



Faculdade de Engenharia Mecânica e Produção

Ciclo Rankine

Thiago Esterci Fernandes

Conteúdo

1 Ciclos Termodinâmicos: Motores E Refrigeração	2
2 Ciclos Motores	2
3 O Ciclo Rankine	7
4 Rendimento Térmico Do Ciclo	8
5 Efeitos Da Variação De Pressão E Temperatura	9
6 Ciclo Rankine Com Reaquecimento	11
7 Ciclo Rankine Regenerativo	12
8 Afastamento Dos Ciclos Reais Em Relação Aos Ciclos Ideais	16
8.1 Perdas nas tubulações	16
8.2 Perdas na turbina	17
8.3 Perdas na bomba	17
8.4 Perdas no condensador	18
9 Cogeração	18
10 Aspectos Gerais Do Ciclo Rankine	19
11 Exemplos	19
11.1	19
11.2	20
11.3	22
11.4	22
11.5	22

1 Ciclos Termodinâmicos: Motores E Refrigeração

Ciclo (“fechado”): o fluido de trabalho sofre uma série de processos e finalmente retorna ao estado inicial – Central com turbina a vapor, geladeira, etc.

No motor de combustão interna, o fluido de trabalho não passa por um ciclo termodinâmico propriamente dito.

O fluido de trabalho, no final do processo, apresenta uma composição química diferente ou está num estado termodinâmico diferente do inicial.

Diz-se “incorretamente” que tais equipamentos operam segundo um ciclo aberto.

Será analisado o desempenho do ciclo fechado ideal, semelhante ao ciclo real, para os equipamentos que operam com ciclo aberto ou fechado. O procedimento é vantajoso na determinação da influência das variáveis no desempenho dos equipamentos.

2 Ciclos Motores

Produz-se trabalho em máquinas com processos que envolvem escoamentos em dispositivos, produzindo trabalho na forma de rotação de eixo. O fluido de trabalho pode apresentar mudanças de fase durante a execução do ciclo ou permanecer numa única fase (normalmente na fase vapor).

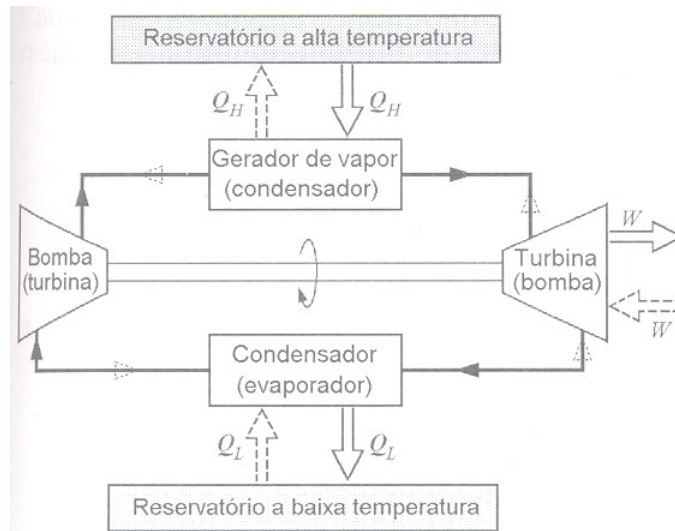


Figura 1: Esquema de um planta a vapor

Da primeira lei:

$$q + h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e = h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s + w$$

Um processo adiabático reversível, em regime permanente, com uma seção de entrada e uma de saída e desprezando as variações de energia cinética e potencial, o trabalho por unidade de massa é dado por:

$$h_e = h_s + w$$

$$\text{Como : } Tds = dh - vdp \Rightarrow dh = vdp$$

$$w = h_e - h_s = - \int_e^s vdp$$

Esse trabalho não envolve processos a pressão constante.

Produs-se trabalho a partir de processos que ocorrem em sistemas. A produção de trabalho é devida ao movimento de um pistão num cilindro.

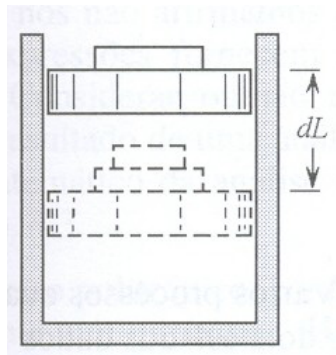


Figura 2: Esquema de um cilindro

O fluido de trabalho usualmente permanece na fase vapor em todos os estados percorridos pelo ciclo.

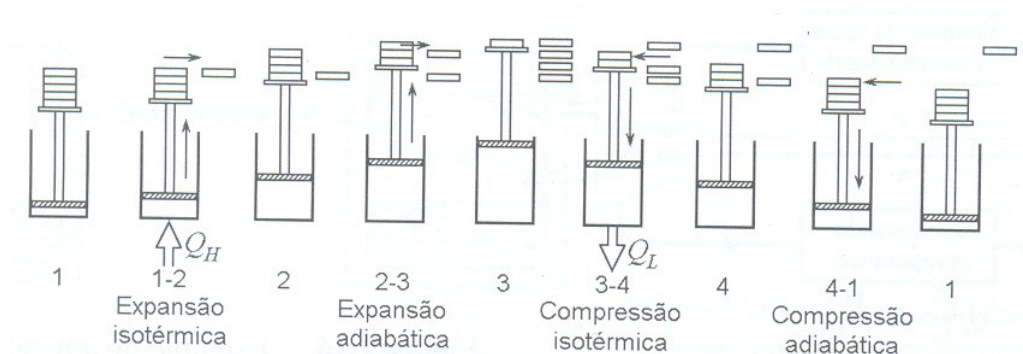


Figura 3: Etapas do ciclo

O trabalho de movimento da fronteira, por unidade de massa, num processo reversível para um sistema:

A força total sobre o êmbolo é pA , onde p é a pressão no gás e A é a área do êmbolo. Assim, o trabalho W é:

$$\delta W = p A dL$$

porém, $AdL = dV$, que é a variação de volume do gás. Portanto: $\delta W = p dV$

$$w = \int p dv$$

O trabalho não envolve processos a volume constante.

As áreas relativas as duas integrais estão mostradas na figura.

