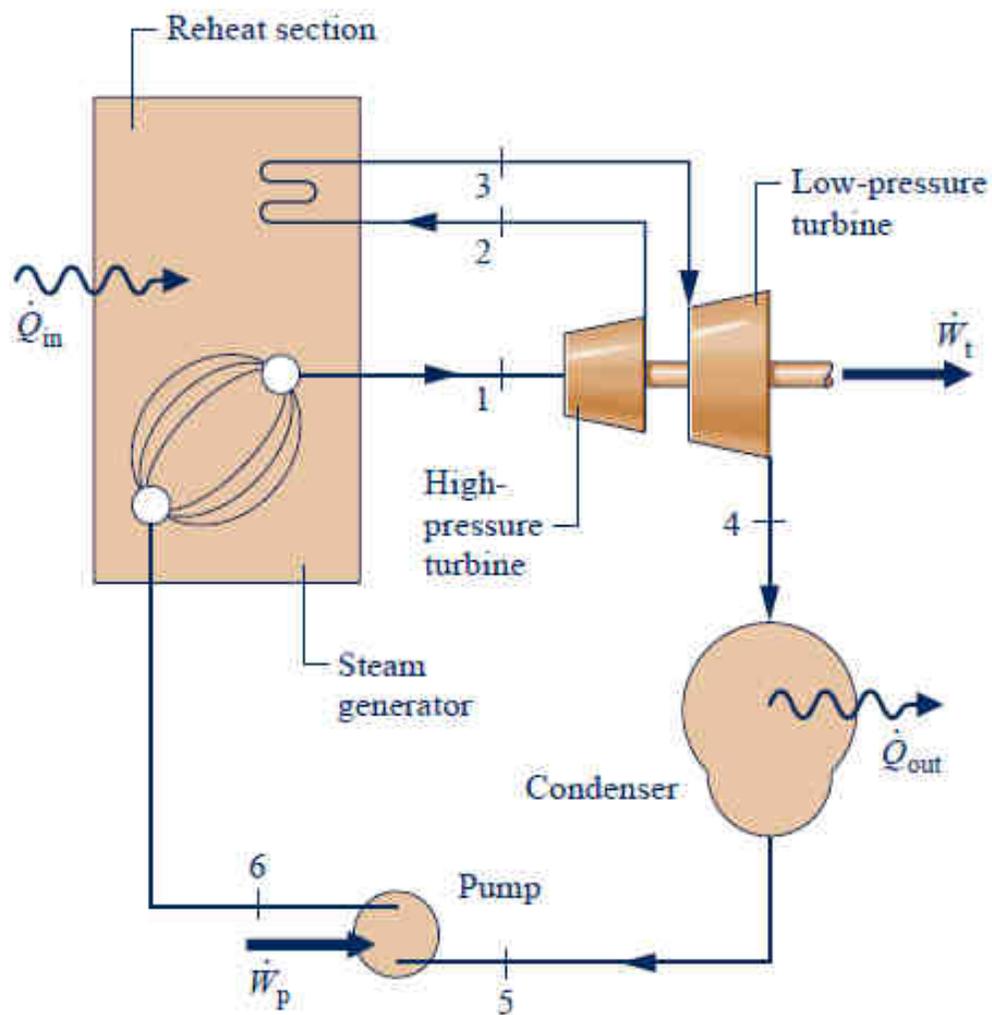
PROF. DR. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA

8.3 – MELHORIA DO DESEMPENHO



SUPERAQUECIMENTO

- Pode-se fornecer **energia adicional para o vapor d'água na caldeira** (superaquecedor) para que se tenha vapor superaquecido na entrada da turbina.
- **A temperatura média de adição de calor aumenta** (aumento de eficiência).
- **O título na saída da turbina aumenta** (pode ocorrer vapor superaquecido).



