



CAPÍTULO 9 – SISTEMAS DE POTÊNCIA A GÁS

DISCIPLINA: TERMODINÂMICA II

PROF. DR. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA

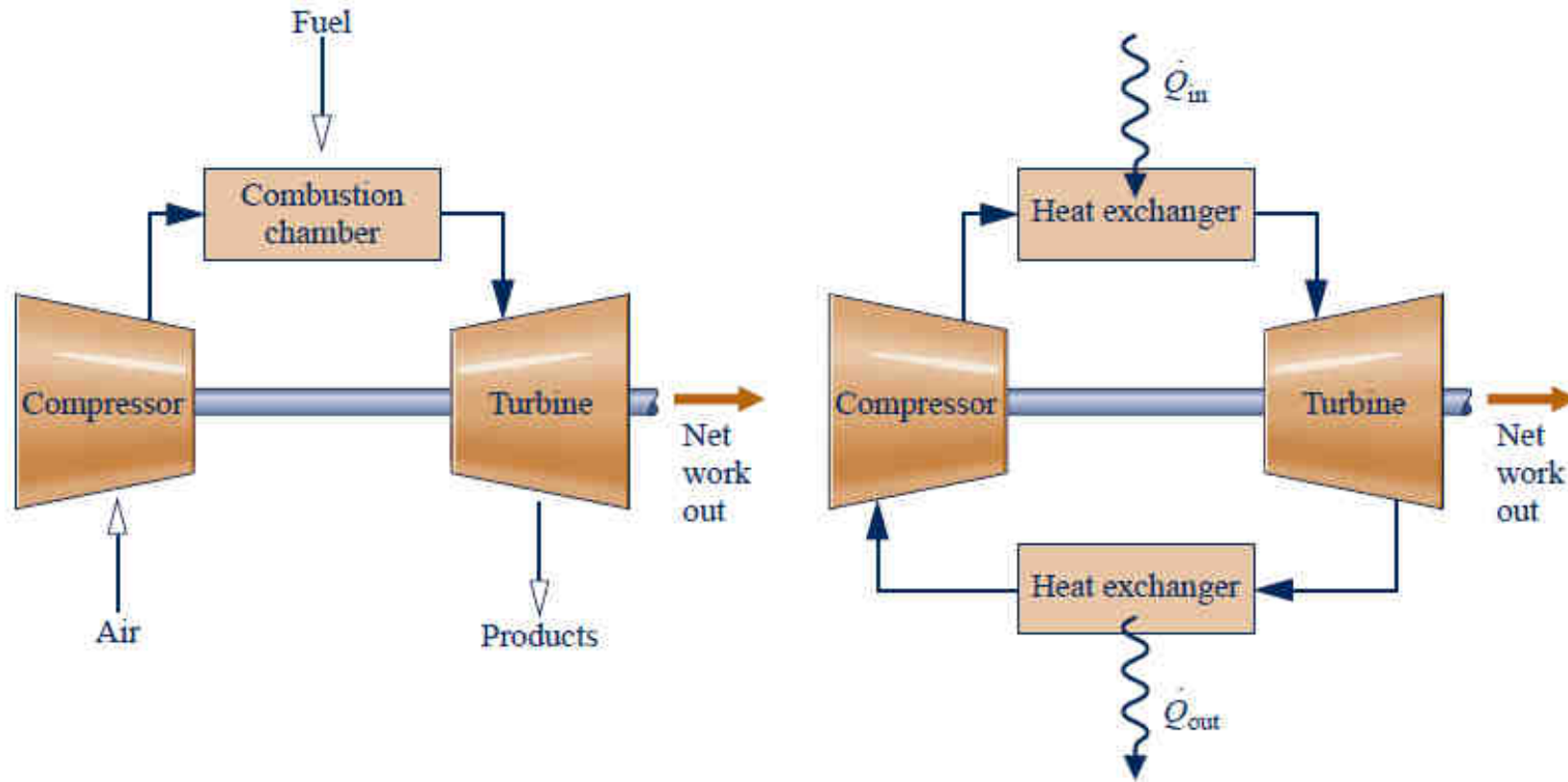
INSTALAÇÕES DE POTÊNCIA COM TURBINAS A GÁS

- Turbinas a gás são **mais leves** e **mais compactas** que as instalações de potência a vapor. A relação favorável (**potência de saída/peso**) as torna adequadas para aplicações em transportes (propulsão de aeronaves, transporte marítimo, etc.).
- Utilizam como combustível gás natural, propano, gases produzidos em aterros e estações de esgoto, gases oriundos de resíduos de animais e o singás.

9.5 MODELANDO INSTALAÇÕES DE POTÊNCIA COM TURBINAS A GÁS

- **Modo aberto:** ar entra num compressor onde é comprimido até uma pressão mais elevada. O ar entra em uma câmara de combustão, onde é misturado com combustível, e a combustão ocorre, resultando em produtos de combustão a uma temperatura elevada. Os produtos de combustão se expandem através da turbina e são descarregados na vizinhança.

- **Modo fechado:** o fluido de trabalho recebe energia por transferência de calor e o gás que deixa a turbina passa através de um trocador de calor, onde é resfriado antes de entrar no compressor.

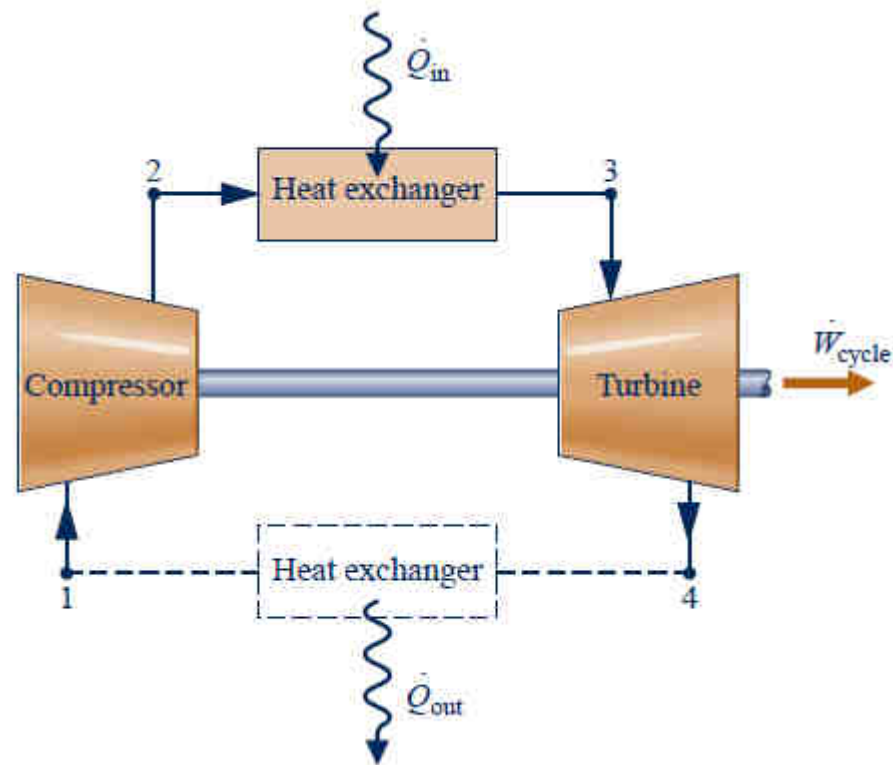


Turbina a gás. (a) Aberta para a atmosfera. (b) Fechada.

- Será utilizada a idealização da **análise de ar-padrão**:
 1. O fluido de trabalho é o **ar**, considerado um **gás ideal**.
 2. O **aumento de temperatura** resultante da combustão é realizado através de uma transferência de calor de uma **fonte externa**.

9.6 CICLO DE AR-PADRÃO BRAYTON

- O ar entra no compressor no estado 1 **a partir das vizinhanças** e retorna **para as vizinhanças** no estado 4 com uma temperatura maior do que a temperatura ambiente.
- Após interagir com as vizinhanças, o ar descarregado retorna ao estado do ar que entra no compressor.
- Isso pode ser idealizado como uma **transferência de calor do fluido de trabalho para as vizinhanças**.



- O ciclo resultante dessa idealização é chamado de **ciclo de ar-padrão Brayton**.

9.6.1 Calculando as transferências de calor e trabalho principais

- Em regime permanente, desprezando variações de energia cinética e potencial e considerando a turbina e o compressor adiabáticos tem-se que:

Trabalho produzido no ciclo por unidade de massa: $\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4$

Trabalho consumido no ciclo por unidade de massa: $\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1$

Calor adicionado ao ciclo por unidade de massa: $\frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{m}} = h_3 - h_2$

Calor rejeitado do ciclo por unidade de massa: $\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} = h_4 - h_1$

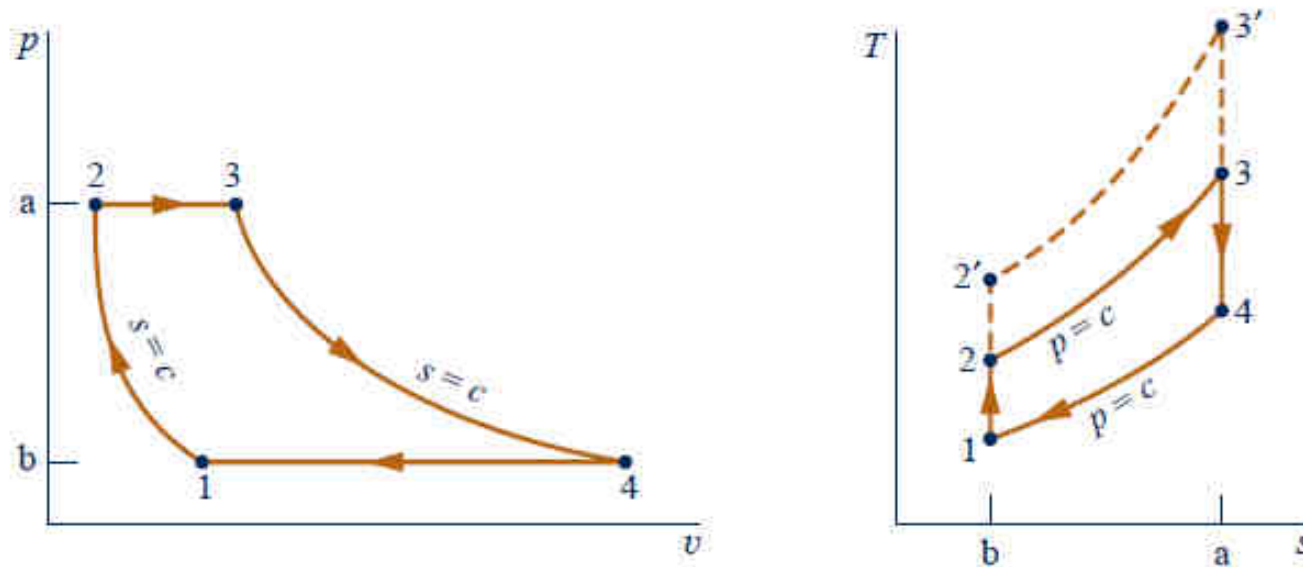
- Eficiência térmica: $\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$

- Razão de trabalho reverso:
$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_c / \dot{m}}{\dot{W}_t / \dot{m}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4}$$
- Para turbinas a gás, **bwr** varia de 40 a 80 % enquanto em instalações de turbina a vapor, **bwr** varia de 1 a 2 %.
- As Tabelas A.22 ou A.22E podem ser utilizadas para a obtenção das entalpias específicas (calores específicos variáveis).
- Considerando calores específicos constantes, a análise de ar-padrão é chamada de **análise de ar-padrão frio** (análise simplificada e mais rápida).