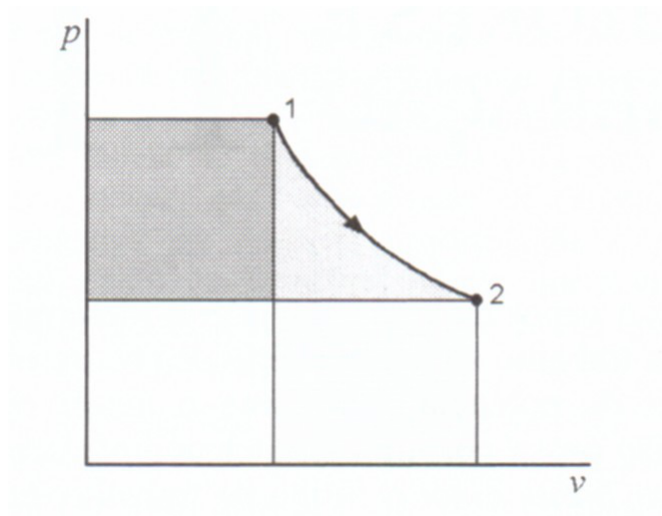


Figura 4: Diagrama PxV

$$w = - \int_1^2 v dp$$

$$w = \int_1^2 p dv$$

O ciclo acima é baseado em quatro processos que ocorrem em regime permanente e todos os equipamentos envolvidos apresentam uma única seção de alimentação e uma única de descarga. Vamos admitir que os processos são internamente reversíveis e que não apresentem variações significativas de energia cinética e potencial. O trabalho por unidade de massa, em cada processo pode ser calculado como:

$$w = - \int_e^s v dp$$

Admitindo que os processos de transferência de calor ocorrem a pressão constante (sem realização de trabalho) e tanto a turbina quanto a bomba são adiabáticas. Como a hipótese de que os processos são internamente reversíveis, os processos na turbina e na bomba são isentrópicos.

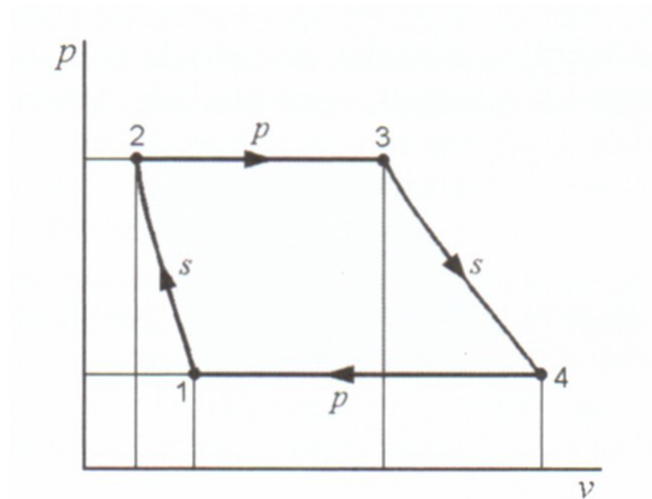


Figura 5: Diagrama PxV

Se os estados percorridos pelo fluido de trabalho durante o ciclo pertencerem a região de saturação líquido-vapor, o ciclo será um ciclo de Carnot. Isto porque as transferências de calor ocorrem a pressão constante e, nesta região, os processos a pressão constante também são processos isotérmicos. Se ocorrer variação de temperatura na caldeira, ou no condensador, o ciclo não será mais um ciclo de Carnot. Nestas duas situações, o trabalho líquido por unidade de massa é:

$$w_{liq} = -\int_1^2 v dp + 0 - \int_3^4 v dp + 0 = -\int_1^2 v dp + \int_4^3 v dp$$

Como $p_2 = p_3$, $p_1 = p_4$, e considerando que os volumes específicos do fluido de trabalho no processo de expansão (estado 3 ao estado 4) são maiores dos que os referentes ao processo de compressão (estado 1 ao estado 2), conclui-se que o trabalho realizado pelo ciclo é positivo. Esta conclusão também pode ser obtida analisando as áreas da figura. Conclui-se a partir desta análise, que o trabalho líquido fornecido pelo ciclo é função da diferença entre os volumes específicos das fases. Para se ter mais trabalho, o fluido de trabalho deve apresentar a maior variação de volume específico possível.

Se o ciclo for realizado num conjunto cilindro-pistão, o trabalho sera realizado pelo movimento de fronteira. Neste caso:

$$w_{liq} = \int_1^2 p dv + \int_2^3 p dv + \int_3^4 p dv + \int_4^1 p dv$$

Analisando a figura, nota-se que as áreas relativas aos processos de expansão (do estado 2 ao 3 e do estado 3 ao 4) são maiores que as áreas relativas aos processos de compressão (estado 4 ao 1 e do estado 1 ao 2). A área líquida e o trabalho líquido produzido pelo ciclo são positivos. A área delimitada pelas linhas que representam os processos 1-2-3-4-1 no diagrama representa o trabalho líquido produzido nos dois casos analisados. O trabalho líquido fornecido pelos dois ciclos é o mesmo apesar dos trabalhos realizados nos processos que compõe os dois ciclos serem diferentes.

O ciclo de Rankine é constituído por quatro processos que ocorrem em regime permanente e opera na região de saturação. Isto é feito para maximizar a diferença entre os volumes específicos relativos aos processos de expansão e compressão.

3 O Ciclo Rankine

A figura apresenta o diagrama T-s referente ao ciclo e os processos são:

1. 1-2: Processo de bombeamento adiabático reversível, na bomba.
2. 2-3': Transferência de calor a pressão constante, na caldeira.
3. 3'-4': Expansão adiabática reversível na turbina (ou noutra máquina motora tal como a máquina a vapor).
4. 4'-1: Transferência de calor a pressão constante, no condensador.

O ciclo de Rankine usualmente apresenta superaquecimento do vapor.

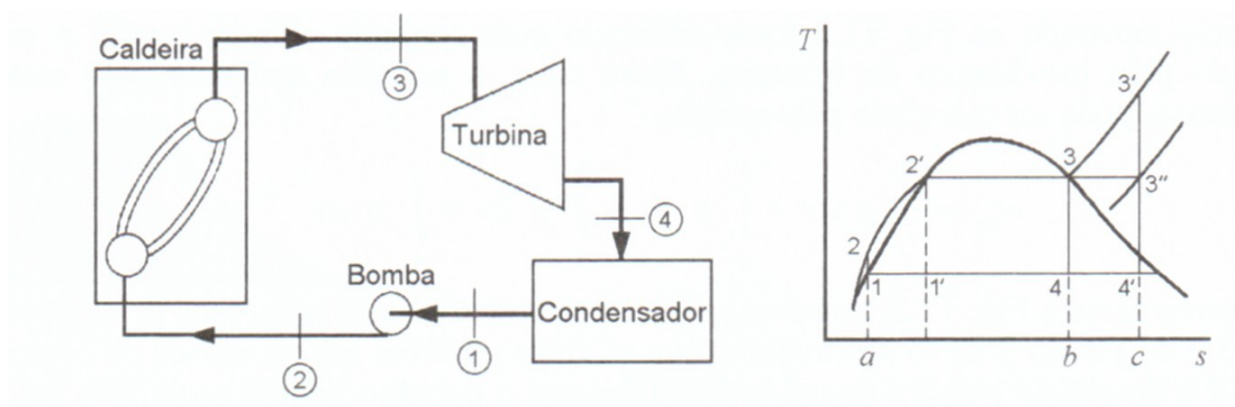


Figura 6: Esquema de uma planta de vapor

Se as variações de energia cinética e potencial forem desprezadas, as transferências de calor e o trabalho líquido podem ser representados pelas diversas áreas do diagrama T-s.