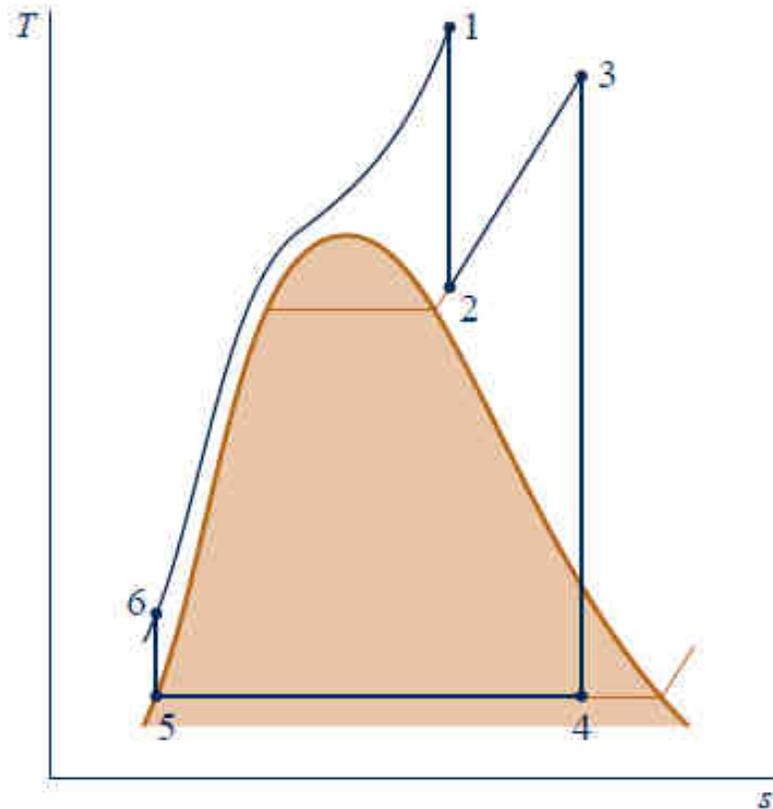
REAQUECIMENTO COM SUPERAQUECIMENTO

- Expansão no primeiro estágio da turbina (processo 1-2) até uma **pressão intermediária** entre a pressão da caldeira e do condensador.
- Reaquecimento do vapor a pressão constante no gerador de vapor (processo 2-3).
- Expansão no segundo estágio da turbina (processo 3-4) até a pressão do condensador.
- **A vantagem do reaquecimento é aumentar o título na saída da turbina** (compare 4 e 4'). \dot{W}_{ciclo} , \dot{Q}_{ent} e η devem ser recalculados:

$$\frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_{t1}}{\dot{m}} + \frac{\dot{W}_{t2}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)$$

$$\frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{m}} = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{ciclo}/\dot{m}}{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}$$