9.6.2 Ciclo de ar-padrão ideal Brayton

- Nos **trocadores de calor** não há perda de carga por atrito e o ar escoar à pressão constante.

- Os processos no **compressor** e **turbina** são isoentrópicos.



- Diagrama $p - v$:

Área 1-2-a-b-1: trabalho fornecido ao compressor por unidade de massa.

Área 3-4-b-a-3: trabalho produzido na turbina por unidade de massa:

$(\text{Área 1-2-a-b-1}) - (\text{Área 3-4-b-a-3}) = \text{Área 1-2-3-4}$ (trabalho líquido produzido)

- Diagrama $T - s$:

Área 2-3-a-b-2: calor adicionado por unidade de massa.

Área 1-4-a-b-1: calor rejeitado por unidade de massa.

$(\text{Área 2-3-a-b-2}) - (\text{Área 1-4-a-b-1}) = \text{Área 1-2-3-4}$ (calor líquido adicionado)

- Para um ciclo Brayton ideal (processos isoentrópicos 1-2 e 3-4) tem-se para uma análise de ar-padrão (Tabela A.22):

$$\frac{p_{r2}}{p_{r1}} = \frac{p_2}{p_1} \quad \text{e} \quad \frac{p_{r4}}{p_{r3}} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_1}{p_2}$$

- Para uma análise de ar-padrão frio tem-se:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \quad T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{(k-1)/k} = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k}$$

9.6.3 Efeitos da relação de compressão sobre o desempenho

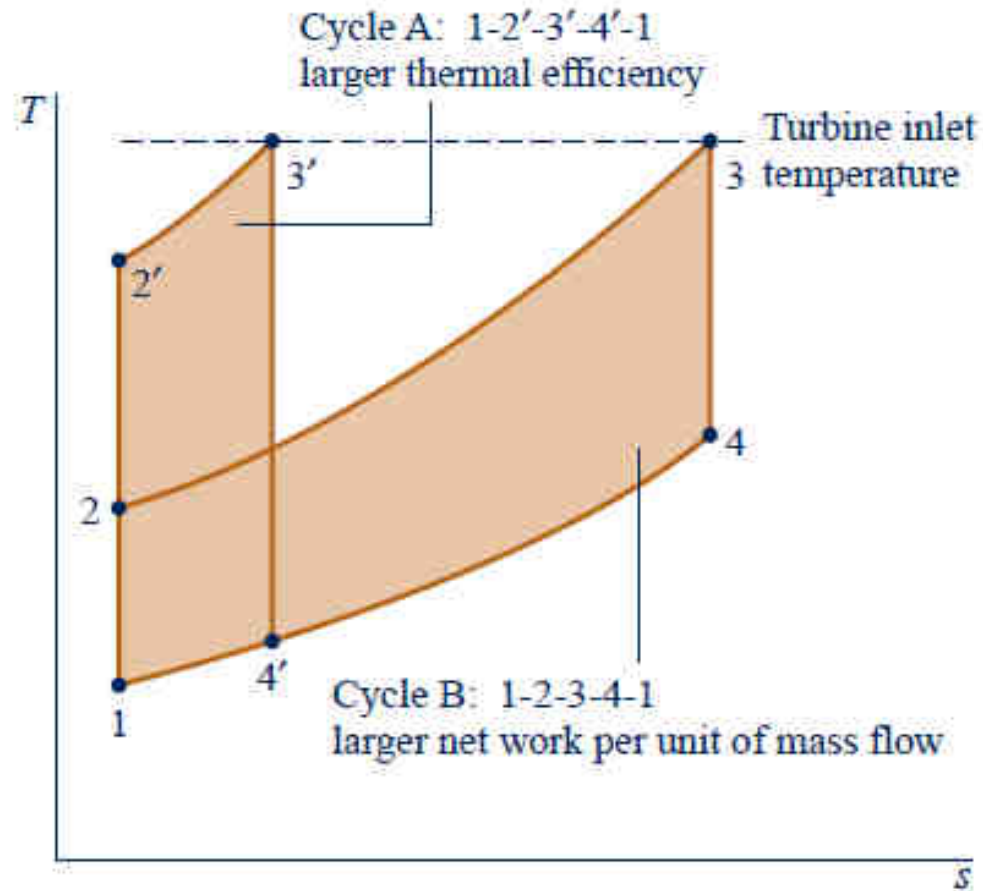
- A **eficiência térmica aumenta com o aumento da relação de compressão** no compressor. Para c_p e k constantes, a expressão da eficiência térmica fica:

$$\eta = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left(\frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1} \right)_{T_4/T_1 = T_3/T_2} \equiv 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

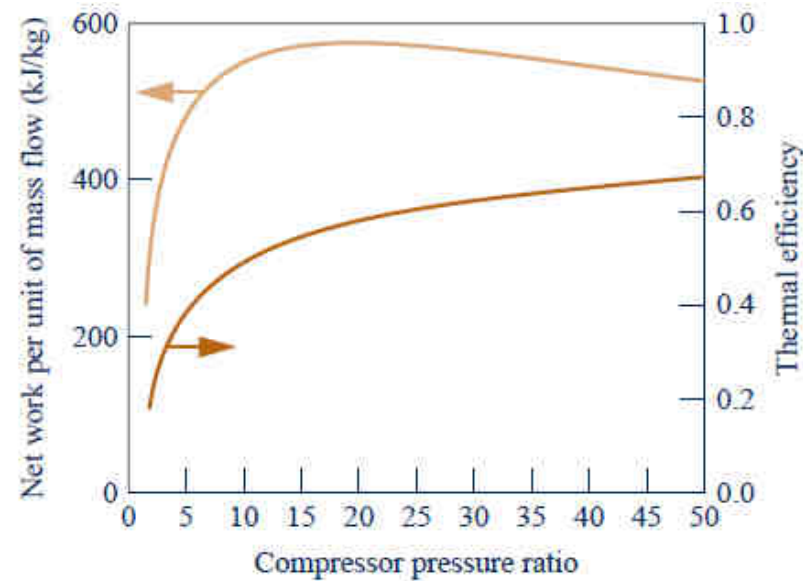
- Sabendo que $T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k}$ a eficiência térmica pode ser reescrita como:

$$\eta = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}}$$

$$\uparrow \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow \uparrow \eta \text{ (ar-padrão frio)}$$



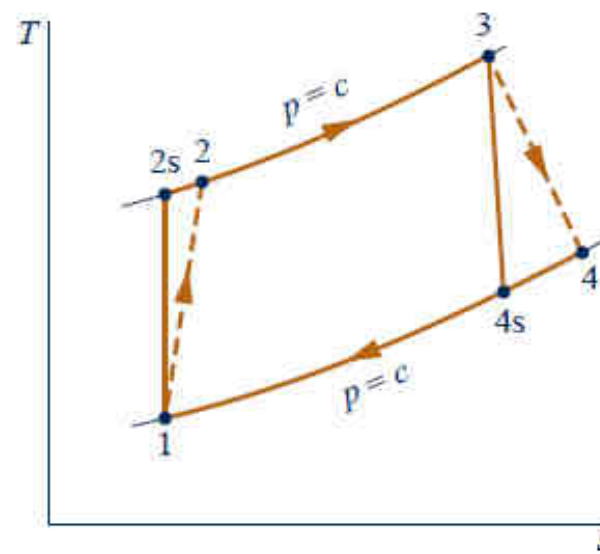
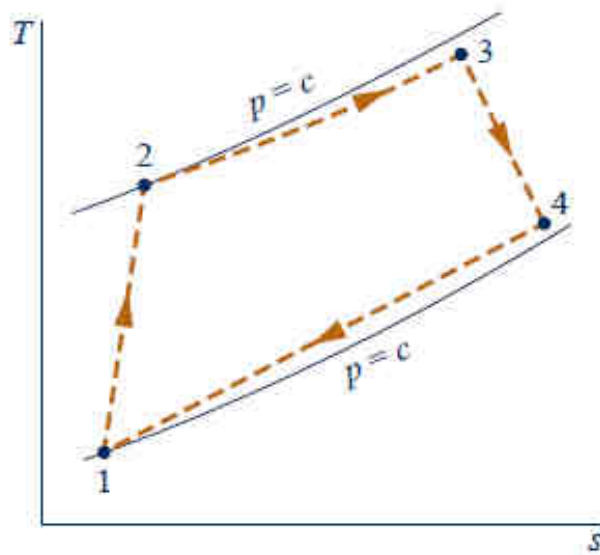
- O ciclo A tem uma relação de compressão maior do que o ciclo B (maior eficiência térmica).
- Porém o ciclo B produz mais trabalho líquido.
- Para que A produza o mesmo trabalho que B é necessário um aumento da vazão (sistema maior).
- Para veículos, é desejável sistemas menores (mais leves), e portanto é preferível o máximo trabalho e não a maior eficiência térmica.



- Nota-se que a eficiência térmica aumenta com a relação de compressão.
- Nota-se que o trabalho líquido por unidade de massa aumenta e diminui com o aumento da relação de compressão.
- Para veículos por exemplo, o máximo trabalho líquido poderia ser obtido, de acordo com o gráfico acima, para uma relação de compressão aproximadamente igual a 21.