O calor transferido ao fluido de trabalho é representado pela área $a-2-2'-3'-c-a$ e o calor transferido do fluido de trabalho pela área $a-1-4'-c-a$. Utilizando a primeira lei da termodinâmica, podemos concluir que a área que representa o trabalho é igual a diferença entre essas duas áreas, isto é, a área $1-2-2'-3'-4'-1$.

O rendimento térmico é definido pela relação

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_H} = \frac{\text{área } 1-2-2'-3'-4'-1}{\text{área } a-2-2'-3'-c-a}$$

Na análise do ciclo de Rankine é útil considerar que o rendimento depende da temperatura média na qual o calor é fornecido e da temperatura média na qual o calor é rejeitado.

$$\eta = 1 - \frac{(T_L)_{medio}}{(T_H)_{medio}}$$

Qualquer variação que aumente a temperatura média na qual o calor é fornecido, ou que diminua a temperatura média na qual o calor é rejeitado, aumentará o rendimento do ciclo Rankine.

Deve-se ressaltar que na análise dos ciclos ideais as variações de energias cinética e potencial, de um ponto do ciclo a outro, são desprezadas.

Em geral, isso é uma hipótese razoável para os ciclos reais.

O ciclo de Rankine (1-2-3-4-1) tem um rendimento menor que o ciclo de Carnot que apresenta as mesmas temperaturas máxima e mínima do ciclo de Rankine, porque a temperatura média entre 2 e 2' é menor do que a temperatura durante a vaporização. Porque escolher o ciclo de Rankine como o ciclo ideal? Porque não escolher o ciclo de Carnot 1'-2'-3-4-1' como o ciclo ideal?

Por duas razões principais:

1. O processo de bombeamento – o estado 1' é uma mistura de líquido e vapor e é muito difícil construir uma bomba que opere convenientemente sendo alimentada com uma mistura de líquido e vapor (1') e que forneça líquido saturado na seção de descarga (2'). É muito mais fácil condensar completamente o vapor e trabalhar somente com líquido na bomba (o ciclo de Rankine é baseado neste fato).
2. A segunda razão envolve o superaquecimento do vapor. No ciclo de Rankine o vapor é superaquecido a pressão constante, processo 3-3'. No ciclo de Carnot toda a transferência de calor ocorre a temperatura constante e portanto o vapor é superaquecido no processo 3-3". Note que durante esse processo a pressão cai. Isto significa que calor deve ser transferido ao vapor enquanto ele sofre um processo de expansão (no qual é efetuado trabalho). Isso também é muito difícil de se conseguir na prática.

O ciclo Rankine é o ciclo ideal que pode ser aproximado na prática. Algumas variações do ciclo de Rankine provocam o aumento do rendimento térmico do ciclo e deste modo apresenta um rendimento mais próximo ao rendimento do ciclo de Carnot.

4 Rendimento Térmico Do Ciclo

O rendimento térmico é dado por:

$$\eta_{térmico} = \frac{w_{liq}}{q_H} = \frac{q_H - |q_L|}{q_H} = \frac{w_t - |w_b|}{q_H} = \frac{792,0 - 2,0}{2605,7} = 30,3\%$$

Em termos de propriedades:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{2605,7 - 1815,7}{2605,7} = \frac{792,0 - 2,0}{2605,7} = 30,3\%$$

5 Efeitos Da Variação De Pressão E Temperatura

Qual o efeito, no rendimento e no trabalho específico, da variação de pressão e temperatura na saída da turbina? Esse efeito é mostrado no diagrama T-s da figura.?

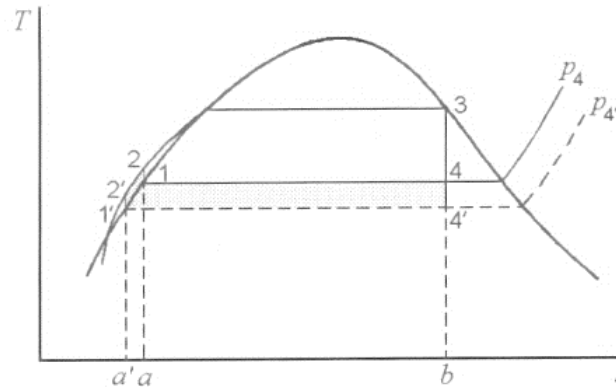


Figura 7: Diagrama TxS

A pressão de saída diminui de P_4 a P_4' , com a correspondente diminuição da temperatura na qual o calor é rejeitado. O aumento do trabalho líquido está representado pela área 1-4-4'-1'-2'-2-1. O aumento do calor transferido ao fluido é representado pela área a'-2'-2-a-a'. Como essas duas áreas são aproximadamente iguais, o resultado líquido é um aumento no rendimento do ciclo.

$$\eta = \frac{x}{y}; \eta' = \frac{x+kx}{y+kx}$$

$$\eta' = \frac{x(1+k)}{y(1+k\frac{x}{y})} \rightarrow \eta' = \frac{1+k}{(1+\eta k)} \times \eta$$

Neste caso, $\frac{1+k}{1+\eta k}$ é maior que 1 pois $\eta < 1$.

O aumento do rendimento fica evidente pelo fato de que a temperatura média, na qual o calor é rejeitado, diminui. Por outro lado a redução da pressão na seção de descarga da turbina provoca uma redução no título do fluido que deixa a turbina. Isso é um fator significativo, pois ocorrerá uma diminuição na eficiência da turbina e a erosão das palhetas da turbina tornar-se-á um problema muito sério quando a umidade do fluido, nos estágios de baixa pressão da turbina, excede cerca de 10 por cento.

Qual o efeito do superaquecimento do vapor na caldeira?

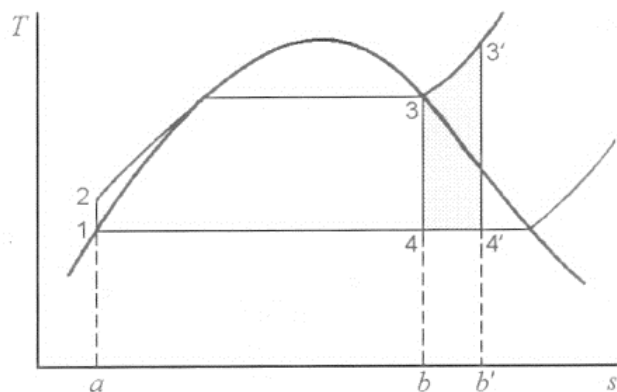


Figura 8: Diagrama TxS de uma caldeira

O trabalho aumenta o correspondente a área 3-3'-4'-4-3 e o calor transferido na caldeira aumenta o correspondente a área 3-3'-b'-b-3. Como a relação entre estas duas áreas é maior do que a relação entre o trabalho líquido e o calor fornecido no restante do ciclo, para as pressões dadas, o superaquecimento do vapor aumenta o rendimento do ciclo de Rankine. Isso pode ser explicado, também, pela ocorrência do aumento da temperatura média na qual o calor é transferido ao vapor. Quando o vapor é superaquecido, aumenta o título do vapor na saída da turbina.