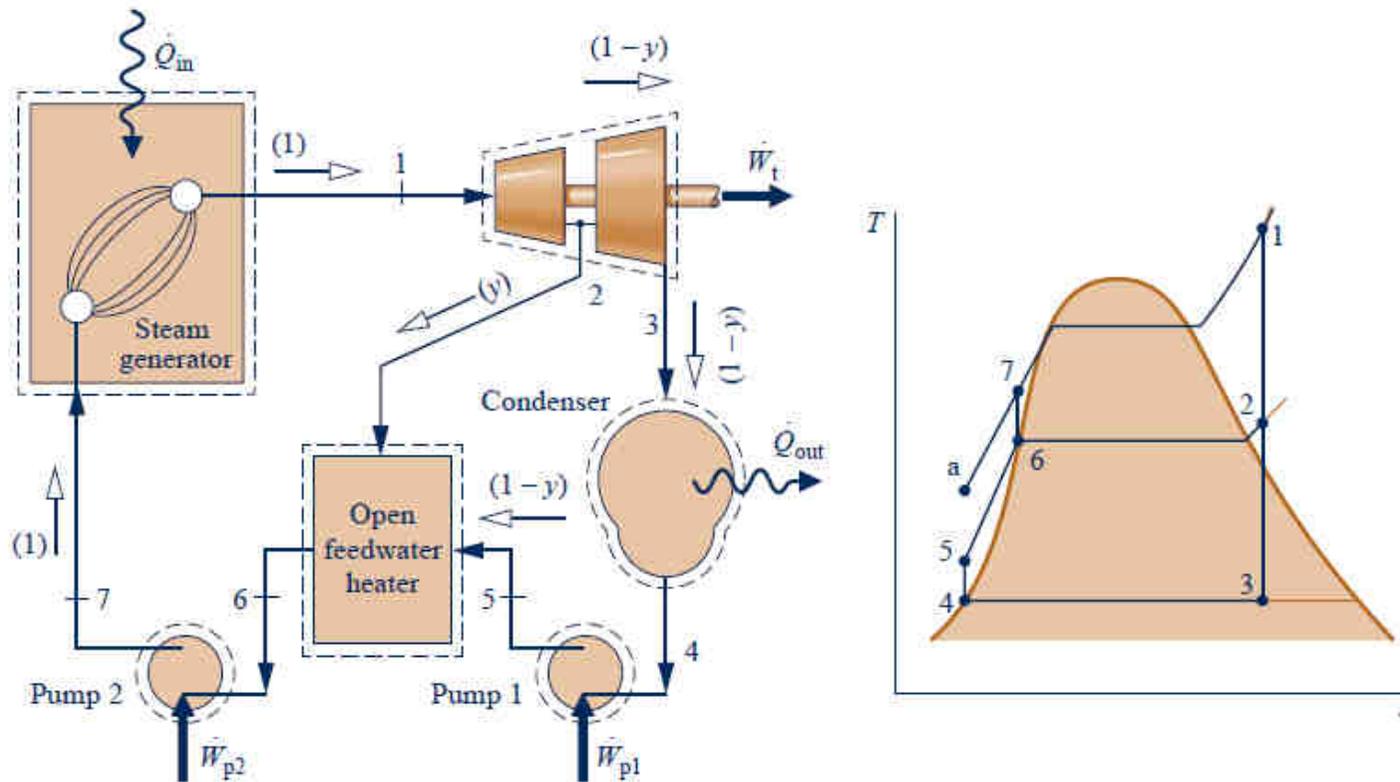
CICLO SUPERCRÍTICO

- Plantas a vapor supercríticas: 30 MPa e 600 °C.
- Plantas a vapor ultra supercríticas: 35 MPa e 750 °C.

- Ponto crítico da água (22,1 MPa, 374 °C)
- A melhoria dos materiais e processos de fabricação tem permitido um aumento nas temperaturas no ciclo e na pressão do gerador de vapor, aumentando a eficiência térmica.
- Isso reduz o consumo de combustível e os impactos ambientais.
- Entretanto, o custo é mais elevado devido à utilização de equipamentos especiais que suportam grandes tensões.

AQUECEDORES DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO ABERTOS

- É um trocador de calor de contato direto onde correntes a diferentes temperaturas misturam-se para formar uma corrente a uma temperatura intermediária.



- Vapor d'água entra na turbina de primeiro estágio no estado 1 e se expande até o estado 2, quanto uma fração do escoamento total y é extraída (sangrada) para um aquecedor de água de alimentação aberto operando na pressão de extração p_2 .
- Líquido saturado em 4 é bombeado até a pressão de extração p_5 e introduzido no aquecedor de alimentação. Uma única corrente misturada deixa o aquecedor de água de alimentação no estado 6 a p_6 como líquido saturado.
- O fluido de trabalho seria aquecido de 7 a 1 ao invés de a a 1 (economia de combustível e aumento da eficiência térmica)
- Deve ser notado que uma parte do escoamento total se expande através da turbina de segundo estágio de modo que menos trabalho seria desenvolvido.
- Na prática as condições de operação são escolhidas de tal maneira que o calor líquido adicionado supera o decréscimo do trabalho líquido desenvolvido.

