



# Ciclos Termodinâmicos

**Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres**

**UFBA/Escola Politécnica/DEQ/LEN**



## 3 - Principais Conceitos

### 3.1 - Entropia

O conceito de Entropia surge do segundo princípio ou princípio da evolução o qual impõe condições restritivas às transferências de um sistema e permite, ao contrário do primeiro princípio, prever a evolução do sistema de um estado para outro.

- postulado da entropia - existe uma propriedade extensiva do sistema chamada Entropia. A entropia em sistemas isolados nunca diminui.

$$\Delta S \geq 0$$

Este postulado tem implicações fundamentais, pois afirma que no universo há um crescente aumento da entropia, o que tem consequências científicas e filosóficas.



# Sumário

## Principais Conceitos

### Entropia

### Ciclo de Carnot ou Eficiência Máxima

### Trabalho Máximo

### Ciclos termodinâmicos de Potência de Rankine

### Ciclo de Rankine Ideal e Real

### Exemplo Ciclo com Reaquecimento

### Exemplo Ciclo Regenerativo

### Ciclo – Brayton

### Exemplo Turbina a gás

### Ciclo Diesel

### Motor a gás com chama piloto (ciclo DIESEL)

### Motor a gás (ciclo OTTO)

### BIBLIOGRAFIA:



O primeiro princípio estabelece que sempre há a conservação de energia. O segundo princípio relaciona a direção da transferência da energia e a sua qualidade. Afirma se um processo é possível ou não de acontecer na prática, ainda mais, mostra que não há uma equivalência total entre trabalho e calor e estabelece uma série de relações para os sistemas termodinâmicos. Para melhor entender o significado, explicita-se alguns exemplos:

- o fluxo de calor sempre será de um corpo de temperatura mais alta para outro de temperatura inferior; isto quer dizer que se dois corpos de temperaturas diferentes forem colocados em contato, um esfria e o outro aquece, de tal forma que a energia total do sistema se conserva.
- por outro lado, não é possível construir uma máquina ou um dispositivo térmico que opere continuamente, recebendo calor de uma única fonte e produza uma quantidade equivalente de trabalho; essa condição é mais abstrata que a primeira, mas pode ser testada na prática.

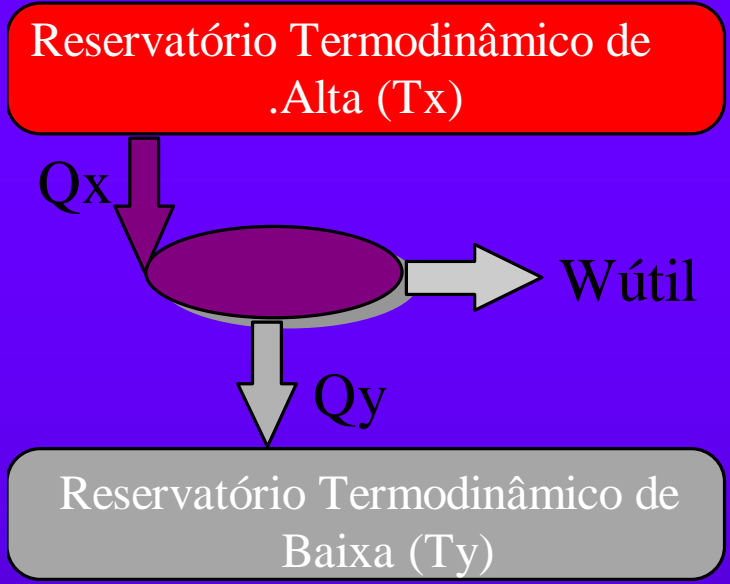
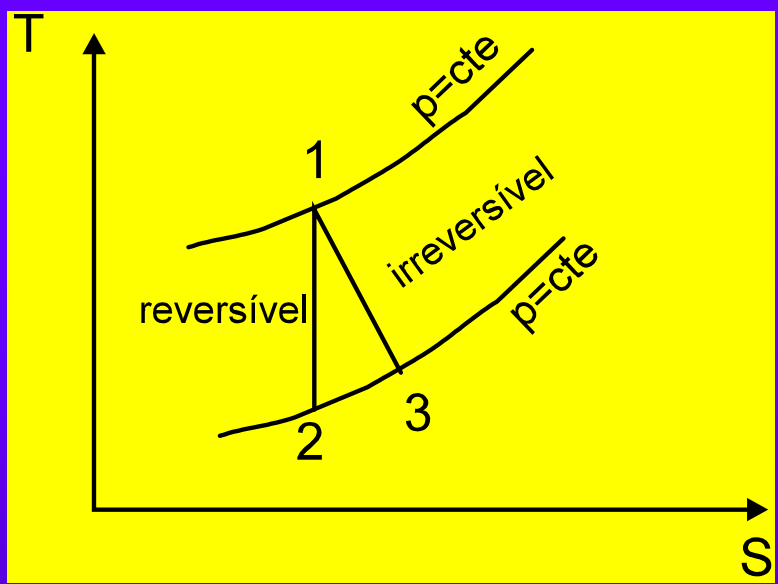


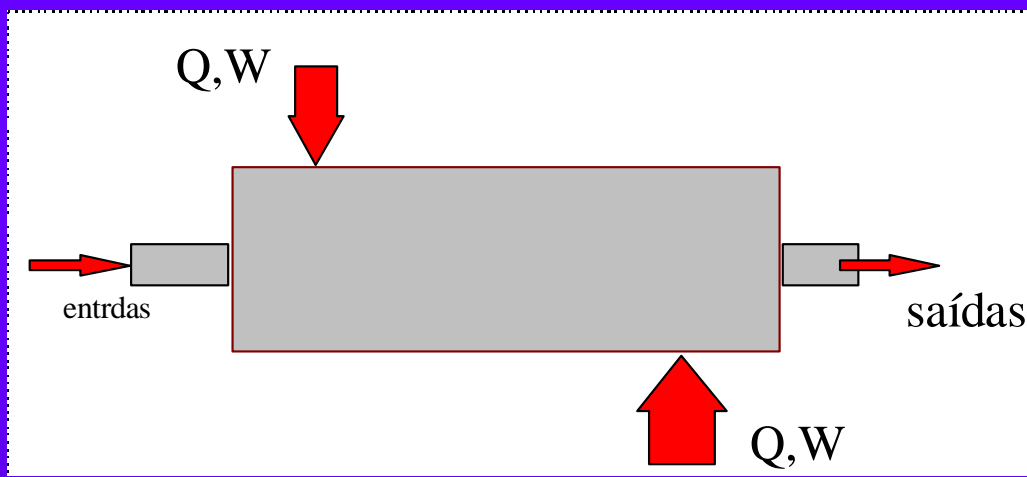
A essência do segundo princípio é o caráter direcional da transferência de calor e a qualidade da energia, ou seja, ela se degrada à medida que se transforma em outras formas, porém, está garantida a sua conservação pelo primeiro princípio.

Para compreender melhor a propriedade entropia, necessita-se mostrar a contribuição Clausius. Ele mostrou que num ciclo, a razão entre a variação do calor pela temperatura é sempre menor ou igual a zero, ou seja:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

Esta condição é a desigualdade de Clausius. Para máquinas reversíveis, esta variação é zero e para máquinas reais o valor é sempre negativo.



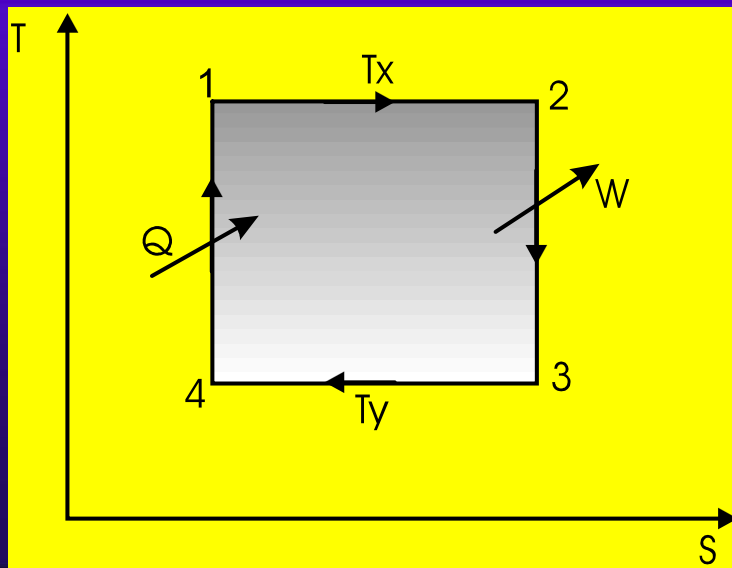


$$\dot{S}_g = \frac{dS}{dt} - \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_s \dot{m}.s - \sum_e \dot{m}.s \geq 0$$



## 3.2 - Ciclo de Carnot ou Eficiência Máxima de uma Máquina Térmica

Os Ciclos de Carnot reversíveis são os que operam entre os mesmos limites de temperaturas, têm a mesma eficiência. O fator de Carnot indica o percentual máximo do calor fornecido ao sistema que pode ser convertido em trabalho. O fator de Carnot independe da substância de trabalho e dos detalhes de construção; é só determinado pela temperatura da fonte fria e da fonte quente.



$$\eta_c = \eta_{max} = f_c = 1 - \frac{T_y}{T_x}$$





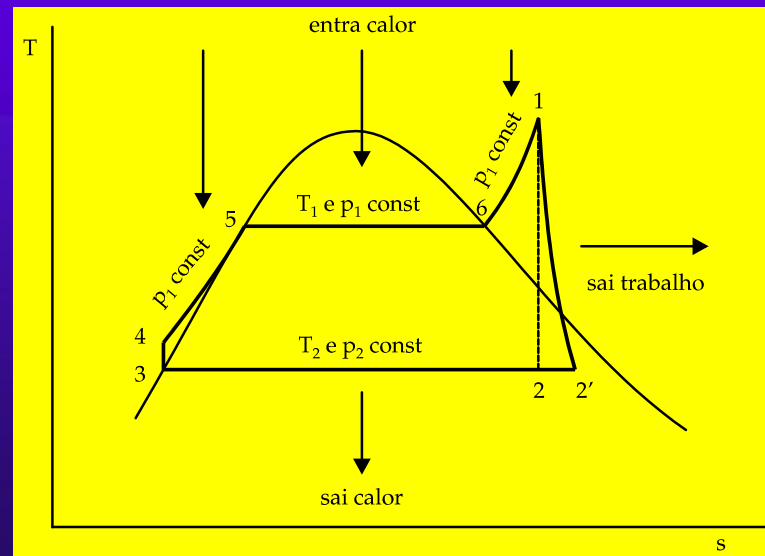
### 3.3 - Energia Disponível na Interação de Calor

O limite estabelecido para cada ciclo é dado pelo fator de Carnot. Sabendo-se qual é a condição atual, se pode identificar quanto se deve avançar até o ponto máximo, mas para cada transformação de energia, uma parte é penalizada sob a forma de perdas ou irreversibilidades, na transformação de calor em trabalho útil. É dado por:

$$W = f_c \cdot Q = \left(1 - \frac{T_x}{T_y}\right) \cdot Q$$

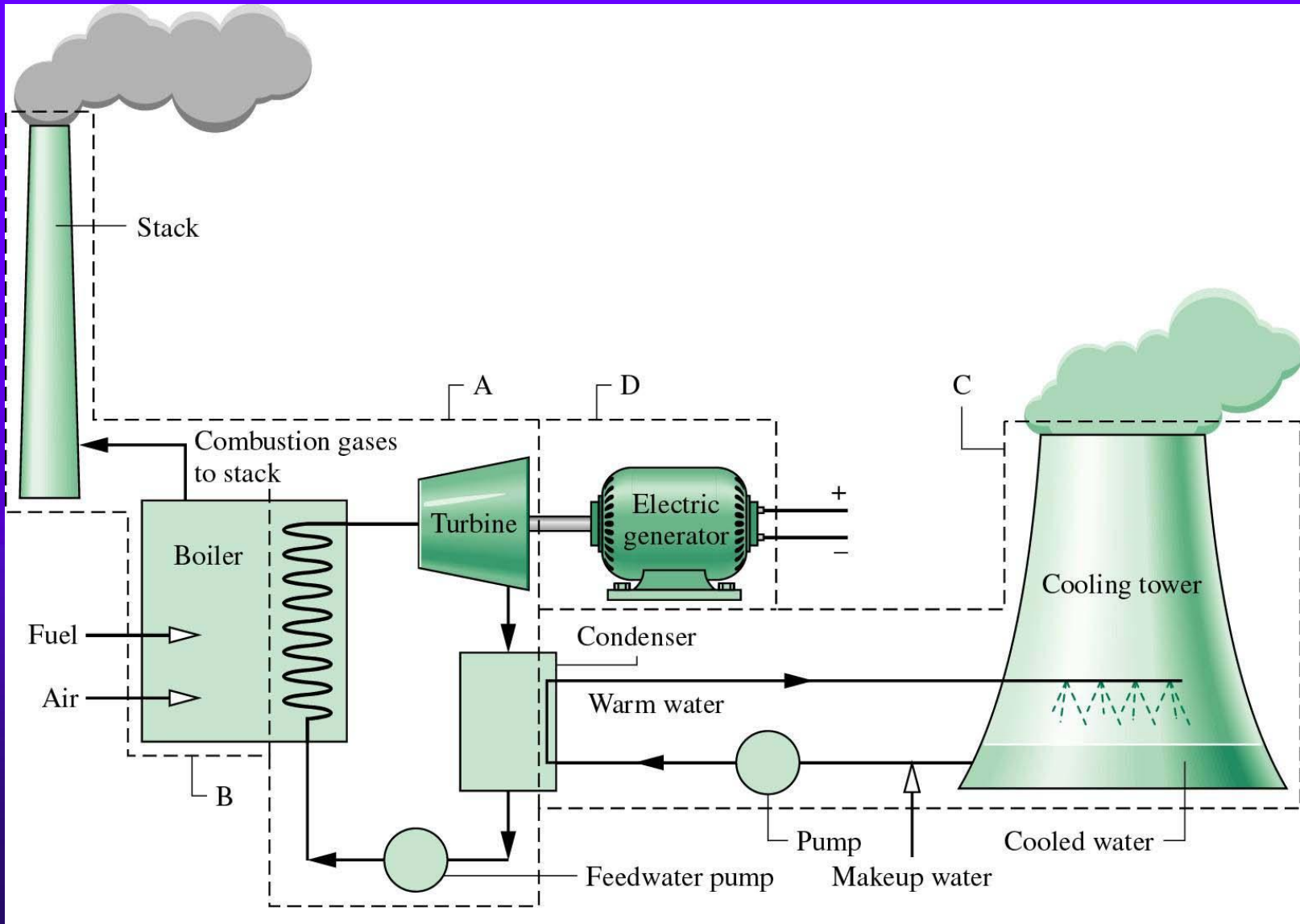
# Ciclos termodinâmicos de Potência de Rankine

Os ciclos termodinâmicos que caracterizam o funcionamento das turbinas a vapor (Rankine) e das turbinas a gás (Brayton), e que resultam combinados. De qualquer modo, para sua comodidade, apresentamos a seguir os diagramas  $s, T$  relativos, juntos com o ciclo ideal de Carnot, a título de referência.



Ciclo de Rankine Ideal e Real







No ciclo de Rankine ideal o rendimento depende da temperatura média na qual o calor é fornecido e da temperatura média na qual o calor é rejeitado.

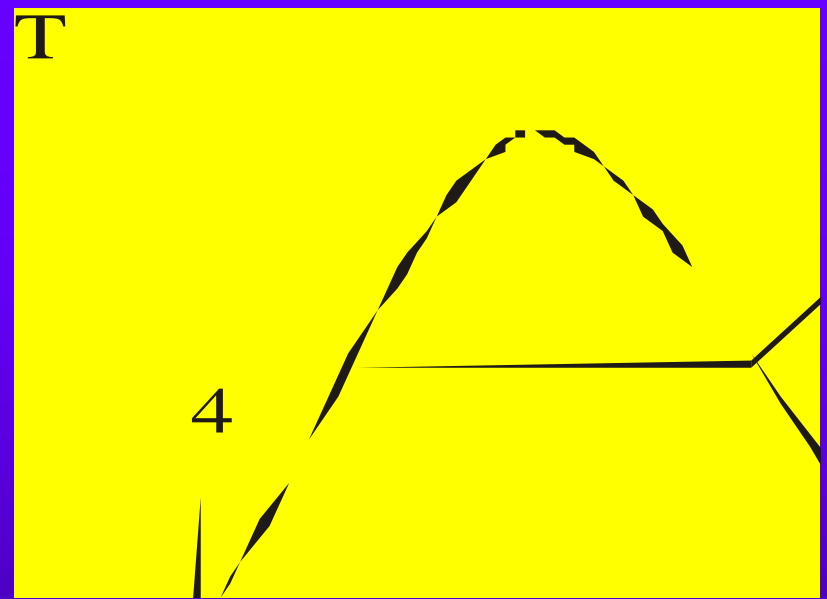
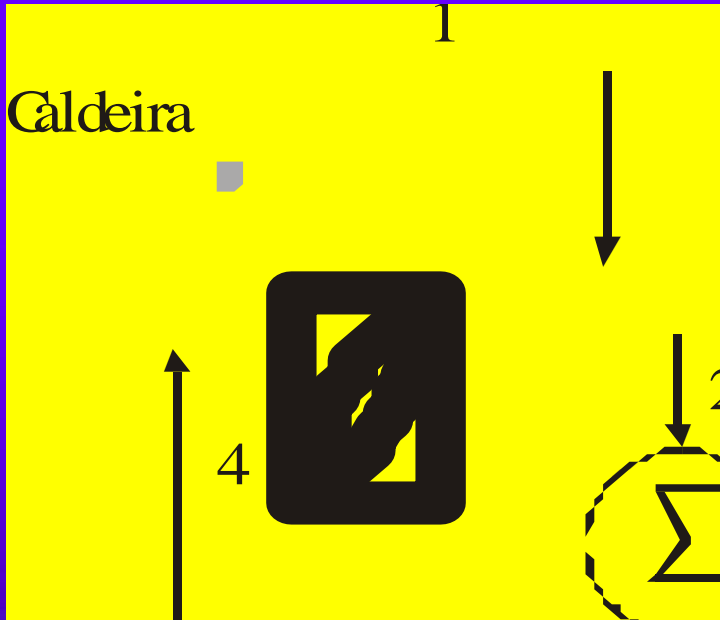
Qualquer variação que aumente a temperatura média na qual o calor é fornecido, ou que diminua a temperatura média na qual o calor é rejeitado, aumentará o rendimento do ciclo de Rankine.

Lembramos que a energia cinética e potencial serão consideradas desprezíveis para a análise do rendimento a não ser que seja explicitada.

Para um ciclo simples podemos considerar a seguinte condição mostrada na figura



# Ciclo de Rankine

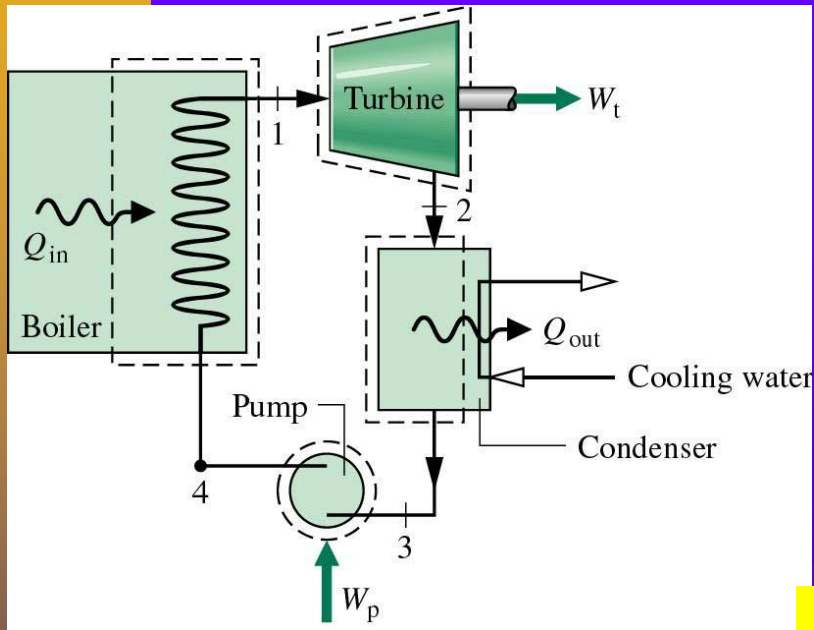


$$Q_{vc} = \frac{\partial \int_{vc} \rho \cdot e \cdot dv}{\partial t} + \int_{sc} (h + Ec + Ep) \rho \cdot V \cdot dA + W_{eixo}$$

$$0 = \frac{\partial \int_{vc} \rho \cdot dv}{\partial t} + \int_{sc} \rho \cdot V \cdot dA$$



# Ciclo Rankine



Turbina:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

Bomba:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3$$

**Rendimento**

$$\eta = \frac{\dot{W}_t / \dot{m} - \dot{W}_p / \dot{m}}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

Caldeira: Condensador:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$



## Metodologia

$$w_T = \dot{m}(h_3 - h_4) \implies \textit{Turbina}$$

$$Q_{Cond} = \dot{m}(h_4 - h_1) \implies \textit{Condensador}$$

$$w_B = \dot{m}(h_2 - h_1) \implies \textit{Bomba}$$

$$w_B = m \int v.dp$$

$$Q_{Cal} = \dot{m}(h_3 - h_2) \implies \textit{Caldeira}$$





$$\eta_T = \frac{W_T - W_B}{Q_{Cal}} = \frac{\{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)\}}{(h_3 - h_2)} \cdot \frac{m}{m}$$

$$\eta_T = \frac{Q_{cal} - Q_{cond}}{Q_{Cal}} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

$$r_w = \frac{W_B}{W_T} = \frac{(h_2 - h_4)}{(h_3 - h_4)} \Rightarrow \text{Relação.de.trabalhos}$$



## Exemplo, ciclo simples com vapor super aquecido

Vapor d'água é gerado na caldeira com pressão de 40 bar e temperatura de 400°C, a pressão de saída da turbina é 0,1 bar (10kPa). Calcule todos os parâmetros do ciclo.

Pelo Gráfico podemos visualizar o processo.

**Premissas:** Regime permanente, energias cinética e potencial desprezíveis, os equipamentos não trocam calor pela carcaça com o ambiente.

**Leis:** Conservação da massa e da energia e segunda lei da termodinâmica.

Escolheremos os volumes de controle na fronteiras de cada equipamento

Na turbina ( linha tracejada)

$$Q_{vc} = \frac{\partial \int_{vc} \rho \cdot e \cdot dv}{\partial t} + \int_{sc} (h + Ec + Ep) \rho \cdot V \cdot dA + W_{eixo}$$

$$0 = \frac{\partial \int_{vc} \rho \cdot dv}{\partial t} + \int_{sc} \rho \cdot V \cdot dA \quad m_1 = m_2$$



$$w_T = m(h_1 - h_2)$$

$$h_1 = 3213,6 \text{ kJ/kg} \quad s_2 = 6,769 \text{ kJ/kg.K}$$

$$s_1 = s_2 \Rightarrow 6,769 \text{ kJ/kg.K} = s_1 + x_2 \cdot s_{lv} = 0,6493 + x_2 \cdot 7,5009 \\ \Rightarrow x_2 = 0,8159$$

$$\text{então } h_2 = 191,8 + 0,8159 \cdot 2392,8 \Rightarrow h_2 = 2144,1$$

$$w_{\text{turbina}} = m \cdot (h_1 - h_2) = (3213,6 - 2144,1) \text{ kJ/kg} \Rightarrow w_{\text{turbina}} = 1069,5 \text{ kJ/kg}$$

Para calcularmos o trabalho líquido necessitamos antes calcular o trabalho da bomba.

Pela primeira lei, na bomba por unidade de massa.

$$w_{\text{bomba}} = (h_4 - h_3) \quad \text{1 lei, na bomba por unidade de massa.}$$

$$|w_{\text{bomba}}| = (h_4 - h_3) = \int_3^4 v \cdot dp = v(p_4 - p_3) = 0,00101(4000 - 10) = 4,0 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Portanto } h_4 = 191,8 + 4,0 = 195,8 \text{ kJ/kg}$$



O trabalho líquido será:

$$w_{Líquido} = w_{Turbina} - w_{Bomba} = 1069,5 - 4,0 = 1065,5 \text{ kJ / kg}$$

Fazendo o volume de controle na caldeira, por unidade de massa, primeira lei temos:

$$q_{caldeira} = (h_1 - h_4) = 3213,6 - 195,8 = 3017,8 \text{ kJ / kg}$$

Finalmente podemos calcular o rendimento energético deste ciclo, por:

$$\eta = \frac{w_{Líquido}}{q_{Caldeira}} = \frac{1065,5}{3017,5} = 35,3\%$$

Para ilustrar, calcularemos o rendimento máximo, segundo Carnot.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_4}{T_2} = 1 - \frac{45,81 + 273}{400 + 273} = 52,63\%$$

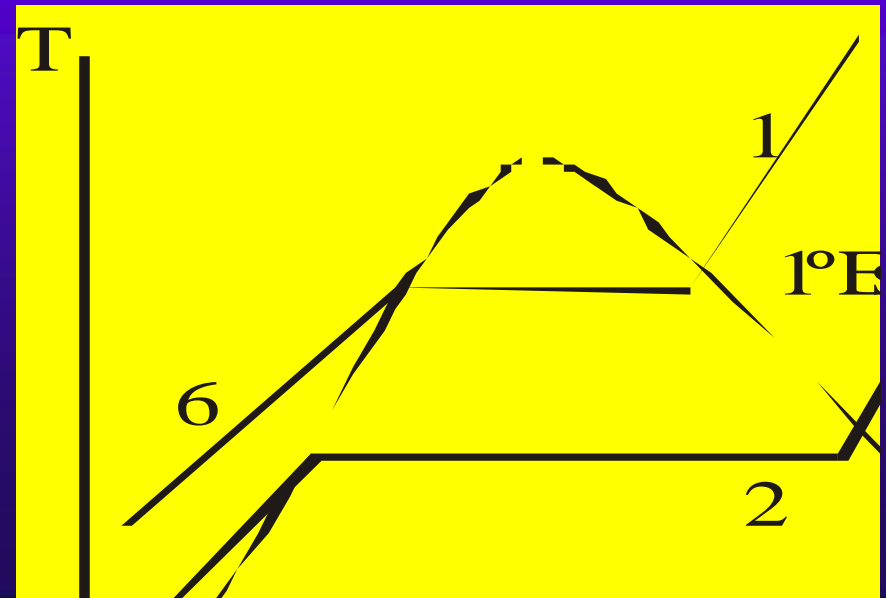
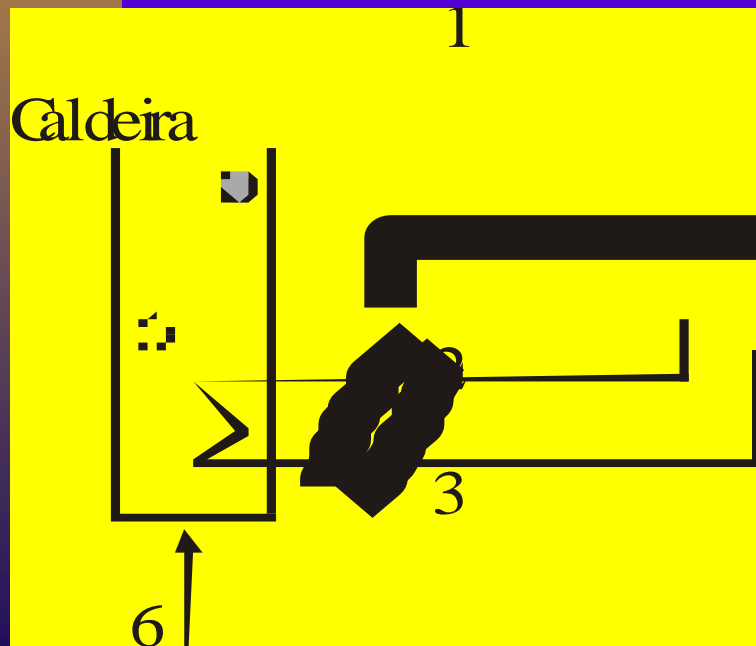
este será o rendimento máximo.

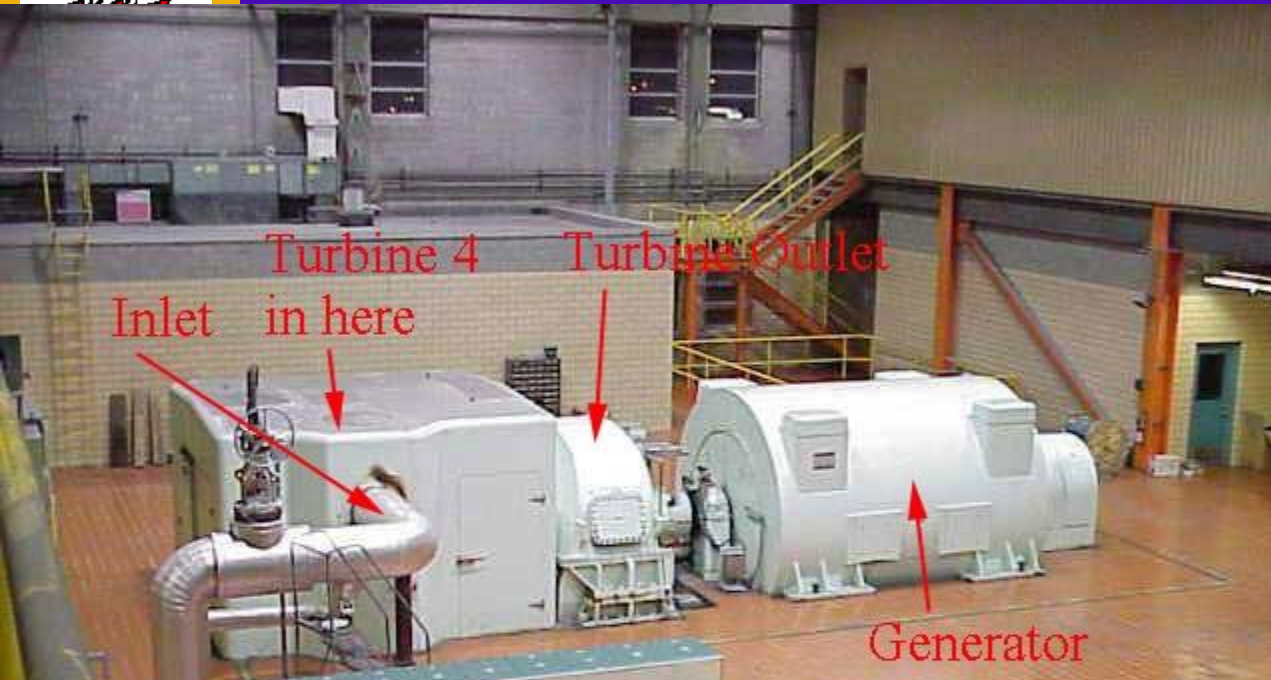


## Exemplo Ciclo com Reaquecimento

Vapor d'água é gerado na caldeira com pressão de 40 bar e temperatura de  $400^{\circ}\text{C}$ , o vapor expande no primeiro estágio até 4 bar (400kPa) em seguida é reaquecido na caldeira, e expande no segundo estágio e a pressão de saída é 0,1 bar (10kPa). Calcule todos os parâmetros do ciclo.

Pelo Gráfico podemos visualizar o processo.









Seguindo a mesma metodologia do problema anterior, temos:

Premissas:

Regime permanente, energias cinética e potencial desprezíveis  
equipamentos não trocam calor pela carcaça com o ambiente.

Leis: Conservação da massa e da energia e segunda lei da termodinâmica.

Escolheremos os volumes de controle na fronteiras de cada equipamento

No primeiro estágio da turbina

$$m_1 = m_2$$

$$0 = \frac{\partial \int_{vc} \rho . dv}{\partial t} + \int_{sc} \rho . V . dA$$

$$Q_{vc} = \frac{\partial \int_{vc} \rho . e . dv}{\partial t} + \int_{sc} (h + Ec + Ep) \rho . V . dA + W_{eixo}$$



Simplificando de acordo com as premissas, temos.