Qual o efeito da pressão máxima do vapor?

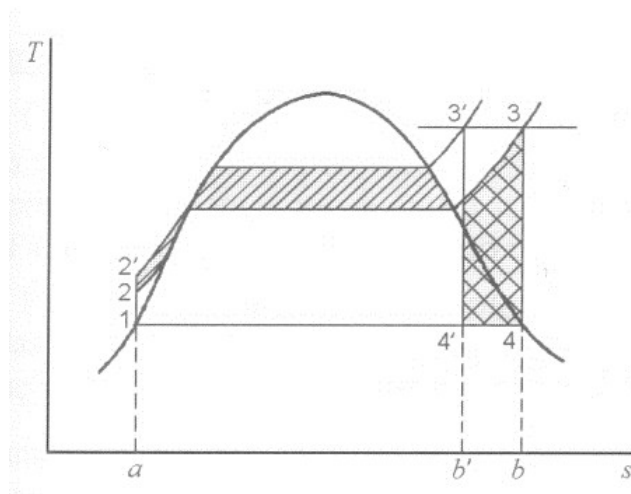


Figura 9: Diagrama TxS

podemos ver que Q_L reduziu.

Na análise, a temperatura máxima do vapor, bem como a pressão de saída, são mantidas constantes. O calor rejeitado diminui o correspondente a área $b'-4'-4-b'$. O trabalho líquido aumenta o correspondente a área hachurada simples e diminui o correspondente a área duplo hachurada. Portanto o trabalho líquido tende permanecer o mesmo, mas o calor rejeitado diminui e portanto, o rendimento do ciclo de Rankine aumenta com o aumento da pressão máxima.

Neste caso, a temperatura média na qual o calor é fornecido também aumenta com o aumento da pressão. O título do vapor que deixa a turbina diminui quando a pressão máxima do ciclo aumenta.

Neste caso, o rendimento de um ciclo de Rankine pode ser aumentado pela redução da pressão na seção de descarga da turbina, pelo aumento da pressão no fornecimento de calor e pelo superaquecimento do vapor. O título do vapor que deixa a turbina aumenta com o superaquecimento do vapor e diminui pelo abaixamento da pressão no condensador e pelo aumento da pressão no fornecimento de calor. O que acontece, em cada caso, com o trabalho útil?

6 Ciclo Rankine Com Reaquecimento

O rendimento do ciclo Rankine pode ser aumentado, pelo aumento da pressão no processo de fornecimento de calor. O aumento da pressão aumenta o teor de umidade do vapor nos estágios de baixa pressão da turbina. O ciclo com reaquecimento foi desenvolvido para tirar vantagem do aumento de rendimento provocado pela utilização de pressões mais altas e evitando que a umidade seja excessiva nos estágios de baixa pressão da turbina.

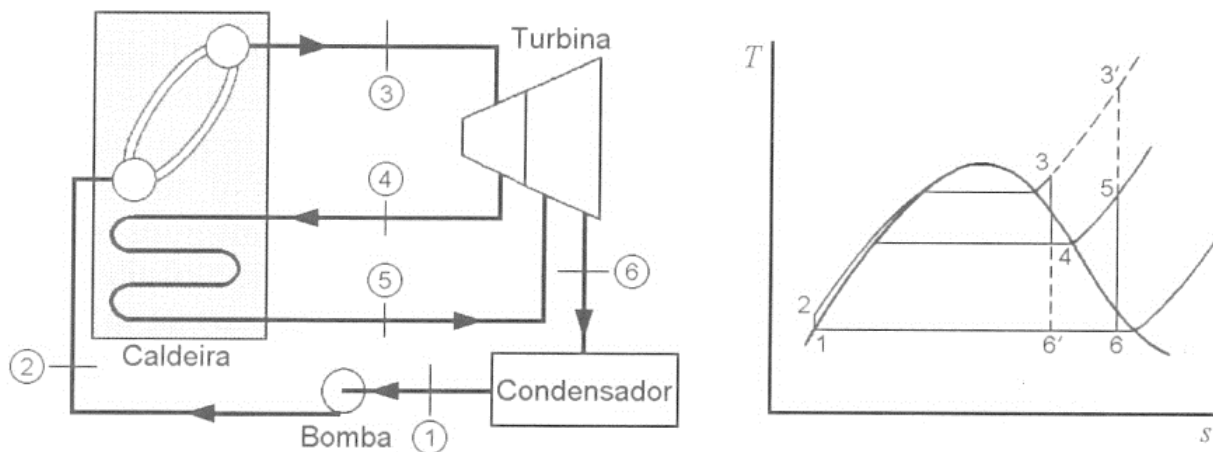


Figura 10: Esquema e diagrama TxS de reaquecimento.

O vapor expande até uma pressão intermediária na turbina e depois é reaquecido na caldeira e novamente expande na turbina até a pressão de saída. Do diagrama T-s vê-se que há um ganho muito pequeno de rendimento pelo reaquecimento do vapor, pois a temperatura média, na qual o calor é fornecido, não muda muito. A principal vantagem deste reaquecimento está na diminuição do teor de umidade nos estágios de baixa pressão da turbina. Se houver metais que possibilitem um superaquecimento do vapor até 3', o ciclo Rankine simples seria mais eficiente que o ciclo com reaquecimento e este ciclo modificado não seria necessário.

7 Ciclo Rankine Regenerativo

Outra variação importante do ciclo de Rankine é o ciclo regenerativo. Esta variação envolve a utilização de aquecedores da água de alimentação. As características básicas deste ciclo podem ser mostrados considerando-se o ciclo de Rankine sem superaquecimento mostrado na Figura.