9.6.4 Irreversibilidades e perdas nas turbinas a gás

- 1ª figura: **aumento da entropia específica** do fluido no compressor (1-2) e na turbina (3-4) devido ao atrito e **perdas de carga** conforme o fluido passa através dos trocadores de calor (2-3 e 4-1).
- 2ª figura: desprezando as perdas de carga do fluido nos trocadores de calor (perdas secundárias com relação as perdas por atrito no compressor e turbina).



- Com o aumento das irreversibilidades, o trabalho produzido na turbina **descrece** e o trabalho fornecido ao compressor **aumenta**, resultando em um **decréscimo do trabalho líquido** da instalação de potência.
- Outras fontes de irreversibilidades: **transferências de calor residuais** dos componentes da instalação e o **processo de combustão** (o mais importante).
- Porém, uma análise de ar-padrão não permite que as irreversibilidades da combustão sejam calculadas.
- As eficiências isoentrópicas da turbina e do compressor são dadas por:

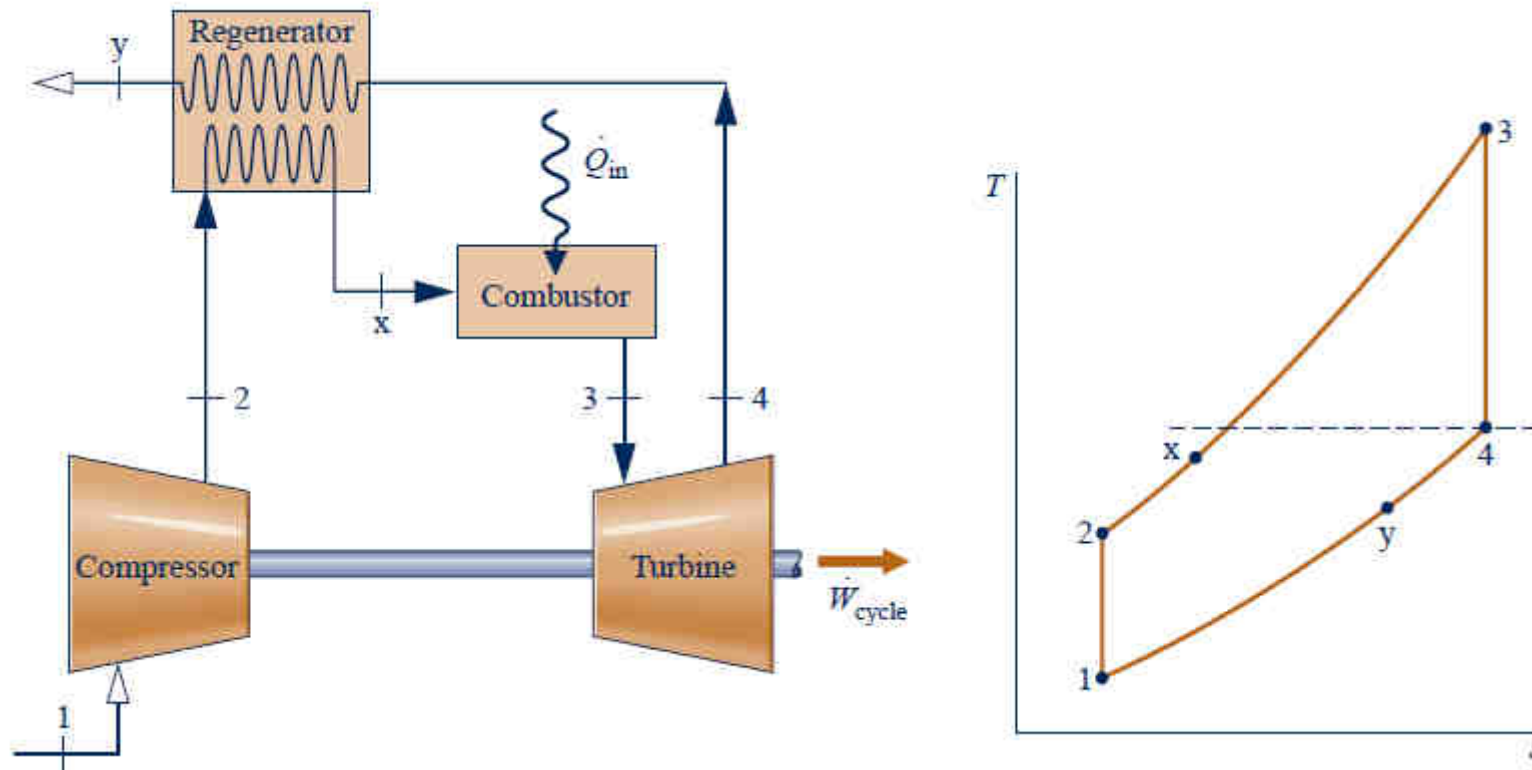
$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m})}{(\dot{W}_t/\dot{m})_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{(\dot{W}_c/\dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

- Após décadas de esforços, é comum encontrar compressores e turbinas com 80 a 90 % de eficiência.

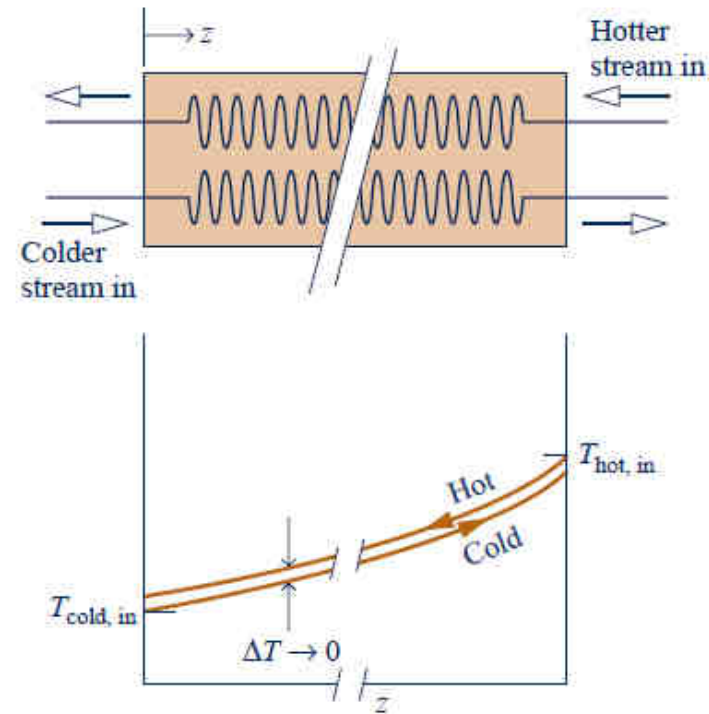
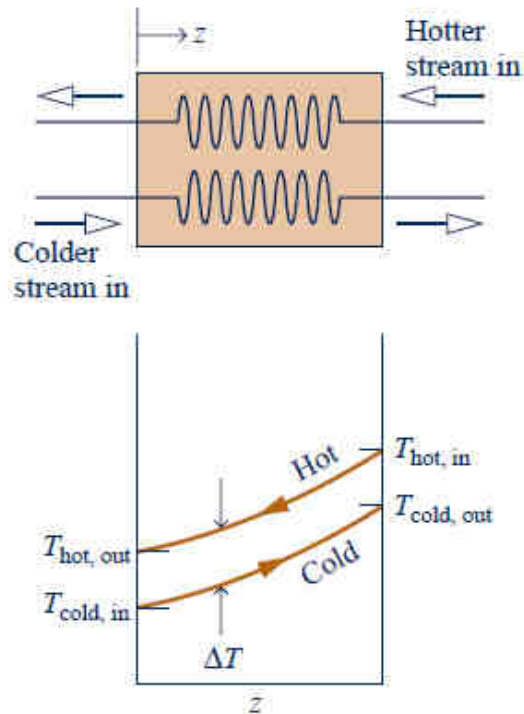
9.7 TURBINAS A GÁS REGENERATIVAS

- A temperatura de saída de uma turbina a gás é normalmente **bem acima da temperatura ambiente**.
- Esse gás quente de escape possui **potencial de uso** (exergia) que seria perdido se o gás fosse descarregado diretamente para as vizinhanças.
- Uma maneira de aproveitar esse potencial é através de um **regenerador**, que permite que o ar que deixa o compressor seja preaquecido antes de entrar no combustor.
- Isso **reduz a quantidade de combustível** que deve ser queimada no combustor.
- Conforme a figura abaixo, o regenerador é um **trocador de calor contracorrente** onde o **gás quente que sai da turbina** e o **gás frio que sai do compressor** escoam em direções opostas.



- O gás de escape da turbina é resfriado e **4 a y**, enquanto o ar que sai do compressor é aquecido de **2 a x**. Assim, a transferência de calor da fonte externa é necessária para aumentar a temperatura do ar do estado **x ao 3**, em vez do estado **2 ao estado 3**, como seria o caso sem regeneração.

- O **trabalho líquido não é alterado** com a inclusão do regenerador, mas como o **calor adicionado é reduzido**, a **eficiência térmica aumenta**.
- Calor adicionado ao ciclo por unidade de massa: $\frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{m}} = h_3 - h_x$
- Nota-se que a **transferência de calor externa para o ciclo diminui** (economia de combustível) com o aumento de h_x , e desse modo com T_x .
- De acordo com a figura esquerda abaixo (**regenerador real**), a temperatura de saída do fluido frio (T_x) é sempre menor do que a temperatura de entrada do fluido quente, pois o ΔT entre as correntes de fluido é **finito**.
- De acordo com a figura direita abaixo, na situação ideal (**regenerador reversível**), o ΔT entre as correntes de fluido tende a zero (área infinita de troca de calor) e (T_x) se aproxima da temperatura de entrada do fluido quente. No caso limite, $T_x = T_{ent,q} = T_4$.



