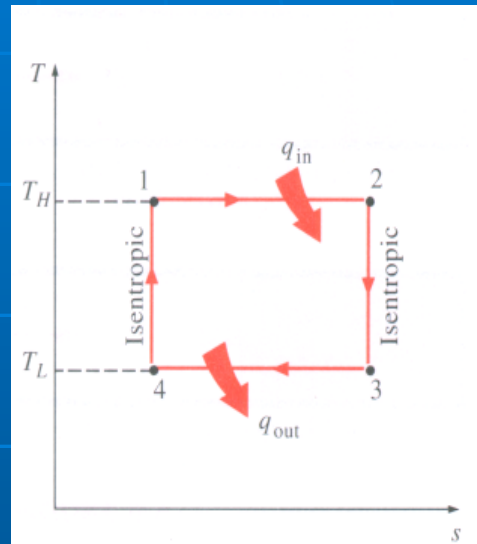
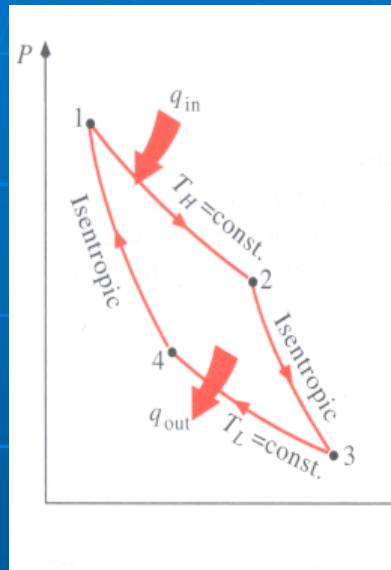
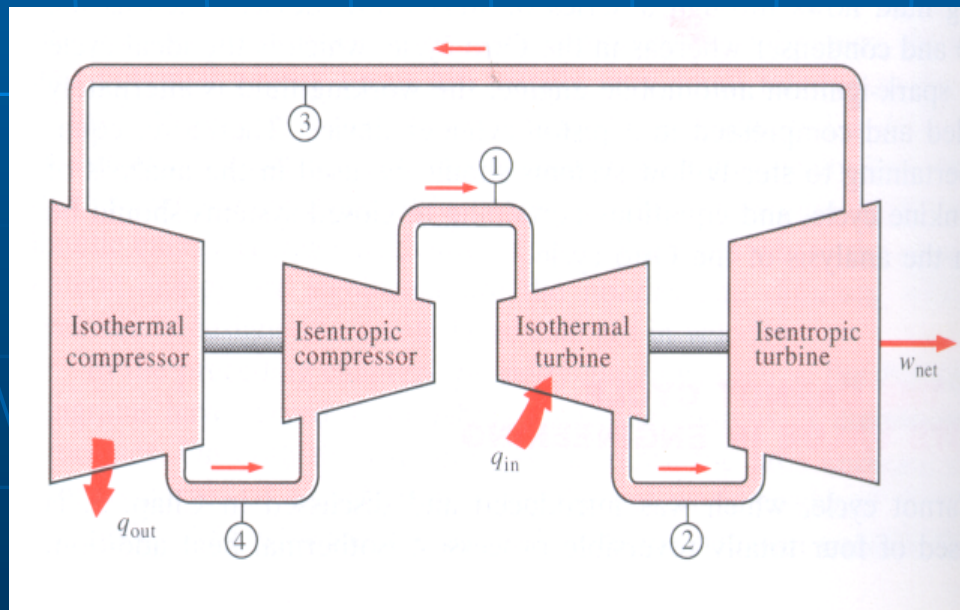