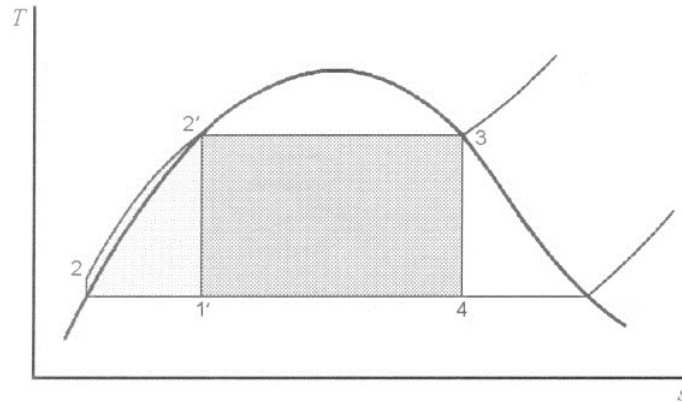


Figura 11: Diagrama T-s de um ciclo regenerativo

O fluido de trabalho é aquecido na fase líquida entre os estados 2 e 2'. A temperatura média do fluido de trabalho, durante este processo, é muito inferior à do processo de vaporização 2'-3. Isto faz com que a temperatura média, na qual o calor é transferido ao ciclo de Rankine, seja menor do que a do ciclo de Carnot 1'-2'-3-4-1'. Assim o rendimento do ciclo Rankine é menor que o do ciclo de Carnot. No ciclo regenerativo o fluido de trabalho entra na caldeira em algum estado entre 2 e 2', obtendo-se um aumento na temperatura média na qual o calor é fornecido ao fluido de trabalho.

Um ciclo regenerativo ideal (Figura). Característica: após deixar a bomba o líquido circula ao redor da carcaça da turbina, em sentido contrário ao do vapor. Calor é transferido do vapor ao líquido que escoar na periferia da turbina. Admiti-se que seja uma transferência de calor reversível; isto é: em cada ponto da superfície da turbina, a temperatura do vapor é apenas infinitesimalmente superior a do líquido. A linha 4-5, que representa os estados do vapor escoando através da turbina, é exatamente paralela à linha 1-2-3 que representa o processo de bombeamento (1-2) e os estados do líquido que escoar na periferia da turbina.

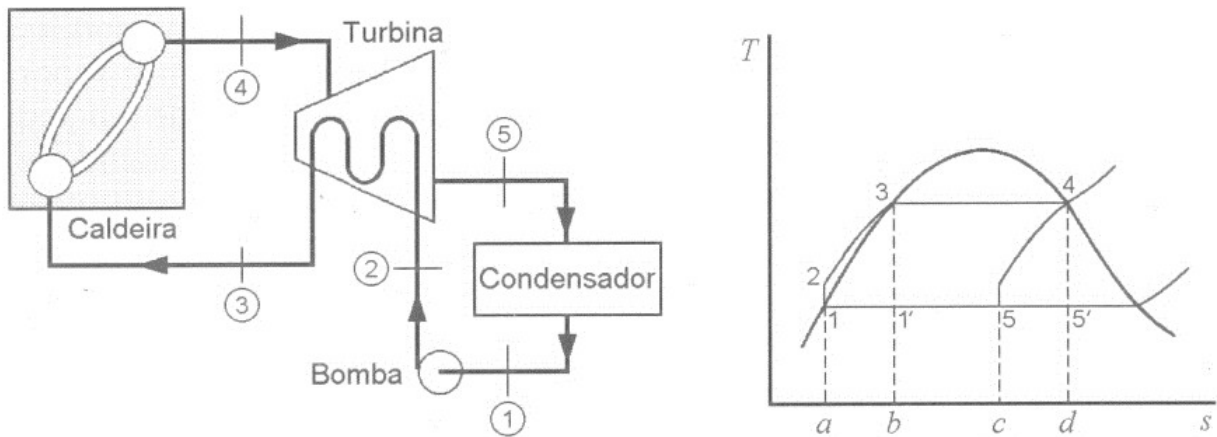


Figura 12: Ciclo regenerativo ideal

Portanto as áreas 2-3-b-a-2 e 5-4-d-c-5 são iguais e congruentes, e representam o calor transferido ao líquido e do vapor. Calor é transferido ao fluido de trabalho a temperatura constante, no processo 3-4, e a área 3-4-d-b-3 representa esta transferência de calor. Calor é transferido do fluido de trabalho no processo 5-1 e a área 1-5-c-a-1 representa esta transferência. Essa área é exatamente igual a área 1'-5'-d-b-1', que é o calor rejeitado no ciclo de Carnot relacionado, 1'-3-4-5'-1'. O ciclo regenerativo ideal apresenta rendimento térmico exatamente igual ao rendimento do ciclo de Carnot que opera entre as mesmas temperaturas de fornecimento e rejeição de calor. Não é possível implantar este ciclo regenerativo ideal.

1. Não seria possível efetuar a transferência de calor necessária do vapor na turbina para a água líquida de alimentação.
2. O teor de umidade do vapor que deixa a turbina aumenta consideravelmente, em consequência da transferência de calor, e a desvantagem disto já foi anteriormente observada.

O ciclo regenerativo real está esquematizado na Figura. Envolve a extração de uma parte do vapor que escoa na turbina, após ter sido parcialmente expandido, e a utilização de aquecedores da água de alimentação. O vapor entra na turbina no estado 5. Após a expansão até o estado 6, parte do vapor é extraído e entra no aquecedor de água de alimentação. O vapor não extraído expande na turbina até o estado 7 e é, então, levado ao condensador.

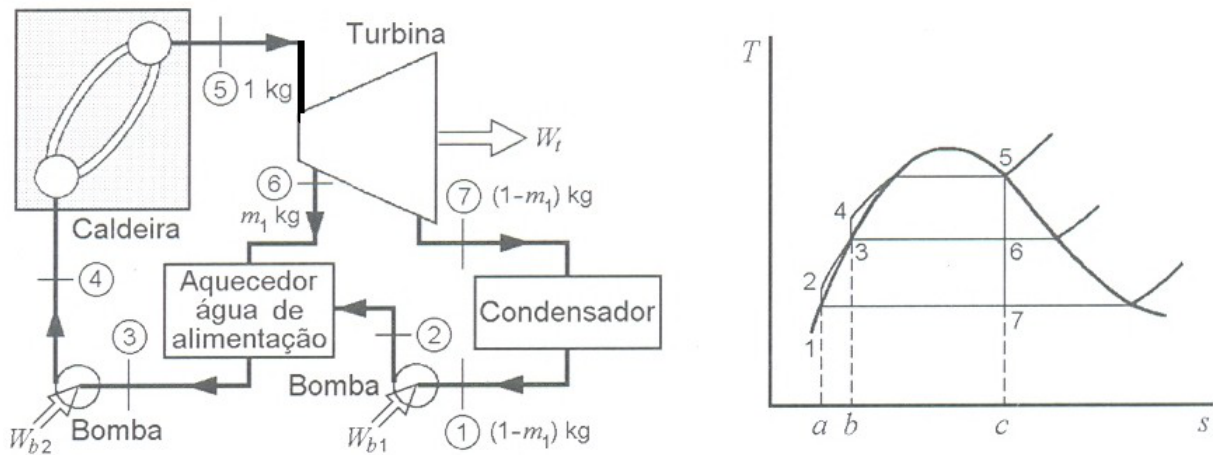


Figura 13: Ciclo regenerativo

O líquido descarregado do condensador é bombeado para o aquecedor da água de alimentação onde ocorre a mistura com o vapor extraído da turbina. A vazão de vapor extraído da turbina é a suficiente para fazer com que o líquido, que deixa o aquecedor de mistura, esteja no estado saturado (estado 3). Como o líquido ainda não foi bombeado até a pressão da caldeira mas apenas até a pressão intermediária correspondente àquela no estado 6, torna-se necessária a instalação de uma outra bomba que transfere o líquido, que é descarregado do aquecedor da água de alimentação, para a caldeira.