**Estágio 1**

$$W_{turbina1} = m.(h_1 - h_2)$$

$$h_1 = 3.213,6 \text{ kJ/kg} \quad s_2 = 6,7690 \text{ kJ/kg.K}$$

$$s_1 = s_2 \Rightarrow 6,769 \text{ kJ/kg.K} = s_1 + x_2.slv = 1,7766 + x_2.5,1193$$
$$\Rightarrow x_2 = 0,9752$$

$$\text{então } h_2 = 604,7 + 0,9752.2133,8 \Rightarrow h_2 = 2685,6$$

$$W_{turbina1} = m.(h_1 - h_2) = (3.213,6 - 2.685,6) \text{ kJ/kg} \Rightarrow$$

$$W_{turbina,1} = 528,0 \text{ kJ/kg}$$

**Estágio 2**

$$h_3 = 3.273,6 \text{ kJ/kg} \quad s_3 = 7,8985 \text{ kJ/kg.K}$$

$$s_3 = s_4 \Rightarrow 7,8985 \text{ kJ/kg.K} = s_L + x_4.slv = 0,6493 +$$
$$x_4.7,5009 \Rightarrow x_4 = 0,9664$$

$$\text{então } h_4 = 191,8 + 0,9664.2.392,8 \Rightarrow h_4 = 2.504,3$$





$$W_{turbina,2} = m.(h_3 - h_4) = 1. (3.273,4 - 2.504,3)kJ/kg \Rightarrow$$
$$W_{turbina,2} = 769,1 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{turbina} = W_{turbina,1} + W_{turbina,2} = 528,0 + 769,3 = 1.297,1 \text{ kJ/kg}$$

Para calcularmos o trabalho líquido necessitamos antes calcular o trabalho da bomba.

Pela primeira lei, na bomba por unidade de massa.

$$w_{bomba} = (h_6 - h_5)$$

$$|w_{bomba}| = (h_6 - h_5) = \int_3^4 v.dp = v(p_6 - p_5) = 0,00101(4000 - 10) = 4,0 \text{ kJ/kg}$$

Portanto  $h_4 = 191,8 + 4,0 = 195,8 \text{ kJ/kg}$

O trabalho líquido será:

$$W_{Líquido} = W_{Turbina} - W_{Bomba} = 1297,1 - 4,0 = 1293,1 \text{ kJ/kg}$$



Fazendo o volume de controle na caldeira, por unidade de massa, primeira lei temos:

$$q_{caldeira} = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) = (3213,6 - 195,8) + (3273,4 - 2685,6) = 3.605,6 \text{ kJ / kg}$$

Finalmente podemos calcular o rendimento energético deste ciclo, por:

$$\eta = \frac{w_{Líquido}}{q_{Caldeira}} = \frac{1.293,1}{3605,6} = 35,9\%$$

Para ilustrar, calcularemos o rendimento máximo, segundo Carnot.

este será o rendimento máximo

$$\eta_c = 1 - \frac{T_4}{T_2} = 1 - \frac{45,81 + 273}{400 + 273} = 52,63\%$$



## 6ª Edição 6.21

**Uma central de potência a vapor, como a mostrada na figura seguinte, opera num ciclo de Rankine. O vapor é descarregado da caldeira como vapor saturado a 3 MPa e o condensador opera a 10 kPa. Determine o trabalho específico, a transferência de calor em cada componente do ciclo ideal e a eficiência do ciclo.**



# Resolução

**P/ Bomba:**

**Considerações: Adiabática; Isoentrópica e fluido incompressível**

$$w_B = h_2 - h_1 \quad \text{e} \quad s_1 = s_2$$

$$h_1 = 191,81 \text{ kJ/kg (líquido saturado a 10 kPa)}$$

$$\text{Mas } w_B = v_1 \cdot (P_2 - P_1) = 0,00101 \cdot (3000 - 10)$$

$$w_B = 3,02 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Logo, } h_2 = w_B + h_1$$

$$h_2 = 194,83 \text{ kJ/kg}$$

# Resolução

**P/ Caldeira:**

**Consideração: não troca calor com meio externo**

$$q_{\text{CAL}} = h_3 - h_2$$

$$h_3 = 2804,1 \text{ kJ/kg (vapor saturado seco a 3 MPa)}$$

$$q_{\text{CAL}} = 2804,1 - 194,83$$

$$q_{\text{CAL}} = 2609,3 \text{ kJ/kg}$$

# Resolução

**P/ Turbina:**

**Considerações: Adiabática e Isoentrópica**

$$w_T = h_3 - h_4 \quad \text{e} \quad s_3 = s_4 = 6,1869 \text{ kJ//kg.K}$$

Mas  $s_4 = 0,6492 + x_4 \cdot 7,501$  (água saturada a 10 kPa)

$$x_4 = 0,7383$$

$$\text{Logo, } h_4 = 191,81 + 0,7383 \cdot 2392,8$$

$$h_4 = 1958,41 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Como } w_T = h_3 - h_4 = 2804,1 - 1958,41$$

$$w_T = 845,7 \text{ kJ/kg}$$

# Resolução

**P/ Condensador:**

**Consideração: Não troca calor com meio externo**

$$q_{\text{COND}} = h_4 - h_1$$

$$q_{\text{COND}} = 1958,41 - 191,81$$

$$q_{\text{COND}} = 1766,6 \text{ kJ/kg}$$

**Eficiência do Ciclo:**

$$\eta = \frac{w_{\text{LIQ}}}{q_{\text{CAL}}} = \frac{845,7 - 3,02}{2609,3}$$

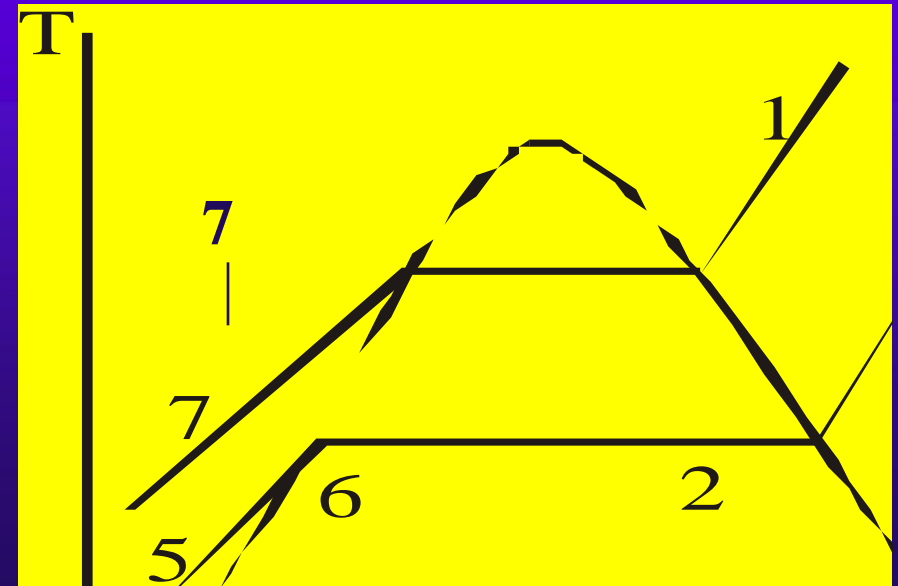
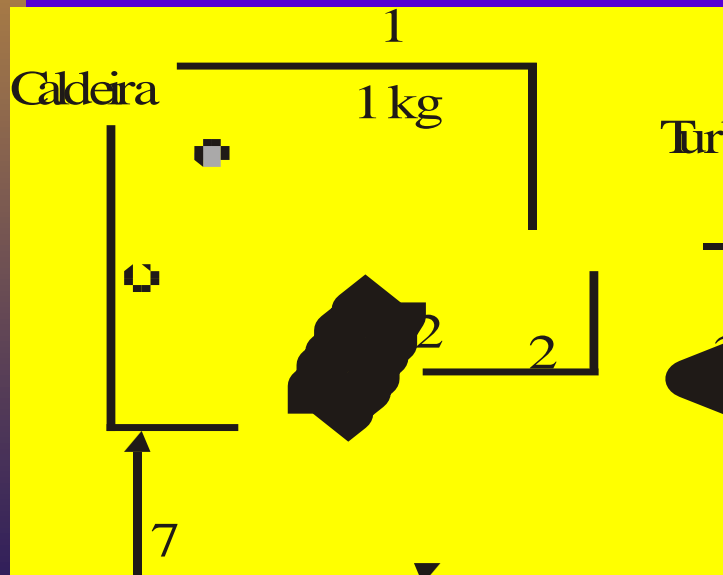
$$\eta = 0,323$$

**Veja no ees**



## Exemplo Ciclo Regenerativo

Considere um ciclo regenerativo que utiliza água como fluido de trabalho. O Vapor é gerado na caldeira com pressão de 40 bar e temperatura de  $400^{\circ}\text{C}$ , o vapor expande na turbina até 4 bar (400kPa) em seguida parte do vapor vai para o pré-aquecedor de mistura. O aquecedor opera com pressão de 400 kPa e sai líquido saturado. O restante do vapor é expande e a pressão de saída é 0,1 bar (10kPa). Calcule todos os parâmetros do ciclo.







Seguindo a mesma metodologia do problema anterior, temos:

**Premissas:** Regime permanente, energias cinética e potencial desprezíveis, os equipamentos não trocam calor pela carcaça com o ambiente.

**Leis:** Conservação da massa e da energia e segunda lei da termodinâmica.

Escolheremos os volumes de controle na fronteiras de cada equipamento

No primeiro estágio da turbina

CM  $m_1 = 1 \quad m_3 = (1 - m_2) \quad 1 = m_2 + m_3$

CE

$$0 = \frac{\partial \int_{vc} \rho \cdot dv}{\partial t} + \int_{sc} \rho \cdot V \cdot dA$$

$$Q_{vc} = \frac{\partial \int_{vc} \rho \cdot e \cdot dv}{\partial t} + \int_{sc} (h + Ec + Ep) \rho \cdot V \cdot dA + W_{eixo}$$



Simplificando de acordo com as premissas, temos.

$$w_{turbina} = 1.(h_1 - h_2) + (1 - m_2)(h_2 - h_3)$$

$$h_1 = 3.213,6 \text{ kJ/kg} \quad s_1 = 6,7690 \text{ kJ/kg.K}$$

mas

$$s_1 = s_2 = s_3 \Rightarrow 6,769 \text{ kJ/kg.K}$$

No aquecedor  $m_2(h_2) + (1 - m_2).(h_5) = (h_6)$

$$m_2 2685,6 + (1 - m_2).(192,2) = 604,7 \Rightarrow m_2 = 0,1654$$

então, na turbina teremos;

$$w_{turbina} = 1.(3213,6 - 2685,6) + (1 - 0,1654)(2685,6 - 2144,1)$$

$$w_{turbina} = 979,9 \text{ kJ / kg}$$



Para calcularmos o trabalho líquido necessitamos antes calcular o trabalho da bomba.

Pela primeira lei, na bomba por unidade de massa.

$$s_3 = s_4$$

$$|w_{bomba}| = (h_4 - h_3) = \int_3^4 v \cdot dp = v(p_4 - p_3) = 0,001084(4000 - 400) = 3,9 \text{ kJ/kg}$$

$$|w_{bomba,2}| = m \cdot (h_4 - h_3)$$

$$h_4 = h_4 | + w_{bomba,2} | = 191,8 + 0,4 = 192,2 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{bomba,1} = (h_7 - h_6)$$

$$|w_{bomba,1}| = (h_7 - h_6) = \int_3^4 v \cdot dp = v(p_7 - p_6) = 0,00101(400 - 10) = 0,4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = h_6 | + w_{bomba,1} | = 604,7 + 3,9 = 608,6 \text{ kJ/kg}$$



O trabalho líquido será:

$$w_{Líquido} = w_{Turbina} - (w_{Bomba,1} + w_{bomba,2}) = 979,9 - 3,9 - 0,4 = 1975,7293,1 \text{ kJ / kg}$$

Fazendo o volume de controle na caldeira, por unidade de massa, primeira lei temos:

$$q_{caldeira} = (h_1 - h_7) = (3213,6 - 608,6) = 2605,0 \text{ kJ / kg}$$

Finalmente podemos calcular o rendimento energético deste ciclo, por:

$$\eta = \frac{w_{Líquido}}{q_{Caldeira}} = \frac{975,7}{2605,6} = 39,5\%$$

Observa-se que este rendimento foi o maior de todos.

Para ilustrar, calcularemos o rendimento máximo, segundo Carnot.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_4}{T_2} = 1 - \frac{45,81 + 273}{400 + 273} = 52,63\%$$

este será o rendimento máximo.

Comentar o afastamento dos ciclos reais em relação aos ciclos ideais.

**11.40:** Deseja-se estudar o efeito do número de estágios de reaquecimento sobre o comportamento do ciclo ideal com reaquecimento. Repita o Prob. 11.37 utilizando dois estágios de reaquecimento, um a 1,2 MPa e o segundo a 0,2 MPa, em vez de um único reaquecimento a 0,8 MPa. (11.37: Considere um ciclo ideal com reaquecimento no qual o vapor d'água entra na turbina de alta pressão 3 MPa e 400°C e expande até 0,8 MPa. O vapor é então reaquecido até 400°C e expande até 10 kPa na turbina de baixa pressão. Calcule o rendimento térmico do ciclo e o título do vapor na seção de descarga da turbina de baixa pressão)

**Hipóteses:**

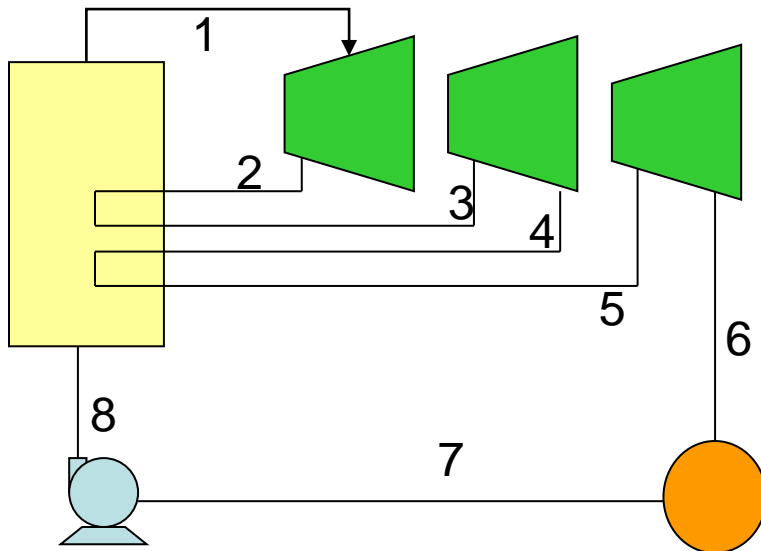
Ar como gás ideal;

Conserv. de massa;

Conserv. de energia;

Regime Permanente;

Processo Adiab. e Revers. → Isoentrópico



	1	3	5
	2		
8		4	
7			6

**Veja no ees**

# INTRODUÇÃO

## O Que Refrigeração

Refrigeração é a denominação dada ao processo de redução de temperatura de uma substância ou de um meio, que pode ser utilizado para a conservação, condicionamento ou a estocagem de produtos perecíveis ou ainda para a produção de uma atmosfera capaz de representar situações de conforto humano e industrial.

- Refrigeração por compressão de vapor
- Refrigeração por absorção
- Refrigeração por adsorção

# INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração mais conhecidos na engenharia são denominados por: Refrigeração por compressão de vapor e Refrigeração por absorção.

Estes sistemas são formados por diferentes componentes, que operam com funções diferenciadas para produzirem situações e estados termodinâmicos diferentes de forma seqüenciada, capazes de estabelecerem um ciclo em um fluido, dito, de trabalho, também conhecido como refrigerante.

# INTRODUÇÃO

Embora sejam os sistemas de refrigeração submetidos a processos termodinâmicos similares, podem diferir em seqüência e em fluidos de trabalho.

Na pratica, são classificados em função de suas finalidades como:

- Refrigeração Industrial
- Condicionamento de Ar ou Ar Condicionado.



# INTRODUÇÃO

A Refrigeração Industrial se caracteriza pela baixa faixa de temperatura de operação, cujos limites podem variar de – 70 a 15 C.

As aplicações em que se verificam as temperaturas próximas ou menores ao limite inferior pertencem à indústria denominada **Criogenia**.

A refrigeração industrial encontra maior aplicação nos seguimentos industriais da química, manufatureiros, de alimentos e laboratórios.

Em algumas situações que necessitam operar em forma inversa o sistema utilizado na refrigeração industrial recebe o nome de bomba de calor, rejeitando calor a temperaturas mais elevadas que a temperatura ambiente.

# INTRODUÇÃO

O condicionamento de ar, como destacado, pode ter dois objetivos básicos:

- conforto humano
- processo industrial

Enquanto o conforto humano visa atender à satisfação e às sensações de pessoas na indústria tem a obrigação de atender ao controle mais rígido da temperatura e da umidade.

Aplicações de maior alcance do condicionamento industrial são:

têxtil, fotográfica, editorial, alimentos, processos químicos, etc.

# INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração por absorção utilizam energia térmica como alimentação de entrada para obtenção de frio, diferentemente do ciclo de compressão de vapor que utiliza energia elétrica.

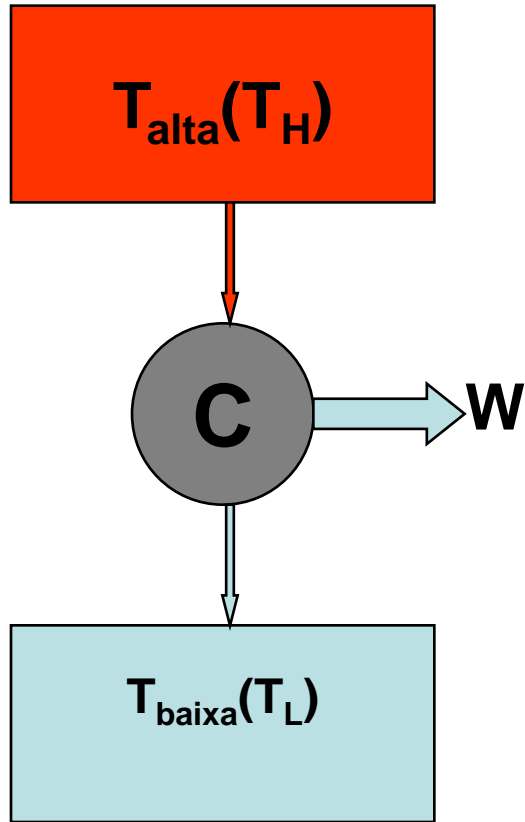
Mesmo com coeficientes de desempenho (**COP**) menores, os sistemas de refrigeração por absorção têm se tornado, mais recentemente, alternativas viáveis, principalmente, quando se considera alguns fatores importantes como:

aproveitamento de uma fonte de calor disponível (**resíduos energéticos**) muitas vezes desperdiçada, **Cogeração** (sistemas combinados de potência e calor), favorecimento à economia de energia elétrica em comparação ao sistema de compressão de vapor e, ainda, colaboração na diminuição dos efeitos danosos da aplicação dos fluídos frigorígenos que destroem a camada do **Ozônio**.

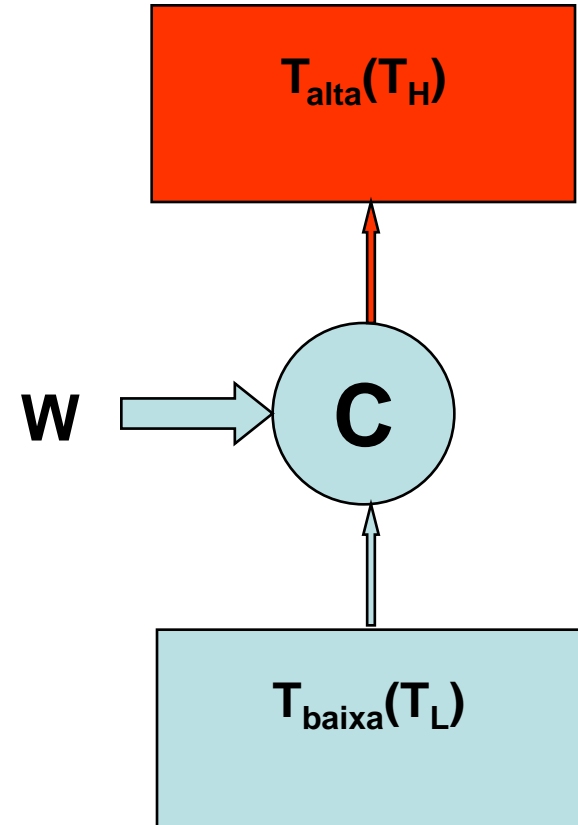
- Grande desenvolvimento em 1850 com os trabalhos de Ferdinand E. Carré
- De 1859 até 1862, registro de 14 patentes de sistemas de absorção trabalhando com o par refrigerante água-amônia;
- Em 1880, com a refrigeração por compressão a vapor de Carl V. Linde nos EUA, os sistemas de refrigeração por absorção passam a ser menos atrativos;
- Em 1930, desenvolveu-se na Suécia o refrigerador Eletrolux de uso doméstico baseado nas patentes de Platen e Munters;
- Em 1929, Merkel e Bosnjakovic introduziram o diagrama de entalpia x concentração;
- Em 1938 Nesselmann estabeleceu os métodos de avaliação (Leistungsregeln) para os ciclos de refrigeração por absorção;

- Altenkirch estabeleceu as linhas básicas para a minimização das perdas exergéticas; propôs o refluxo de solução no gerador e no absorvedor, o uso do calor de retificação e de um gás inerte, os sistemas de múltiplos estágios, além de demonstrar a alta eficiência dos ciclos de resorção;
- Durante os anos 40, nos EUA, as empresas Carrier e Servel fabricaram sistemas de ar condicionado por absorção, utilizando água-cloreto de lítio e depois, água-brometo de lítio;
- No Japão, em 1984, foram vendidos equipamentos de absorção equivalentes a 260.000 TR;
- Atualmente, Trane Co., Carrier e York nos EUA associadas a empresas japonesas detêm uma alta tecnologia neste setor;
- Surge um novo interesse nesta tecnologia em projetos de cogeração e recuperação de calor rejeitado.

# Ciclo de Carnot



$$\eta = 1 - T_L/T_H$$



$$\text{COP} = \beta = 1/(T_H/T_L - 1)$$

# Sistema de compressão mecânica de vapor

O sistema de compressão mecânica de vapor utiliza um compressor, que recebe energia elétrica e executa um trabalho para aumentar a pressão de vapor do fluido de trabalho(refrigerante).

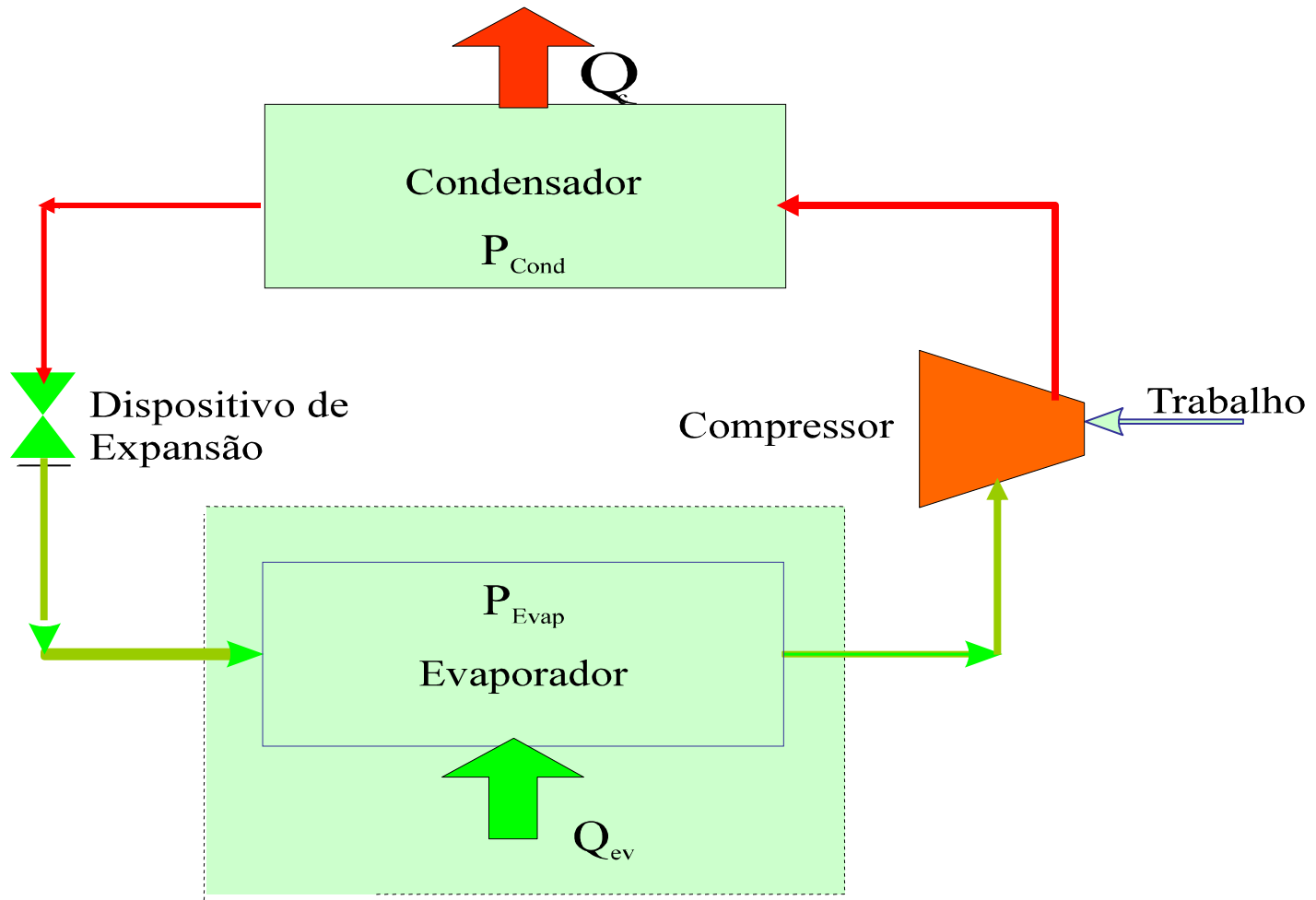
O vapor, após ser submetido ao processo de compressão entra no condensador, onde tem seu calor rejeitado, para mudar de fase tornando-se líquido.

Ao deixar o condensador, o refrigerante passa por um processo de expansão em um dispositivo apropriado, que pode ser uma válvula, um tubo capilar ou eventualmente um orifício.

Após a redução de pressão e de temperatura, o refrigerante alimenta o evaporador para produzir o efeito frigorífico.

A partir da adição de calor no evaporador, proveniente do meio, o refrigerante começa a evaporar-se para alimentar o compressor, encerrando, assim, o ciclo.

# Ciclo de Refrigeração por Compressão



Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor



# Esquema do ciclo padrão de compressão a vapor

## Conceitos Básicos:

Dentre todos os ciclos frigoríficos, o ciclo de compressão a vapor é o mais utilizado na prática. Neste ciclo, o vapor é comprimido, condensado, tendo posteriormente sua pressão diminuída de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão e assim absorver o calor do ambiente a ser refrigerado.

Os processos que ocorrem neste ciclo são:

1-2 – Compressão do fluido refrigerante;

2-3 – Condensação do fluido refrigerante, devido a rejeição de calor para o ambiente;

3-4 – Expansão do fluido em uma válvula de expansão;

4-1 – Evaporação do fluido refrigerante, devido a retirada de calor do ambiente.

$$\text{Cop} = \frac{\text{refrig.útil}}{\text{trab.líquido}} = \frac{q_1}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\text{Cop}_{\text{ideal}} = \frac{T_l(s_1 - s_4)}{(T_h - T_l)(s_1 - s_4)} = \frac{T_l}{T_h - T_l} = \frac{1}{\frac{T_h}{T_l} - 1}$$

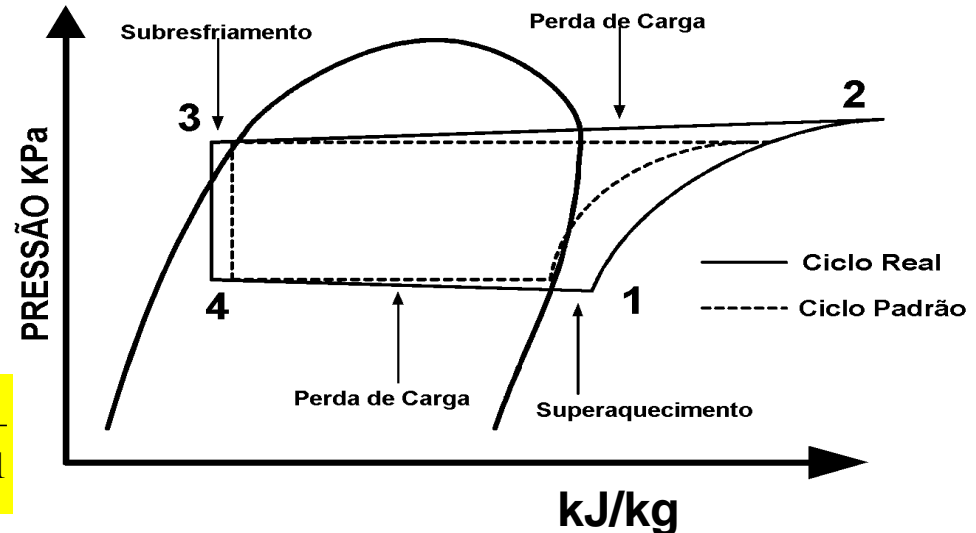
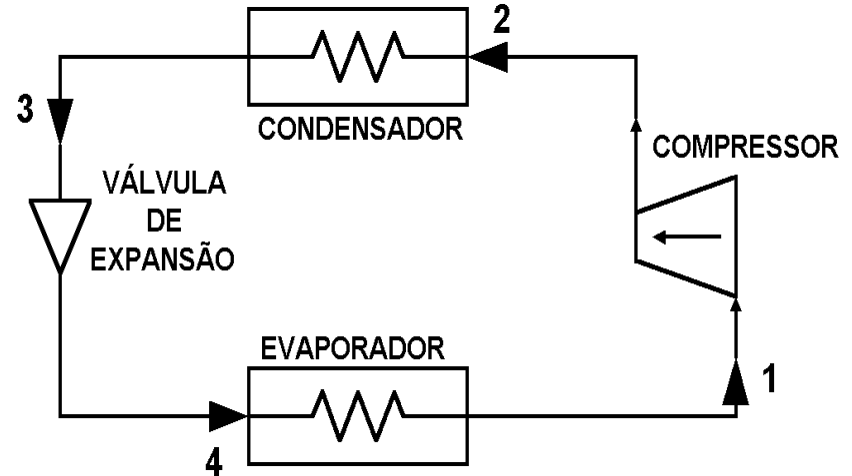


Diagrama P-h do ciclo padrão de compressão a vapor

# “O Protocolo de Montreal”

- Em setembro de 1987, diversas nações assinaram um acordo histórico que identificou as principais SDOs.
- Estabeleceu-se um cronograma para redução, eliminação e controle sobre a produção, consumo e uso destas substâncias
- Até 1998, 165 países tinham assinado o Protocolo de Montreal

## O Brasil no contexto do acordo

- ◆ O Brasil regulamentou sua adesão em 1990.
- ◆ Apesar de contar com o prazo adicional de 10 anos (até final de 2005) para o banimento optou por utilizar 5 anos deste período adicional.
- ◆ A partir de 01/01/2001, fica proibido o uso das substâncias controladas nos equipamentos, produtos ou sistemas novos.

# Propriedades de Um Refrigerante Ideal

Um refrigerante ideal deveria ter as seguintes características:

**Pressões de evaporação positivas** – As pressões de evaporação positivas impedem a possível infiltração de ar atmosférico dentro do sistema durante o trabalho.

**Pressões de condensação moderadamente baixas** – Esta característica permite o uso de tubulações ligeiras no lado da alta pressão do sistema.

**Baixa temperatura de congelamento** – A temperatura de congelamento deve ser suficientemente baixa, para que o refrigerante não se solidifique durante o trabalho normal.

**Baixo Custo** – Esta característica terá significado segundo o tamanho do sistema. O custo do refrigerante não será fator importante numa instalação doméstica, mas é muito importante numa instalação industrial.

**Alto calor latente de vaporização** – Um alto calor latente de vaporização significa um alto efeito refrigerante por lbm de refrigerante circulado.

**Estável e não reagente** – O refrigerante deve ser inerte a reação com os materiais do sistema. Não deve ser corrosivo em presença da água. Deve ser inteiramente estável em sua constituição química, em todo o intervalo das condições de operação.

**Não tóxico** – O refrigerante não deve ser venenoso para os seres humanos.

**Não causar irritação** – Esta característica importa as pessoas expostas aos vapores refrigerantes. O vapor não deves irritar os olhos, o nariz, os pulmões ou a pele.

**Bom transmissor de calor** – Esta propriedade é muito abrangente, pois inclui propriedades como a densidade, calor específico, condutividade térmica e viscosidade. Altos coeficientes de transferência de calor reduzem a superfície requerida pelos trocadores de calor.