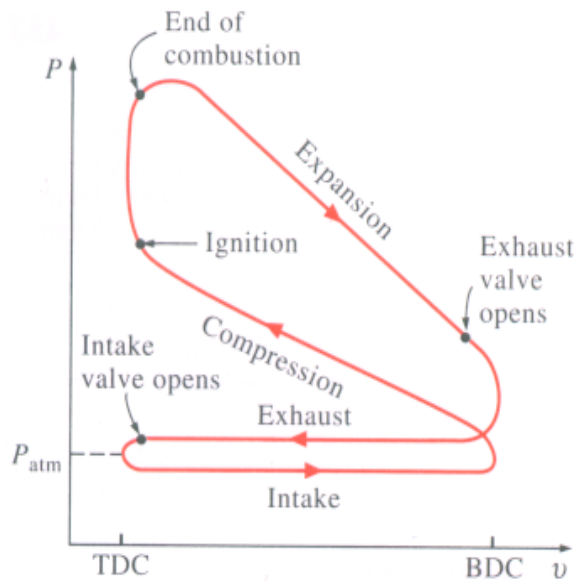
CICLOS MOTORES A GÁS



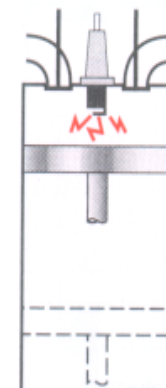
CICLO DE CARNOT



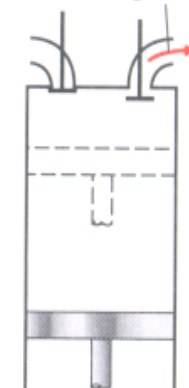
CICLO REAL E IDEAL DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA



Compression stroke



Power (expansion) stroke

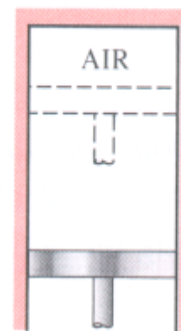
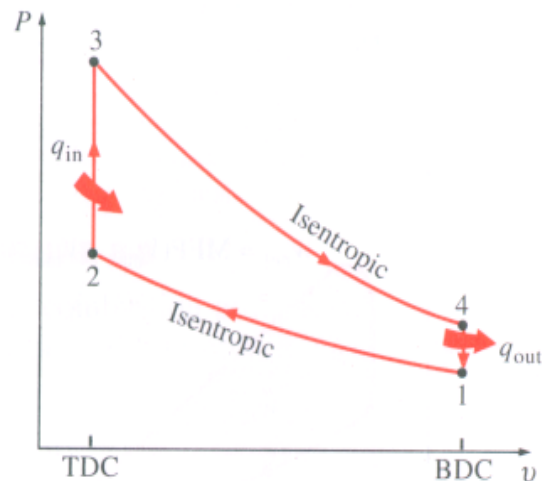


Exhaust stroke

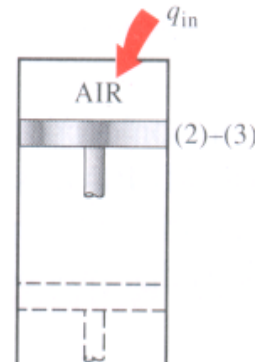


Intake stroke

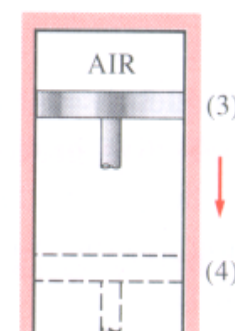
(a) Actual four-stroke spark-ignition engine