O ponto significativo, deste ciclo, é o aumento da temperatura média na qual o calor é fornecido ao fluido de trabalho. É difícil mostrar esse ciclo no diagrama T-s porque a massa de vapor que escoar através dos vários componentes não é a mesma. O diagrama T-s da Fig. mostra o estado do fluido nos vários pontos.

A área 4-5-c-b-4 representa o calor transferido por quilograma de fluido de trabalho. O processo 7-1 é o processo de rejeição de calor, mas como todo o vapor gerado não passa através do condensador, a área 1-7-c-a-1 representa o calor transferido por quilograma de fluido que escoar no condensador. Esta área não representa o calor transferido por quilograma de fluido de trabalho que entra na turbina. Entre os estados 6 e 7, somente uma parte do vapor gerado escoar através da turbina.

Anteriormente o vapor de extração e a água de alimentação eram misturados num aquecedor de água de alimentação. Outro tipo de aquecedor de água de alimentação, conhecido como aquecedor de superfície, é aquele no qual o vapor e a água de alimentação não se misturam, porém o calor é transferido do vapor extraído, enquanto ele condensa na parte externa dos tubos, à água de alimentação (que escoar através dos tubos). A Figura mostra o esboço de um aquecedor de superfície.

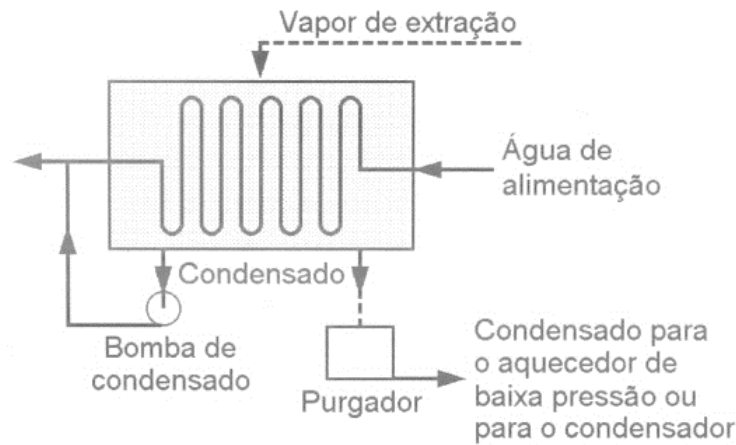


Figura 14: Aquecedor de superfície

Neste aquecedor a pressão do vapor pode ser diferente da pressão da água de alimentação. O condensado pode ser bombeado para a tubulação de água de alimentação, ou pode ser removido através de um purgador (um aparelho que permite o líquido, e não o vapor, escoar para uma região de pressão inferior) para um aquecedor de baixa pressão ou para o condensador principal. Os aquecedores de mistura para a água de alimentação tem a vantagem, quando comparados com os aquecedores de superfície, de apresentar menor custo e melhores características na transferência de calor. Porém, é necessário utilizar uma bomba para transportar o fluido de trabalho de um aquecedor de mistura para outro ou do aquecedor de mistura para a caldeira. É normal utilizar vários estágios de extração nas centrais térmicas, porém raramente são utilizados mais do que cinco estágios. O número é determinado por considerações econômicas. Utilizando um grande número de estágios de extração e aquecedores da água de alimentação, o rendimento do ciclo se aproxima daquele do ciclo regenerativo ideal, onde a água de alimentação entra na caldeira como líquido saturado a pressão máxima. Na prática, isso não pode ser justificado economicamente, porque a economia alcançada com o aumento do rendimento não seria justificada pelo custo inicial dos equipamentos adicionais (aquecedores da água de alimentação, tubulação etc.). O que se observa é que se o número de aquecedores é dobrado, o ganho de rendimento não obedece a mesma proporção. O ciclo Rankine usado nas térmicas de ciclo combinado (TG + TV) não usam aquecedores. Mais tarde veremos o motivo.

A Figura mostra um arranjo típico dos principais componentes de uma central real. Um dos aquecedores da água de alimentação de mistura é um aquecedor/desaerador da água de alimentação. Este equipamento tem duplo objetivo: o aquecimento e a remoção de ar da água de alimentação. Sem a remoção do ar, pode ocorrer corrosão excessiva na caldeira. O condensado do aquecedor a alta pressão escoa (através de um purgador) para um aquecedor intermediário; o condensado do aquecedor intermediário é drenado para o aquecedor desaerador e que o condensado do aquecedor a baixa pressão drena para o condensador.

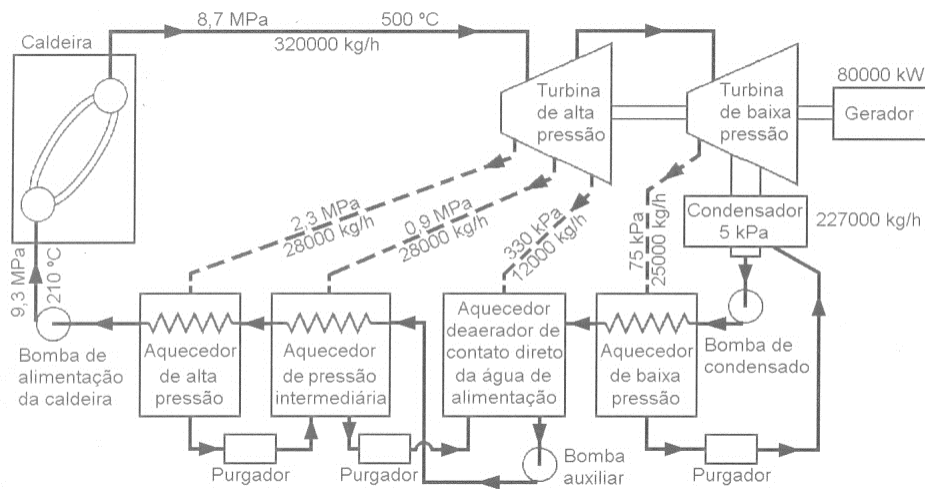


Figura 15: Principais componentes de uma planta de vapor

8 Afastamento Dos Ciclos Reais Em Relação Aos Ciclos Ideais

Comentários relativos às formas pelas quais um ciclo real se afasta de um ciclo ideal (as perdas associadas com o processo de combustão são consideradas aparte). As perdas mais importantes são vistas a seguir.