**Não inflamável** – O vapor não deveria arder, nem sofrer combustão ao entrar em contato com o ar atmosférico.

**De fácil detecção de fugas** – As fugas nas tubulações de refrigerante devem ser detectadas de um modo simples e rápido.

Não se dispõe de um único refrigerante que pode ser satisfatório em todos os sistemas de refrigeração. Alguns refrigerantes são mais convenientes para certas aplicações particulares e inconvenientes para outras.

# Os Refrigerantes Inorgânicos

Até cerca de 1930, os refrigerantes em uso foram quase exclusivamente compostos inorgânicos. Em sistemas de compressão de vapor usaram com freqüência a amônia, o dióxido de carbono e o dióxido de enxofre.

**Amônia** – A amônia é um dos refrigerantes mais antigos e mais usados, principalmente nas grandes aplicações industriais. No ponto de vista **termodinâmico**, a amônia é um refrigerante **excelente**.

Uma das suas principais características é seu elevado calor latente de vaporização, tem também excelentes características de transferência de calor e é relativamente barato. Em presença de água, a amônia ataca fortemente o cobre e suas ligas.

# Os Refrigerantes Inorgânicos

**Dióxido de carbono** – atualmente o principal uso do em refrigeração e como gelo seco. O dióxido de carbono não é tóxico, não é irritante e é incombustível. Como refrigerante, ele tem muitas desvantagens, comparando com a maioria dos outros refrigerantes, as pressões de operação são extremamente altas e o consumo de potência é relativamente grande.

**Dióxido de enxofre** – Em anos anteriores, o era muito usado em sistemas comerciais e domésticos.  $\text{SO}_2$ , não é inflamável mas é muito irritante e medicamente tóxico. Em presença de água, forma ácido sulfúrico, que ataca fortemente os metais, especialmente os ferrosos.



# Os Refrigerantes Inorgânicos

**Água** – O principal uso de água como refrigerante é em forma de gelo. Sua elevada temperatura de congelamento limita seu uso em sistemas de compressão de vapor e sistemas com turbo compressor.

**Ar** – O ar seco se usa como refrigerante gasoso em alguns sistemas de compressão, principalmente em refrigeração de aviões. Também se usa com fins de refrigeração como ar líquido e é de importância capital na produção de oxigênio e nitrogênio líquido

# Os Refrigerantes Inorgânicos

## Os Refrigerantes Halocarbonetos

São compostos que podem ser produzidos sinteticamente. Esses gases deram uma grande contribuição para a indústria de refrigeração. As principais características desta família é que, não são tóxicos, não são inflamáveis e não são irritantes.

**R 11** - É o tricloromonofluorometano ( $\text{CCl}_3\text{F}$ ) ; é um líquido claro, incolor, com um ponto de ebulição relativamente alto  $24^\circ\text{C}$  a 1 bar. Tem uma temperatura de congelamento de  $-110^\circ\text{C}$  e uma temperatura crítica de  $196^\circ\text{C}$ . Este refrigerante é usado principalmente em sistemas de temperatura relativamente alta, que usam compressores centrífugos.

**R 12** – O diclorodifluorometano ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ) foi o primeiro freon a ser fabricado e o de maior uso. É um líquido claro e incolor com um ponto de ebulição de  $-30^\circ\text{C}$  a 1 bar, que permite, portanto, pressões positivas de evaporação em uma ampla gama de aplicações. Esse refrigerante tem um baixo calor de vaporização.

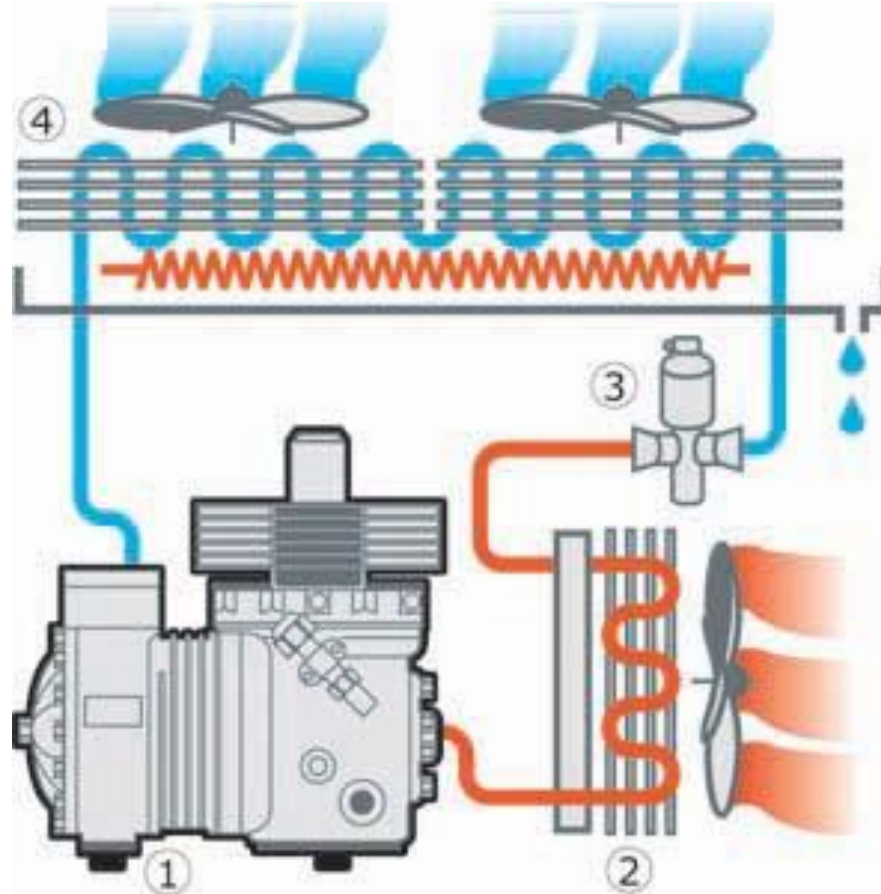
# Os Refrigerantes Inorgânicos

**R 13** – O monoclorotrifluorometano ( $\text{CClF}_3$ ) tem uma temperatura de ebulição de  $-80,6$  a 1 bar e uma temperatura crítica de  $28,5\text{C}$ .

**R 22** - O monoclorodifluorometano ( $\text{CHClF}_2$ ) tem uma temperatura de ebulição de  $-40\text{C}$  a 1bar.

O refrigerante 22 tem maior calor de vaporização que o R 12 e o seu vapor é mais denso.

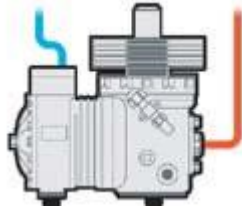
# Ciclo de Refrigeração por Compressão



1. O compressor comprime o fluido refrigerante transformando-o em um estado gasoso.
2. O fluido refrigerante, sob forma de gás, condensa-se e torna-se líquido à alta pressão e graças à serpentina na parte traseira do refrigerador, dissipa-se apenas o calor.
3. Subseqüentemente, o fluido refrigerante na forma líquida à alta pressão flui através da válvula de expansão (órgão de regulação ou laminação). A válvula de expansão é um componente que está localizado entre o condensador e o evaporador e tem a função de efetuar uma forte queda de pressão. Esta válvula satisfaz a duas funções: primeiramente permite dosar a quantidade de líquido refrigerante necessário no evaporador e além disso, gera também um diferencial de pressão indispensável à conclusão do ciclo.

# Refrigeração por Compressão

Os principais componentes de um sistema de refrigeração mecânica são:

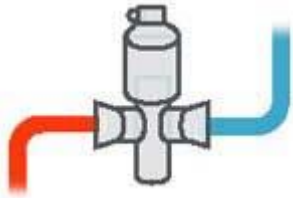


**Compressor:** a sua função é de aspirar o gás superaquecido proveniente do evaporador e comprimi-lo em direção ao condensador onde se tornará novamente líquido. O trabalho mecânico do compressor implica no aumento do calor contido no gás. Por causa da compressão aumenta-se a pressão do gás e conseqüentemente a temperatura.

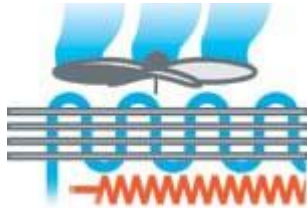


**Condensador:** absorve o calor do gás que evapora no evaporador (mais o calor de compressão) permitindo assim a condensação. Nas instalações frigoríficas o condensador é constituído de tubos ou de uma serpentina que contém o fluido refrigerante, e pode ser refrigerado: por ar, a água e feixe de tubos.

# Refrigeração por Compressão



**Válvula de expansão:** têm a função de abaixar a pressão do gás proveniente do condensador de tal maneira a abaixar o ponto de ebulição e conseqüentemente a temperatura de evaporação.



**Evaporador:** acumula o gás líquido que chega do condensador através da válvula de expansão. Removendo o calor do ar que atravessa o evaporador, o líquido refrigerante evapora mantendo a pressão constante.



**Ventiladores:** é empregado tanto para a ventilação interna, quanto para a externa. Na interna aspira o ar através do evaporador para depois distribuí-lo, refrigerando novamente o ambiente. O externo tem a função de resfriar o refrigerante forçando a circulação do ar através do condensador

# SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O sistema de refrigeração por absorção foi inventado pelo francês Ferdinand Carré que registrou uma patente nos Estados Unidos em 1860.

Os sistemas de absorção passaram por muitos altos e baixos. Foi predecessor do sistema de compressão de vapor no Século XIX e os sistemas água-amônia tinham grande aplicação em refrigeradores domésticos e em grandes instalações industriais, como indústria química e de processo.

O sistema LiBr-Água foi comercializado entre os anos 40 e 50 como resfriadores de água para ar condicionado de grandes edifícios. Eles eram alimentados por vapor ou água quente gerados em caldeiras a óleo ou gás natural.

## SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Nos anos 70 a substituição de **combustão direta** (óleo ou gás natural) afetou a aplicação de unidades de absorção, mas ao mesmo tempo abriu outras oportunidades, como a utilização de calor derivado de coletores solares para energizar unidades de absorção.

Também em função do aumento crescente do custo da energia, **o calor de baixo nível de temperatura** (na faixa de **90°C a 110°C**), que era anteriormente rejeitado para a atmosfera em instalações químicas e de processo, é agora freqüentemente usado para operar sistemas de absorção que fornece refrigeração necessária em algum outro ponto da fábrica.

A combinação de sistema de absorção com sistema de compressão de vapor é uma outra aplicação de unidades de absorção que permanece atrativa.



# SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

**O ciclo de absorção** é similar em certos aspectos ao ciclo de compressão de vapor.

No sistema de absorção, o vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido por uma solução líquida no absorvedor (Herold *et al*, 1996). Se esse processo de absorção fosse executado adiabaticamente, a temperatura da solução iria subir e eventualmente a absorção de vapor iria cessar.

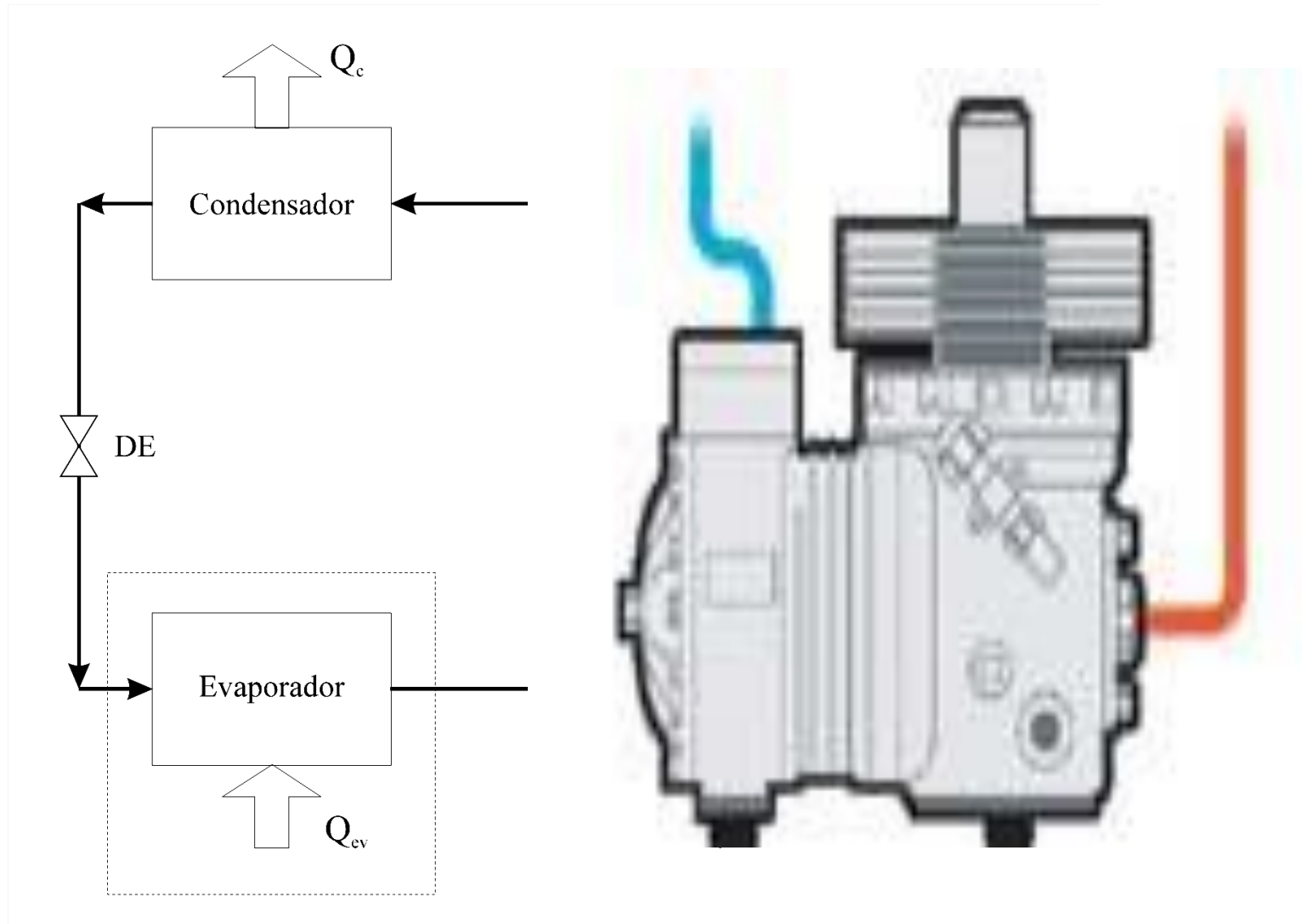
Para perpetuar o processo de absorção, o absorvedor é resfriado por água ou ar, que finalmente rejeita esse calor para a atmosfera.

A bomba recebe o líquido de baixa pressão do absorvedor, eleva a sua pressão, e o conduz ao gerador.

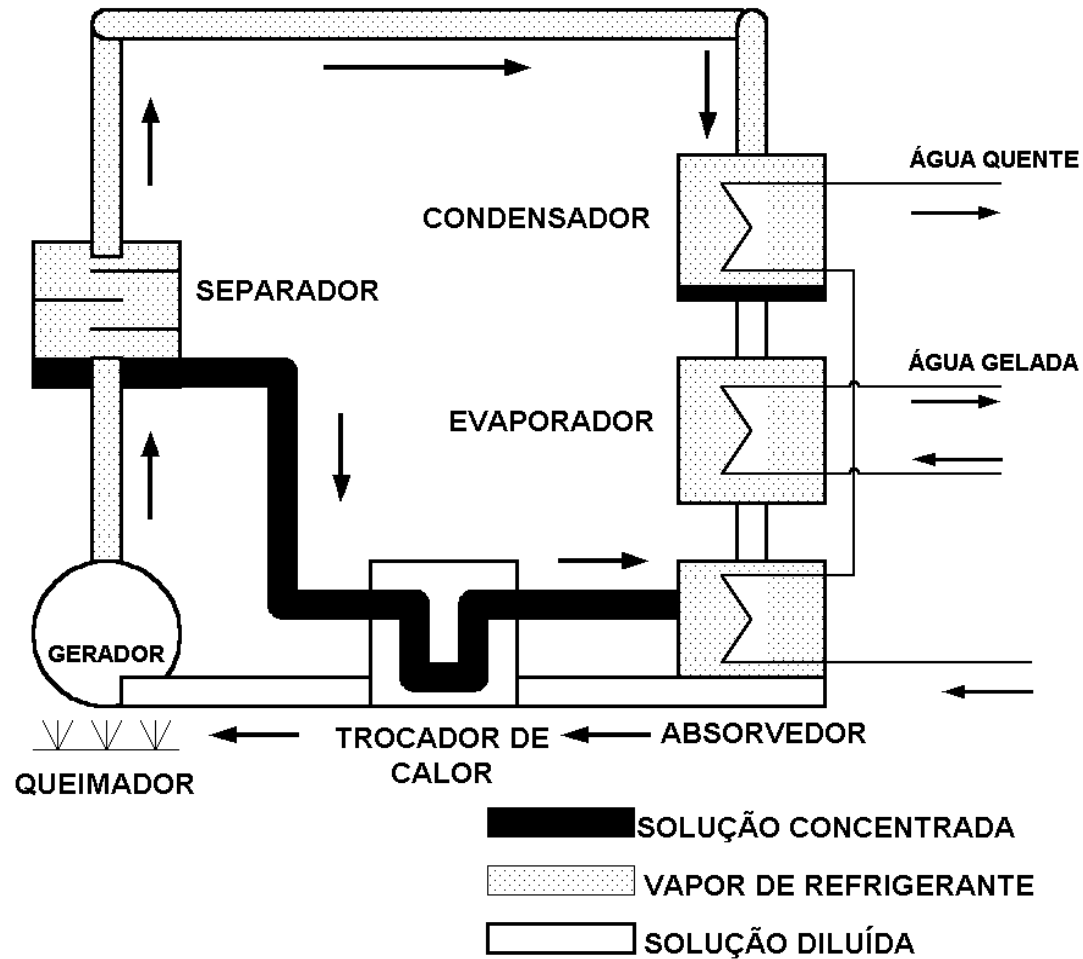
No gerador, calor de uma fonte de alta temperatura separa o vapor que tinha sido absorvido pela solução.

A solução líquida retorna para o absorvedor pela válvula redutora de pressão cujo propósito é promover a queda de pressão para manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor.

# Sistema de Refrigeração por Absorção de Água - Amônia



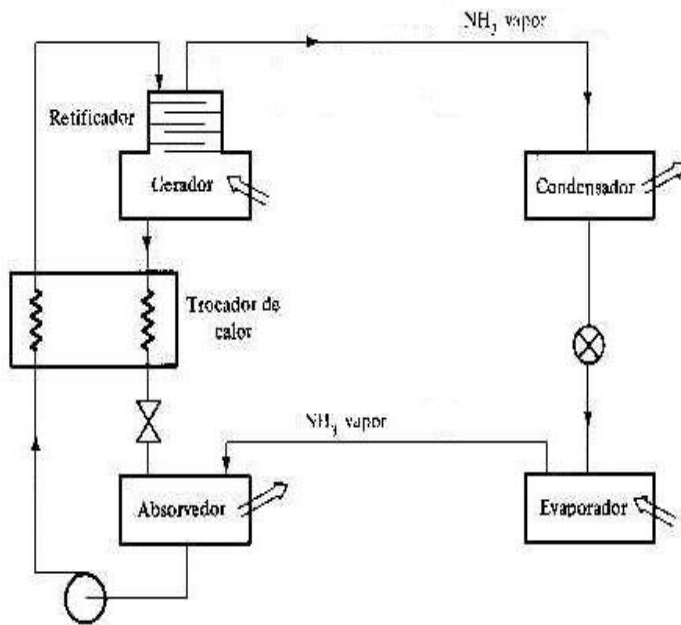
# Sistema de Refrigeração por Absorção



[Representação de um ciclo de absorção com queima direta.](#)

# Sistema de Refrigeração por Absorção

## • Refrigeração por absorção – Funcionamento



- ◆ Geração do vapor de refrigerante
- ◆ Fluido refrigerante (Amônia) segue o circuito frigorífico passando pelo:
  - Condensador
  - Válvula de expansão
  - Evaporador
- ◆ Solução Fraca (Baixa concentração de amônia) segue para o absorvedor, passando por um trocador de calor intermediário e por uma válvula;
- ◆ No absorvedor a solução fraca entra em contato com o vapor de refrigerante, formando a solução concentrada
- ◆ A solução Forte (SF) é bombeada para o gerador de vapor,
- ◆ A (SF) é pré-aquecida no trocador de calor
- ◆ O ciclo reinicia no gerador de vapor.

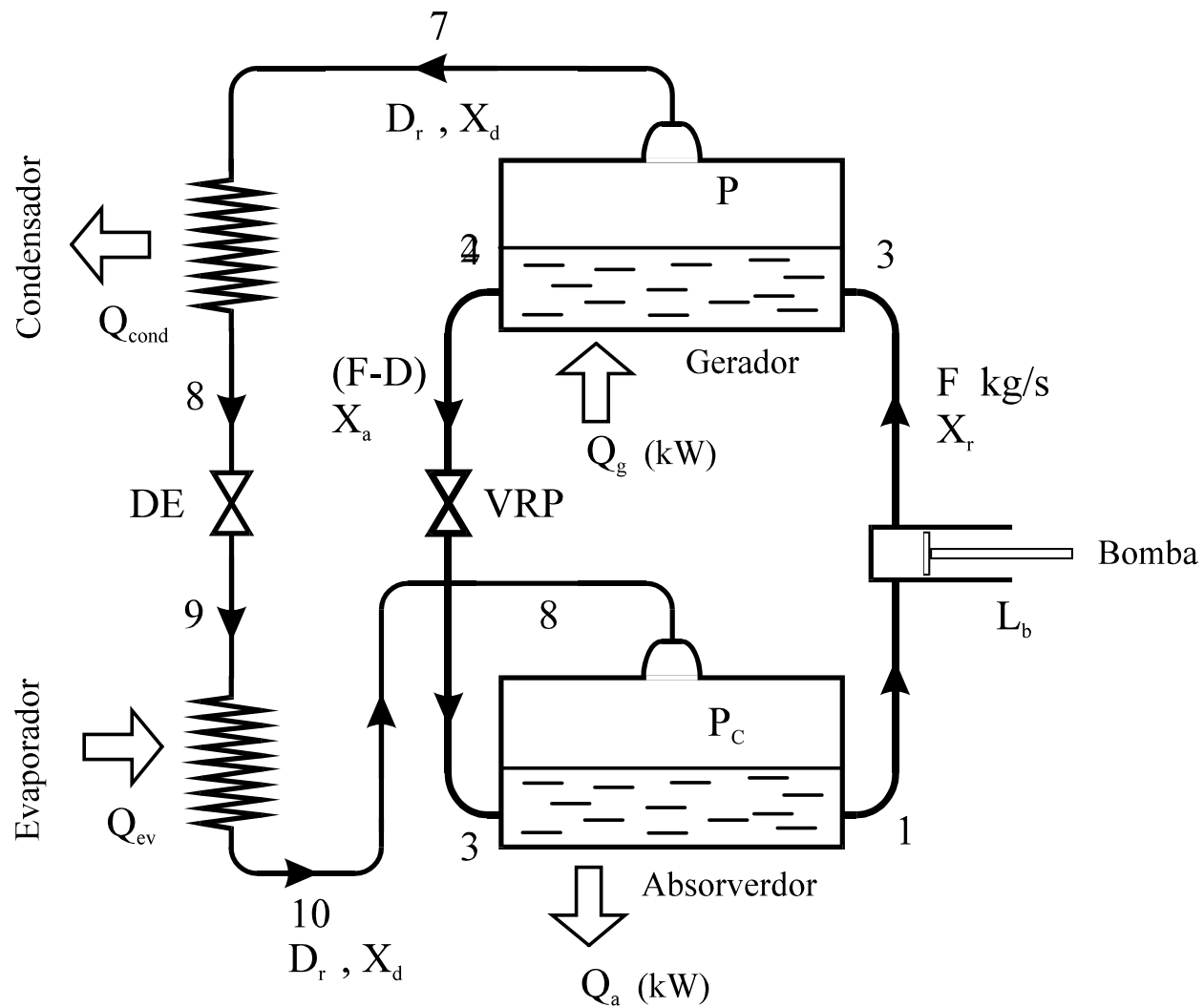
## Sistema de Refrigeração por Absorção de Água - Amônia

O sistema de absorção de **água-amônia** é um dos métodos mais antigos de refrigeração.

No sistema, **a amônia** é o **refrigerante** e a **água** é o **absorvente**.

Se se usa água-amônia, o vapor que sai do gerador conteria demasiada água. Segundo estudos efetuados (Threlkeld, 1978), sem a coluna de retificação o vapor sairia do gerador com uma percentagem e cerca de 5 a 10% de água. Por isso apareceu um meio para retificar o vapor que sai do gerador com o objetivo de aumentar a concentração de amônia que, assim, chega a ser de quase 100%. O vapor sai do gerador passa pela coluna de retificação e por ultimo passa pelo separador.

# Sistema de Refrigeração por Absorção de Água- Brometo de Lítio



## Sistema de Refrigeração por Absorção de Água- Brometo de Lítio

Nos últimos anos tem se comentado a importância do sistema de absorção de água - brometo de lítio em refrigeração para condicionamento de ar.

A **água** é o **refrigerante** e o **brometo de lítio** o **absorvente**. O brometo de lítio puro é um sal sólido (Stoecker e Jones, 1985), mas, misturado com uma quantidade suficiente de água, forma solução líquida homogênea. A característica sobressalente do sistema é a não volatilidade do brometo de lítio.

Do gerador só sai praticamente vapor de água. Portanto não é necessária a coluna de retificação. Comparado com o sistema de água-amônia o sistema brometo de lítio-água é mais simples e opera com maior COP.

A desvantagem principal do sistema é a sua limitação a temperaturas de vaporização relativamente altas, pois o refrigerante é a água.

## Sistema de Refrigeração por Absorção de Água- Brometo de Lítio

A construção de uma instalação de absorção comercial tira proveito do fato de que o condensador e o gerador operam à mesma pressão e combinam estes componentes em um mesmo vaso.

Similarmente, desde que o evaporador e o absorvedor operem à mesma pressão, estes componentes também podem ser instalados em um mesmo vaso. No vaso de alta pressão o vapor de água do gerador deriva para o condensador, onde é liquefeito, enquanto que no vaso de baixa pressão o vapor de água liberado no evaporador escoia para baixo, para o absorvedor.

Para aumentar a taxa de transferência de calor no evaporador uma bomba de recirculação pulveriza a água a ser evaporada sobre os tubos do evaporador para resfriar a água da carga de refrigeração.



# Principais Vantagens do Ciclo Refrigeração por Absorção

O sistema de refrigeração por absorção requer uma baixa potência elétrica, pois o trabalho do compressor do ciclo de compressão de vapor é substituído pelo gerador, absorvedor e uma pequena bomba de líquido que consome pouca energia elétrica, diminuindo assim o custo de operação do sistema.

O ciclo de refrigeração por absorção é basicamente um *ciclo operado a calor* porque a maior parte do custo da operação está associada com o fornecimento de calor ao gerador que libera o vapor do líquido (refrigerante) de alta pressão.

Sendo assim, o sistema de Refrigeração por Absorção é viável para o projeto porque se dispõe de uma fonte de calor.

# Principais Vantagens do Ciclo Refrigeração por Absorção

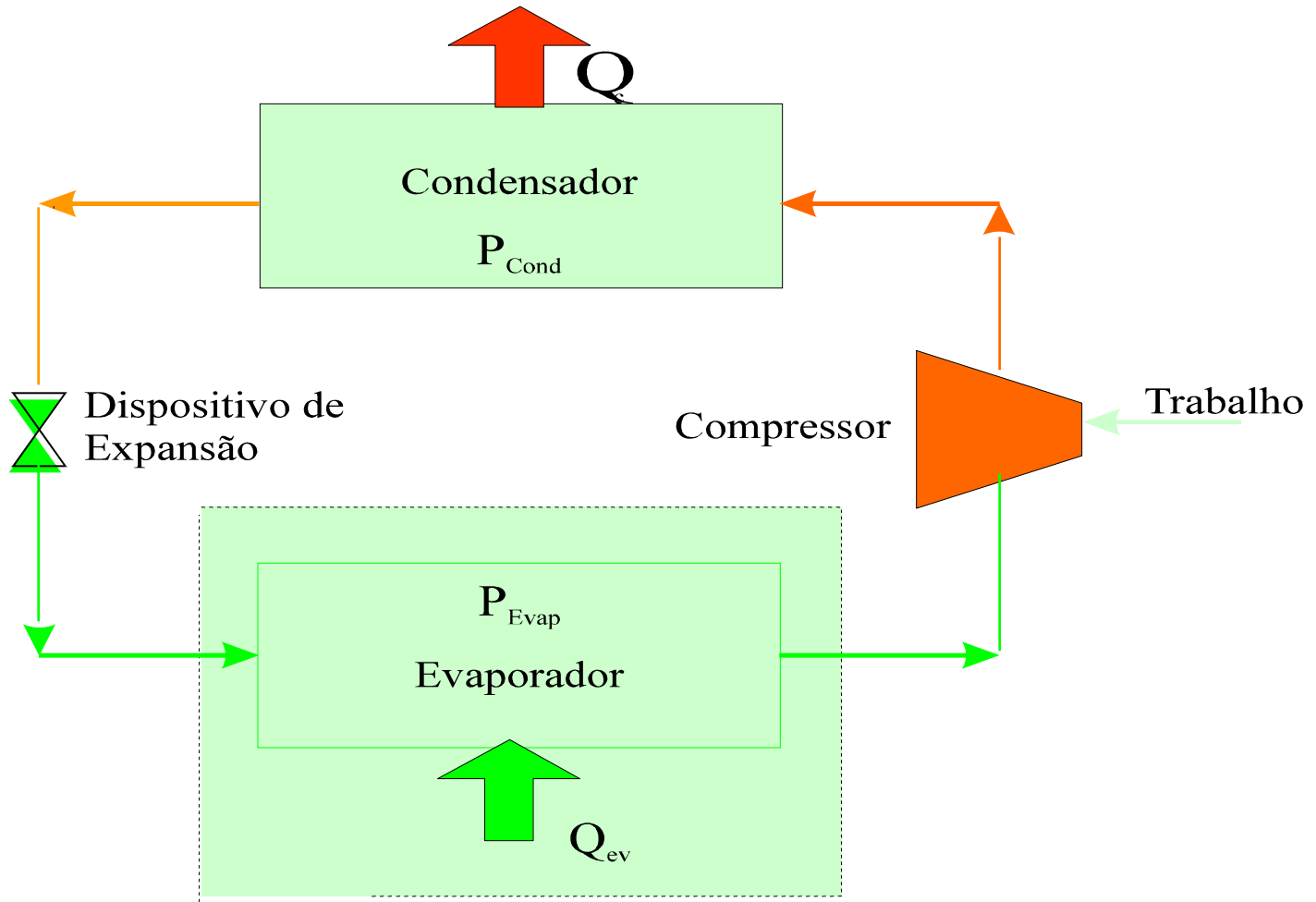
Este aproveitamento dos gases de combustão tem duas vantagens: diminui bastante o gasto de energia elétrica na indústria e evita a poluição do meio ambiente, já que não utiliza refrigerantes CFC's.

Note-se que a água gelada que serve a carga de refrigeração é um circuito separado da água que serve como refrigerante na unidade de absorção.

A manutenção de circuitos separados de água ajuda a manter uma maior pureza na unidade de absorção e permite a água que serve a carga de refrigeração operar a pressões acima da atmosfera.

Um outro aspecto é que a água da torre de resfriamento passa em série pelo absorvedor e condensador, extraindo calor de ambos os componentes (Stoecker e Jones, 1985).