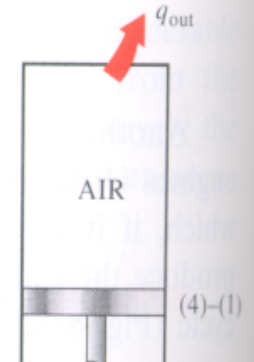
Isentropic compression



$v = \text{const.}$
heat addition

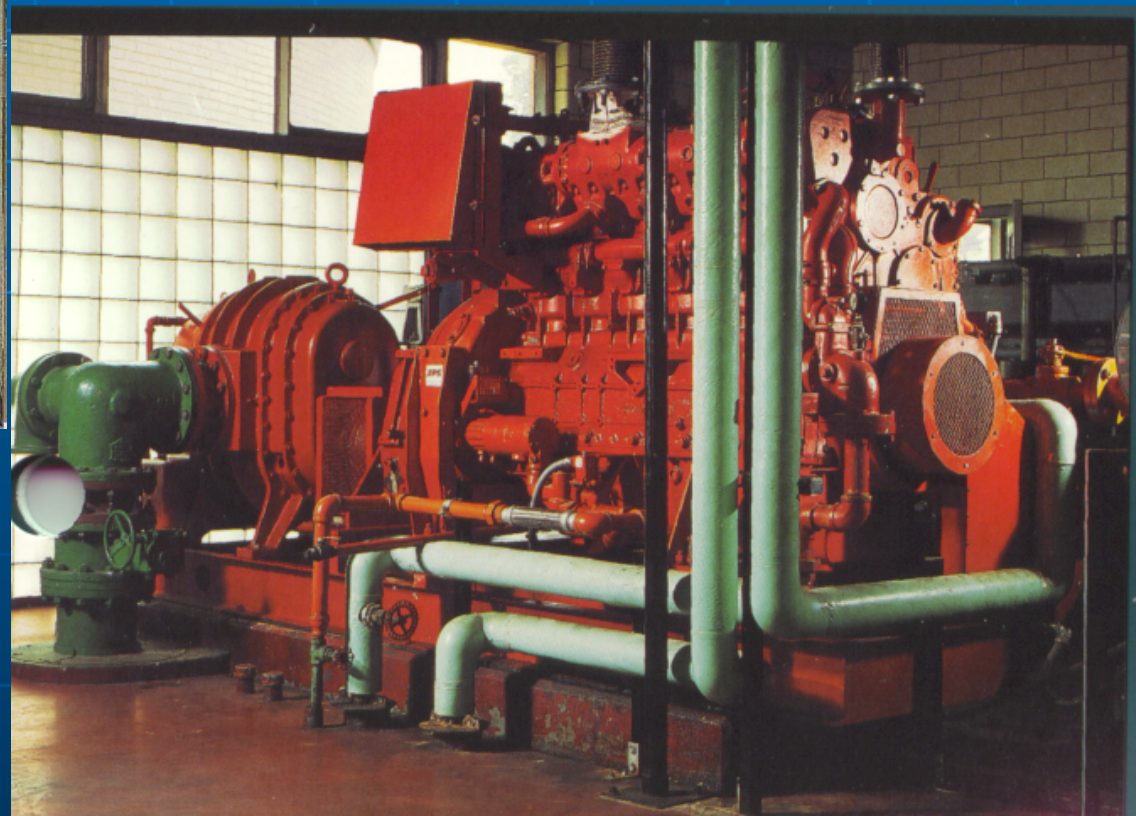


Isentropic expansion



$v = \text{const.}$
heat rejection

(b) Ideal Otto cycle



CICLO OTTO

2 processos a volume constante

$$q_{23} = u_3 - u_2 = C_v (T_3 - T_2)$$

$$q_{41} = u_4 - u_1 = C_v (T_4 - T_1)$$

2 processos isentrópicos

$$w_{34} = u_3 - u_4$$

$$w_{12} = u_2 - u_1$$

RENDIMENTO TÉRMICO

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Como: $v_2 = v_3$ e $v_4 = v_1$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

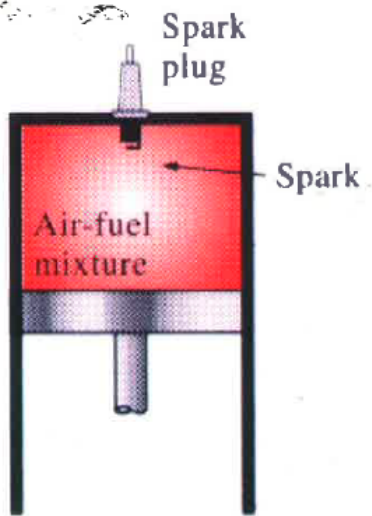
Assim:

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

$$\text{Com } r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$$

r = relação de compressão

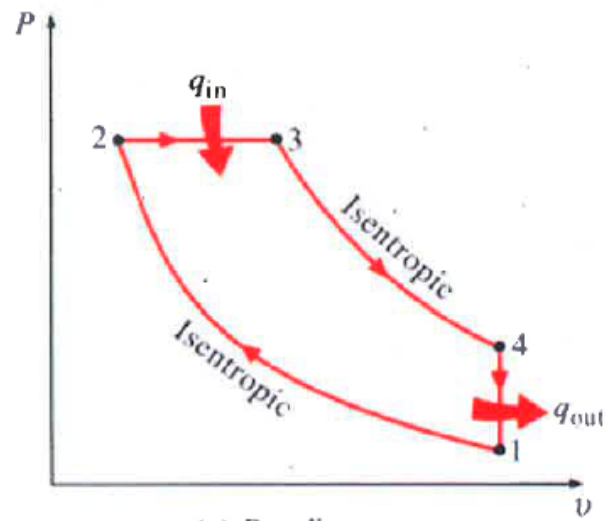
$$k = \frac{C_p}{C_v}$$



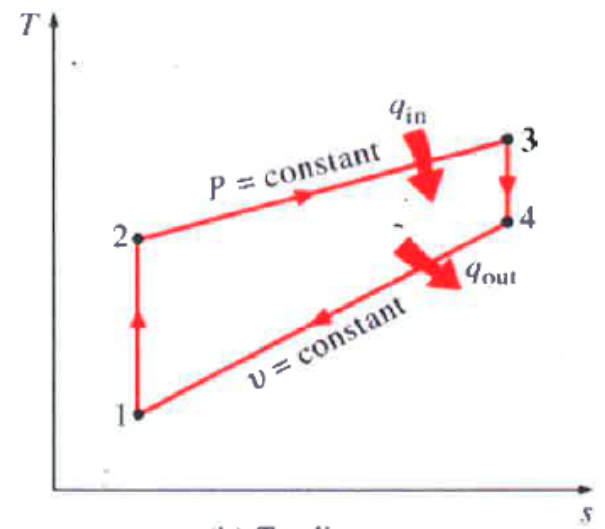
Gasoline engine



Diesel engine



(a) P - v diagram



(b) T - s diagram

CICLO DIESEL

CICLO DIESEL

1 processo isobárico

$$w_{23} = p_2 (v_3 - v_2)$$

$$q_{23} - w_{23} = u_3 - u_2$$