8.1 Perdas nas tubulações

A perda de carga, provocada pelo atrito, e a transferência de calor ao ambiente são as perdas mais importantes nas tubulações. Na tubulação que liga a caldeira a turbina, se ocorrerem somente efeitos de atrito, os estados a e b representariam, respectivamente, os estados do vapor que deixa a caldeira e entra na turbina. O calor transferido ao ambiente, a pressão constante, pode ser representado pelo processo bc. Os dois fenômenos diminuem a capacidade da turbina produzir trabalho. Uma perda análoga é a perda de carga na caldeira. Devido a esta perda, a água que entra na caldeira deve ser bombeada até uma pressão mais elevada do que a pressão desejada para o vapor que deixa a caldeira. Assim, será necessário um trabalho adicional no bombeamento do fluido de trabalho.

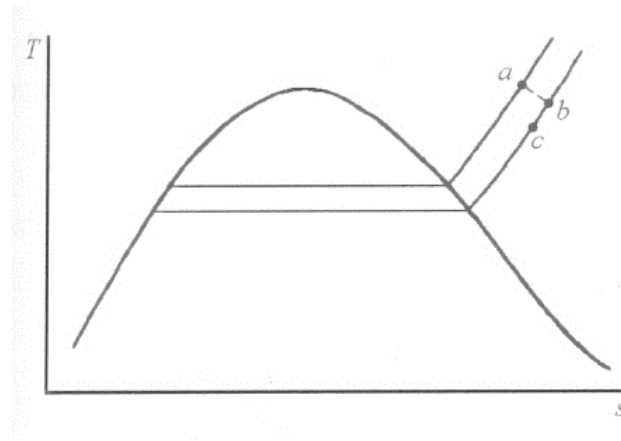


Figura 16: Perda no diagrama TxS

8.2 Perdas na turbina

As perdas principais na turbina são aquelas associadas ao escoamento do fluido de trabalho através da turbina. A transferência de calor para o meio também representa uma perda, mas apresenta importância secundária.

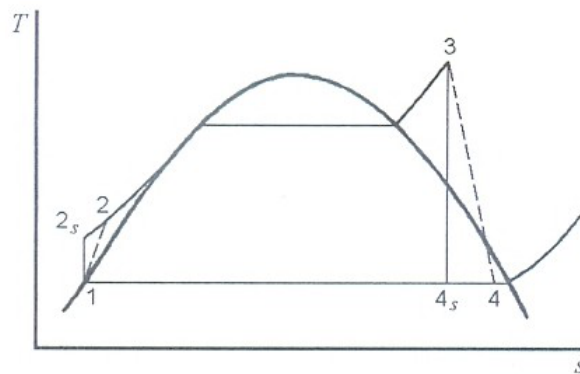


Figura 17: Perda no diagrama TxS

O ponto 4s representa o estado após uma expansão isentrópica e o ponto 4 representa o estado real do vapor na saída da turbina. Os sistemas de controle também podem provocar uma perda na turbina, particularmente se for usado um processo de estrangulamento para controlar a turbina.

8.3 Perdas na bomba

As perdas na bomba são análogas às da turbina e decorrem principalmente das irreversibilidades associadas ao escoamento do fluido. A transferência de calor é, usualmente, uma perda secundária.

$$w_t = h_3 - h_4$$

$$\eta_{turbina} = \frac{w_t}{(h_3 - h_{4_s})}$$

Definição de eficiência isentrópico da turbina

$$w_b = h_2 - h_1$$

$$\eta_{bomba} = \frac{(h_{2_s} - h_1)}{w_b} = \frac{v(p_2 - p_1)}{w_b}$$

Definição de eficiência isentrópica da bomba

8.4 Perdas no condensador

As perdas no condensador são relativamente pequenas. Uma dessas perdas é o resfriamento abaixo da temperatura de saturação do líquido que deixa o condensador, ou sub-resfriamento. Isso representa uma perda, porque é necessário uma troca de calor adicional para trazer a água até a sua temperatura de saturação.

9 Cogeração

Existem indústrias que utilizam ciclo de potência a vapor para gerar eletricidade e o processo produtivo requer uma fonte de vapor ou de água quente. Pode-se utilizar o vapor expandido até uma pressão intermediária, numa turbina de alta pressão do ciclo de potência, como fonte de energia do processo produtivo. Assim não será necessária a construção e utilização de uma segunda caldeira dedicada unicamente ao processo produtivo. Este tipo de aplicação é denominada cogeração: geração concomitante de energia elétrica e vapor.

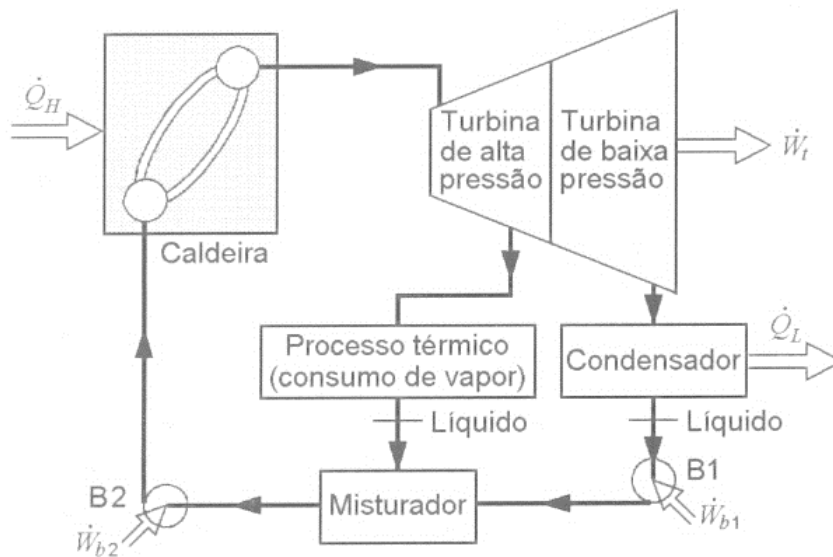


Figura 18: Planta a vapor com cogeração

10 Aspectos Gerais Do Ciclo Rankine

1. A água requer tratamento de desmineralização.
2. No passado usava-se carvão, mas está sendo abandonado (meio ambiente).
3. É usado em navios petroleiros e navios aeródromos.
4. Usado também em usinas nucleares.
5. Consegue-se potências superiores a 1 GW com uma única turbina.
6. Também chamados de combustão externa.
7. O fluido de trabalho pode ser um fluido orgânico.
8. Usado nas usinas de açúcar e álcool.
9. É o ciclo de potência mais antigo.
10. Responsável pela revolução industrial do século XVIII.