# Ciclo de Refrigeração por Compressão



Sistema de Refrigeração por Compressão Mecânica de Vapor

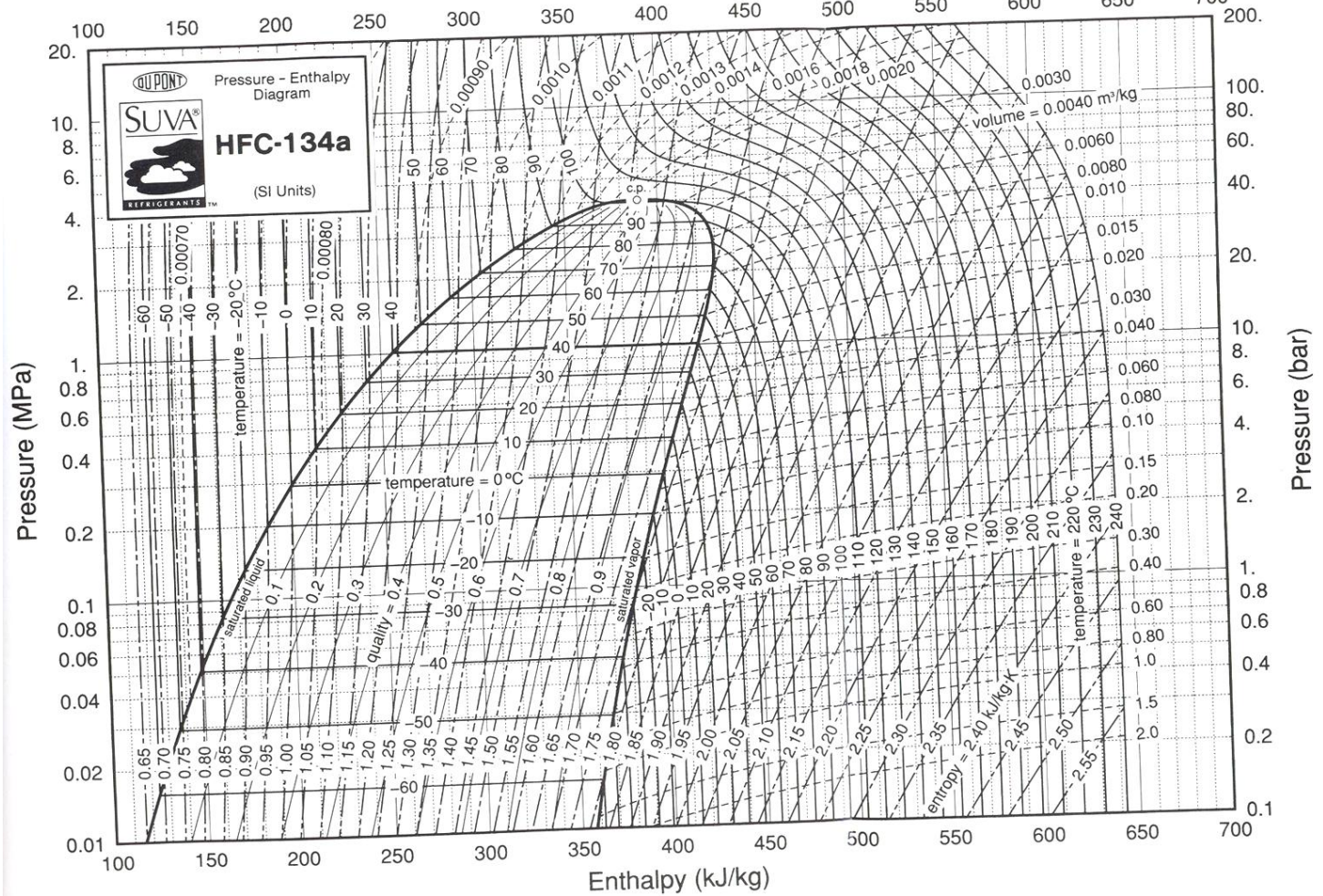
# Ciclo de Refrigeração por Compressão

Dependendo da fonte de calor disponível, o sistema pode ser de simples efeito ou de duplo efeito, onde a separação é feita em dois níveis, aumentando assim a eficiência. Bombas são utilizadas para circular a solução, mas seu consumo é bem inferior à energia consumida por um compressor em uma instalação convencional. A eficácia(COP) para um ciclo de absorção é aproximadamente dada através da Eq (7):

$$\text{COP} = \frac{\text{Taxa de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor ao gerador}} = \frac{q_e}{q_g} \quad (7)$$

Em alguns aspectos a aplicação do termo Cop para os sistemas de absorção não é feliz, porque o seu valor é consideravelmente menor que os dos ciclos de compressão de vapor. O valor relativamente baixo do Cop de um ciclo de absorção não deve ser considerado como desvantagem para os ciclos de absorção, porquê a eficácia(cop) dos dois ciclos são definidos de formas distintas. O Cop do ciclo de compressão de vapor é a relação entre a taxa de refrigeração e a potência de trabalho fornecida pelo compressor para operar o ciclo. Entretanto, energia na forma de trabalho é usualmente mais valiosa do que energia sob a forma de calor. Para efetuar-se uma avaliação mais justa, devemos fazer uso também da segunda lei, valendo-se para tal da Eq. (8), descrita por Kotas(1985) como eficiência racional( $\Psi$ ). Tal equação corresponde a relação entre a exergia útil e a exergia de entrada no sistema.

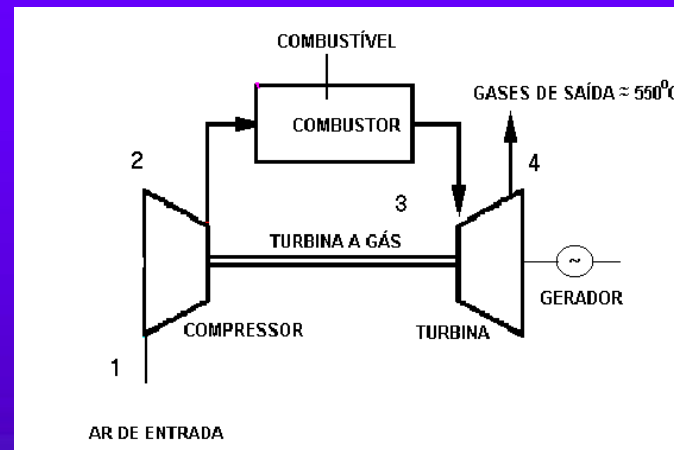
TABLE A.17 (SI) Pressure-Enthalpy Diagram for HCF-134a





## Ciclo – Brayton

O ciclo ideal é composto por um compressor, uma câmara de combustão e a turbina a gás.



rendimento de uma turbina a gás é dado por:

$$\eta_{t\acute{e}rmico} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$



Em processos isentrópicos:

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

No ciclo Brayton:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

Nomenclatura:

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad r = \frac{p_2}{p_1} \quad t = \frac{T_3}{T_1}$$

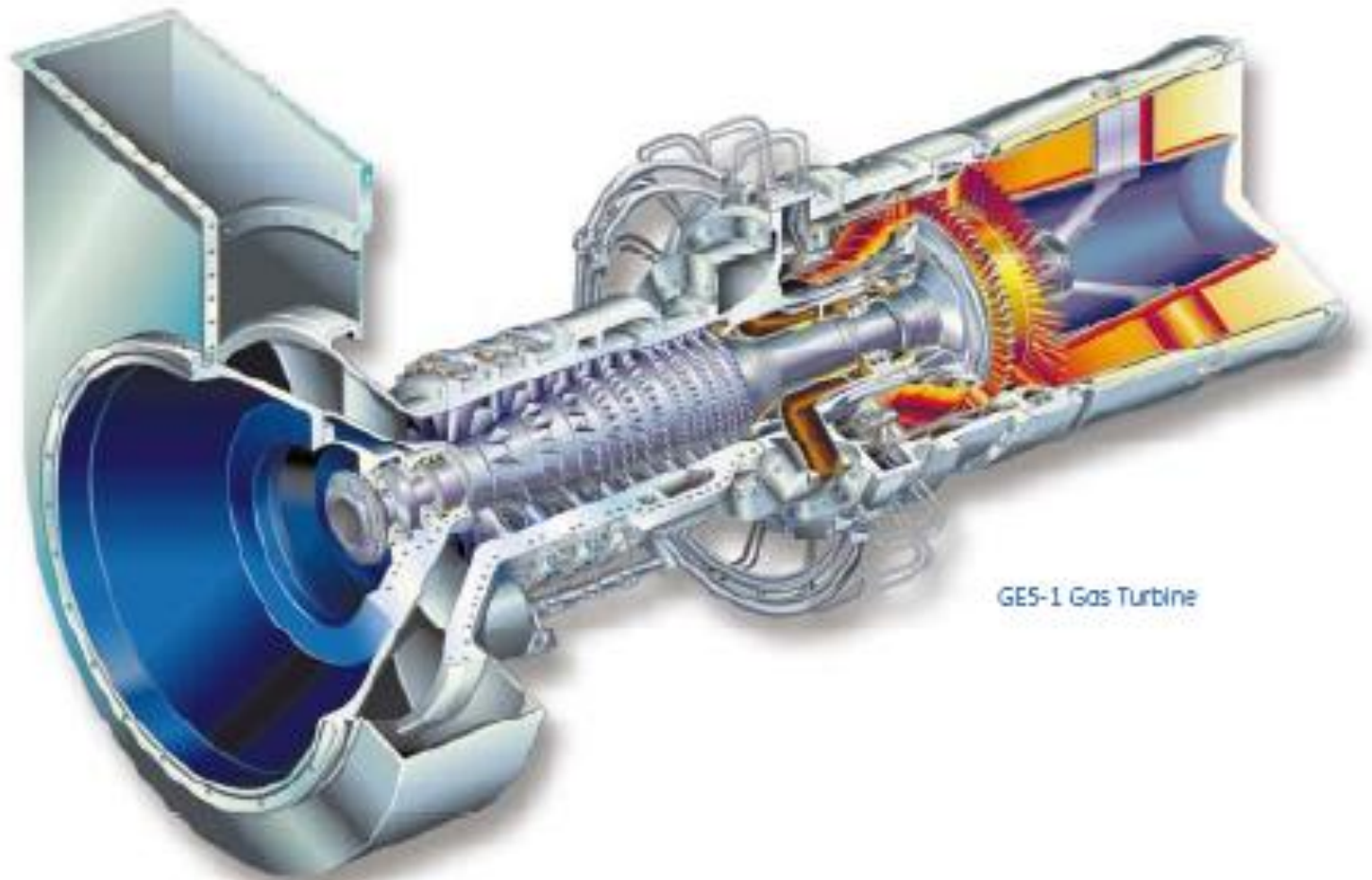
Trabalho específico

$$\frac{W_{\text{líquido}}}{c_p T_1} = t \left( 1 - \frac{1}{r^{(k-1)/k}} \right) - \left( r^{(k-1)/k} - 1 \right)$$

Eficiência

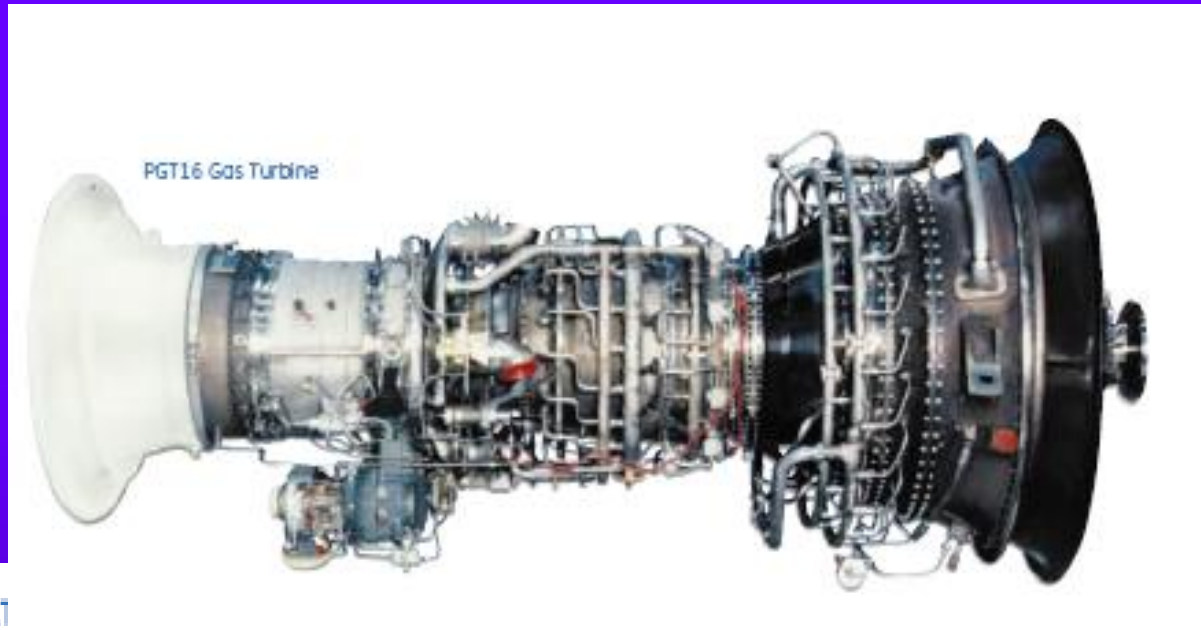
$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)/k}}$$





GE5-1 Gas Turbine





PGT16 Gas Turbine

## GENERAL SPECIFICATION

### Compressor

- Twin spool axial compressor (3 stage LP compressor, 7 stage HP compressor)
- Pressure ratio 20.1:1

### Combustion

- Annular combustion chamber (18 fuel nozzles)

### Turbine

- Twin Spool Gas Generator turbine (1 stage HP turbine, 1 stage LP turbine)
- Two stage Power turbine with variable angle first stage nozzles

## Emission Control

- Steam or water injection systems for NO<sub>x</sub> abatement
- Dry Low Emission (DLE) combustion system

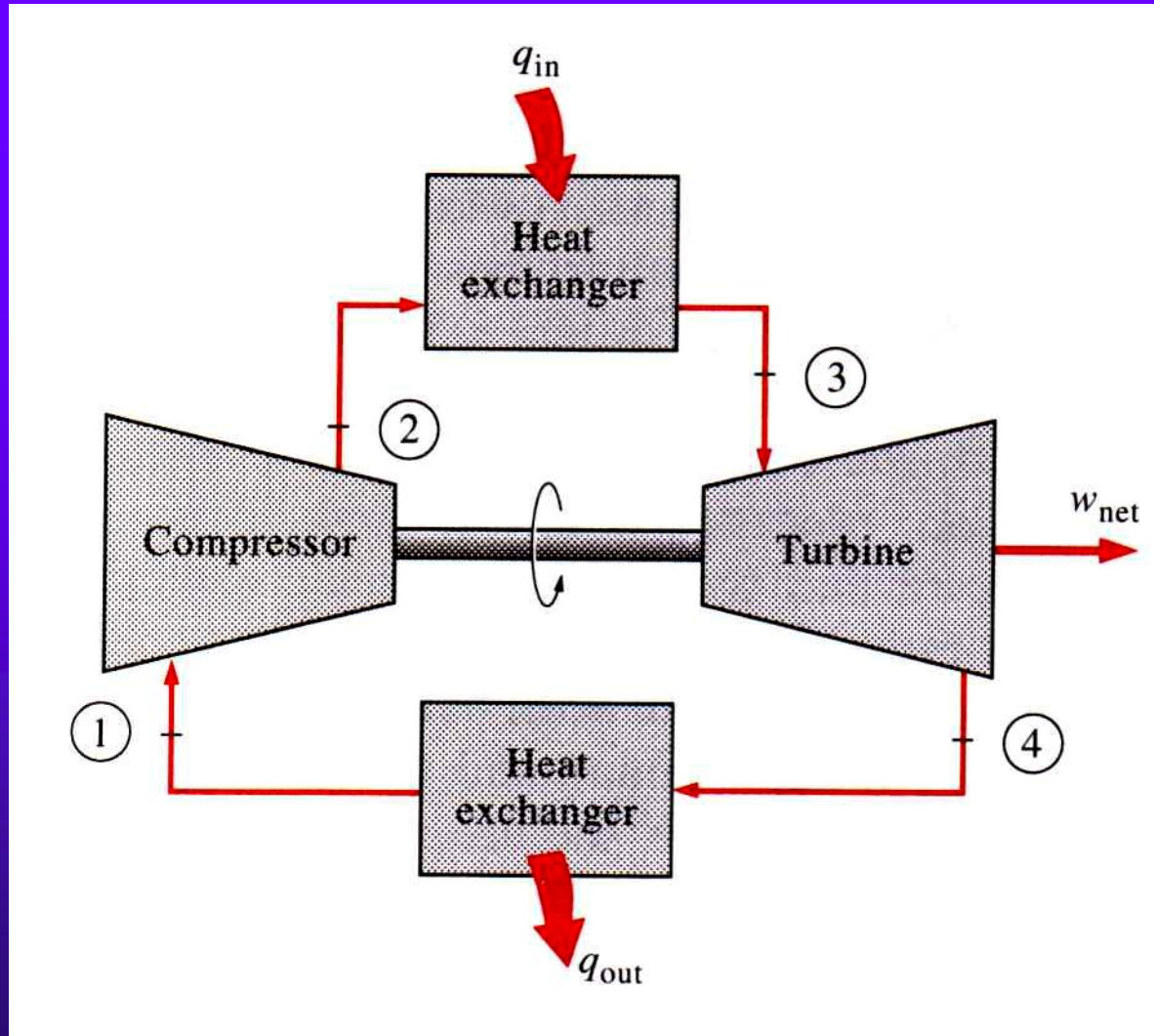


## ▪ Turbinas a gás

- Descrição , tipos, tendências atuais.
- Ciclos termodinâmicos: simples e avançados: regenerativo, com inter - resfriador e re-aquecimento.
- Compressores, tipos, características, equacionamento, mapas de performance.
- Câmaras de combustão: descrição, fatores importantes no projeto de combustores, controle de emissões
- Turbinas de potência: tipos (radial e axial) , relações termodinâmicas básicas, diagrama de velocidades, estágios de impulso e de reação, mapas de desempenho, resfriamento de palhetas.
- Acoplamento turbina - compressor

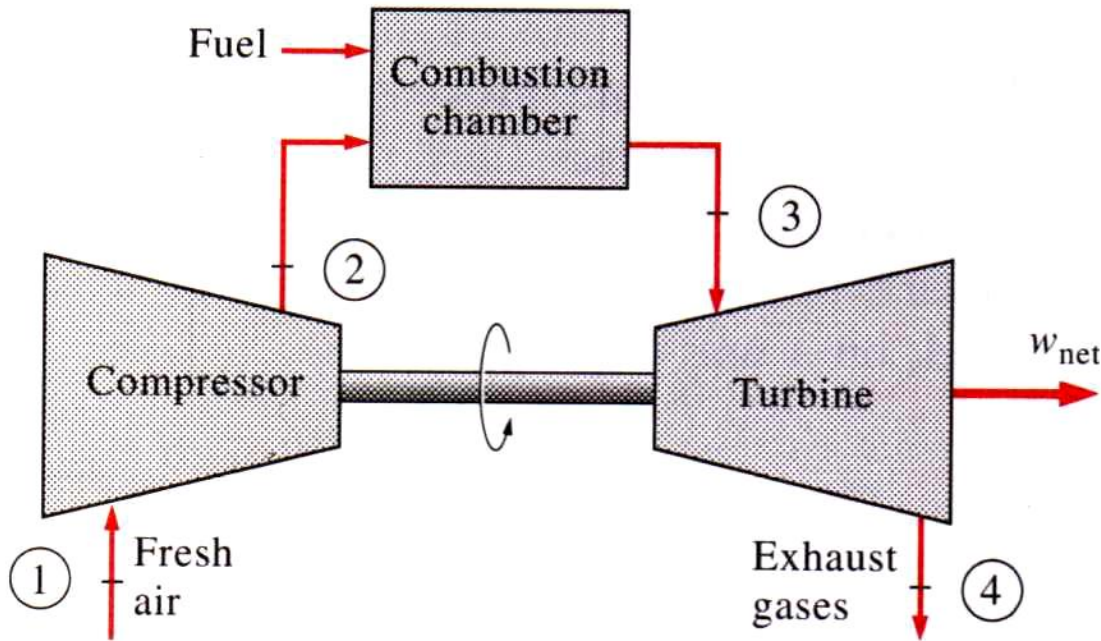


# Ciclo simples - padrão ar

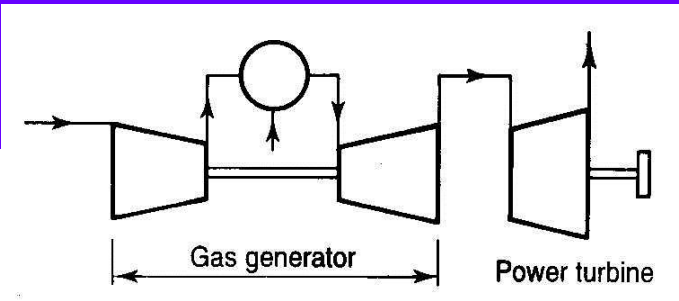




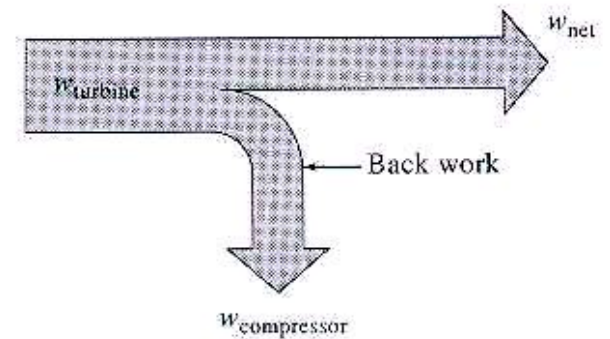
# TURBINA A GÁS



Ciclo simples

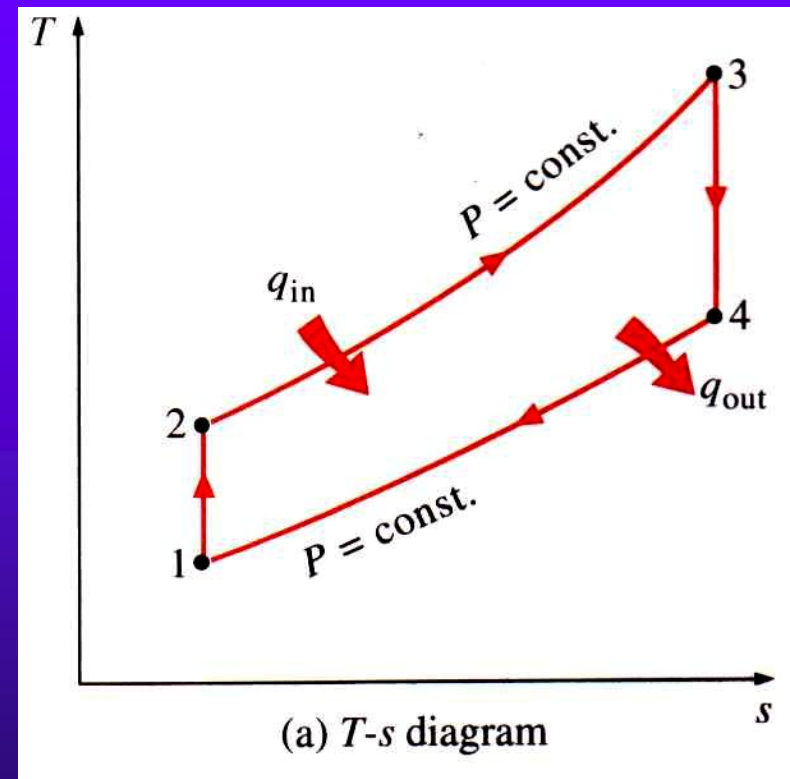
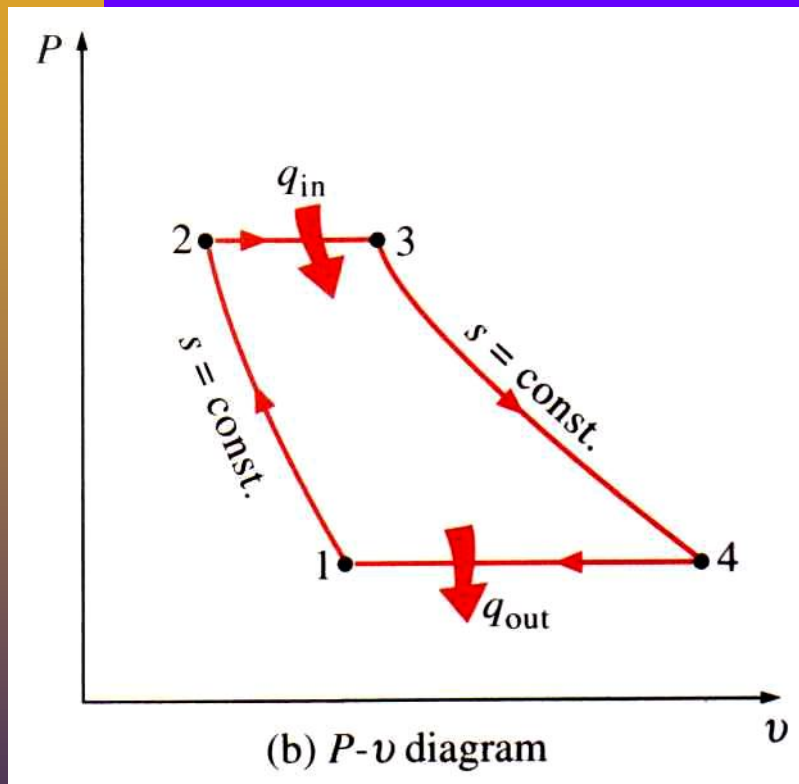


De duplo eixo





# Diagramas ciclo simples padrão ar





# TURBINAS A GÁS

## Vantagens

em relação às turbinas a vapor:

- utilizam os gases de combustão como fluído de trabalho

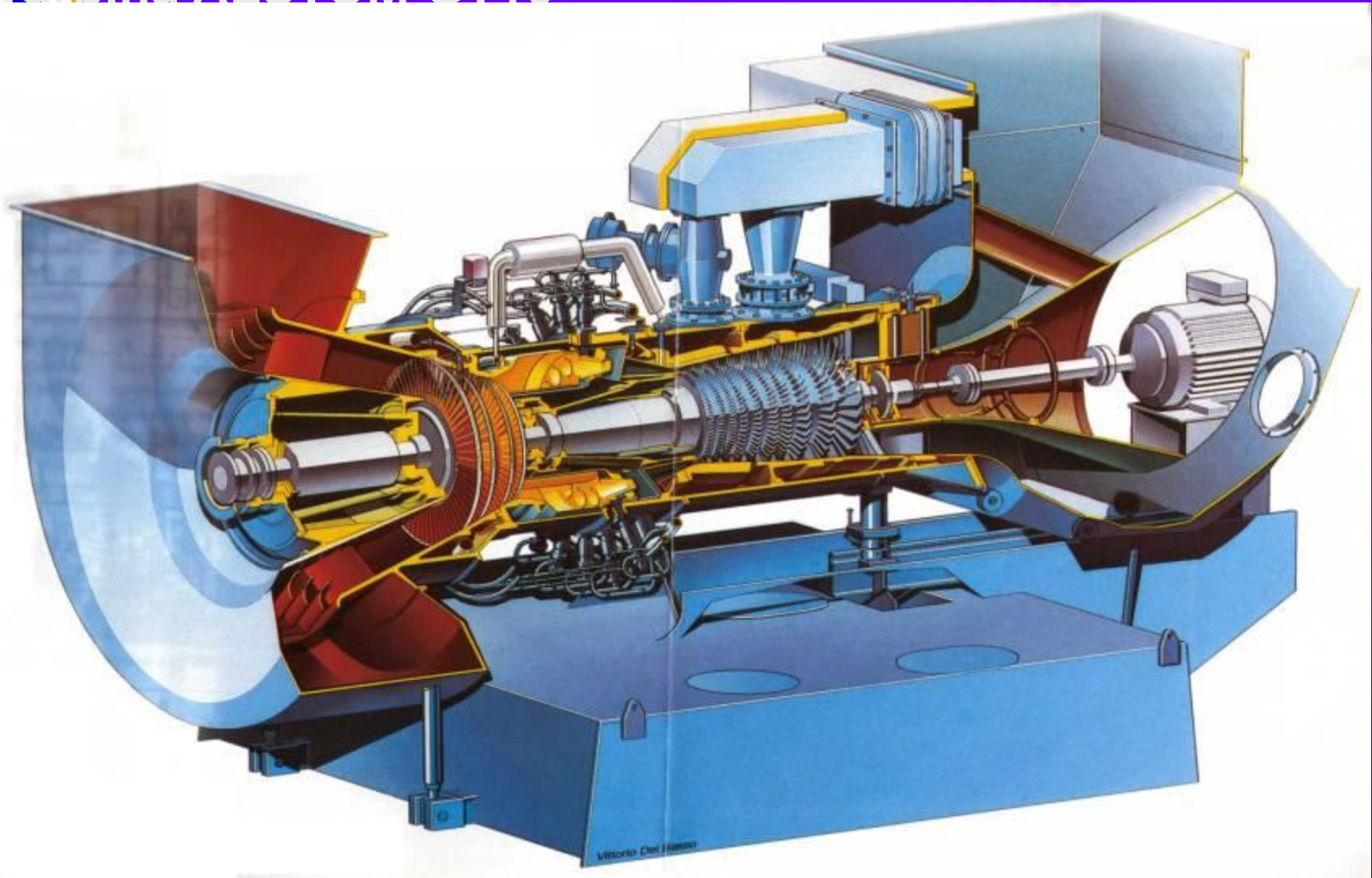
em relação aos motores a pistão:

- não apresentam movimento alternativo
- menor atrito
- menores problemas de balanceamento
- pouco gasto de óleo lubrificante
- alta confiabilidade





# Turbina ALSTOM GT10







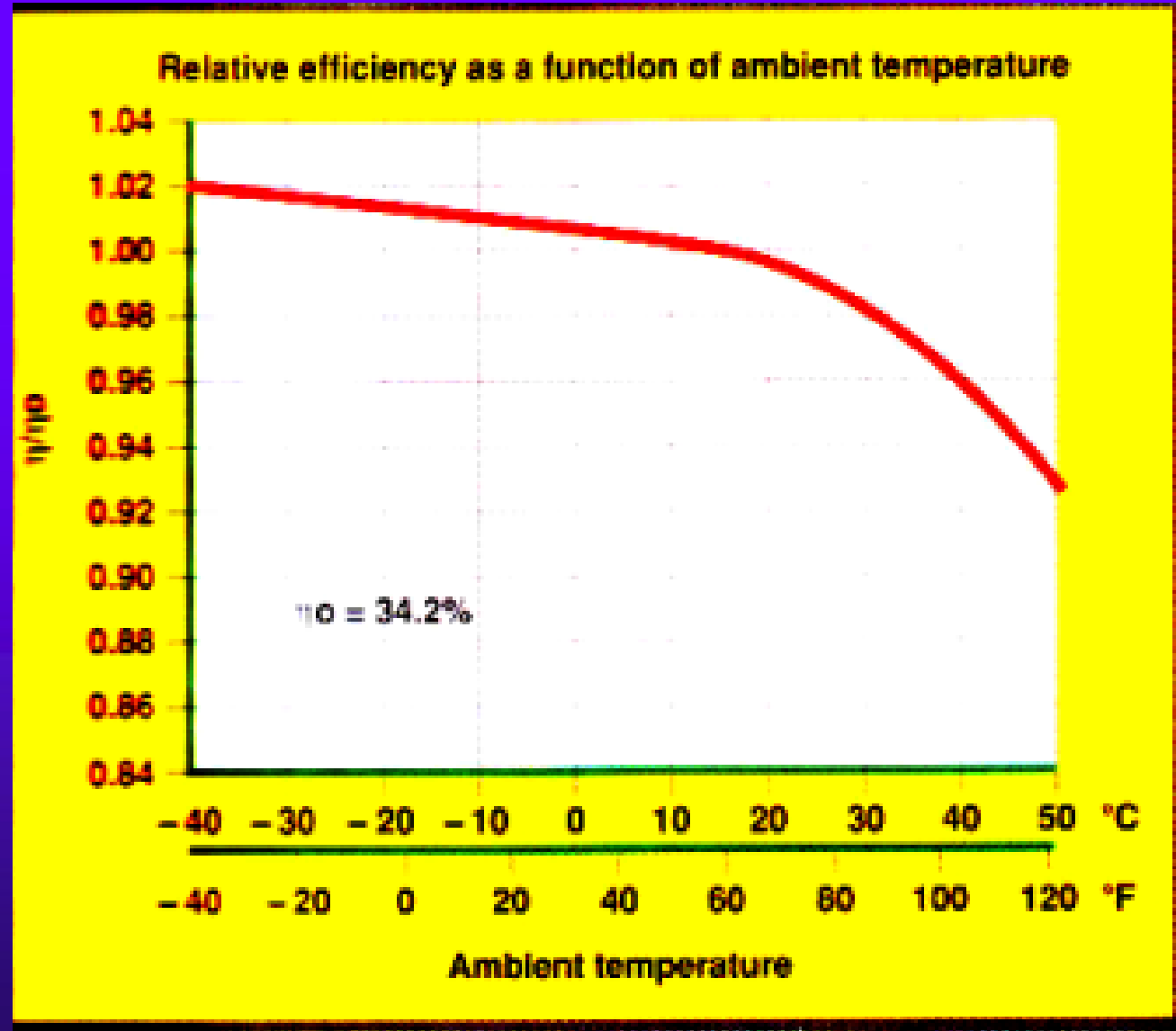
# Turbina ALSTOM GT10 - dados do fabricante