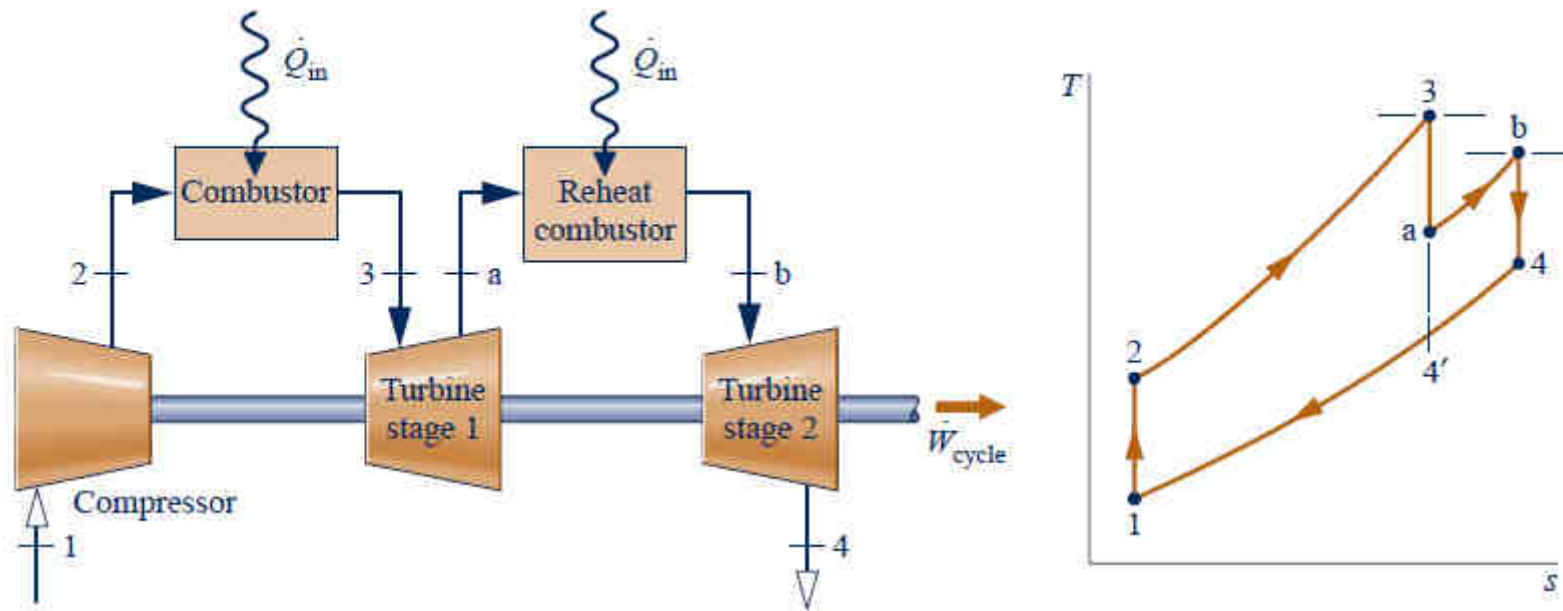
- A **efetividade do regenerador** é um parâmetro que mede o afastamento de um regenerador real em relação a tal regenerador ideal.
- É a razão entre o aumento real de entalpia do ar entre 2 e x e o aumento máximo teórico de entalpia.

$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2}$$

- Na prática, valores típicos de 60 a 80% são encontrados para η_{reg} e dessa forma, $T_x < T_4$.
- Um aumento da área de troca de calor para uma maior eficiência pode resultar em **grandes perdas por atrito**, afetando o desempenho global.
- Além disso, maiores trocadores de calor são mais caros, e a decisão de adicionar um regenerador é principalmente **econômica**.
- O trabalho por unidade de vazão mássica do compressor e da turbina não se modificam com a adição do regenerador.
- Assim, a razão de trabalho reverso e o trabalho líquido produzido não são afetados por esta modificação.

9.8 TURBINAS A GÁS REGENERATIVAS COM REAQUECIMENTO E INTER-RESFRIAMENTO

9.8.1 Turbinas a gás com reaquecimento

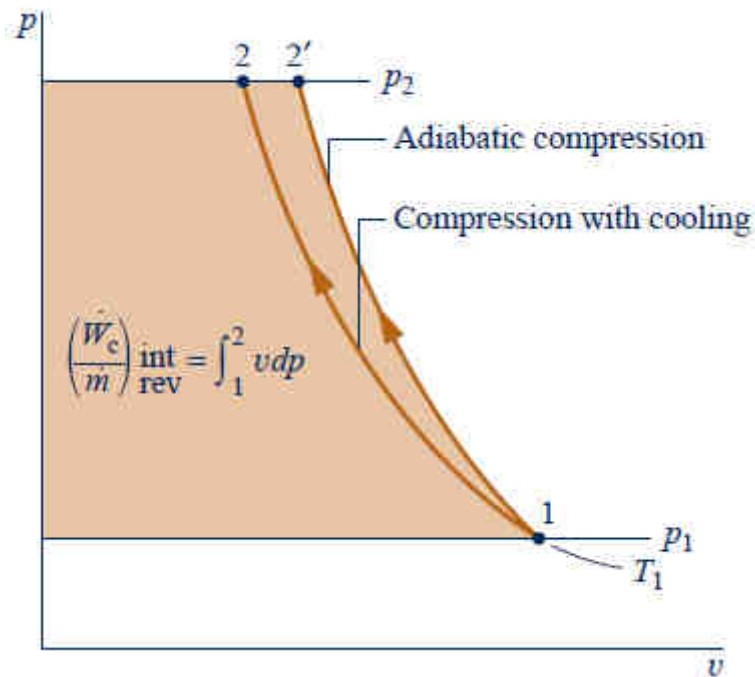


- Em instalações de potência a gás com **excesso de ar na combustão**, pode ser conseguido um **aumento na eficiência térmica** com uma **turbina de múltiplos estágios** e um **combustor de reaquecimento** entre os estágios.
- Nesse caso, o **trabalho líquido por unidade de massa é aumentado**.
- Conforme figura acima, após expansão do estado **3** para o estado **a** na primeira turbina, o gás é **reaquecido a pressão constante** do estado **a** ao estado **b**. A expansão é então completada na segunda turbina do estado **b** ao estado **4**.
- Num ciclo Brayton ideal sem reaquecimento a expansão ocorreria de **3** a **4'** e com reaquecimento ocorre de **3** a **a** e de **b** a **4**.
- **O trabalho líquido do ciclo com reaquecimento é maior do que aquele do ciclo sem reaquecimento.**
- A eficiência térmica do ciclo **não necessariamente aumentaria**, porque seria exigida uma **maior adição de calor total**.

- Porém, a temperatura na saída da turbina é maior com reaquecimento do que sem este, portanto o potencial para regeneração é aumentado.

9.8.2 Compressão com inter-resfriamento

- O trabalho líquido produzido por uma turbina a gás também pode ser aumentado reduzindo-se o trabalho fornecido ao compressor.
- Isso pode ser obtido através da compressão em múltiplos estágios com inter-resfriamento.



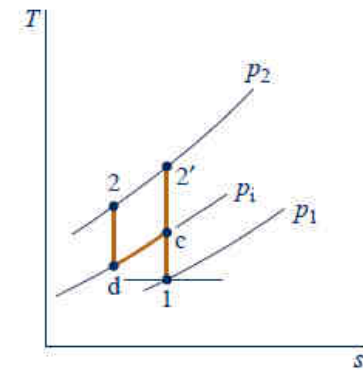
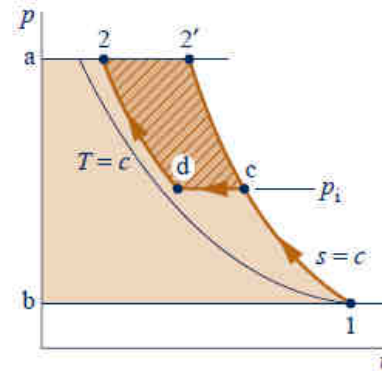
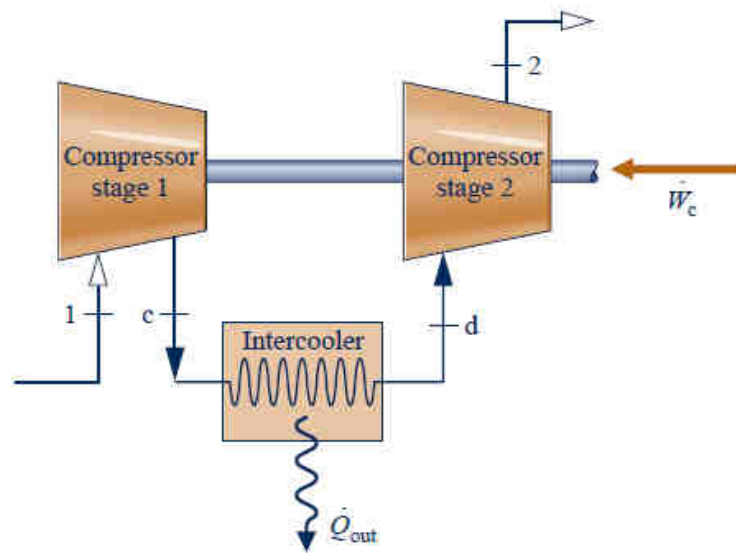
Caminho 1-2': compressão adiabática.

Caminho 1-2: compressão com transferência de calor do fluido de trabalho para as vizinhanças.

A área a esquerda de cada curva é igual a magnitude do trabalho por unidade de massa em cada processo.

$$\left(\dot{W}_c/\dot{m}\right)_{1-2} < \left(\dot{W}/\dot{m}\right)_{1-2'}$$

- Isso sugere que **resfriar um gás durante a compressão** é vantajoso em termos de necessidade de fornecimento de trabalho.
- Na prática é **difícil realizar as interações de calor e trabalho simultaneamente** de tal maneira que é conveniente separar essas interações em processos distintos, permitindo que a **compressão ocorra em estágios com trocadores de calor**, chamados **inter-resfriadores**.



- 1-c: **compressão isoentrópica** de 1 até c, onde a pressão é p_i .
- c-d: **resfriamento a pressão constante** da temperatura T_c para T_d .
- d-2: **compressão isoentrópica** de d a 2.
- Trabalho fornecido por unidade de massa: área 1-c-d-2-a-b-1.