- Para um volume de controle envolvendo os **dois estágios da turbina**, o **balanço de massa** em regime permanente se reduz a:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_1$$

- Definindo a fração do escoamento total extraída no estado 2 de $y = \dot{m}_2 / \dot{m}_1$, a fração do escoamento total que passa através do segundo estágio da turbina é:

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1} \Rightarrow \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y$$

- O valor da fração y pode ser determinado por um **balanço de massa e energia em um volume de controle em torno do aquecedor de alimentação**:

$$\dot{m}_2 h_2 + \underbrace{\dot{m}_5}_{=\dot{m}_3} h_5 = \underbrace{\dot{m}_6}_{=\dot{m}_1} h_6 \Rightarrow \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_5 = \dot{m}_1 h_6 \Rightarrow \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} h_2 + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} h_5 = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1} h_6$$

$$yh_2 + (1-y)h_5 = h_6 \Rightarrow yh_2 + h_5 - yh_5 = h_6 \Rightarrow y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5}$$

- **Trabalho total desenvolvido pela turbina** por unidade de massa passando através da turbina de primeiro estágio:

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{t1} + \dot{W}_{t2} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + \dot{m}_3(h_2 - h_3) \Rightarrow \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1}(h_1 - h_2) + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1}(h_2 - h_3)$$

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1-y)(h_2 - h_3)$$

- **Trabalho total de bombeamento** por unidade de massa passando através da turbina de primeiro estágio:

$$\dot{W}_b = \dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2} = \dot{m}_3(h_5 - h_4) + \dot{m}_1(h_7 - h_6) \Rightarrow \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1}(h_5 - h_4) + \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1}(h_7 - h_6)$$

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_1} = (1 - y)(h_5 - h_4) + (h_7 - h_6)$$

- **Calor fornecido ao fluido de trabalho** no gerador de vapor por unidade de massa passando através da turbina de primeiro estágio:

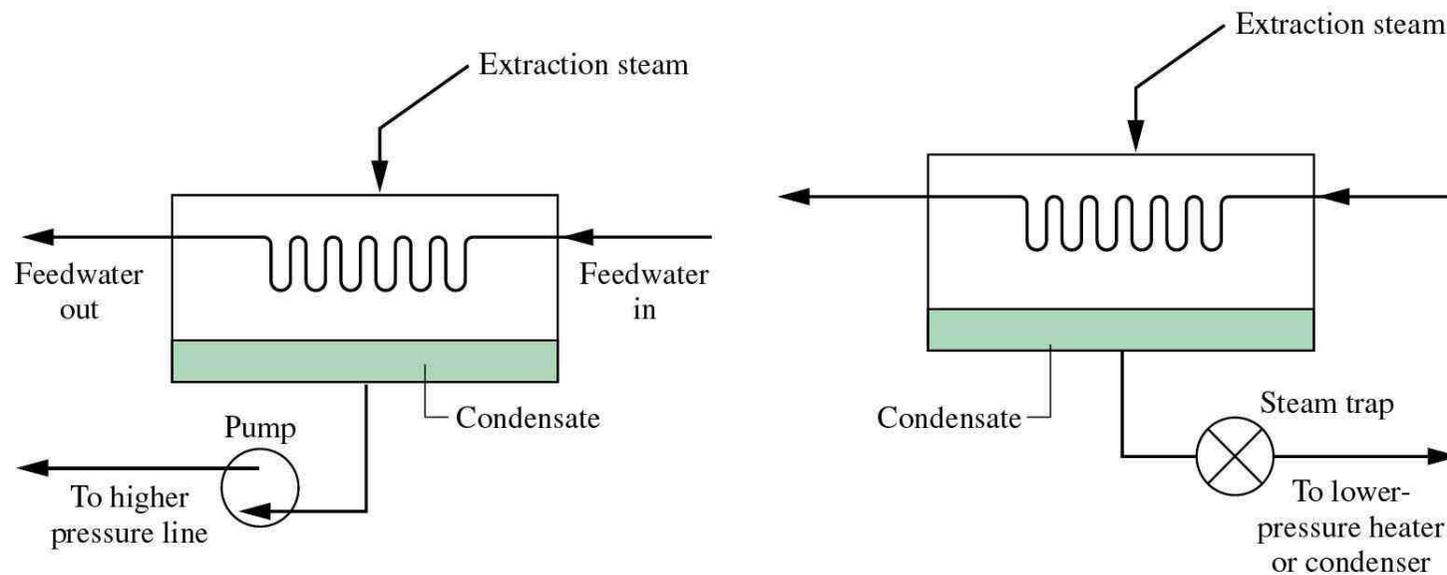
$$\dot{Q}_{ent} = \dot{m}_1(h_1 - h_7) \Rightarrow \frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{m}_1} = h_1 - h_7$$