Ambient temperature	°C	15	
Atmospheric pressure ( <i>sea level</i> )	mbar	1,013	
Intake system pressure losses		0	
Exhaust system pressure losses		0	
Parameters	Unit	Fuel	
		Light oil	Natural gas
Power output	kW	23,100	24,630
Thermal efficiency	%	33.1	34.2
Heat rate	kJ/kWh	10,880	10,518
Pressure ratio		13.7:1	14.0:1
Power turbine speed (nominal)	rpm	7,700	7,700
Exhaust gas temperature	°C	537	534
Exhaust mass flow	kg/s	78.3	79.2



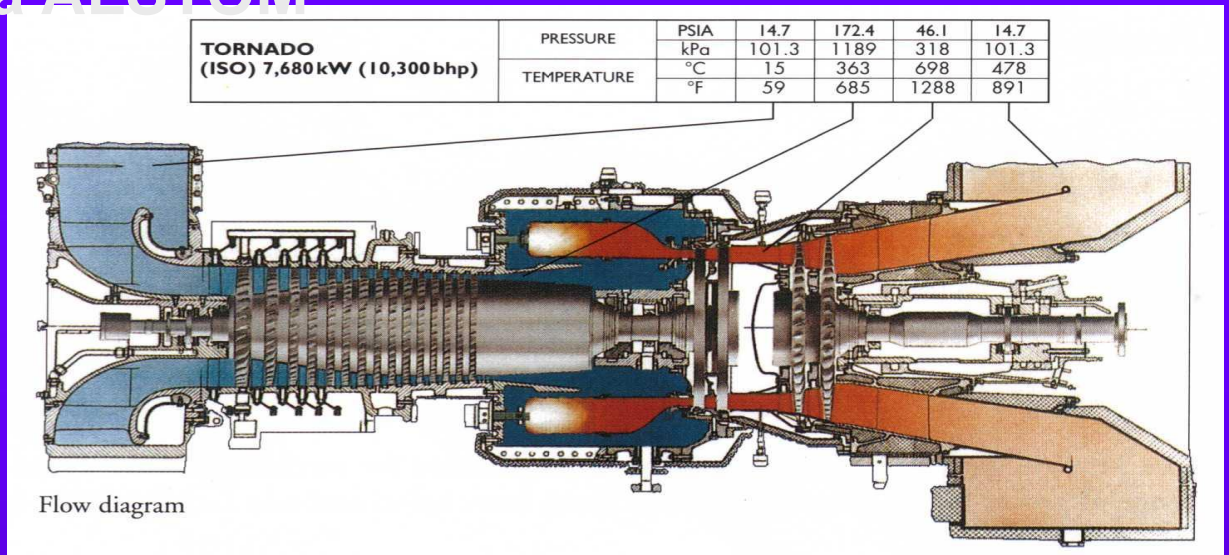


# Efficiência x Temperatura ambiente





# Turbina Tornado da ALSTOM



## Características:

- combustível: gás e óleo (pode ser dual)
- compressor de fluxo axial de 15 estágios, subsônico
- razão de pressões: 12,3:1
- fluxo de ar: 28,8 kg/s
- turbina de potência em dois estágios
- 8 câmaras de combustão, tubulares, de fluxo reverso
- queimadores individuais em cada câmara de combustão
- Câmaras de combustão com injeção de água ou vapor



## Evolação das Turbinas as Gás

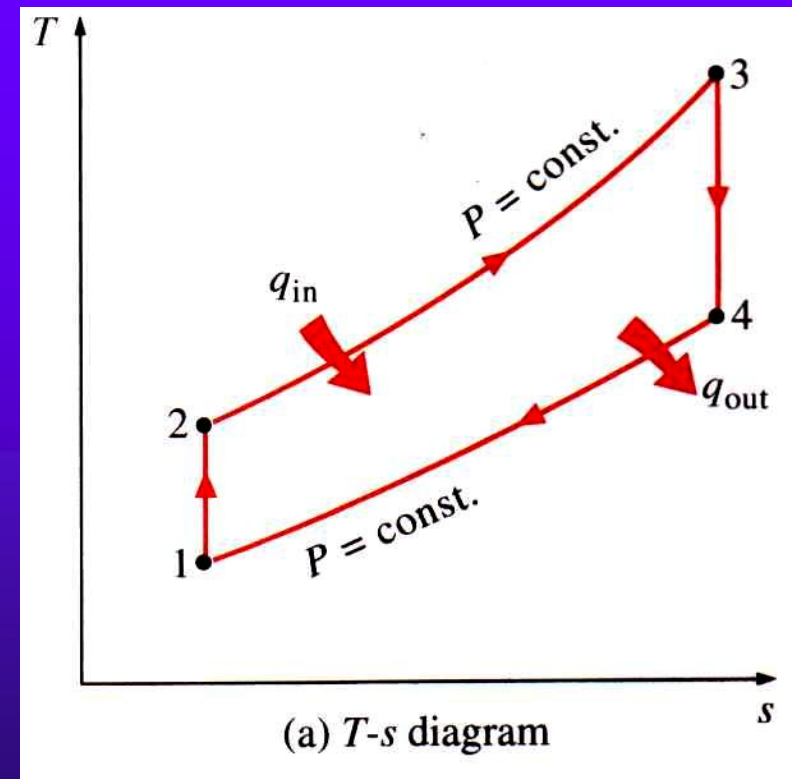
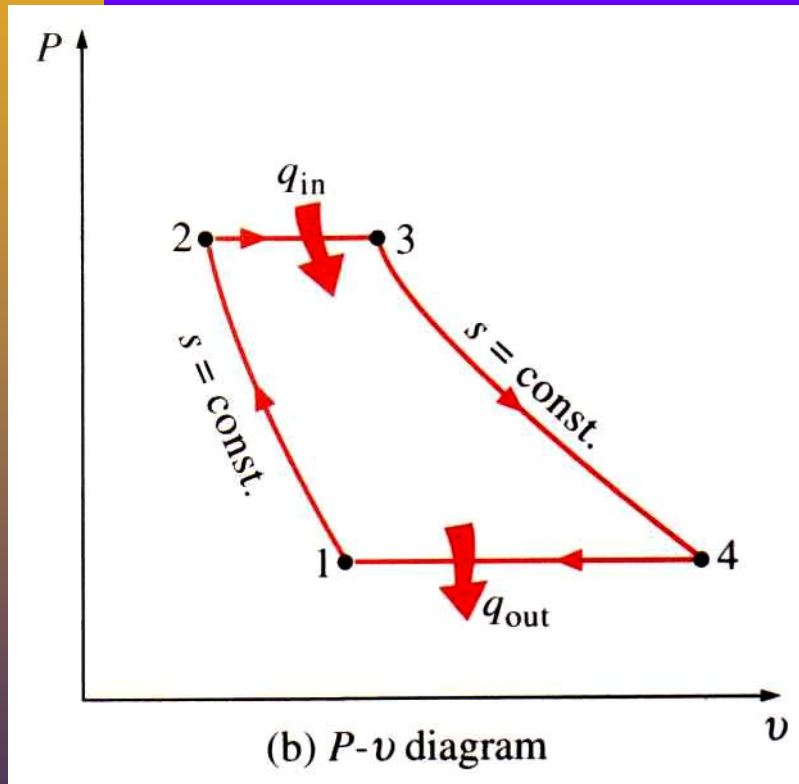
ANO	1968	1973	1981	1993	20XX*
Potência [MW]	42	80	107	160	265
Eficiência térmica	27,1	30,5	33,2	35,6	38,5
Razão de pressões	7,5	11,2	14,0	14,6	30
Temp. entrada turbina [K]	1153	1266	1406	1533	
Fluxo de ar [kg/s]	249	338	354	435	(562)
Temp. gases exaustão [°C]	474	486	531	584	640
No. estágios compressor	17	17	19	16	
No. estágios turbina	4	4	4	4	
No. filas pás resfriadas	1	3	4	6	

*Fonte:* Gas Turbina Theory, Cohen, H.; Rogers, G.F.C.; Saravanamuttoo, H.I.H., 4<sup>th</sup>. Edition, Addison Wesley Longman Limited, Cap. 1, p.36.

\* *Fonte,* Catálogo do fabricante, Turbina GT26 da ABB Alstom Power . Fluxo gás exaustão: 562 kg/s. *Heat rate:* 8.862 BTU/kwh.



# Diagramas ciclo simples padrão ar



# Equações - Ciclo simples

Trabalho 1-2:

$$w_{entra} [kJ/kg] = w_{12} = -w_{21} = -(h_2 - h_1) = -c_p(T_2 - T_1)$$

Calor 2-3:

$$q_{entra} [kJ/kg] = q_{23} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

Trabalho 3-4:

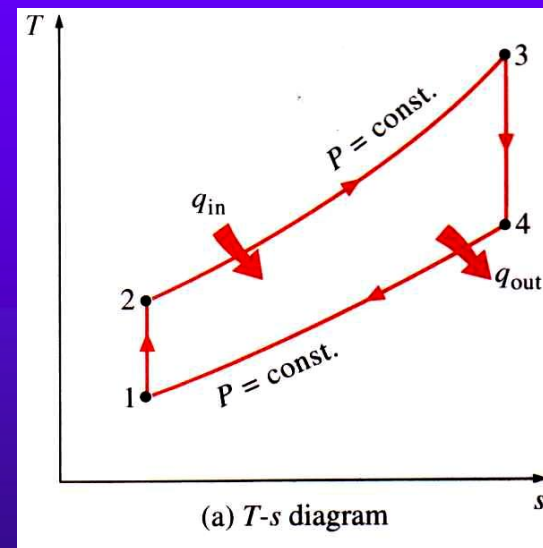
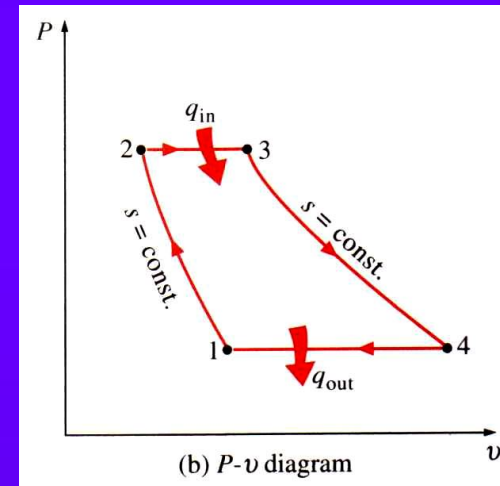


Calor 4-1:

$$q_{sai} [kJ/kg] = q_{14} = -q_{41} = -(h_4 - h_1) = -c_p(T_4 - T_1)$$

Eficiência:

$$\eta = \frac{\text{trabalho líquido}}{\text{calor entra}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$





Em processos isentrópicos:

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

No ciclo Brayton:  $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$

Nomenclatura:  $k = \frac{c_p}{c_v}$        $r = \frac{p_2}{p_1}$        $t = \frac{T_3}{T_1}$

Trabalho específico  $\frac{W_{\text{líquido}}}{c_p T_1} = t \left( 1 - \frac{1}{r^{(k-1)/k}} \right) - \left( r^{(k-1)/k} - 1 \right)$

Eficiência  $\eta = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)/k}}$

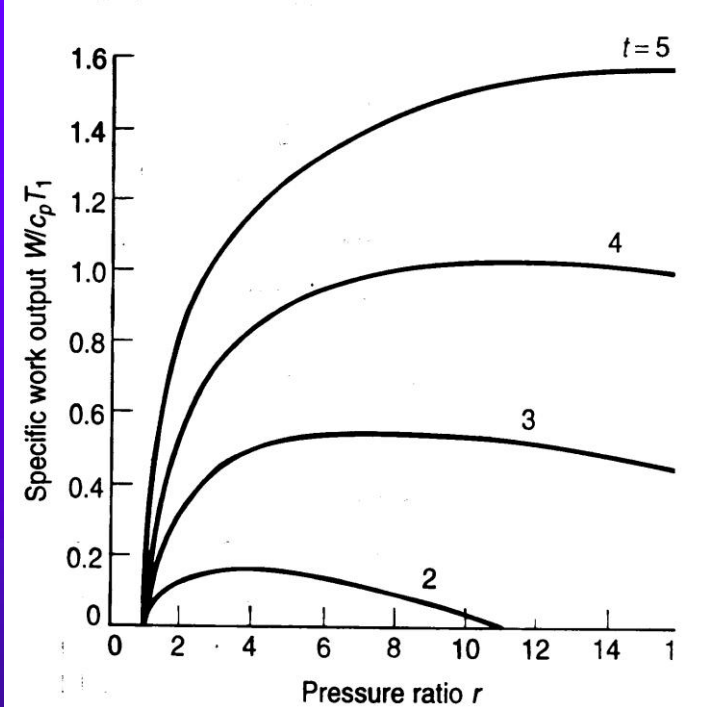
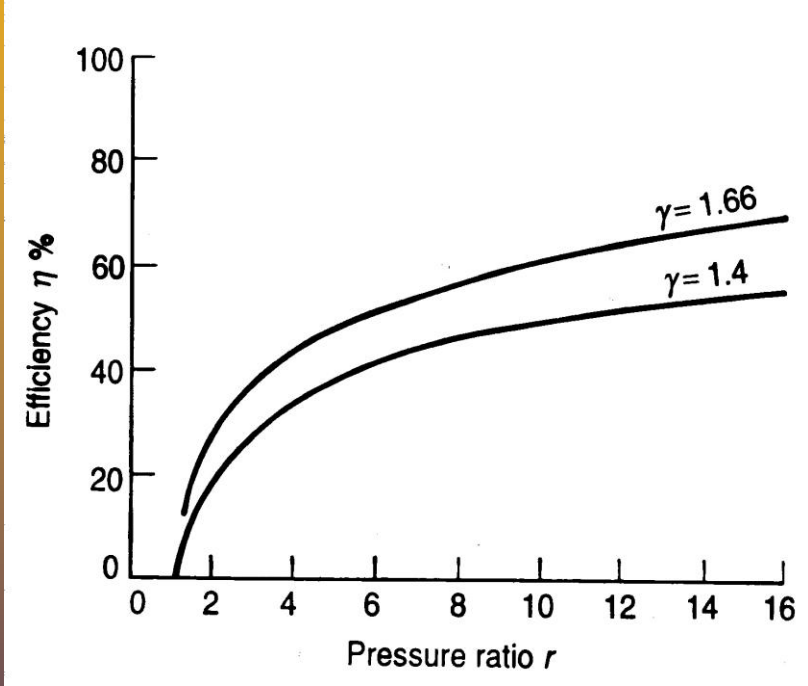


# Ciclo simples

Gráficos para as Condições:

$$r^{(k-1)/k} = \sqrt{t} \quad T_2 = T_4$$

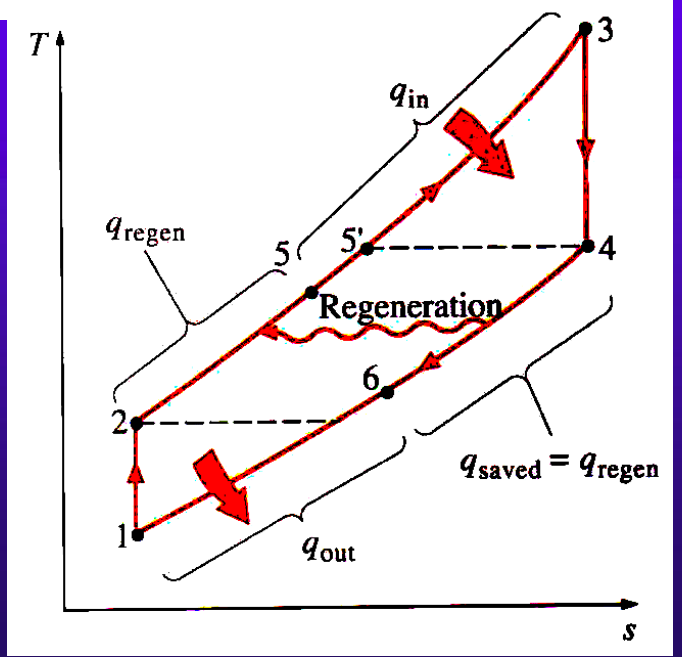
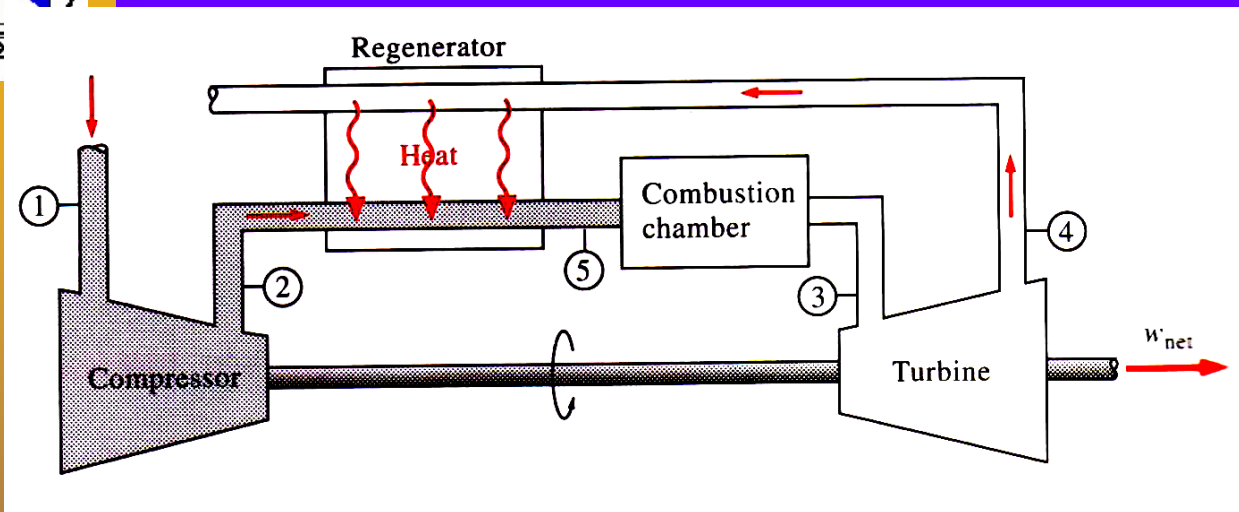
ótimo



Eficiência & razão de pressões

Trabalho específico & razão de pressões

# Turbina a gás com regeneração





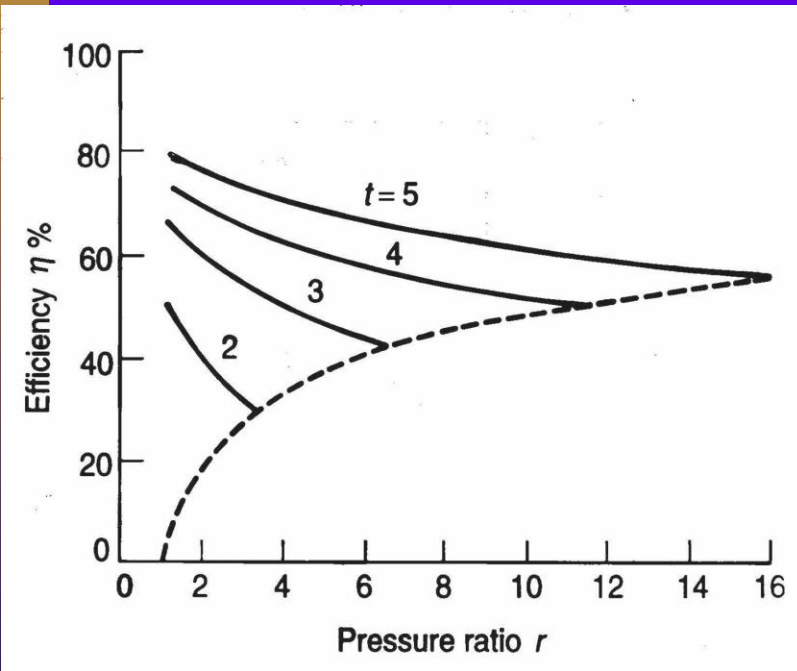
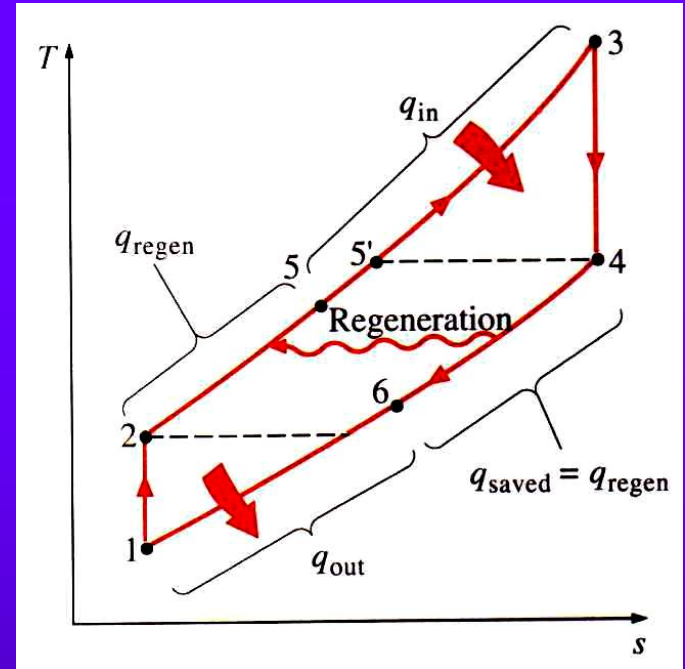


# CICLO REGENERATIVO

$$q_{\text{regenerativo}} = h_5 - h_2$$

$$q_{\text{regenerativo máximo}} = h_4 - h_2$$

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{reg. real}}}{q_{\text{reg. máx.}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$



$$\eta_{\text{máxima}} = 1 - \frac{r^{(k-1)/k}}{t}$$

$$r = \frac{p_2}{p_1} \quad t = \frac{T_3}{T_1}$$



# Compressor

## Main Components

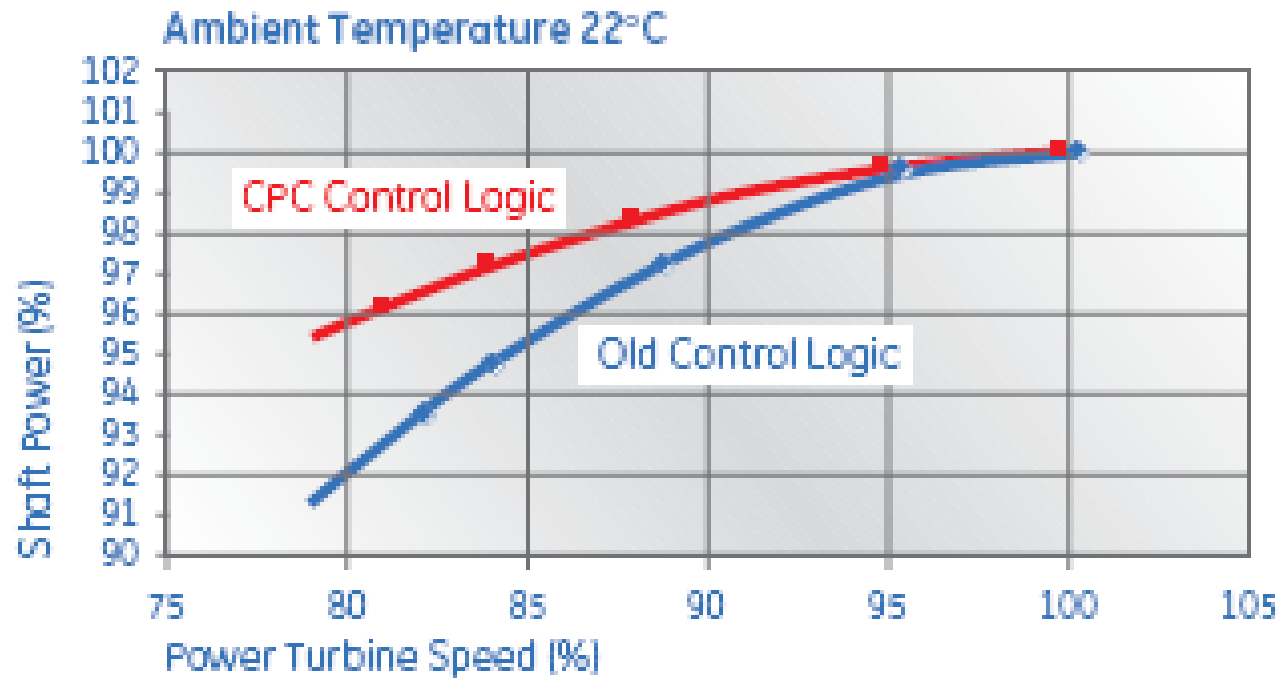
### Axial Compressor

The compressor rotor is made of separately forged wheels (all models except the GE5 and part of the GE10 which have a solid forged rotor). Each individual wheel undergoes inspection and is X-rayed for material flaws. In addition, each wheel is balanced individually and the rotor is balanced on three planes. Rabbet fits are used to ensure concentricity and multiple through-bolts secure the wheels to form a correctly pre-stressed assembly. The blades are held in the compressor rotor and stator rings by dovetail platforms. The stainless steel blades provide excellent corrosion resistance and good internal damping characteristics. The large chord, broad-blade compressor blades have low stresses and the unique ability to withstand damage by small foreign objects as well as to maintain high performance in spite of normal wear and contamination. The stator casing is horizontally split for ease of assembly, maintenance and inspection. Iron castings give dimensional and thermal stability to maintain good radial tip clearances for maximum power and efficiency. Several compressor designs are available covering pressure ratios in the 8-17 range and air flows from 20 to 400 Kg/sec with 11-17 stage configurations. The GE5, GE10 and MS5002E compressors have variable geometry, implemented by means of adjustable vanes (inlet guide vanes and first stages stator vanes), in order to provide flow control within the operating range.



# Palheta





### CPC Logic
















One of the enhancements recently introduced by GE Energy is the Corrected Parameter Control logic (CPC). This type of control philosophy applies principally to mechanical drive units, and consists of an exhaust temperature control curve that self adjusts according to the condition of the inlet filters and actual power turbine speed. This allows the engine to be operated at optimum conditions not only at the nominal point, but over the entire operating envelop of inlet conditions and power turbine speeds. The results of this improvement have already been proven in the field, as shown in the following figure (relating to the test of a GE10-2 unit at various free power turbine speeds). Thanks to the application of CPC logic it has been possible to significantly increase the maximum output without compromising the safe operation of the unit by simply optimizing its operation in real-time.

The variable free power turbine speed element of the CPC logic is provided as standard on the GE5-2, MS5002D DLN and MS5002E models, and on all new GE10-2 units. The possibility to retrofit existing gas turbine models with this solution is also offered.




















## Mechanical Drive (ISO conditions - natural gas - shaft output)

		ISO RATED POWER		HEAT RATE		EFFIC. %	PRESSURE RATIO	EXHAUST FLOW		TURBINE SPEED RPM	EXHAUST TEMPERATURE	
		KW	shp	kJ/kWh	btu/shp-h			kg/sec	lbs/sec		°C	°F
	PGT5	5,440	7,295	13,470	9,523	26.7	8.6	25.8	56.9	10,290	533	991
	GE5	5,600	7,510	11,429	8,080	31.5	14.6	20.0	44.2	12,500	556	1,032
	PGT10	10,660	14,295	11,060	7,819	32.5	13.8	42.3	93.3	7,900	488	910
	GE10	11,982	16,068	10,822	7,651	33.3	15.5	46.9	103.3	7,900	480	896
	PGT16	14,240	19,096	9,930	7,020	36.3	20.2	47.3	104.3	7,900	491	919
	PGT20	18,121	24,300	9,867	6,975	36.5	15.7	62.6	137.9	6,500	475	887
	PGT25	23,261	31,193	9,560	6,759	37.7	17.9	68.9	151.9	6,500	525	976
	PGT25+	31,364	42,060	8,754	6,189	41.1	21.6	84.3	185.8	6,100	500	931
	LM6000	43,679	58,575	8,600	6,080	41.9	27.9	126.5	280.0	3,600	455	853
	MS5002C	28,340	38,005	12,470	8,816	28.8	8.8	123.4	274.1	4,670	517	963
	MS5002E	32,000	42,913	10,000	7,070	36.0	17.0	102.0	225.0	5,714	511	952
	MS5002D	32,580	43,690	12,239	8,653	29.4	10.8	141.4	311.7	4,670	509	948
	MS6001B	43,530	58,380	10,825	7,653	33.3	12.0	140.0	309.0	5,111	544	1,011
	MS7001EA	87,300	117,071	10,870	7,685	33.1	12.7	302.0	665.8	3,600	535	995
	MS9001E	130,100	174,467	10,400	7,353	34.6	12.6	421.0	928.0	3,000	540	1,004





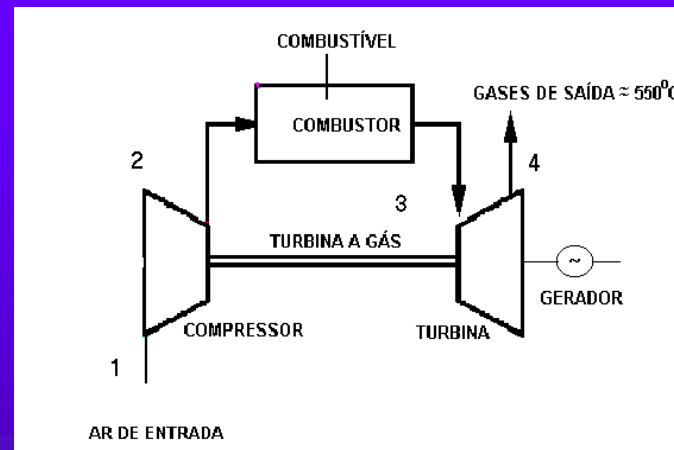
		GENERATOR DRIVE		MECHANICAL DRIVE	
		Approx. Weight (**)	Approx. Dimensions (**)	Approx. Weight (**)	Approx. Dimensions (**)
		Kg.	m.	Kg.	m.
	PGT5	28,000	8.5 x 2.5 x 3.0	30,000	7.7 x 2.5 x 4.3
	GE5	23,900	5.9 x 2.5 x 3.0(***)	23,000	7.8 x 2.5 x 3(***)
	PGT10	27,000	8.1 x 2.5 x 4.0(***)	32,000	9.1 x 2.5 x 4.0(***)
	GE10	34,000	9.0 x 2.5 x 6.0	38,000	10.5 x 2.5 x 6.0
	PGT16	19,000	8.1 x 2.5 x 3.8	19,000	8.1 x 2.5 x 3.8
	PGT20	37,650	9.1 x 3.5 x 3.5	37,650	9.1 x 3.5 x 3.5
	PGT25	37,650	9.1 x 3.5 x 3.5	37,650	9.1 x 3.5 x 3.5
	PGT25+	30,750	6.5 x 3.6 x 3.9	30,750	6.5 x 3.6 x 3.9
	LM6000	31,000	9.3 x 4.2 x 4.4	31,000	9.3 x 4.2 x 4.4
	MS5001	87,430	11.6 x 3.2 x 3.7		
	MS5002C/D			110,000(*)	15.0 x 3.2 x 3.8(*)
	MS5002E	117,000	17 x 3.4 x 4	117,000	17 x 3.4 x 4
	MS6001B	96,000(*)	15.9 x 3.2 x 3.8(*)	96,000(*)	15.9 x 3.2 x 3.8(*)
	MS7001EA	121,000	11.6 x 3.3 x 3.8	121,000(*)	11.6 x 3.3 x 3.8(*)
	MS9001E	217,500(*)	22.1 x 4.5 x 6.3(*)		

(\*) Including auxiliary skid  
 (\*\*) gas turbine skid without enclosure  
 (\*\*\*) gas turbine package



## Ciclo – Brayton

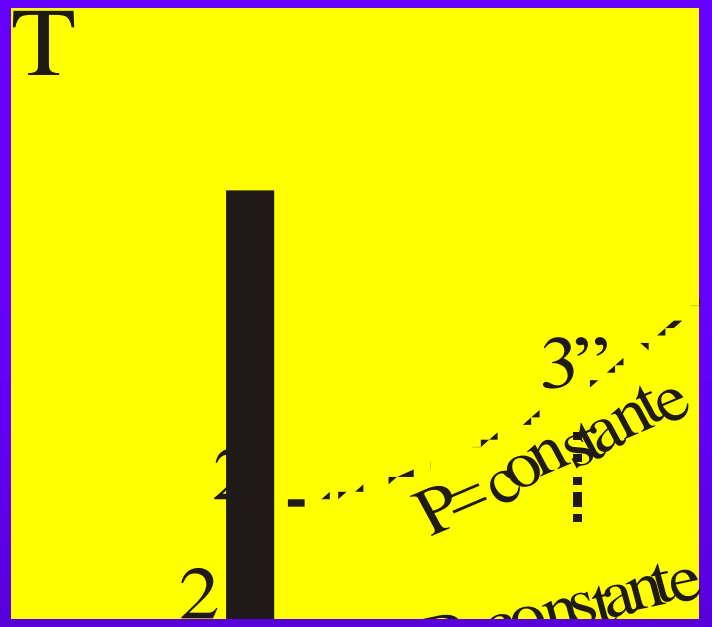
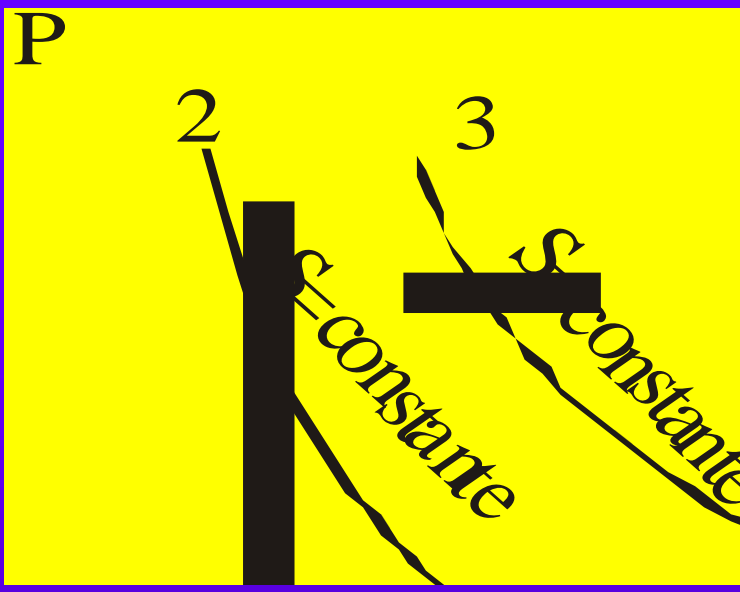
O ciclo ideal é composto por um compressor, uma câmara de combustão e a turbina a gás.



rendimento de uma turbina a gás é dado por:

$$\eta_{t\acute{e}rmico} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$





### Exemplo Turbina a gás

Ar entra no compressor a 1 bar e 27°C. A pressão de saída do compressor é 10 bar e a temperatura máxima do ciclo é 1300°C.. Determine dos os parâmetros.