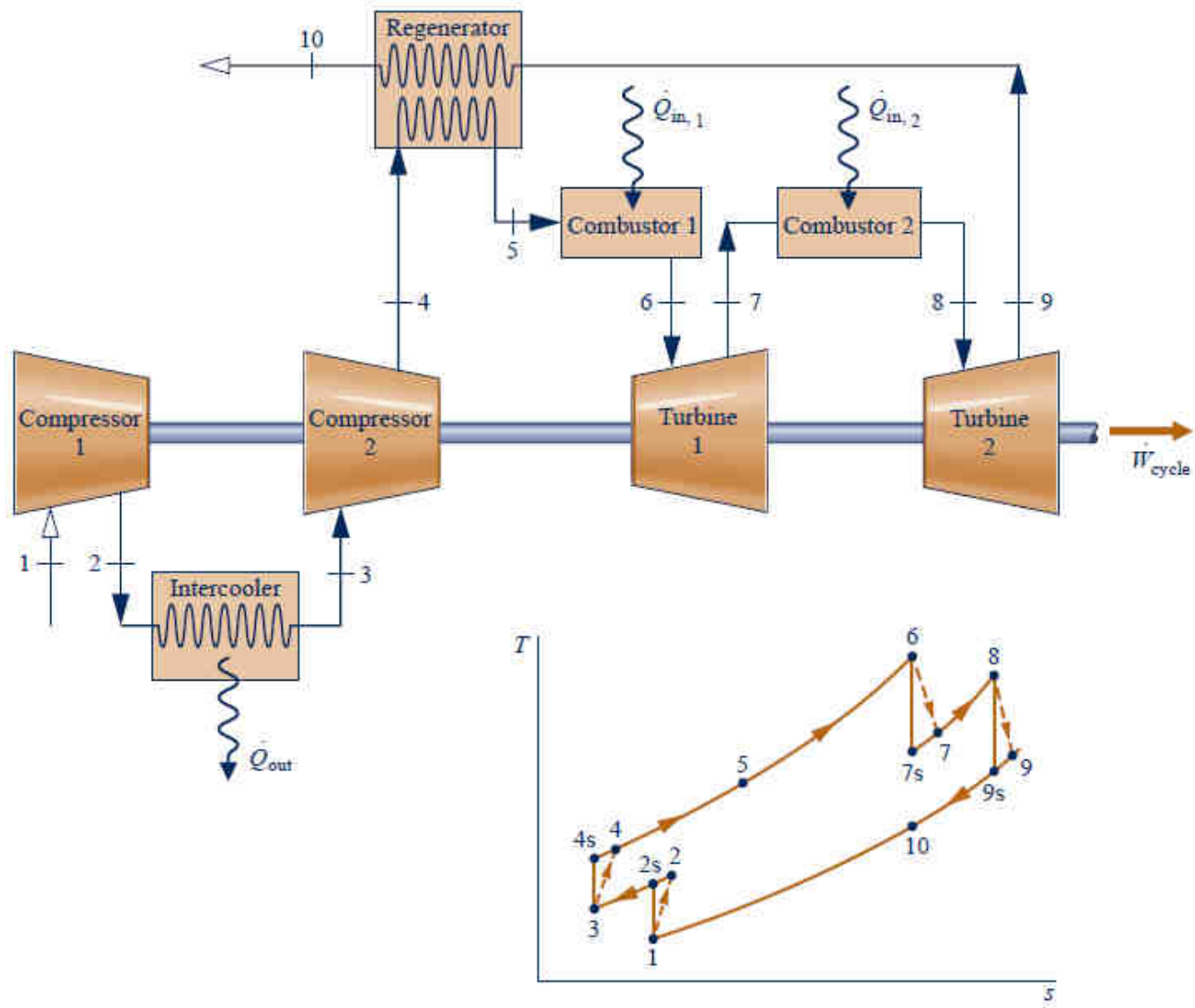
- Trabalho fornecido por unidade de massa sem inter-resfriamento: área 1-2'-a-b-1.
- Área (1-2'-a-b-1) – Área (1-c-d-2-a-b-1) = Área (c-d-2-2'-c)
- A área hachurada c-d-2-2'-c é a **redução de trabalho obtido com o inter-resfriamento**.
- O número de estágios e condições operacionais é um problema de otimização
- A compressão em múltiplos estágios com inter-resfriamento **aumenta o trabalho líquido produzido através da redução do trabalho de compressão**.
- Entretanto, a **temperatura de admissão de ar no combustor seria reduzida** (T_2 ao invés de T_2') o que exigiria uma **transferência de calor adicional** (consumo de combustível adicional) para atingir a temperatura de entrada desejada na turbina.

- Mas a temperatura mais baixa na saída do compressor **aumenta o potencial para regeneração**, de forma que, quando o inter-resfriamento é utilizado em conjunto com a regeneração, é verificado aumento de eficiência térmica.
- O tamanho da área hachurada (redução de trabalho com o inter-resfriamento) depende de T_d e p_i .
- Selecionando apropriadamente T_d e p_i o **trabalho total fornecido ao compressor pode ser minimizado**.

9.8.3 Reaquecimento e inter-resfriamento

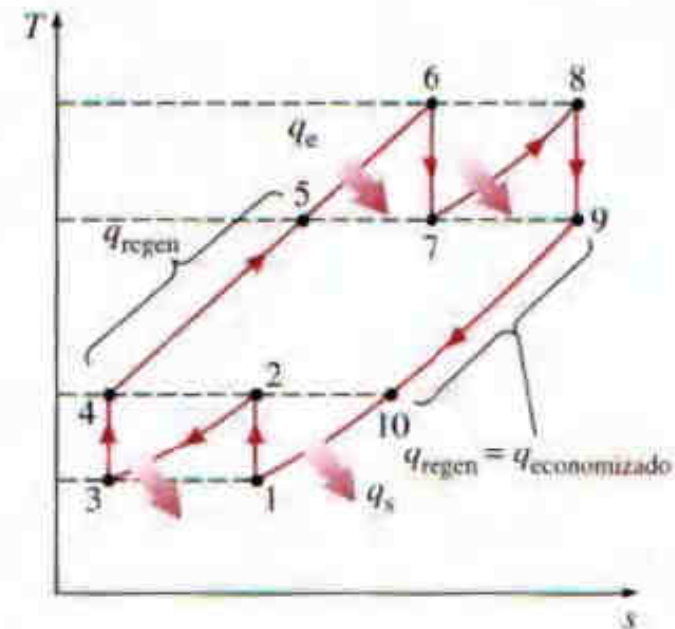
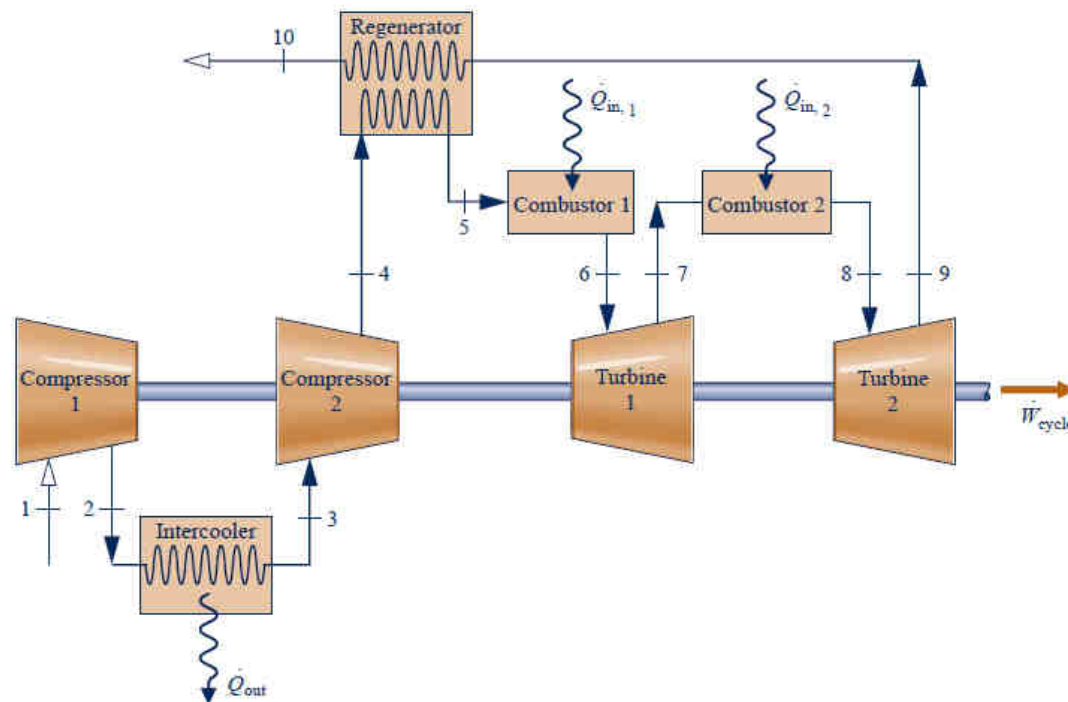
- Utilizando **reaquecimento**, **inter-resfriamento** e **regeneração** provocam uma melhora substancial no desempenho de um sistema de turbina a gás.

- Na figura abaixo a turbina a gás possui dois estágios de compressão e dois estágios de expansão.
- No diagrama $T - s$ podem ser visualizadas as irreversibilidades nos estágios do compressor e da turbina.
- As perdas de carga no inter-resfriador, combustores e regenerador não são mostradas.
- A combinação reaquecimento e inter-resfriamento fornece duas vantagens: o trabalho líquido produzido é aumentado e potencial de regeneração também é aumentado.



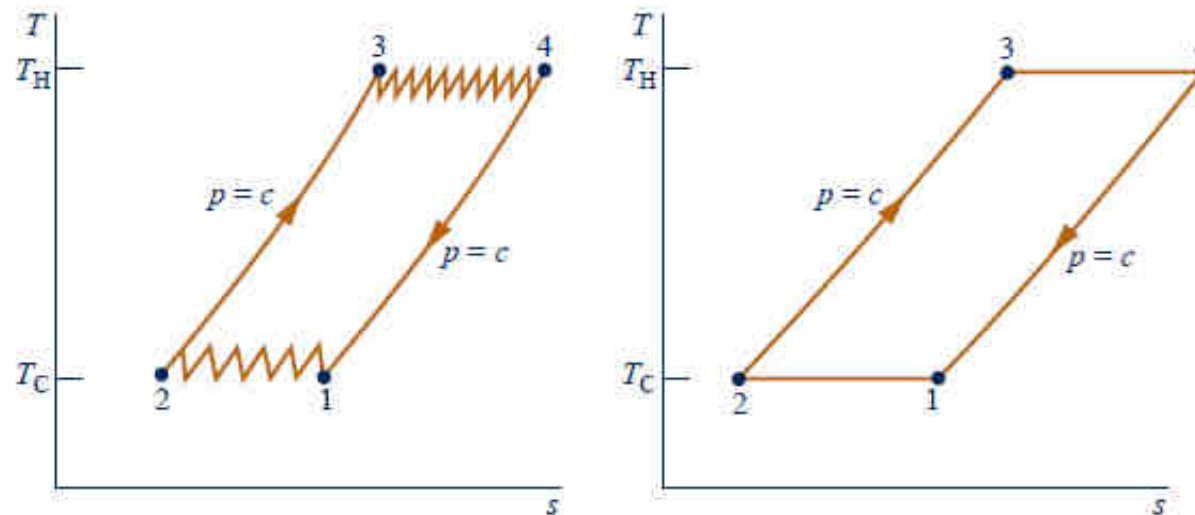
9.8.4 Ciclo Ericsson

- Pode-se conseguir aumentos significativos na eficiência térmica de instalações de potência de turbina a gás através de inter-resfriamento, reaquecimento e regeneração.