- **Calor rejeitado pelo fluido de trabalho** para a água de arrefecimento por unidade de massa passando através da turbina de primeiro estágio:

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \Rightarrow \frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1}(h_3 - h_4) \Rightarrow \frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}_1} = (1 - y)(h_3 - h_4)$$

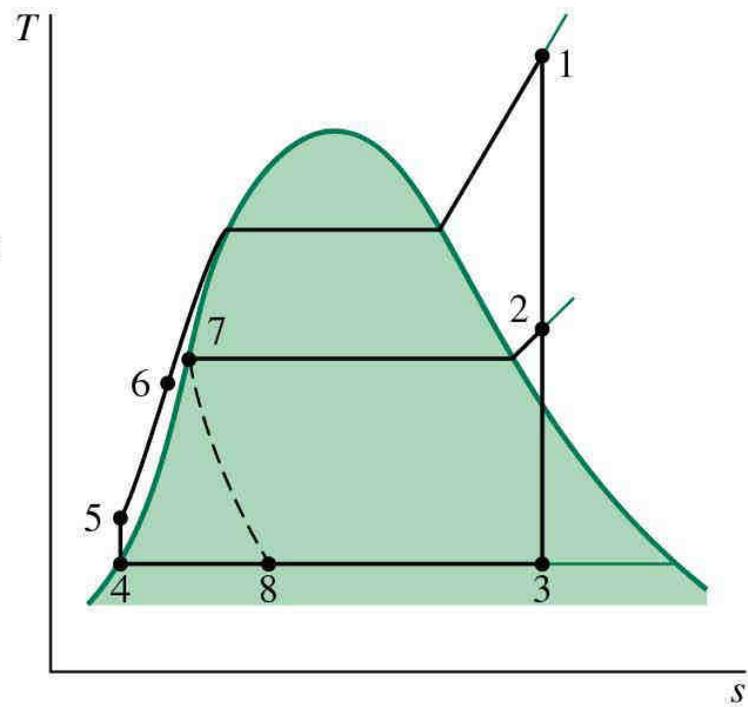
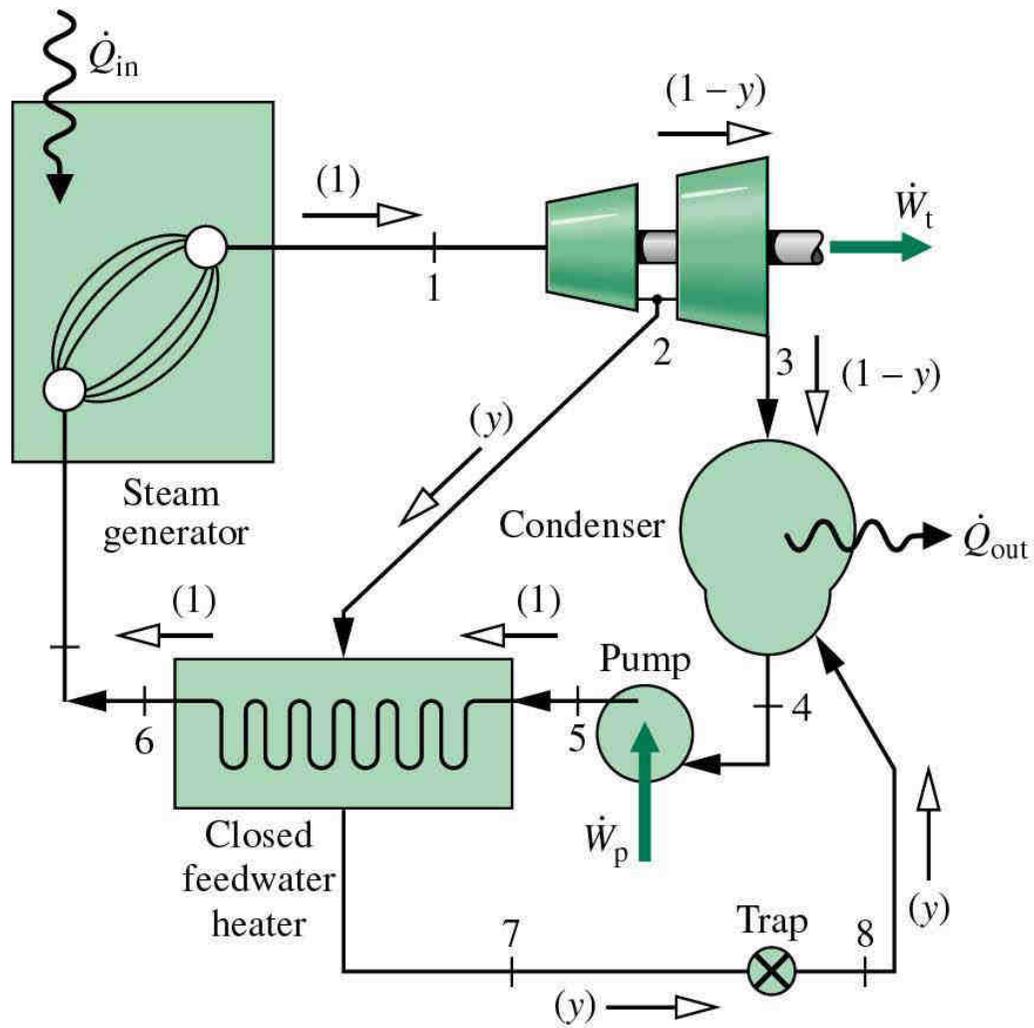
AQUECEDORES DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO FECHADOS