CE

$$Q_{vc} = \frac{\partial \int_{vc} \rho \cdot e \cdot dv}{\partial t} + \int_{sc} (h + Ec + Ep) \rho \cdot V \cdot dA + W_{eixo}$$

$$0 = \frac{\partial \int_{vc} \rho \cdot dv}{\partial t} + \int_{sc} \rho \cdot V \cdot dA$$



No compressor

$$s_2 = s_1 \quad |w| = (h_2 - h_1) = C_p (T_2 - T_1)$$

Admitindo que o compressor seja adiabático reversível e o gás é ideal, temos:

$$|w| = (h_2 - h_1) = C_p (T_2 - T_1) = 1,004 \cdot (579,6 - 300) = 280,7 \text{ kJ / kg}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \Rightarrow T_2 = 10^{0,286} \cdot 300 = 579,6 \text{ K}$$

Volume de controle na turbina;

$$w_{turbina} = (h_3 - h_4) = C_p (T_3 - T_4)$$

Pela segunda lei

$$s_3 = s_4$$



$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_4 = 814,2K$$

$$w_{turbina} = (h_3 - h_4) = C_p (T_3 - T_4) = 1,004(1573 - 814,2) = 761,8kJ / kg$$

$$q_{cc} = (h_3 - h_2) = C_p (T_3 - T_2) = 1,004(1573 - 579,6) = 997,4kJ / kg$$

$$q_{gases} = (h_4 - h_1) = C_p (T_4 - T_1) = 1,004(814,2 - 300) = 516,3kJ / kg$$

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{10^{0,286}} = 48,2\%$$

$$\eta_{térmico} = \frac{w_{útil}}{q_{cc}} = \frac{w_T - w_{comp}}{q_{cc}} = \frac{761,8 - 280,7}{997,4} = 48,2\%$$

$$\eta_{térmico} = \frac{q_{cc} - q_{gases}}{q_{cc}} = \frac{997,4 - 516,3}{997,4} = 48,2\%$$



### 11.13 Ciclos de Potência dos Motores com Pistão

Nos discutimos, na Sec. 11.1, os ciclos de potência baseados em processos que ocorrem em regime permanente (os processos que envolvem trabalho não ocorrem a pressão constante e, nos ciclos fechados, as transferências de calor ocorrem a pressão constante) e os ciclos de potência que realizam trabalho a partir do movimento de um pistão num cilindro (os processos que envolvem trabalho não ocorrem a volume constante). Nas próximas três seções nós apresentaremos ciclos ideais de potência a ar para ciclos onde o trabalho é realizado pelo movimento de pistões em cilindros.

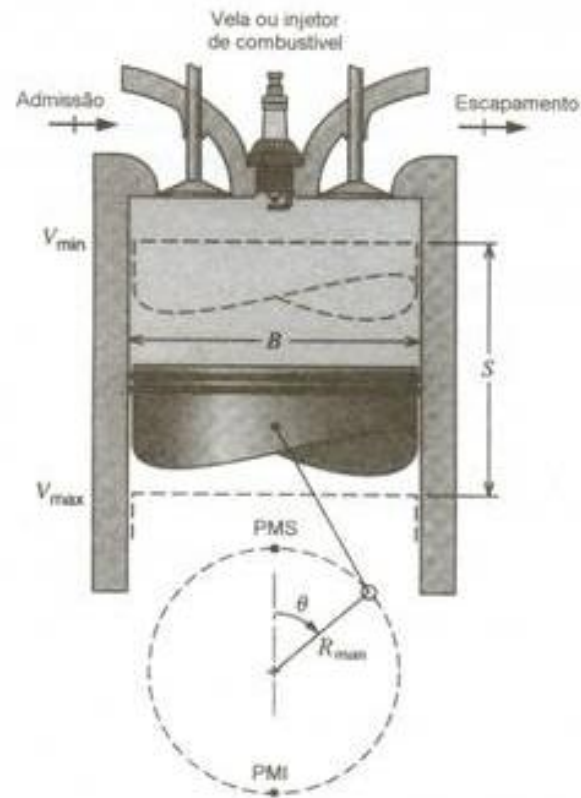


Figura 11.27 — Configuração cilindro - pistão utilizada nos motores de combustão interna.



# Motores de Combustão Interna - MCI

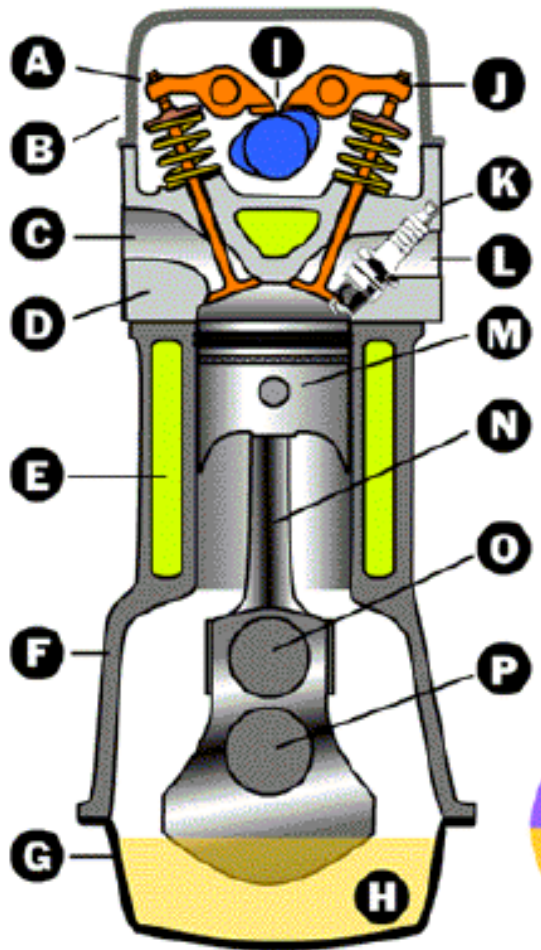
## **Definição:**

São dispositivos mecânicos que transformam a energia química liberada numa reação de combustão em trabalho mecânico disponibilizado na forma de movimento rotativo. Diferenciam-se dos motores de combustão externa (ciclos de Rankine e Stirling, p.e.) pelo contato íntimo do combustível com o fluido de trabalho (ar).



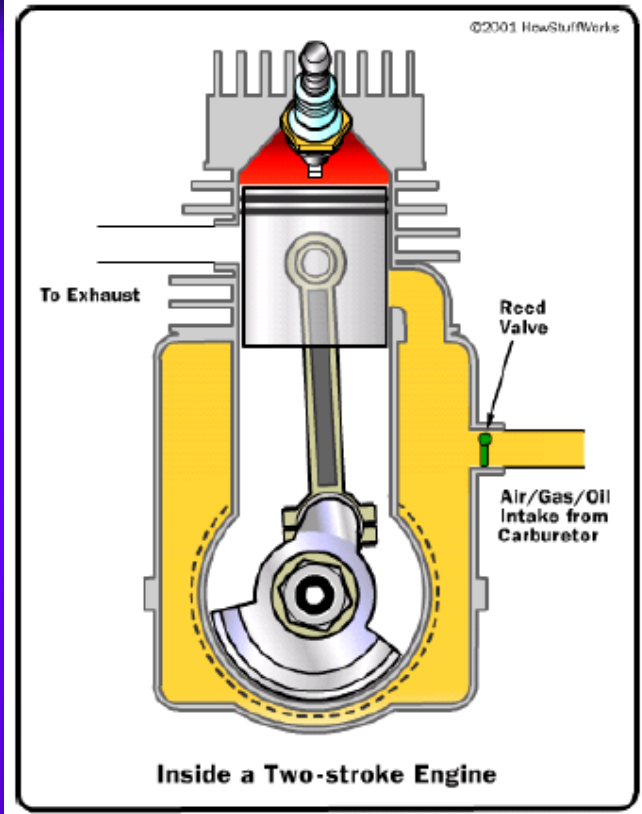
# Classificação

- ☒ Quanto à forma construtiva:
  - ☒ alternativos de pistões (4T e 2T)
  - ☒ rotativos (turbinas a gás, Walkel,...)
  
- ☒ Quanto à “qualidade de ignição” do combustível utilizado:
  - ☒ de ignição por faísca ou centelha - MIF
  - ☒ de ignição por compressão ou espontânea - MIC



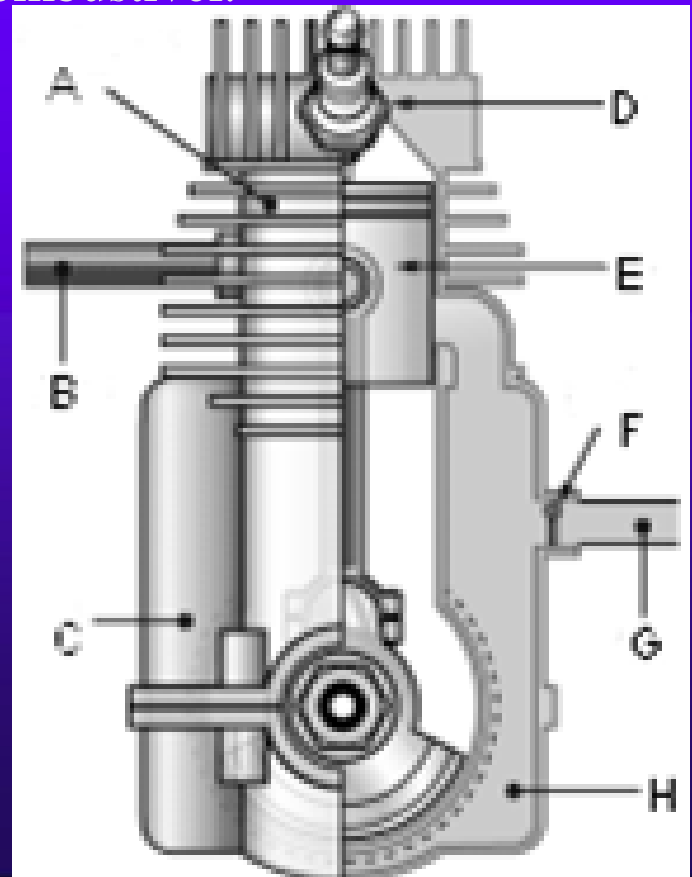
©2000 How

- A- Válvula de admissão, braço oscilante e mola;
- B- Tampa de válvula;
- C- Janela de admissão;
- D- Cabeçote;
- E- Refrigerante;
- F- Bloco do motor;
- G- Reservatório de óleo;
- H- Carter;
- I- Eixo de cames;
- J- Válvula de exaustão, braço oscilante e mola;
- K- Vela de ignição;
- L- Janela de exaustão;
- M- Pistão;
- N- Biela;
- O- Mancal da biela;
- P- Eixo de manivela.



Inside a Two-stroke Engine

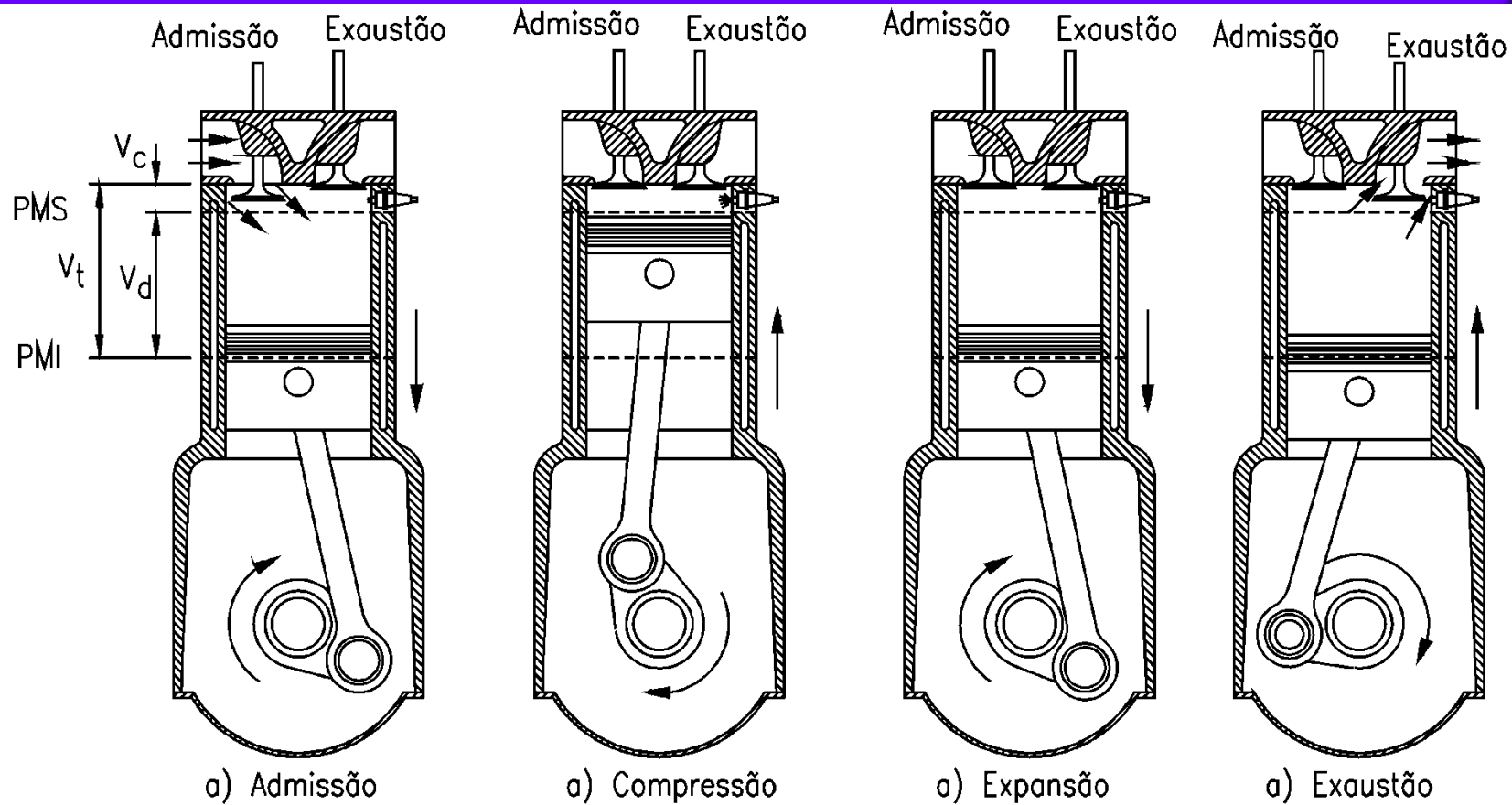
- A- Câmara de combustão;
- B- Janela de exaustão;
- C- Carter;
- D- Vela de ignição
- E- Pistão
- F- Válvula de palheta;
- G- Admissão de combustível;
- H- Combustível.







# Esquema de um ciclo 4 tempos





## MCI Otto

## MCI Diesel

Aspiração da mistura  
ar+combustível

1º  
Tempo

Aspiração de ar

Compressão da mistura

2º  
Tempo

Compressão do ar

Ignição da mistura  
através da faísca elétrica  
de uma vela. Expansão  
dos gases e realização  
de trabalho motor

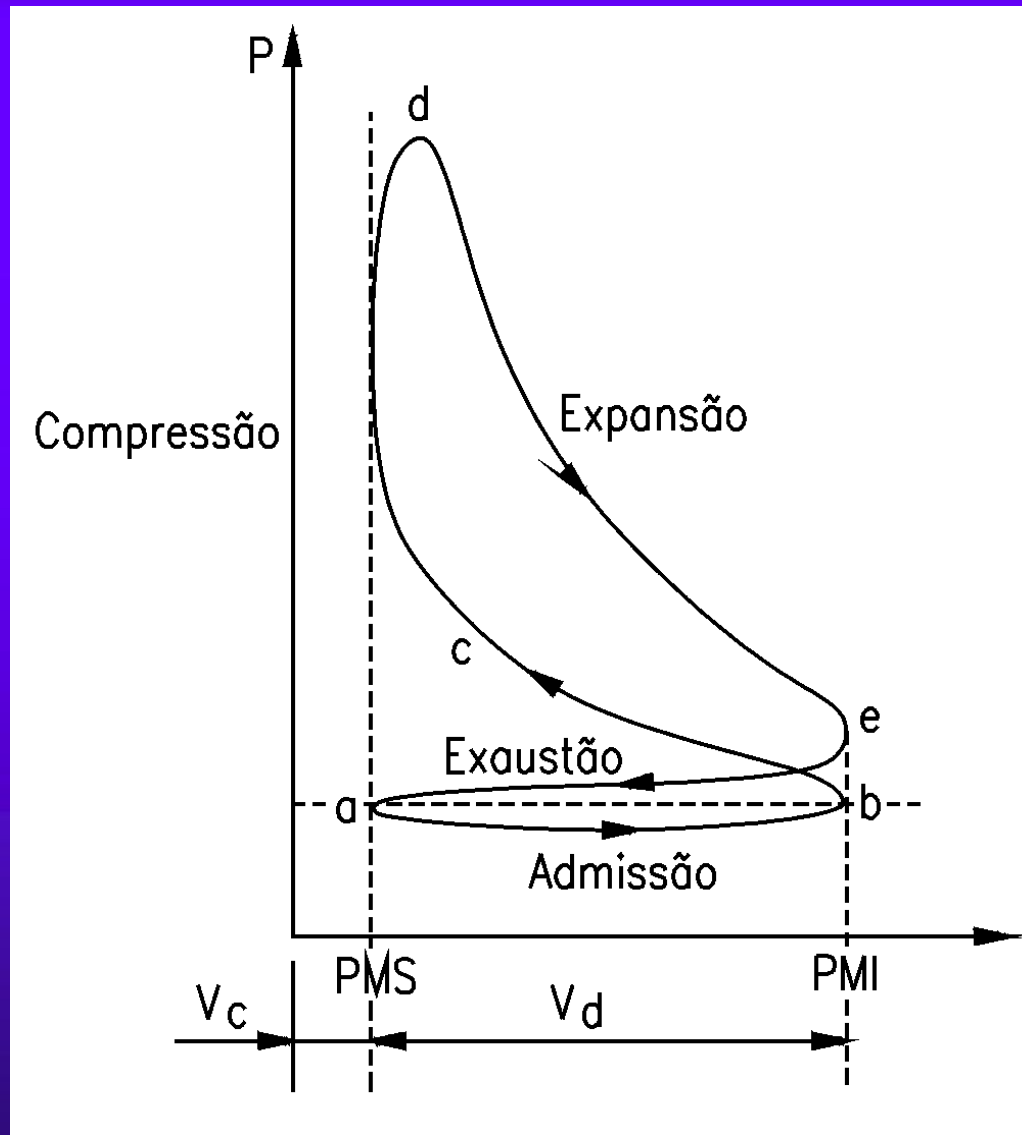
3º  
Tempo

Injeção de combustível e  
auto-ignição da mistura.  
Expansão dos gases e  
realização de trabalho  
motor

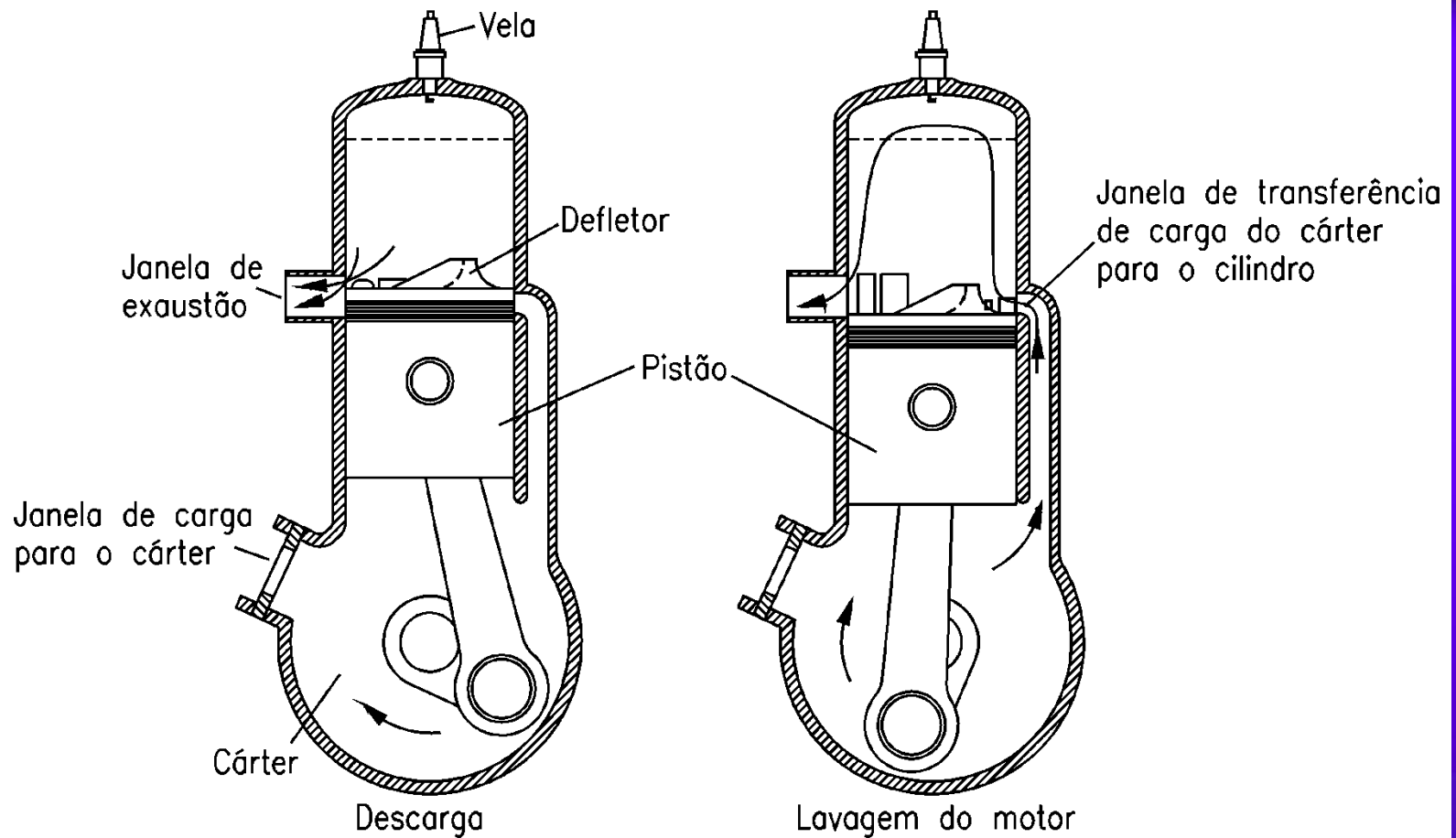
Descarga dos gases  
produtos da combustão

4º  
Tempo

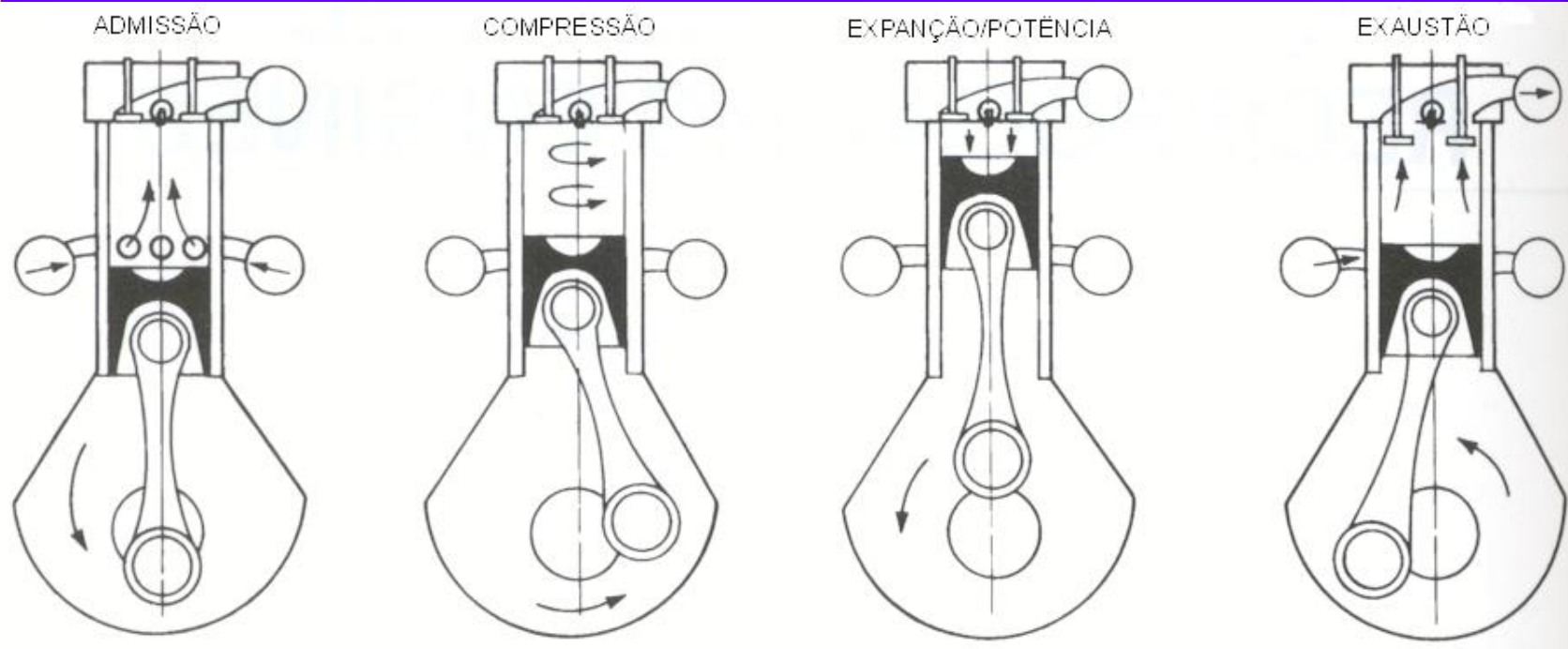
Descarga dos gases  
produtos da combustão



**Diagrama pressão-deslocamento para um MCI alternativo de quatro tempos**

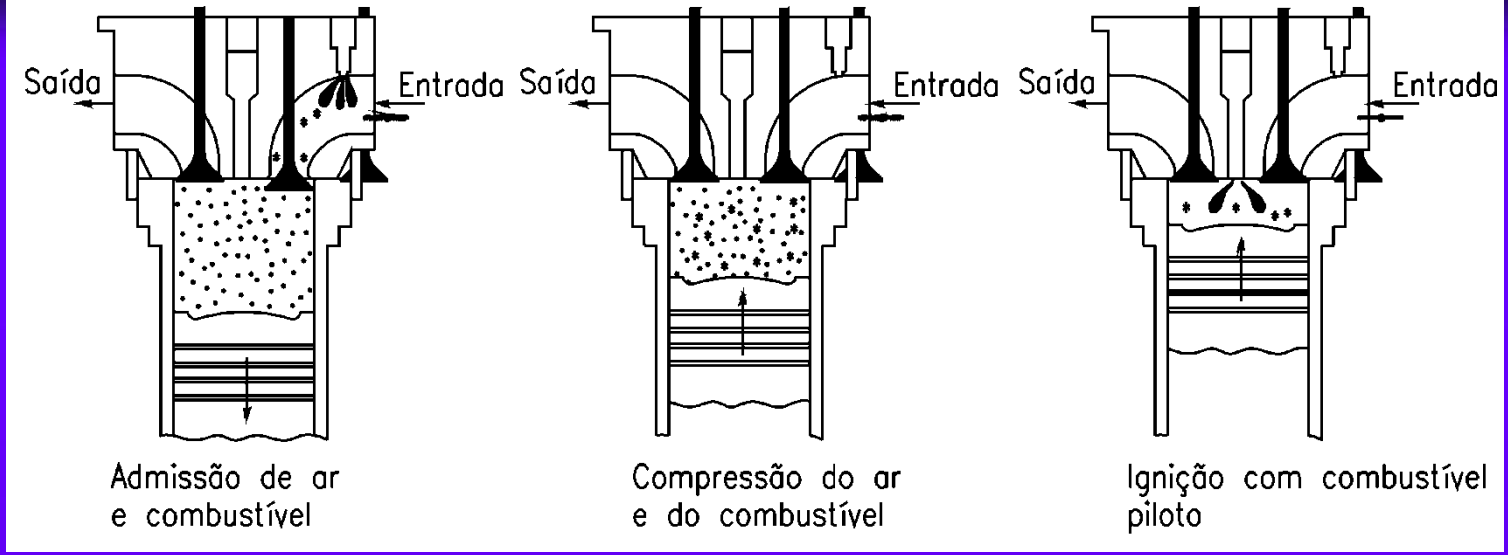


**Ciclo de operação de um motor Otto de dois tempos com admissão pelo cârter (Adaptado de Heywood, 1988).**

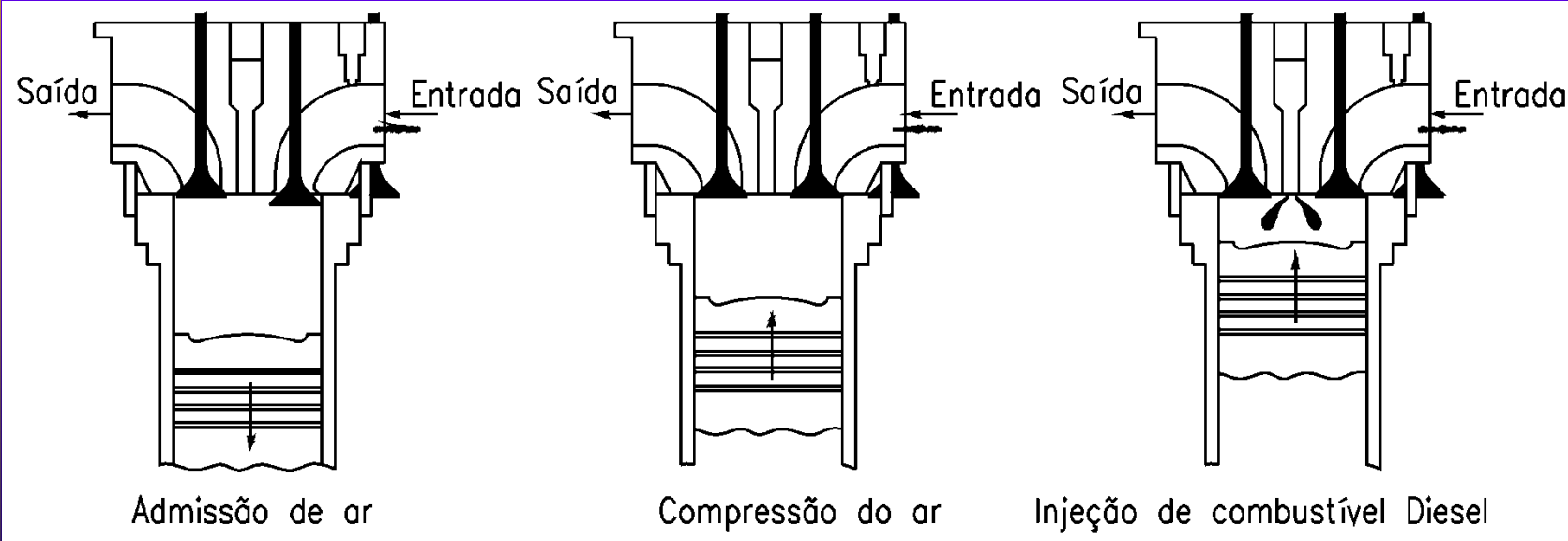


Ciclo de operação de um motor Diesel de dois tempos (Adaptado de Elliot, 1997).