11 Exemplos

11.1

O motor de combustão interna, com ignição por centelha, é modelado como um ciclo Otto. Da análise do ciclo Otto (ideal) conclui-se que o aumentando a relação de compressão obtemos um

aumento no rendimento. Isso também é verdadeiro para o motor real, embora rendimentos dos ciclos Otto possam se afastar significativamente dos rendimentos dos motores reais. Quais os motivos que levam os ciclos reais a se desviarem dos ideais? Existem modificações dos ciclos básicos que objetivam o aumento do rendimento do ciclo. Essas modificações são realizadas com a introdução de certos equipamentos (regeneradores, compressores e expansores de múltiplos estágios e resfriadores intermediários) no ciclo original.

11.2

Determine o rendimento de um ciclo de Rankine que utiliza água como fluido de trabalho e no qual a pressão no condensador é igual a 10 kPa. A pressão na caldeira é de 2 MPa. O vapor deixa a caldeira como vapor saturado.

Simbologia:

- w_b – trabalho da bomba por quilograma de fluido que escoar no equipamento;
- q_L – calor rejeitado pelo fluido de trabalho por quilo de fluido que escoar no equipamento;

Na solução do problema será considerado, sucessivamente, uma superfície de controle que envolve a bomba, caldeira, turbina e condensador. Em cada caso é considerado que o processo ocorre regime permanente (com variações de energias cinética e potencial desprezíveis).

Volume de controle na Bomba:

- Estado de entrada: p_1 conhecida, líquido saturado: estado determinado.
- Estado de saída: p_2 conhecida.
- Primeira lei da termodinâmica: $\|W_b\| = h_2 - h_1$
- Segunda Lei da termodinâmica: $s_2 = s_1$

Como $s_2 = s_1$

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 v dp$$

Admitindo que o líquido seja incompressível:

Volume de controle na Caldeira:

- Estado de entrada: p_2, h_2 conhecidas; estado determinado.
- Estado de saída: p_3 conhecida, vapor saturado; estado determinado.
- Primeira lei da termodinâmica: $q_H = h_3 - h_2$

$$|w_b| = v(p_2 - p_1) = 0,00101(2000 - 10) = 2,0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + |w_b| = 191,8 + 2,0 = 193,8$$

$$q_H = h_3 - h_2 = 2799,5 - 193,8 = 2605,7 \text{ kJ/kg}$$

Volume de controle na Turbina:

- Estado de entrada: estado 3 conhecido.
- Estado de saída: p_4 conhecida.
- Primeira lei da termodinâmica: $W_t = h_3 - h_4$
- Segunda Lei da termodinâmica: $s_3 = s_4$

Da entropia no estado 4 pode-se determinar o título:

$$s_3 = s_4 = 6,3408 = 0,6493 + x_4 7,5009 \rightarrow x_4 = 0,7588$$

$$h_4 = 191,8 + 0,7588(2392,8) = 2000,7,5$$

$$w_t = 2799,5 - 2000,75 = 798,75 \text{ kJ/kg}$$

Volume de controle no Condensador:

- Estado de entrada: Estado 4 conhecido.
- Estado de saída: Estado 1 conhecido.
- Primeira lei da termodinâmica: $||q_L|| = h_4 - h_1$

$$q_L = h_4 - h_1 = 2007,5 - 191,8 = 1815,7 \text{ kJ/kg}$$

11.3

Considere um ciclo com reaquecimento que utiliza água como fluido de trabalho. O vapor deixa a caldeira e entra na turbina a 4 MPa e 400°C. O vapor expande até 400 kPa na turbina de alta pressão, é reaquecido até 400°C e então expande novamente na turbina de baixa pressão até 10 kPa. Determine o rendimento do ciclo. O resultado mostra que o aumento do rendimento provocado pelo reaquecimento é relativamente pequeno. Porém, a fração de líquido do vapor na seção de saída da turbina (baixa pressão) diminui em consequência do reaquecimento (de 18,4 % para 3,4 %).

11.4

Considere um ciclo regenerativo que utiliza água como fluido de trabalho. O vapor deixa a caldeira, e entra na turbina, a 4 MPa e 400°C. Após expansão até 400 kPa, parte do vapor é extraída da turbina com o propósito de aquecer a água de alimentação num aquecedor de mistura. A pressão no aquecedor da água de alimentação é igual a 400 kPa e a água na seção de saída deste equipamento está no estado líquido saturado a 400 kPa. O vapor não extraído é expandido, na turbina, até a pressão de 10 kPa. Determine o rendimento do ciclo.

11.5

Uma central térmica a vapor opera segundo o ciclo indicado na Figura. Sabendo que a eficiência da turbina é 86% e que a eficiência da bomba é 80%, determine o rendimento térmico deste ciclo.

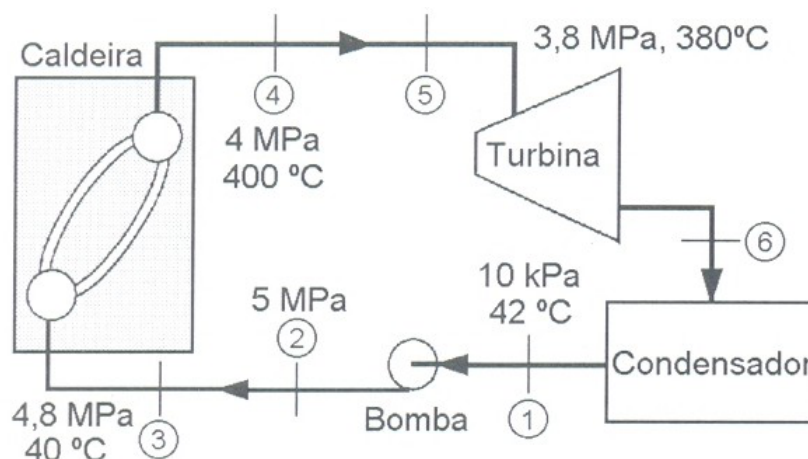


Figura 19: Central térmica a vapor

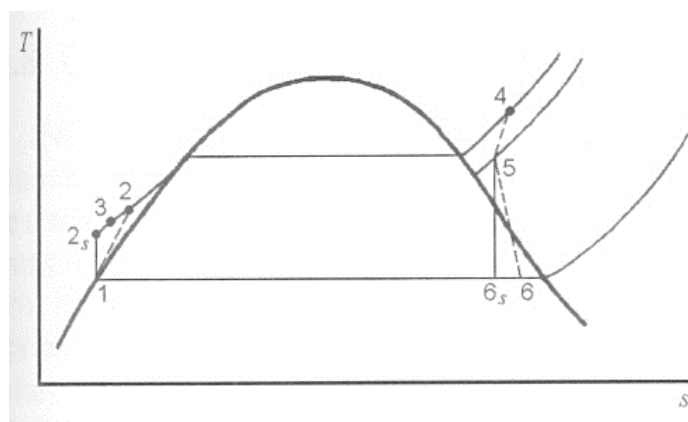


Figura 20: Diagrama TxS