- Existe um limite econômico para o número de estágios que pode ser empregado, e **normalmente não há mais de dois ou três**. De qualquer forma, é instrutivo considerar a situação em que o **número de estágios torna-se infinitamente grande**.
- Entre os estados 10 e 4 (rejeição de calor) podem ser colocados inter-resfriadores de tal forma que cada inter-resfriador retorne o fluido de trabalho para a temperatura $T_1 = T_C$ da **entrada do primeiro estágio de compressão**.
- Da mesma forma, entre os estados 5 e 9 (ganho de calor) podem ser colocados reaquecedores de tal forma que cada reaquecedor retorne o fluido de trabalho para a temperatura $T_6 = T_H$ da **entrada do primeiro estágio da turbina**.
- No limite, à medida que um número infinito de estágios de reaquecimento e inter-resfriamento é utilizado, todo o calor adicionado ocorre quando o fluido de trabalho estiver à sua temperatura mais alta, T_H , e todo o calor rejeitado ocorre quando o fluido de trabalho estiver à sua temperatura mais baixa, T_C .

- O ciclo resultante é composto de **dois processos isotérmicos** (rejeição e ganho de calor) e **dois processos isobáricos**, chamado de **ciclo Ericsson**.



- O regenerador possibilita que o calor recebido no Processo 2-3 seja obtido do calor rejeitado no Processo 4-1.
- Em consequência, **todo o calor adicionado do meio externo ocorre nos reaquecedores**, e **todo o calor rejeitado para as vizinhanças ocorre nos inter-resfriadores**.

- Uma vez que se supõe que as irreversibilidades são ausentes e todo o calor é fornecido e rejeitado isotermicamente, a eficiência térmica do ciclo Ericsson iguala-se àquela de **qualquer ciclo de potência reversível que opere com adição de calor à temperatura T_H e rejeição de calor à temperatura T_C** , ou seja:

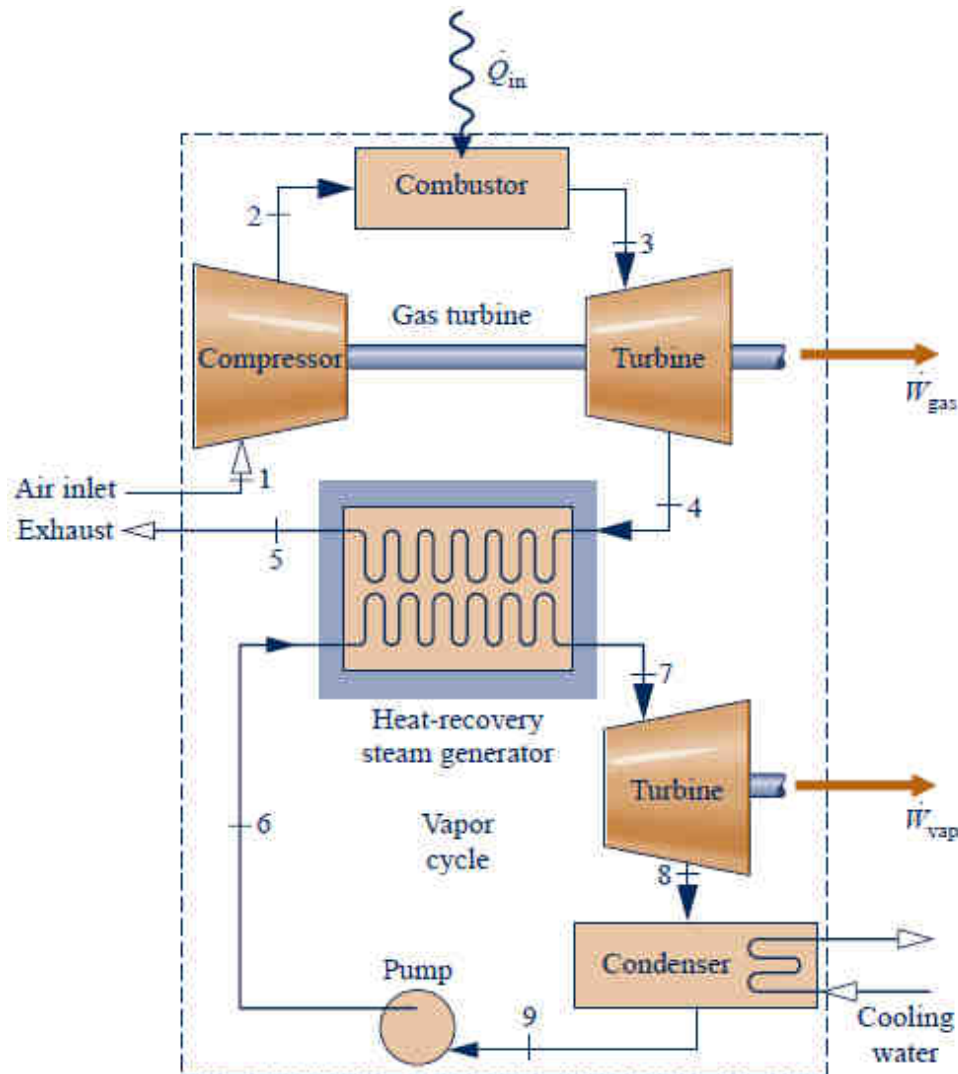
$$\eta = 1 - \frac{T_C}{T_H} \text{ (eficiência térmica de Carnot)}$$

- O ciclo Ericsson é teórico e serve como **apenas como referência** para a eficiência térmica máxima de um ciclo ideal de turbina a gás com inter-resfriamento, reaquecimento e regeneração.
- Na prática a utilização de mais de dois ou três estágios **não se justifica em termos econômicos**.

9.9 CICLOS COMBINADOS BASEADOS EM TURBINAS A GÁS

9.9.1 Ciclo de potência combinado de turbina a gás e a vapor

- Um ciclo combinado acopla dois ciclos de potência de modo que a energia descarregada através do calor de um dos ciclos é usada como o calor fornecido ao outro ciclo.
- Os ciclos de potência a vapor e a gás são combinados usando um gerador de vapor com recuperação de calor como interligação, que serve como caldeira do ciclo de potência a vapor.
- O ciclo combinado possui a elevada temperatura média de adição de calor da turbina a gás e a baixa temperatura média de rejeição de calor do ciclo a vapor e, portanto, uma eficiência térmica média maior do que qualquer um dos dois ciclos teria individualmente.
- Os ciclos combinado são bastante utilizados na geração de energia elétrica.



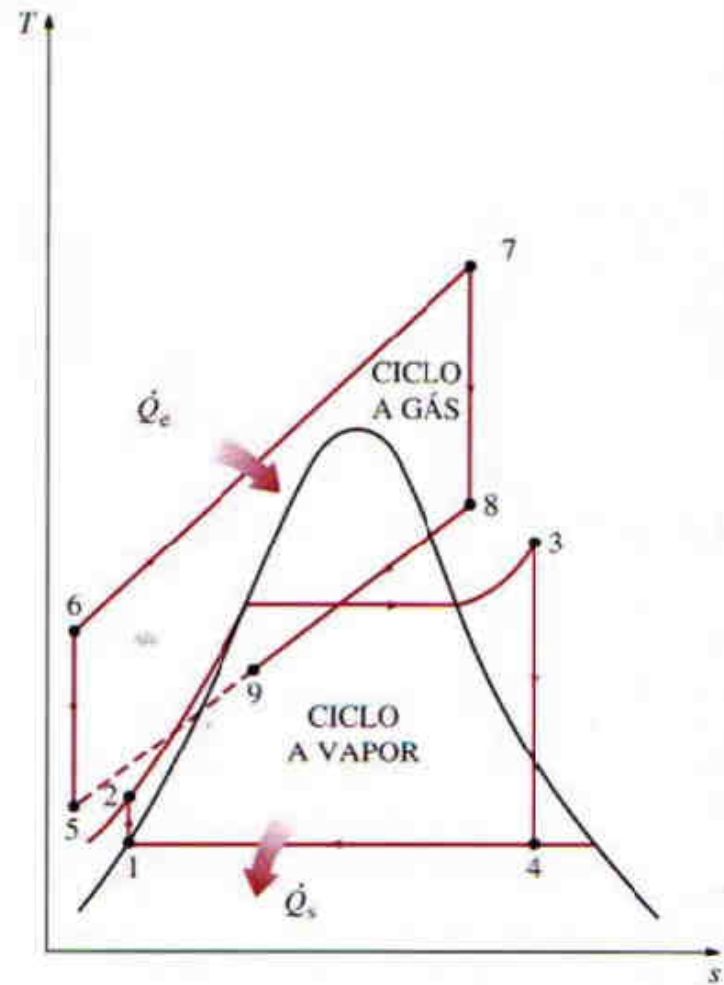
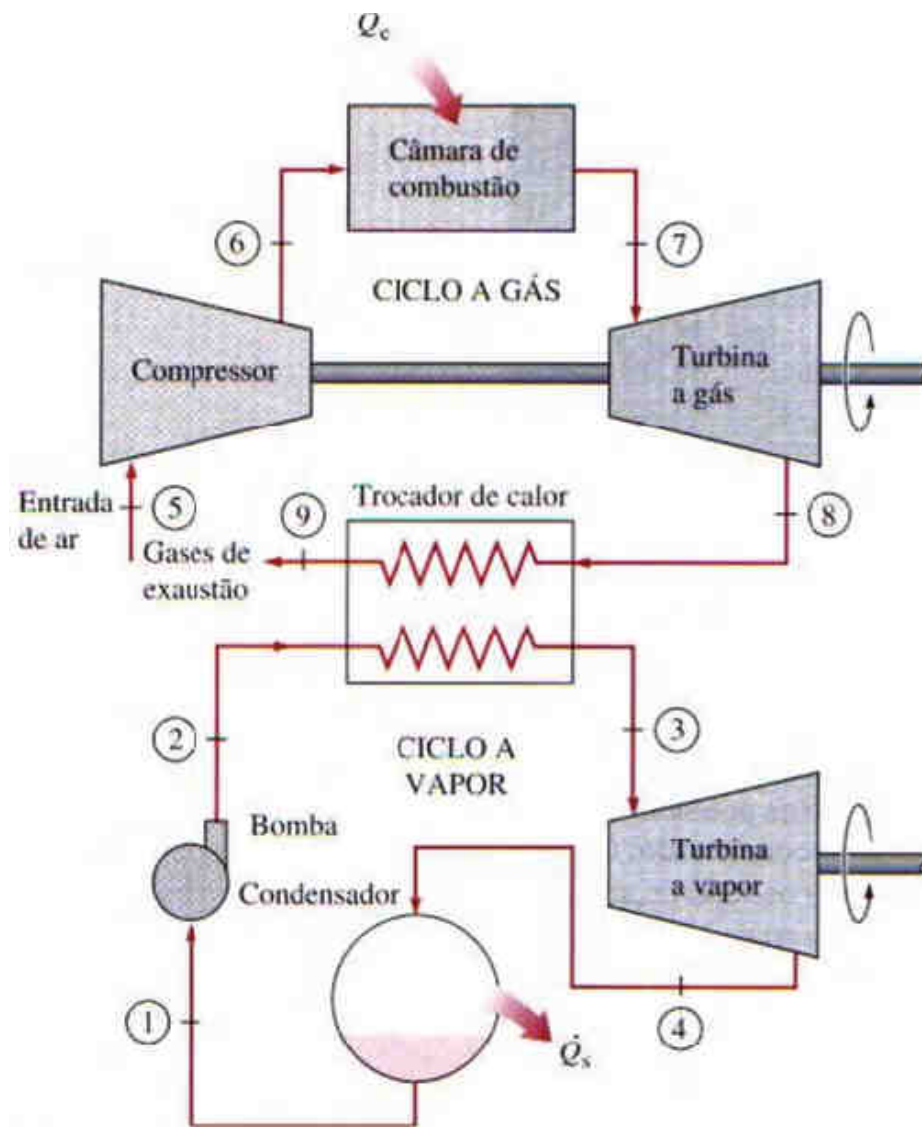
$$\eta_{gás} = \frac{\dot{W}_{ciclo,gás}}{\dot{Q}_{entra}} = \frac{\dot{W}_{ciclo,gás} / \dot{m}_{gás}}{\dot{Q}_{entra} / \dot{m}_{gás}}$$