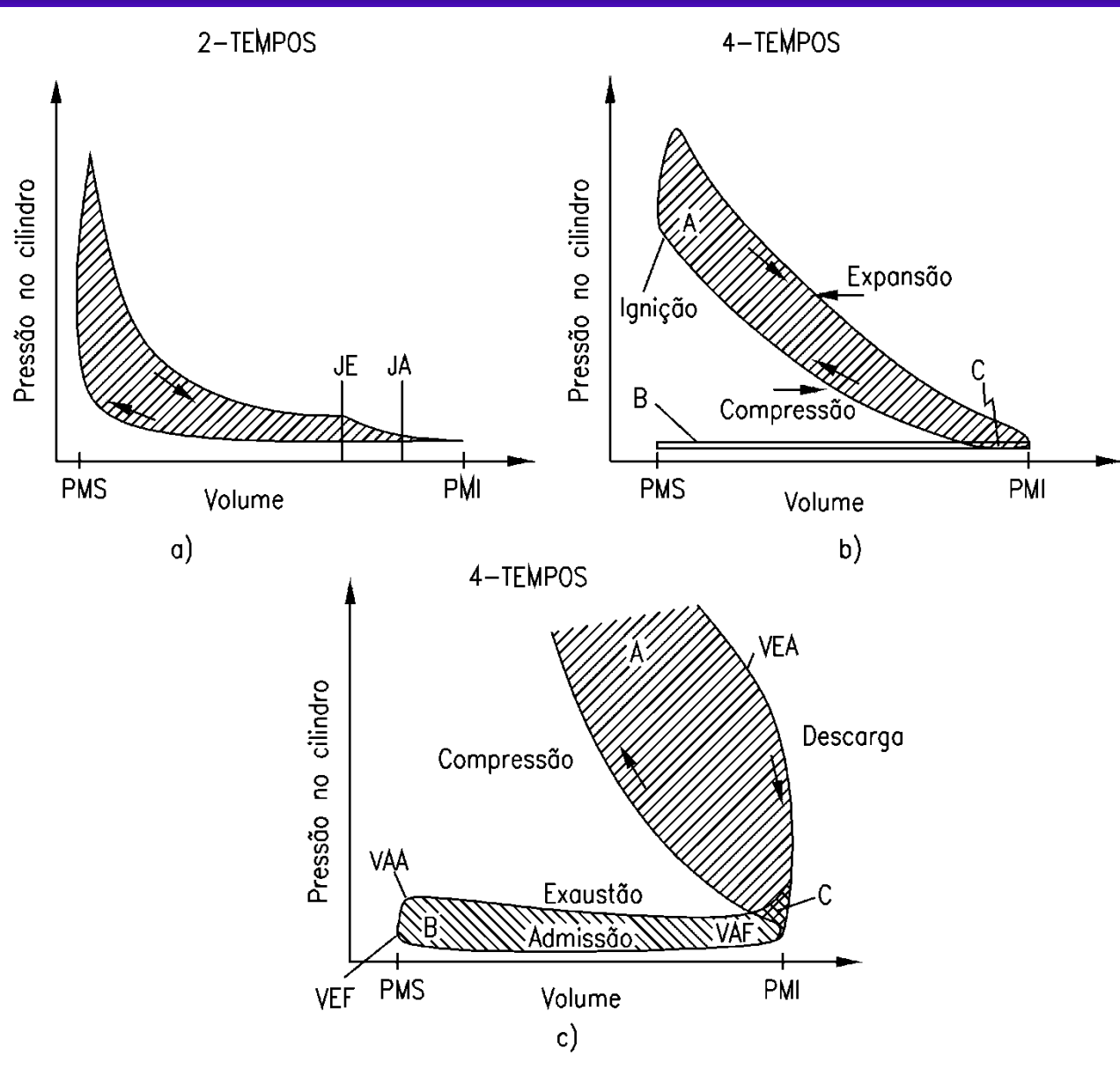
$$p_{me} = \frac{\text{trabalho líquido de um ciclo}}{\text{volume deslocado}}$$



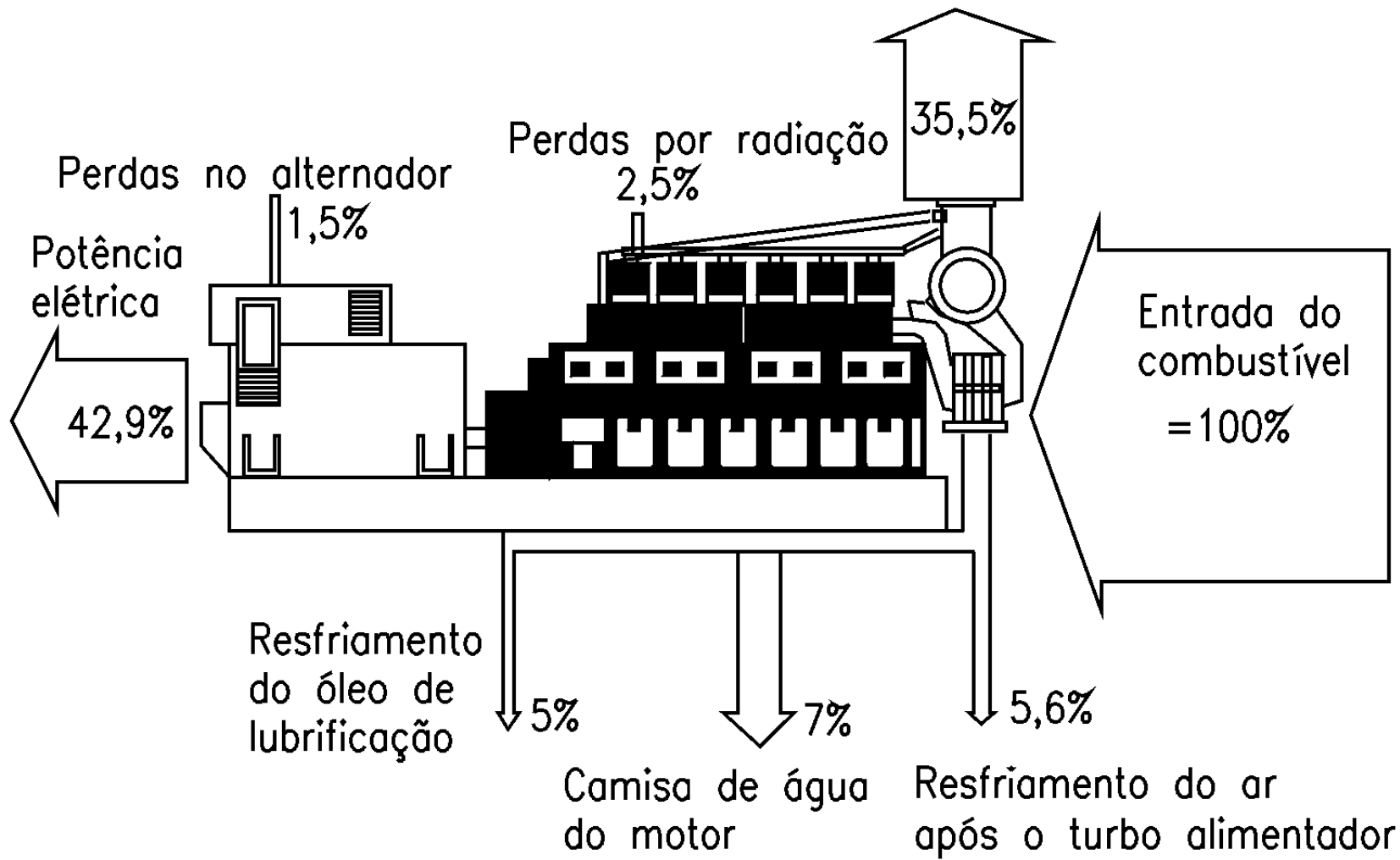
**Esquema do conceito de motor de combustível dual operando no modo gás (adaptado de Energy News/Wärtsilä, 1999)**



**Esquema do conceito de motor de combustível dual operando no modo Diesel (adaptado de Energy News/Wärtsilä, 1999)**

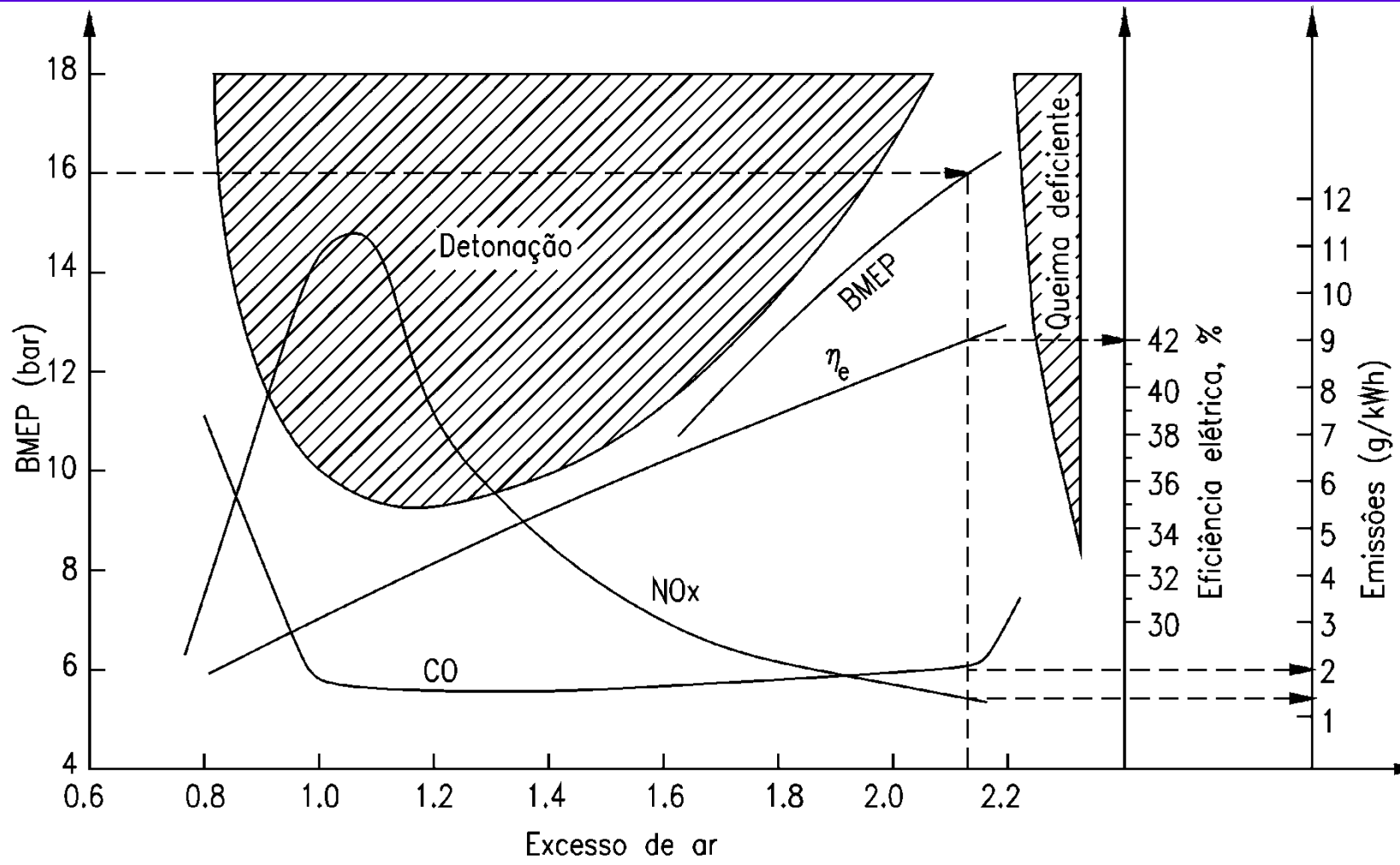


Exemplos de diagrama p-v para (a) MCI dois tempos, (b) MCI quatro tempos e (c) cursos de exaustão e admissão para MCI quatro tempos ignição por centelha a carga parcial. (Adaptado de Heywood, 1988)

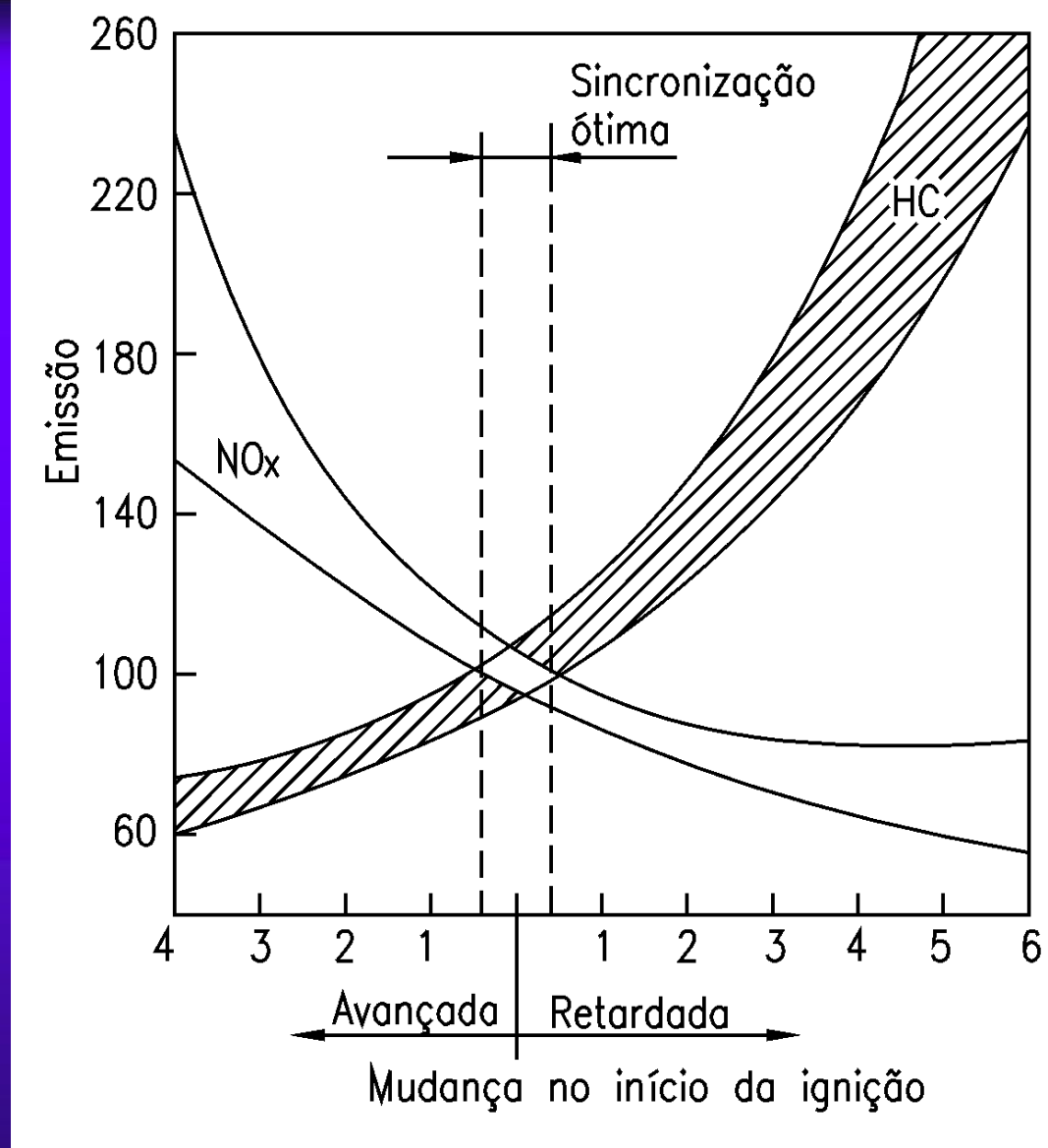


**Diagrama de Sankey típico de uma instalação de MCI de ciclo diesel . (Adaptado de Ulstein Bergen). Na figura acima, os 35,5% de perdas referem-se aos gases de exaustão**





Efeito da relação ar-combustível nas emissões de CO e NO<sub>x</sub> em MCI Otto a gás (adaptado de Energy News, 1997)



**Variação típica das emissões com relação à sincronização da injeção (Bosch, 1994)**



342 Fundamentos da Termodinâmica

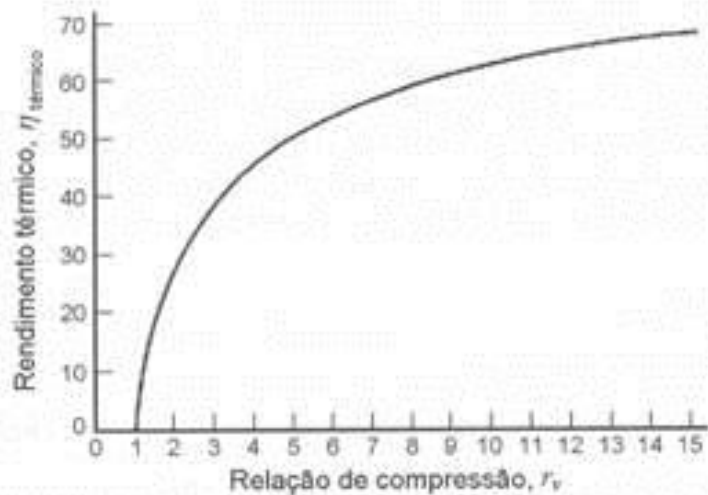


Figura 11.29 – Rendimento térmico do ciclo Otto em função da relação de compressão.



Admitindo que o calor específico do ar é constante, determina-se o rendimento térmico deste ciclo do seguinte modo:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{mc_v (T_4 - T_1)}{mc_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)}$$

Além disso, observamos que

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\kappa-1} = \frac{T_3}{T_4}$$

Portanto,

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

e

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - (r_v)^{\gamma-\kappa} = 1 - \frac{1}{(r_v)^{\kappa-1}} \quad (11.18)$$

onde

$$r_v = \text{relação de compressão} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

Um fato importante a ser notado é que o rendimento do ciclo-padrão Otto é função apenas da relação de compressão e que o rendimento aumenta com o aumento desta relação. A Fig. 11.29 mostra o gráfico do rendimento térmico do ciclo-padrão de ar em função da relação de compressão. Também é verdade, para um motor real de ignição por centelha, que o rendimento térmico aumenta quando a relação de compressão é aumentada. A tendência para a utilização de maiores relações de compressão é induzida pelo esforço de se obter maiores rendimentos térmicos. Mas quando se aumenta a relação de compressão, num motor real, ocorre um aumento na tendência para a detonação do combustível. Esta detonação é caracterizada por uma queima do combustível extremamente rápida e pela presença de fortes ondas de pressão no cilindro do motor (que originam as chamadas batidas). Portanto, a máxima relação de compressão que pode ser utilizada é aquela onde a detonação é evitada. O aumento das relações de compressão através dos anos, nos motores reais, foi possível devido ao desenvolvimento de combustíveis com melhores características antidetonantes, principalmente através da adição de chumbo tetraetil. Recentemente, entretanto, foram desenvolvidas gasolinas isentas de chumbo que apresentam boas características antidetonantes e isto foi feito para reduzir a contaminação atmosférica.

Alguns dos pontos mais importantes nos quais o motor de ignição por centelha de ciclo aberto se afasta do ciclo-padrão são os seguintes:

1. Os calores específicos dos gases reais aumentam com o aumento de temperatura.



Admitindo que o calor específico do ar é constante, determina-se o rendimento térmico deste ciclo do seguinte modo:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{mc_v (T_4 - T_1)}{mc_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)}$$

Além disso, observamos que

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} = \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{\kappa-1} = \frac{T_3}{T_4}$$

Portanto,

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

e

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - (r_v)^{\kappa-1} = 1 - \frac{1}{(r_v)^{\kappa-1}} \quad (11.18)$$

onde

$$r_v = \text{relação de compressão} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$





A relação de compressão num ciclo-padrão a ar Otto é 10. No início do curso de compressão, a pressão é igual a 0,1 MPa e a temperatura é 15 °C. Sabendo que a transferência de calor ao ar, por ciclo, é igual 1800 kJ/kg de ar, determine:

1. A pressão e a temperatura no estado final de cada processo do ciclo.
2. O rendimento térmico.
3. A pressão média efetiva.

Sistema: Ar contido no cilindro

Diagrama: Fig. 11.28

Informação do estado 1:  $p_1 = 0,1$  MPa,  $T_1 = 288,2$  K.

Informação do processo: Quatro processos conhecidos (Fig. 11.28). Também sabemos que  $r_v = 10$  e  $q_H = 1800$  kJ/kg.

Modelo: Gás perfeito com calor específico constante e avaliado a 300 K.

**Análise:** Segunda lei da termodinâmica para o processo de compressão (1-2):

$$s_2 = s_1$$

Assim,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad \text{e} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k$$

11.11

Primeira lei da termodinâmica para o processo de fornecimento de calor 2-3:

$$q_H = {}_2q_3 = u_3 - u_2 = c_v (T_3 - T_2)$$

Segunda lei da termodinâmica para o processo de expansão 3-4:

$$s_4 = s_3$$

Assim,

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} \quad \text{e} \quad \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^k$$

Também,

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{1}{(r_v)^{k-1}} \quad \text{e} \quad p_{me} = \frac{w_{liq}}{(v_1 - v_2)}$$

**Solução:**

$$v_1 = \frac{0,287 \times 288,2}{100} = 0,827 \text{ m}^3/\text{kg}$$



$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} = 10^{0,4} = 2,51 \quad \Rightarrow \quad T_2 = 723,9 \text{ K}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa} = 10^{1,4} = 25,12 \quad \Rightarrow \quad p_2 = 2,512 \text{ MPa}$$

$$v_2 = \frac{0,827}{10} = 0,0827 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$${}_2q_3 = c_v (T_3 - T_2) = 1800 \text{ kJ/kg}$$

$$T_3 - T_2 = \frac{1800}{0,717} = 2510 \text{ K} \quad \therefore \quad T_3 = 3234 \text{ K}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \frac{3234}{723,9} = 4,467 \quad \therefore \quad p_3 = 11,222 \text{ MPa}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{\kappa-1} = 10^{0,4} = 2,51 \quad \therefore \quad T_4 = 1287,5 \text{ K}$$

$$\frac{p_3}{p_4} = \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{\kappa} = 10^{1,4} = 25,12 \quad \therefore \quad p_4 = 0,4467 \text{ MPa}$$

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{1}{(r_v)^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{10^{0,4}} = 0,602 = 60,2\%$$

Esse valor pode ser verificado, determinando-se o calor rejeitado.

$${}_4q_1 = c_v (T_1 - T_4) = 0,717 (288,2 - 1287,5) = -716,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{716,5}{1800} = 0,602 = 60,2\%$$

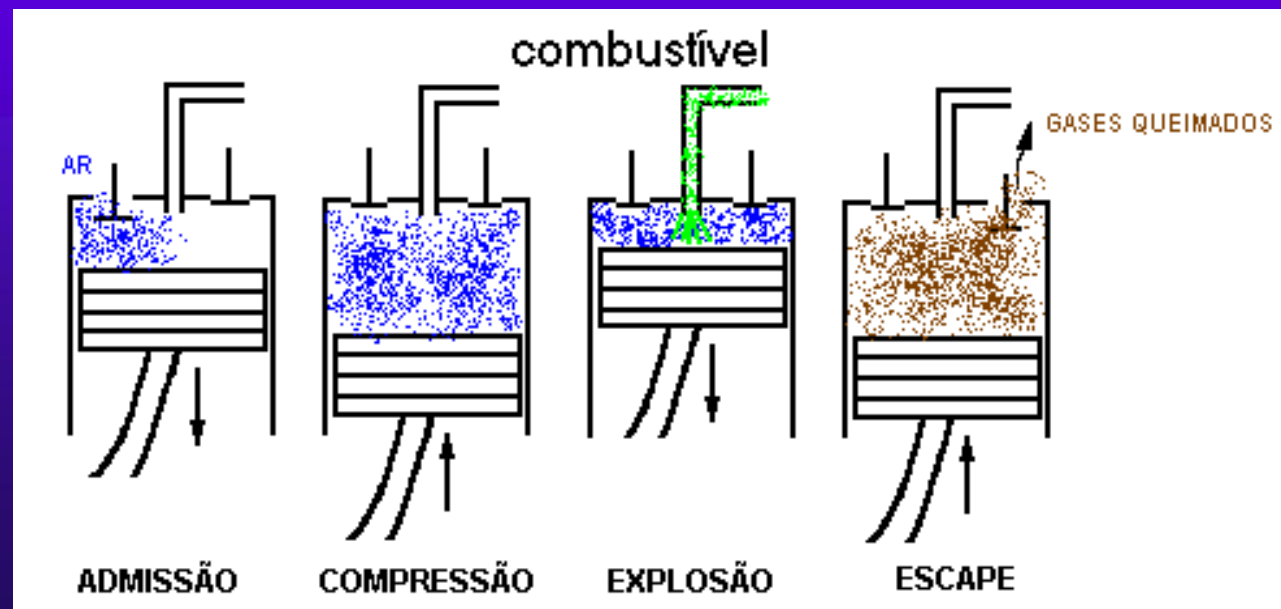
$$w_{\text{liq}} = 1800 - 716,5 = 1083,5 \text{ kJ/kg}$$

$$p_{\text{mef}} = \frac{w_{\text{liq}}}{(v_1 - v_2)} = \frac{1083,5}{(0,827 - 0,0827)} = 1456 \text{ kPa}$$



## Ciclo Diesel

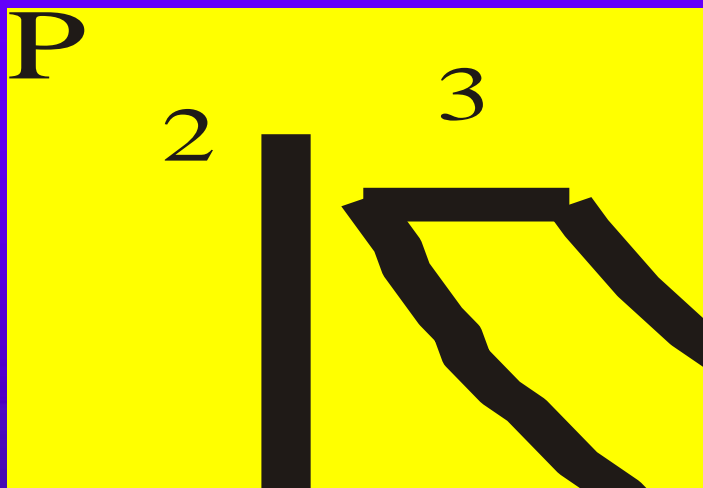
Nesse motor o ar é comprimido independentemente do combustível, óleo diesel. Observa-se que os tempos são: de 1-2 admissão do ar; 2-3 compressão, injeção do combustível a pressão constante e acontece a combustão; 3-4 expansão coma produção de potência; 4-1 a saída dos gases queimados.





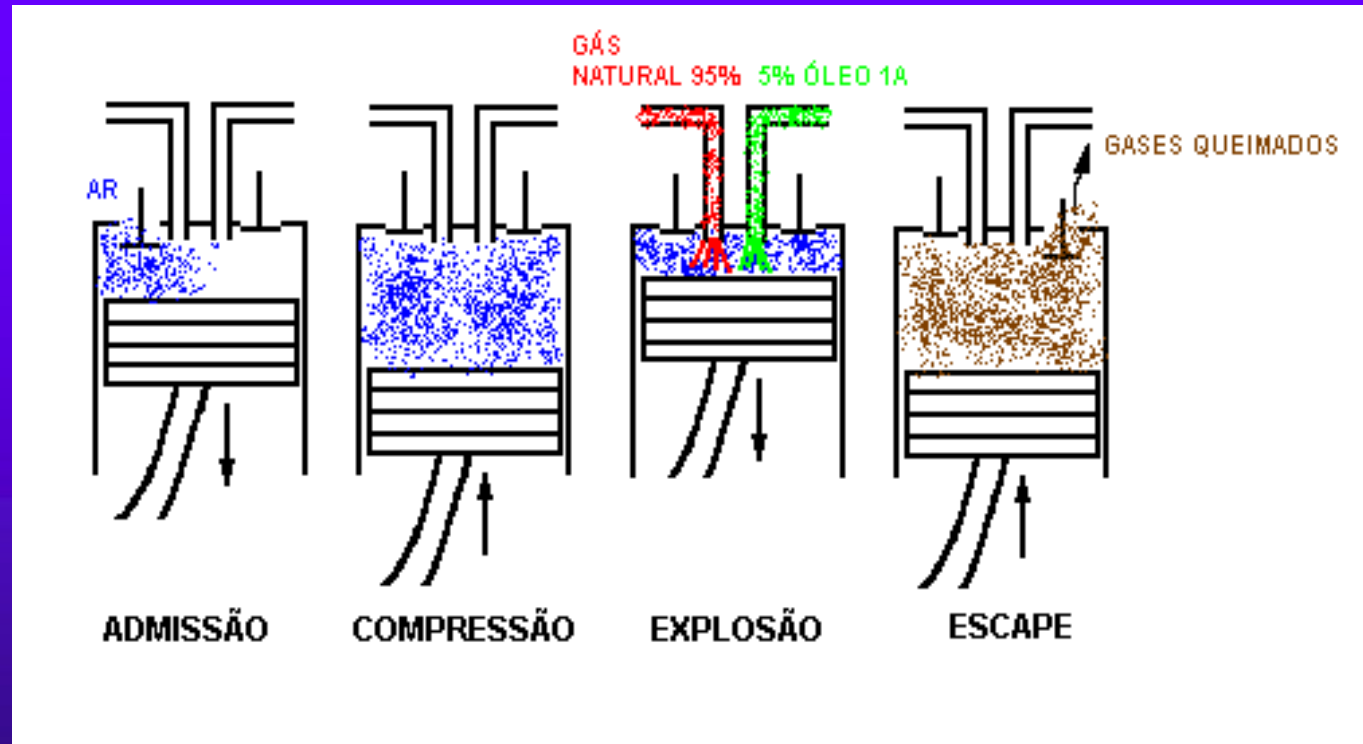


$$\eta_{\text{t\u00e9rmico}} = \frac{q_H - q_L}{q_H} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$





## Motor a gás com chama piloto (ciclo DIESEL)



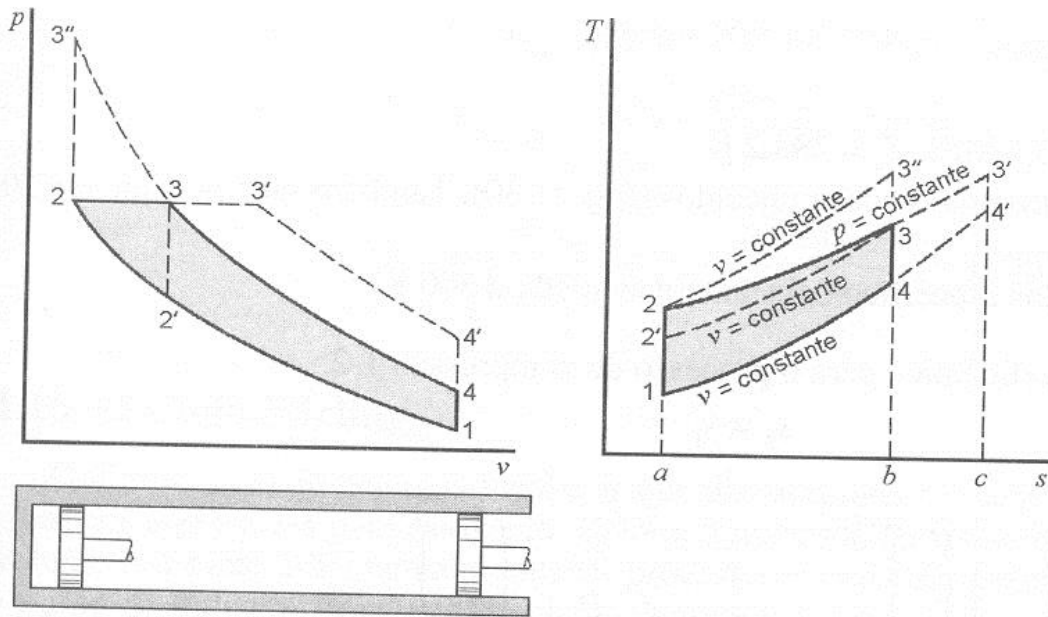


## 11.15 O Ciclo – Padrão a Ar Diesel

A Fig. 11.30 mostra o ciclo-padrão de ar Diesel. Este é o ciclo ideal para o motor Diesel que também é conhecido por motor de ignição por compressão.