- Aquecedores fechados são recuperadores do tipo **casca e tubo** nos quais a **temperatura da água de alimentação aumenta** à medida que o **vapor extraído condensa** no exterior dos tubos que transportam a água de alimentação.



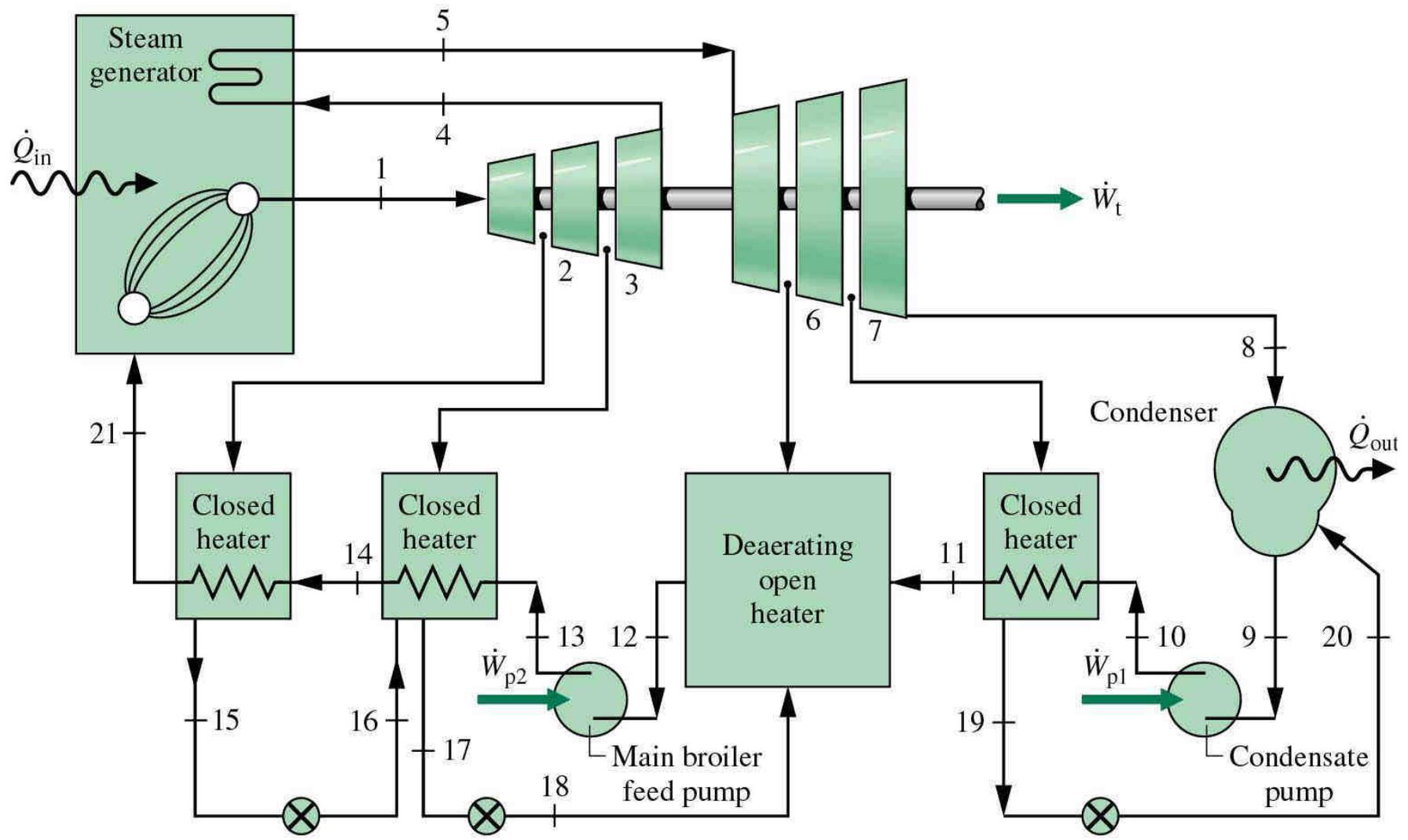
- Já que as duas correntes não se misturam, elas podem se encontrar a **diferentes pressões**.
- No primeiro diagrama o condensado é extraído por uma bomba cuja função é **bombeá-lo para um ponto de pressão mais elevada no ciclo**.
- No segundo diagrama o condensado passará através de um purgador para **dentro de um aquecedor de água de alimentação**, operando a uma pressão mais baixa ou para **dentro do condensador**.
- Um purgador é um tipo de **válvula que permite a passagem apenas de líquido para uma região de pressão mais baixa**.
- A fração do escoamento total extraída, y , pode ser determinada através da aplicação dos princípios de conservação de massa e de energia em um volume de controle em torno do aquecedor de água de alimentação:

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7}$$



AQUECEDORES DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO MÚLTIPLOS

- A eficiência térmica do ciclo regenerativo pode ser aumentada pela incorporação de **vários aquecedores de água de alimentação a pressões adequadamente escolhidas**.
- O número de aquecedores de água de alimentação utilizados é baseado em **considerações econômicas**.
- Aumentos incrementais na eficiência térmica alcançada com cada aquecedor adicional devem justificar o **aumento de custo** (aquecedor, tubulações, bombas, etc.).
- Os projetistas de instalações de potência utilizam programas de computador para simular o desempenho termodinâmico e econômico de diferentes projetos, de forma a ajudá-los a decidir sobre o número de aquecedores a ser utilizado, os tipos de aquecedores e as pressões nas quais eles devem operar.



8.5 – OUTROS ASPECTOS DO CICLO DE POTÊNCIA A VAPOR

FLUIDO DE TRABALHO

COGERAÇÃO

CAPTURA E ARMAZENAMENTO DE CARBONO