$$\eta_{vap} = \frac{\dot{W}_{ciclo,vap}}{\dot{Q}_{caldeira}} = \frac{\dot{W}_{ciclo,vap} / \dot{m}_{vap}}{\dot{Q}_{caldeira} / \dot{m}_{vap}}$$

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{ciclo,gas} + \dot{W}_{ciclo,vap}}{\dot{Q}_{entra}}$$

$$\eta_{cc} = \eta_{gás} + \eta_{vap} - \eta_{gás}\eta_{vap}$$

$$\dot{m}_{gás}(h_4 - h_5) = \dot{m}_{vap}(h_7 - h_6)$$



- Os ciclos de turbina a gás operam em temperaturas consideravelmente mais altas que os ciclos a vapor d'água.
- A temperatura máxima do fluido na entrada da turbina é cerca de 620 °C para as usinas de potência a vapor modernas, mas ela está acima dos 1425 °C para as usinas de turbinas a gás.
- O uso de temperaturas mais altas nas turbinas a gás é possível pelos desenvolvimentos recentes nas áreas de resfriamento das pás da turbina e seu revestimento com materiais resistentes a alta temperatura, como os cerâmicos.
- EXEMPLO 1: Usina em Niigata, Japão, de 1090 W, com eficiência térmica de 44%. Possui duas turbinas a vapor de 191 MW e seis turbinas a gás de 118 MW. Os gases quentes de combustão entram nas turbinas a gás a 1154 °C e o vapor entra nas turbinas a vapor a 500 °C. O vapor é resfriado no condensador por água de resfriamento na temperatura média de 15 °C. Os compressores tem razões de pressão de 14, e o fluxo de massa de ar através dos compressores é de 443 kg/s.



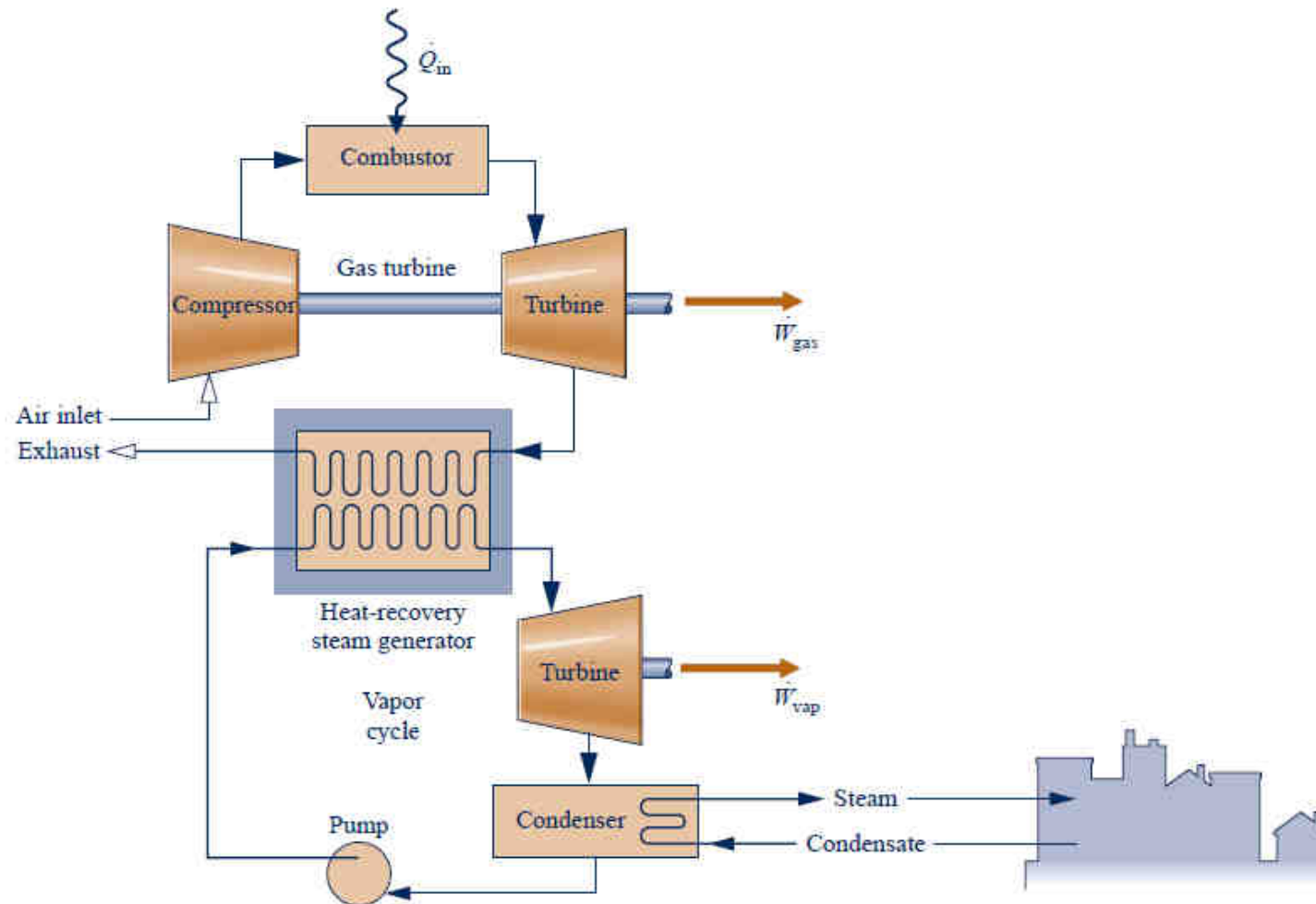
USINA DE POTÊNCIA COM CICLO COMBINADO, JAPÃO.

- EXEMPLO 2: Usina em Ambarli, Turquia com eficiência térmica de 52,5%. Possui três turbinas a vapor de 173 MW e seis turbinas a gás de 150 MW.



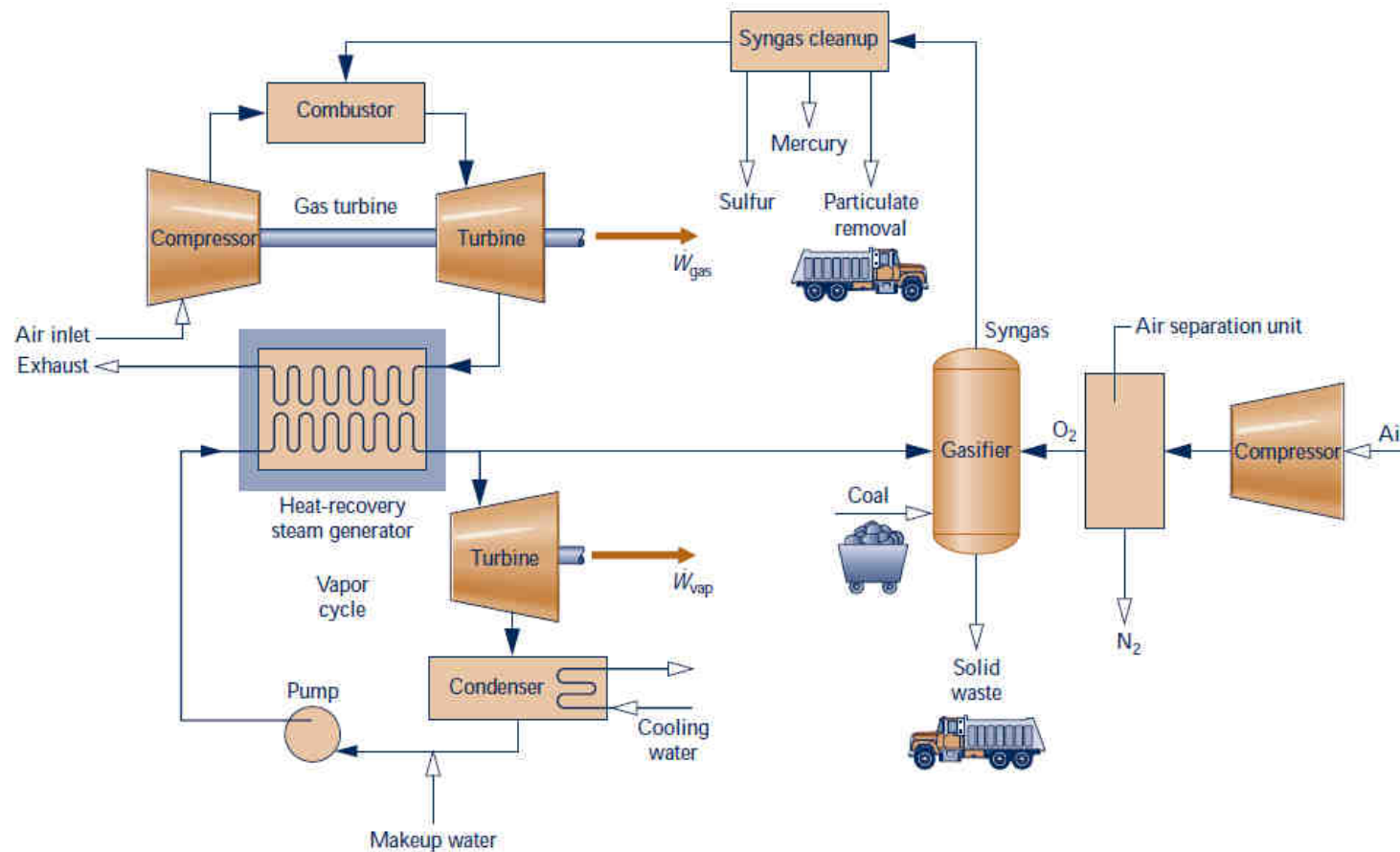
USINA DE POTÊNCIA COM CICLO COMBINADO, TURQUIA.