Neste ciclo, o calor é transferido ao fluido de trabalho a pressão constante. Este processo corresponde à injeção e queima do combustível no motor Diesel real. Como o gás expande durante a transferência de calor no ciclo-padrão a ar, a transferência de calor deve ser apenas o suficiente para manter pressão constante. Quando se atinge o estado 3, a transferência de calor cessa e o gás sofre uma expansão isoentrópica (processo 3-4) até que o pistão atinja o ponto morto inferior. A rejeição de calor, como no ciclo-padrão Otto, ocorre a volume constante e com o pistão no ponto morto inferior. Esta rejeição simula os processos de descarga e de admissão do motor real.

O rendimento do ciclo-padrão Diesel é dado pela relação



**Figura 11.30** — Ciclo-padrão a ar Diesel.

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{kT_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)} \quad (11.19)$$



### Exemplo 11.12

Um ciclo-padrão de ar Diesel apresenta relação de compressão igual a 20 e o calor transferido ao fluido de trabalho, por ciclo, é 1800 kJ/kg. Sabendo que no início do processo de compressão, a pressão é igual a 0,1 MPa e a temperatura é 15 °C, determine:

1. A pressão e a temperatura em cada ponto do ciclo;
2. O rendimento térmico;
3. A pressão média efetiva.



Sistema: Ar contido no cilindro.

Diagrama: Fig. 11.30.

Informação do estado 1:  $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$ ;  $T_1 = 288,2 \text{ K}$

Informação do processo: Quatro processos conhecidos (Fig. 11.30). Também sabemos que  $r_v = 20$  e  $q_H = 1800 \text{ kJ/kg}$

Modelo: Gás perfeito com calor específico constante e avaliado a 300 K.

**Análise:** Segunda lei da termodinâmica para o processo de compressão 1-2:

$$s_2 = s_1$$

Assim,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad \text{e} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k$$

Primeira lei da termodinâmica para o processo de transferência de calor 2-3:

$$q_H = {}_2q_3 = c_p (T_3 - T_2)$$

Segunda lei para o processo de expansão 3-4:

$$s_4 = s_3$$

Assim,

$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1}$$

Também,

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_H} \quad \text{e} \quad p_{\text{mef}} = \frac{w_{\text{liq}}}{(v_1 - v_2)}$$



## Solução:

$$v_1 = \frac{0,287 \times 288,2}{100} = 0,827 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{20} = \frac{0,827}{20} = 0,04135 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = 20^{0,4} = 3,3145 \quad \Rightarrow \quad T_2 = 955,2 \text{ K}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k = 20^{1,4} = 66,29 \quad \Rightarrow \quad p_2 = 6,629 \text{ MPa}$$

$$q_H = {}_2q_3 = c_p (T_3 - T_2) = 1800 \text{ kJ/kg}$$

$$T_3 - T_2 = \frac{1800}{1,004} = 1793 \quad \therefore \quad T_3 = 2748 \text{ K}$$

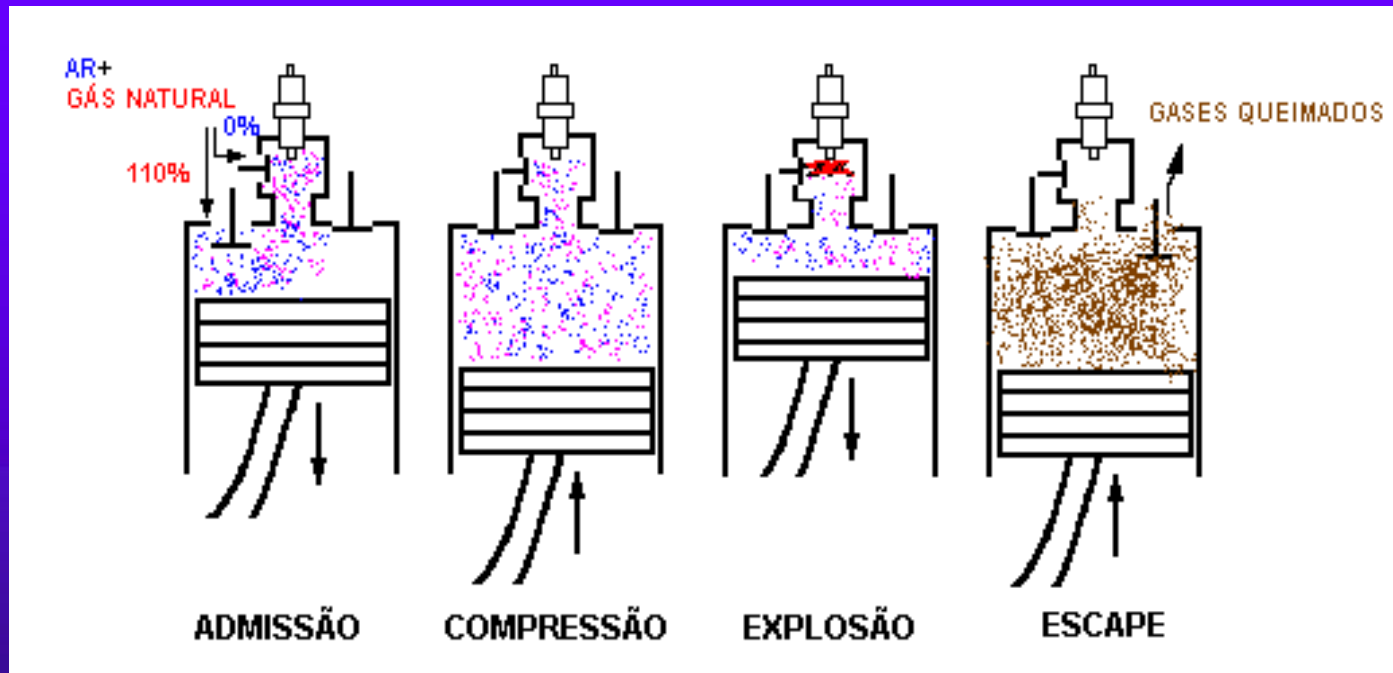
$$\frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{2748}{955,2} = 2,8769 \quad \therefore \quad v_3 = 0,11896 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1} = \left( \frac{0,827}{0,11896} \right)^{0,4} = 2,1719 \quad \therefore \quad T_4 = 1265 \text{ K}$$

$$q_L = {}_4q_1 = c_v (T_1 - T_4) = 0,717 (288,2 - 1265) = -700,4 \text{ kJ/kg}$$



## Motor a gás (ciclo OTTO)







## Princípio de funcionamento e ciclo termodinâmico do Motor Stirling

O princípio de funcionamento do Motor Stirling é completamente diferente dos motores de combustão interna comuns. Um motor Stirling sempre contém um gás pressurizado (ar, hélio ou hidrogênio) no seu interior, que é chamado de gás de trabalho. A Potência é gerada não pela queima explosiva de combustível no cilindro, mas pelo aquecimento e resfriamento do gás de trabalho pelo lado externo do cilindro.

O espaço interno do cilindro é preenchido com gás de trabalho .Esse gás de trabalho é movimentado da parte fria para a parte quente do motor e vice-versa, através de pistões, no caso de motores Stirling Alfa, ou por um pistão de deslocamento (displacer), no caso dos motores Stirling do tipo deslocamento – Beta e Gama. Com isso, se obtém acréscimo ou decréscimo da temperatura do gás de trabalho. A mudança na temperatura do gás de trabalho causa uma subsequente mudança na pressão do mesmo, que gera força para movimentar o pistão. A potência de saída do motor é entregue ao eixo.

O princípio de funcionamento do motor Stirling é baseado em um ciclo fechado, onde o gás de trabalho é mantido dentro dos cilindros e o calor é adicionado e removido do espaço de trabalho através de trocadores de calor. O ciclo de trabalho básico do motor Stirling tipo Beta é ilustrado na Figura 3-5. O ciclo é dividido em quatro partes:

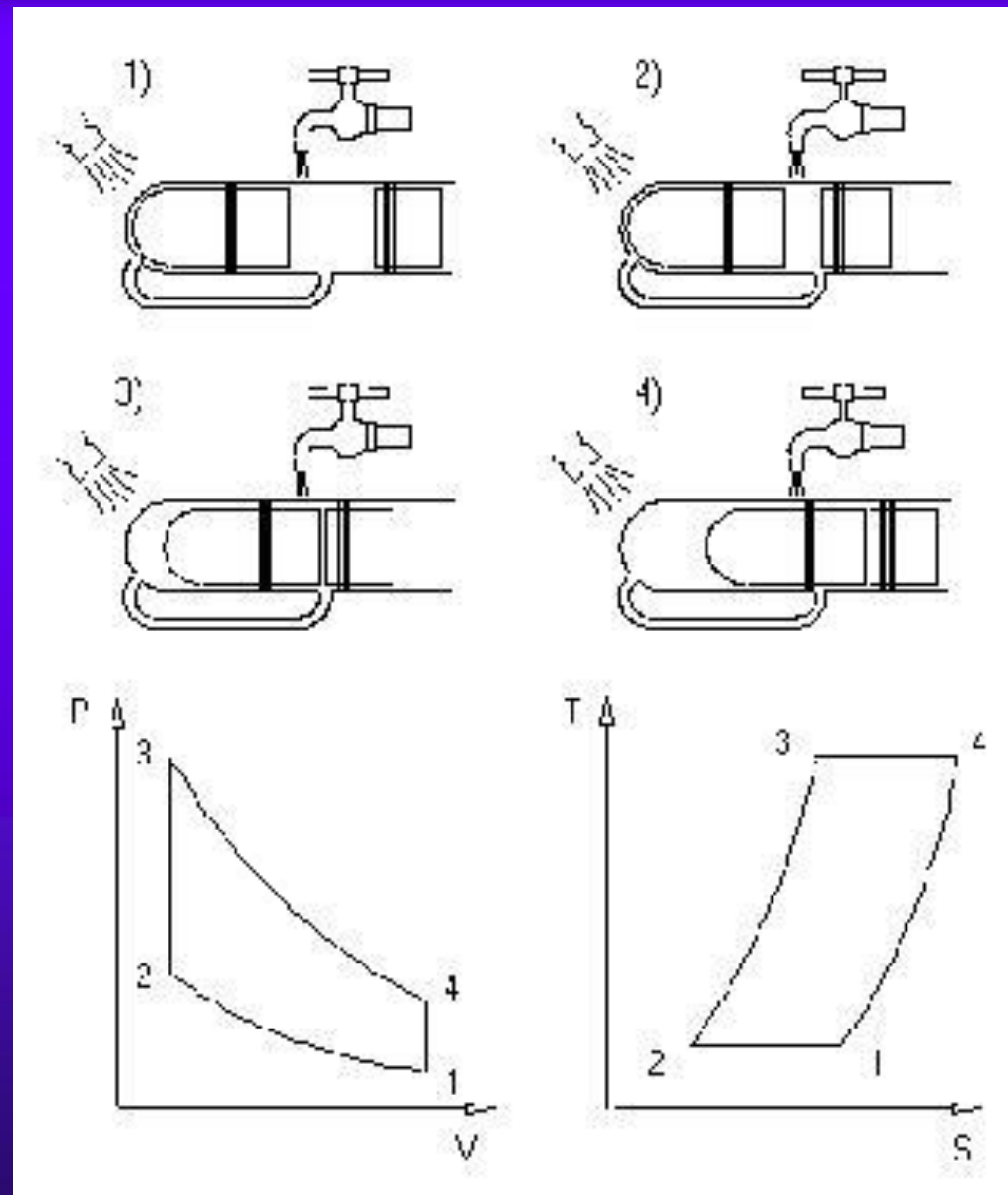


1 – 2 → O pistão de trabalho é movimentado para a esquerda e o gás é comprimido. O gás é resfriado através do circuito de água de resfriamento, com o objetivo de realizar a compressão a temperatura constante;

2 – 3 → O pistão de deslocamento é movimentado para a direita, forçando o gás a passar através do canal de conexão para o volume quente, onde o gás é aquecido por um queimador. Quando o gás é aquecido, sua pressão aumenta. Porém é importante notar que o volume nesse processo é constante;

3 – 4 → Ambos os pistões movimentam para a direita, devido à expansão do gás. O gás é aquecido pelo exterior por um queimador com o objetivo de se obter uma expansão a temperatura constante;

4 – 1 → O pistão de deslocamento é movimentado para a esquerda, forçando o gás a passar pelo canal de conexão para o volume frio, onde o gás é resfriado pela água de resfriamento. Quando o gás é resfriado, sua pressão reduz até a pressão inicial. É importante notar que o volume neste processo é constante.



Princípio de trabalho do motor Stirling tipo Beta



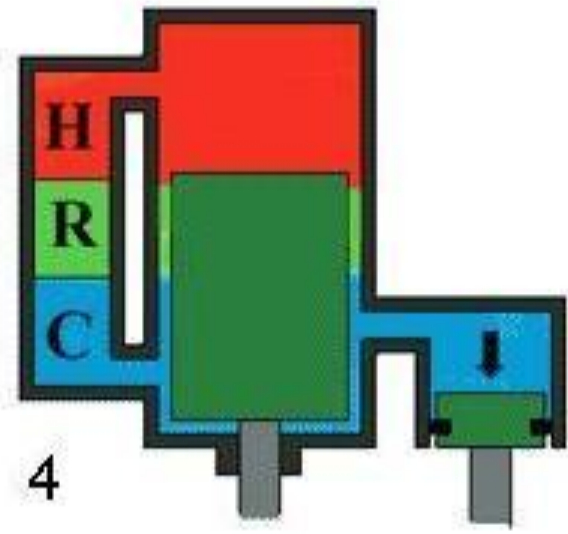
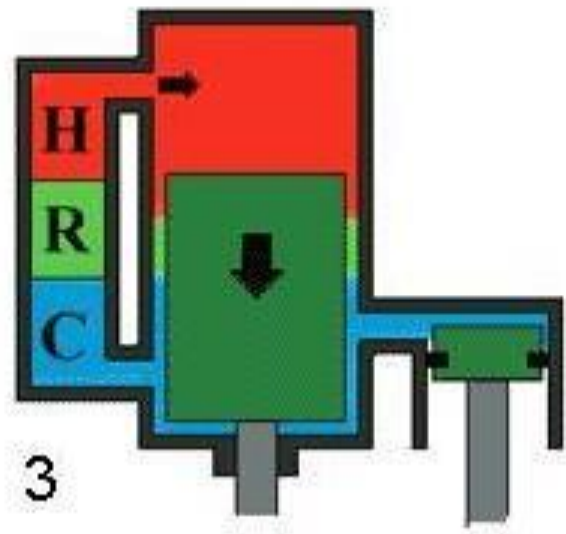
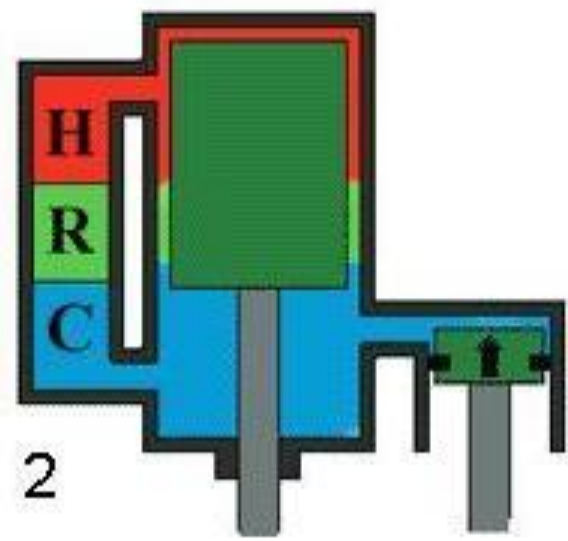
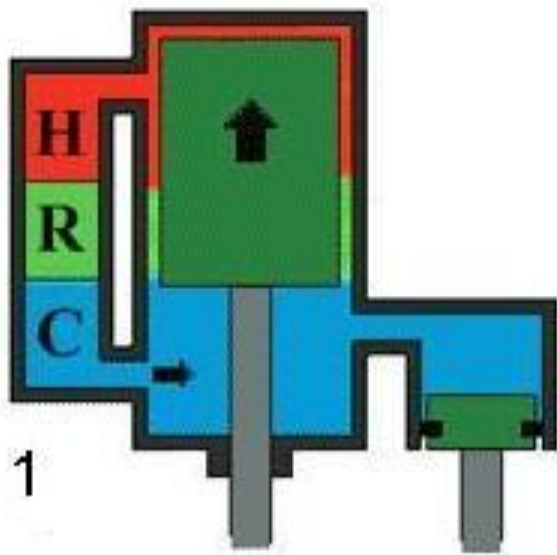
Para o motor Stirling tipo Gama, tem-se:

1 – 2 → Compressão Isotérmica: O pistão de trabalho é movimentado para cima, realizando trabalho de compressão sobre o fluido de trabalho, enquanto rejeita-se calor para o sistema de resfriamento, mantendo a temperatura constante;

2 – 3 → Aquecimento a volume constante: O pistão de deslocamento é movimentado para baixo, fazendo com que o fluido de trabalho passe para o espaço de expansão, recebendo calor da fonte externa, e elevando a pressão;

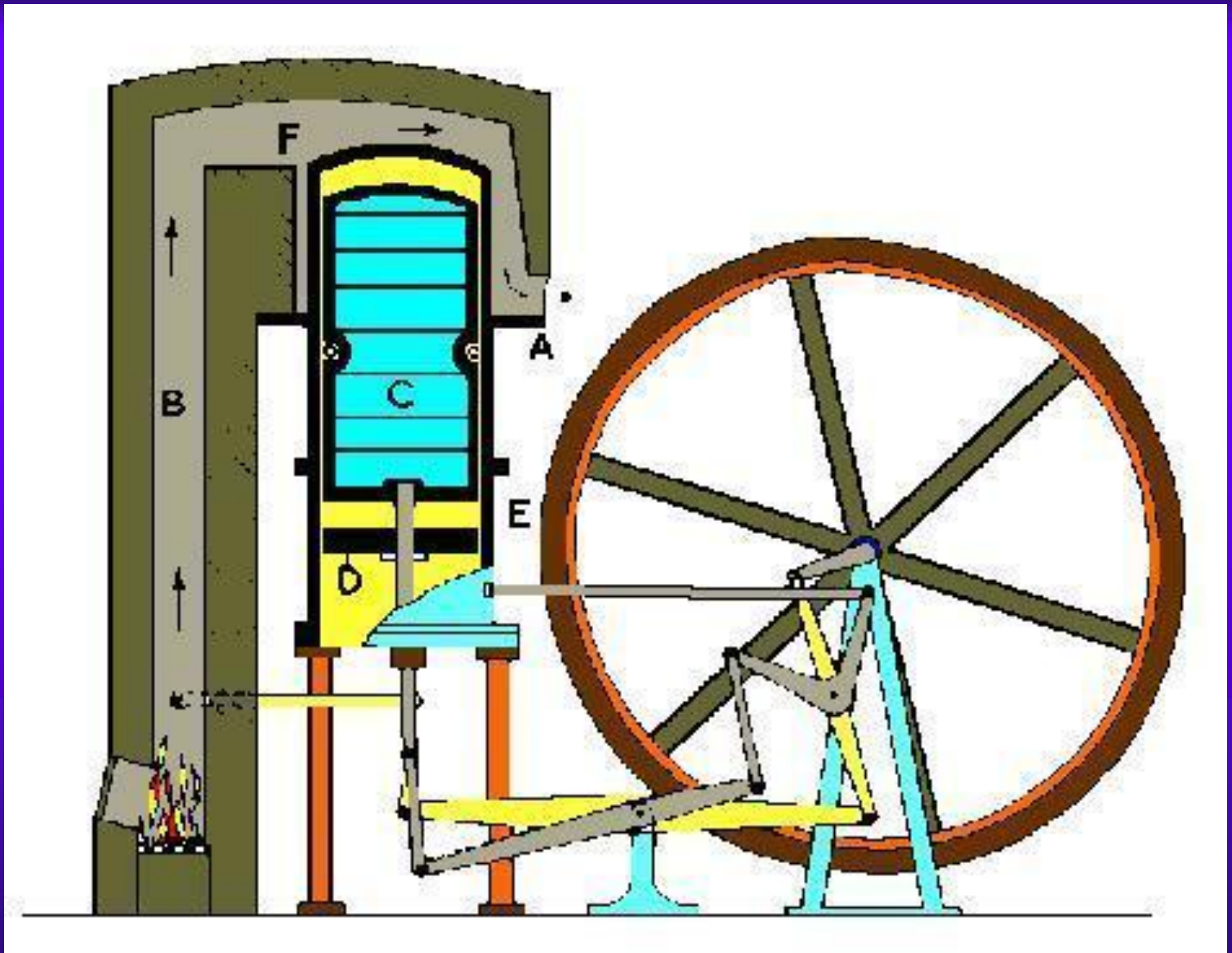
3 – 4 → Expansão Isotérmica: Com o aumento de pressão do motor, o pistão de trabalho é movimentado para baixo, realizando trabalho. Este processo é realizado a temperatura constante, sendo que durante a expansão, o gás de trabalho recebe calor da fonte externa;

4 – 1 → Rejeição de calor a volume constante: O pistão de deslocamento é movimentado para cima, fazendo com que o fluido de trabalho passe para o espaço de compressão, rejeitando calor para o sistema de resfriamento, e reduzindo a sua pressão até a condição 1.



Princípio de Funcionamento do Motor Stirling tipo Gama (Hirata, 1995).





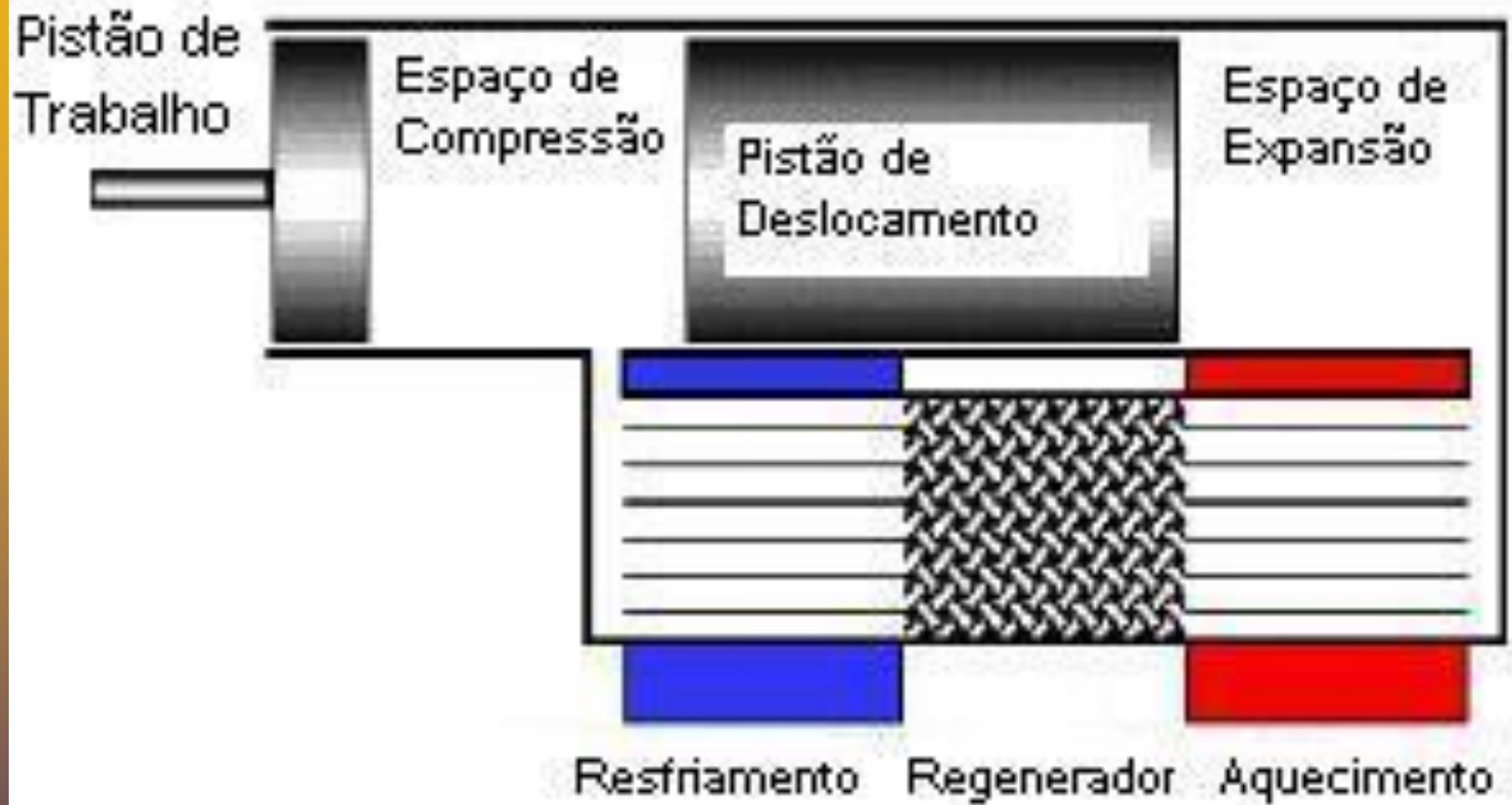
Motor original de Robert Stirling.



Esta invenção foi feita pelo reverendo Robert Stirling, quando ele tinha vinte e seis anos de idade. A família de Robert Stirling gerou numerosos engenheiros promissores, durante varias gerações. Do seu avô, Michael Stirling, inventor da primeira maquina colheitadeira rotativa, em 1756, aos seus quatro filhos (Finkelstein & Organ, 2001).

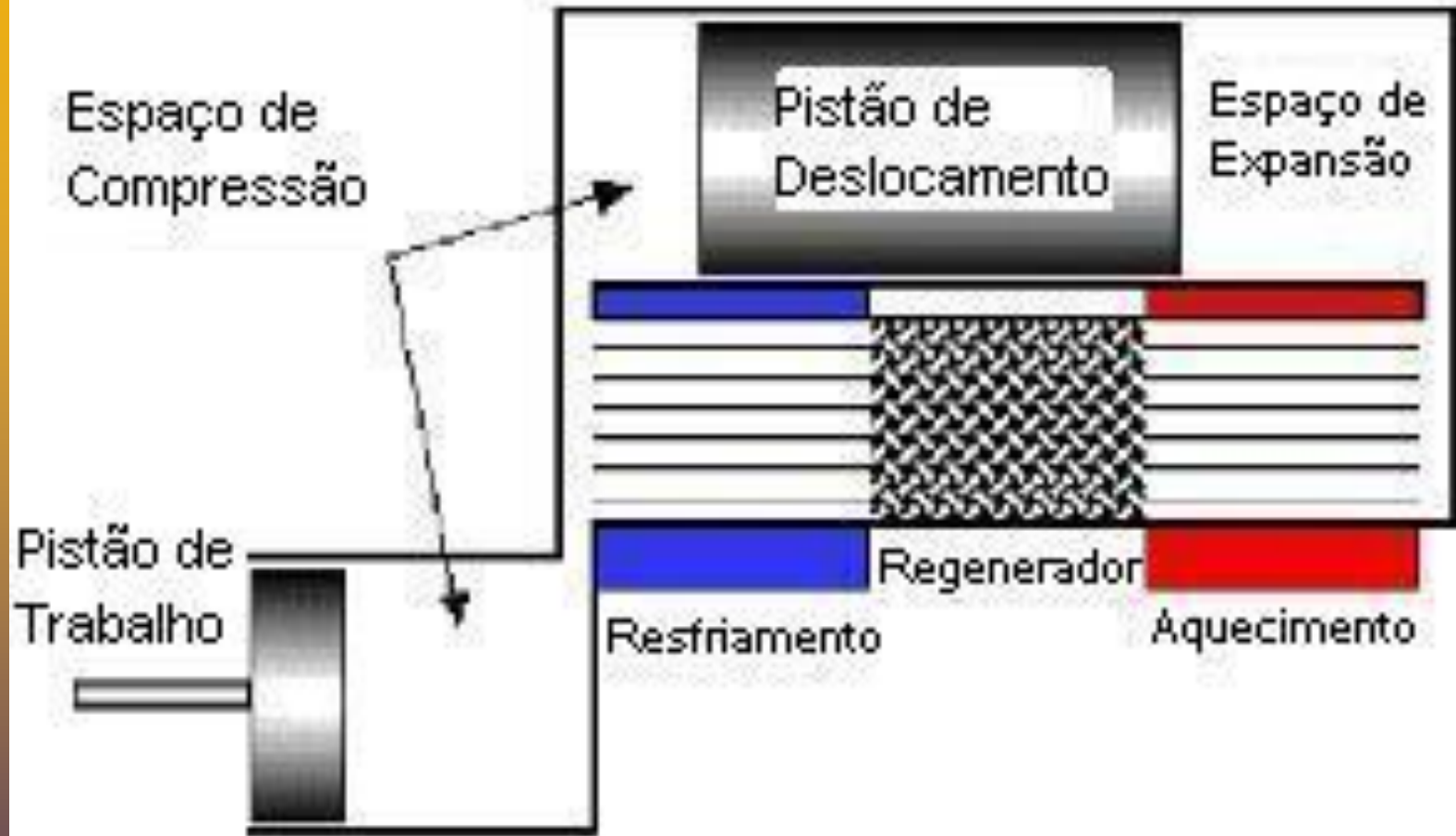
A patente original n° 4081 de 1816 tinha o obscuro titulo: “Improvements for Diminishing the Consumption of Fuel, and in Particular an Engine Capable of Being Applied to the Moving (of) Machinery on a Principle Entirely New – Melhora para Redução do Consumo de Combustível, e em Particular um Motor Capaz de ser Aplicado ao Movimento de Maquina com um Principio Completamente Novo”. Nesta patente, Robert Stirling não apenas descrevia a construção e o uso do regenerador pela primeira vez na historia, como também prevê as suas principais aplicações, como para fornos de vidros ou para fusão de metais. Também está incluída uma descrição do primeiro motor de ciclo fechado, como o apresentado na Figura 3-1 (Finkelstein & Organ, 2001).

O auge na produção de motores Stirling ocorreu graças ao John Ericsson, um engenheiro e inventor sueco. Ele obteve sucesso fabricando um motor Stirling pratico, sendo vendidos umas 2000 unidades, numa faixa entre 0,5 a 5hp, por volta de 1850 na Inglaterra e nos Estados Unidos. Depois disso, vários motores Stirling foram feitos com maiores potencias e eficiências. Entretanto, a capacidade dos motores Stirling produzidos neste período era inferior comparado aos motores Otto e Diesel. O motor Otto foi inventado em 1877 e o motor diesel em 1893 (Hirata, 1995).



Motor na configuração Beta (Mello, 2001).





Motor na configuração Gama (Mello, 2001).



## BIBLIOGRAFIA:

- Van Wylen, G. J. e Sonntag, R. W. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*, 5ª Ed. Editora Edgard Blücher, Rio de Janeiro.
- Moran, M.J. e Shapiro, H.N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 4ª. Ed. John Wiley e Sons., New York, 1998.
- Smith, J.M. e Van Ness, H.C., *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, McGraw - Hill Book Company , 4ª. Ed., Singapura, 1987. (e a 3ª. Edição, em português)
- Faires, V. M. *Termodinâmica*, Ed. Guanabara Dois, RJ.
- Holman, J. P. *Thermodynamics*, McGraw - Hill, 1975.
- Reid, Prausnitz e Poling, *The Properties of Gases and Liquids* - 4ª. Ed., Singapura, 1984

fim