9.9.2 Cogeração



- Consiste na produção de vapor (ou água quente) e eletricidade a partir de uma única entrada de combustível.
- Os sistemas de cogeração apresentam inúmeras aplicações industriais e comerciais. O aquecimento urbano é uma delas.
- No sistema acima, o vapor (ou água quente) vindo do condensador pode ser fornecido para atender a carga de aquecimento urbano.
- Se o condensador for omitido, o vapor é fornecido diretamente da turbina a vapor para atender a carga de aquecimento urbano; o condensado retorna ao gerador de vapor de recuperação de calor.
- Uma terceira alternativa é a omissão também da turbina, com o vapor passando diretamente da unidade de recuperação para a comunidade e retornando novamente, sendo a energia gerada apenas pela turbina a gás.

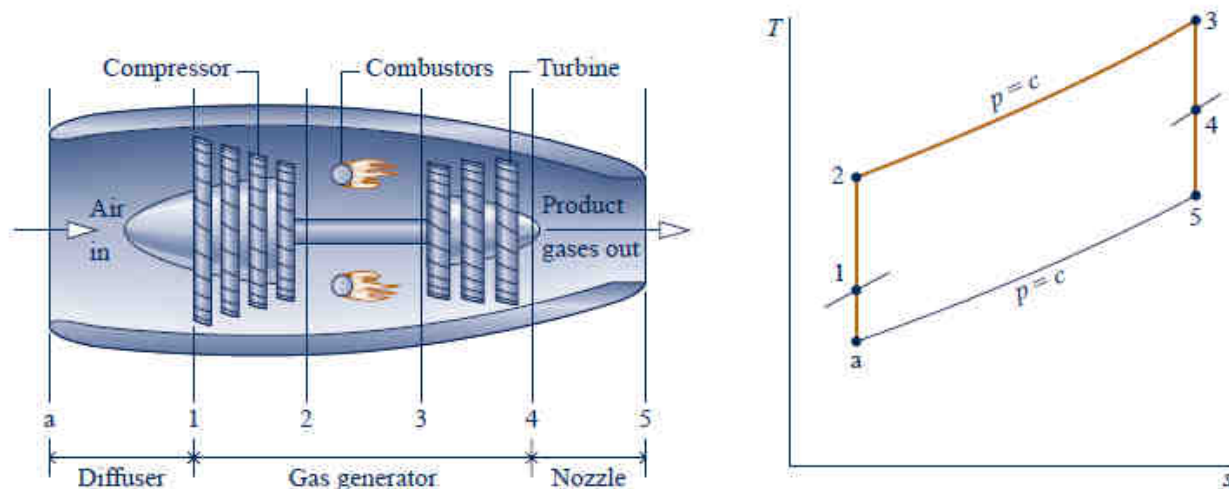
9.10 INSTALAÇÕES DE POTÊNCIA COM GASEIFICAÇÃO INTEGRADAS AO CICLO COMBINADO



- A utilização de carvão tem impactos ambientais e impactos na saúde humana. Existe um esforço para o desenvolvimento de tecnologias alternativas de geração de energia usando carvão com menos efeitos adversos.
- Uma dessas tecnologias é a instalação de **sistemas de potência com gaseificação integrada ao ciclo combinado** (integrated gasification combined-cycle - IGCC).
- Nesse processo é produzido um gás sintético (singás) composto de CO_2 e H_2 proveniente da combustão controlada do carvão com oxigênio na presença de vapor d'água.
- O singás passa por uma **limpeza de poluentes** (enxofre, mercúrio e particulados) antes de ser direcionado ao combustor da turbina a gás, o que **proporciona uma queima mais limpa**.
- Usualmente, em instalações convencionais, os poluentes são removidos depois da combustão.

9.11 TURBINAS A GÁS PARA PROPULSÃO DE AERONAVES

- As turbinas a gás são particularmente adequadas para a propulsão de aeronaves devido à sua razão favorável potência por peso.
- O **motor turbojato** composto por um difusor ($V_1 < V_a$, desaceleração, $p_1 > p_a$), gerador de gás e bocal ($V_5 > V_4$, aceleração, $p_5 < p_4$) pode ser usado para esse propósito.



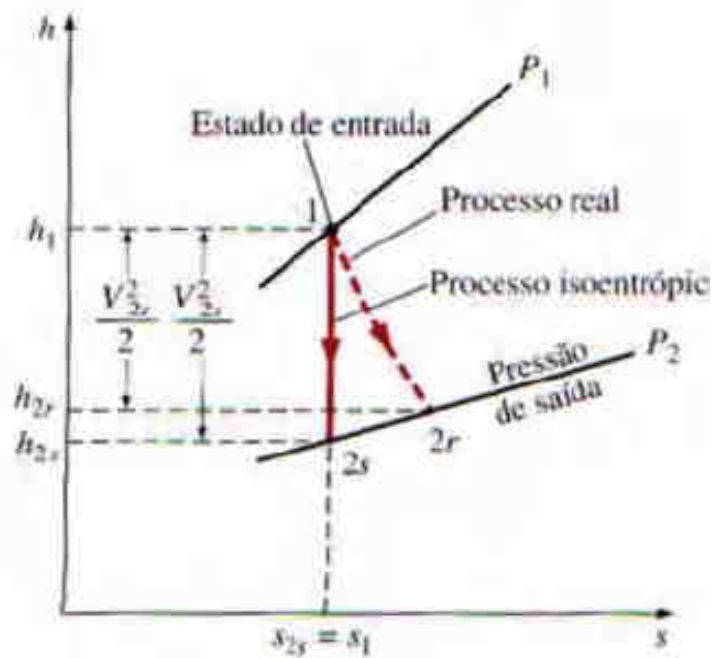
- O aumento de pressão na entrada e redução da pressão na saída causa o chamado **efeito pistão**, e a variação global na velocidade dos gases dá origem a força propulsora, ou **empuxo**, que move o avião.
- Diferentemente do ciclo Brayton, os gases não se expandem até a pressão ambiente, mas sim até uma pressão na qual a **potência produzida na turbina é suficiente para acionar o compressor**.
- Assim, a **potência líquida em um ciclo de propulsão a jato é nula**.
- Os processos do diagrama anterior são:
 1. **PROCESSO** a-1: aumento de pressão e desaceleração num difusor
 2. **PROCESSO** 1-2: compressão isentrópica
 3. **PROCESSO** 2-3: adição de calor a pressão constante
 4. **PROCESSO** 3-4: expansão isentrópica
 5. **PROCESSO** 4-5: diminuição da pressão e aceleração num bocal isentrópico

- A eficiência isoentrópica de um bocal é a **relação entre a energia cinética real do fluido na saída do bocal e a energia cinética na saída de um bocal isoentrópico para o mesmo estado de entrada e pressão de saída**, ou seja:

$$\eta_{bocal} = \frac{\text{EC real na saída do bocal}}{\text{EC isoentrópica na saída do bocal}} = \frac{V^2/2}{V_s^2/2}$$

- Bocais não envolvem interações de calor e trabalho, a variação de energia potência é desprezível e a velocidade de entrada é baixa com relação a velocidade na saída, de tal forma que um balanço de massa e de energia fornece:

$$\overset{=0}{\dot{Q}} + \sum \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{\overset{=0}{V_1^2}}{2} + \overset{=0}{gz_1} \right) = \sum \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + \overset{=0}{gz_2} \right) + \overset{=0}{\dot{W}} \text{ e } \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$



$$h_1 = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \Rightarrow \frac{V_2^2}{2} = h_1 - h_2$$

$$\eta_{bocal} = \frac{\text{EC real na saída do bocal}}{\text{EC isentrópica na saída do bocal}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

- O empuxo desenvolvido por um turbojato é a força resultante da diferença entre as quantidades de movimento dos gases de exaustão à alta velocidade que deixam o motor e do ar à baixa velocidade que entra no motor, sendo determinado pela **segunda lei de Newton**:

$$F_{\text{empuxo}} = (\dot{m}V)_{\text{saída}} - (\dot{m}V)_{\text{entrada}} = \dot{m}(V_{\text{saída}} - V_{\text{entrada}})$$

- A potência decorrente do empuxo do avião (**potência de propulsão**) é o produto entre a força de empuxo e a distância ao longo da qual essa força age sobre o avião por unidade de tempo:

$$\dot{W}_P = F_{\text{empuxo}} V_{\text{avião}} = \dot{m}(V_{\text{saída}} - V_{\text{entrada}}) V_{\text{avião}} \quad (\text{usualmente, } V_{\text{entrada}} = V_{\text{avião}})$$

- Define-se uma eficiência de propulsão a relação entre a potência de propulsão e a taxa de calor fornecido pela queima do combustível, ou seja:

$$\eta_P = \frac{\text{Potência de propulsão}}{\text{Taxa de entrada de energia}} = \frac{\dot{W}_P}{\dot{Q}_e}$$

- Uma modificação bastante utilizada em turbojatos é a inclusão de um **pós-queimador** (afterburner).
- É essencialmente um equipamento de **reaquecimento** no qual uma quantidade adicional de combustível é injetada no gás que está deixando a turbina.
- O efeito resultante é um aumento da temperatura do fluido na entrada do bocal, aumentando sua velocidade na saída do bocal, resultando em um **aumento do empuxo**.