$$q_{23} = h_3 - h_2 \text{ (processo isobárico)}$$

1 processo a volume constante

$$q_{41} = u_4 - u_1 = C_v (T_4 - T_1)$$

2 processos isentrópicos

RENDIMENTO TÉRMICO

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k (T_3 - T_2)}$$

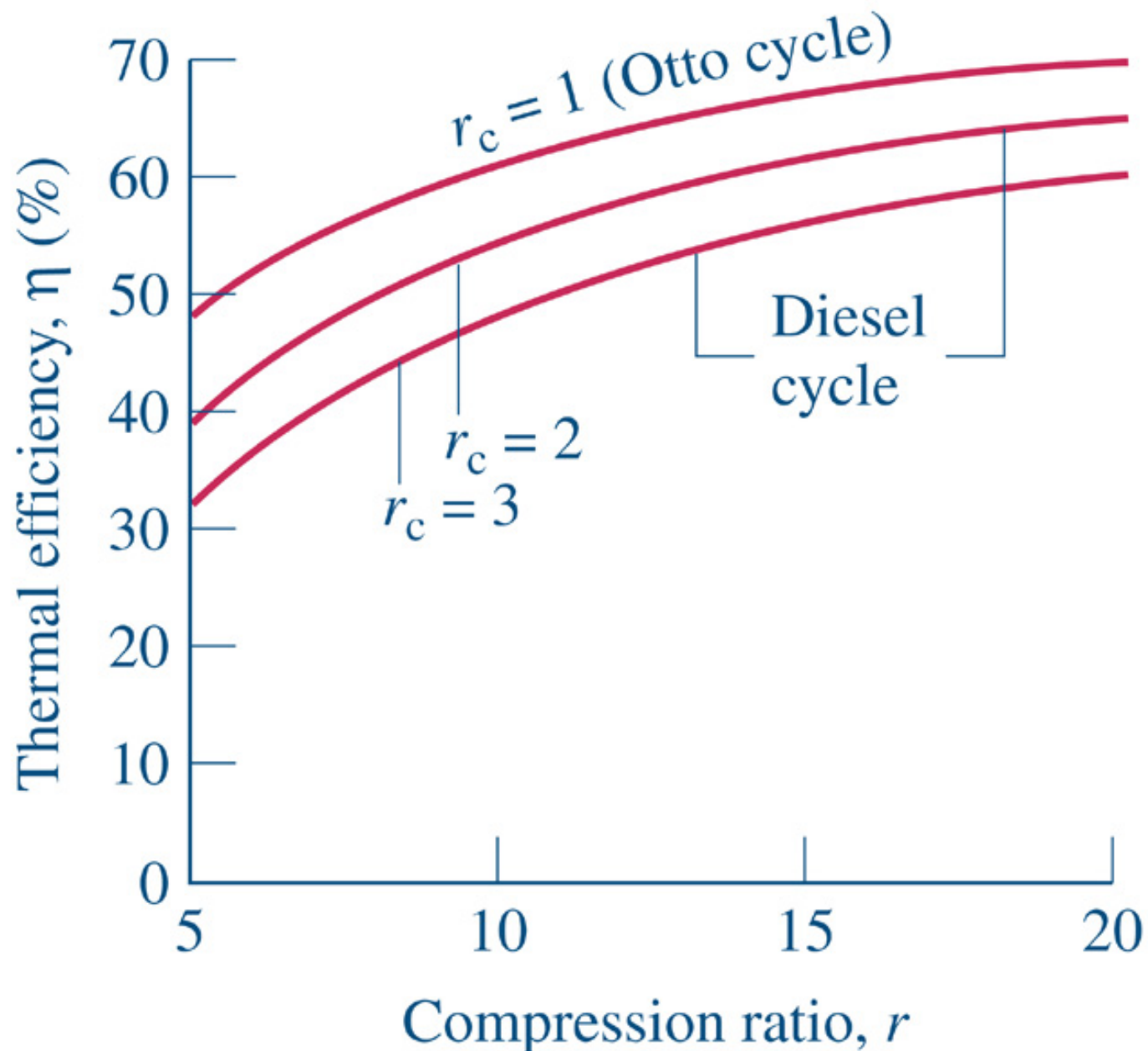
Introduzindo

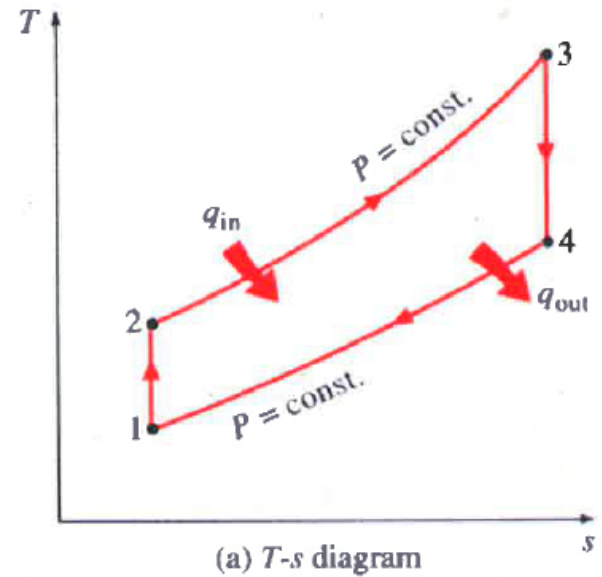
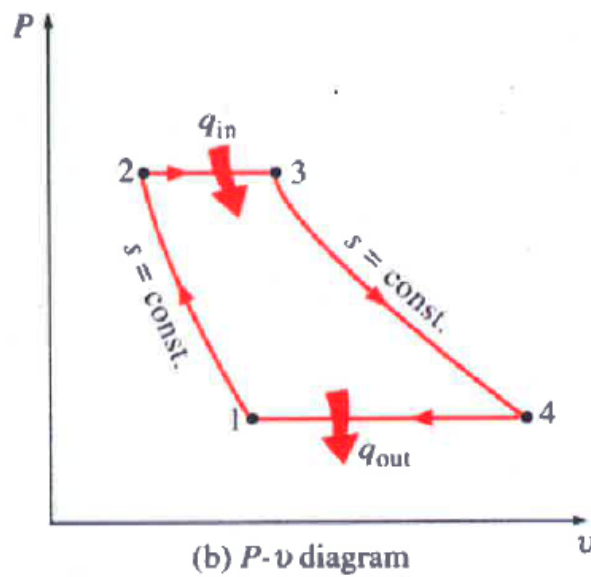
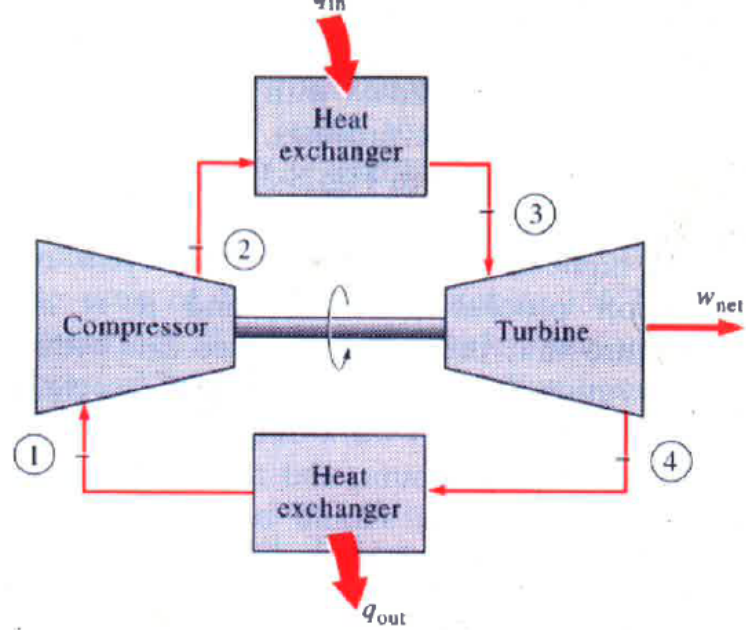
$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2}$$

Tem-se:

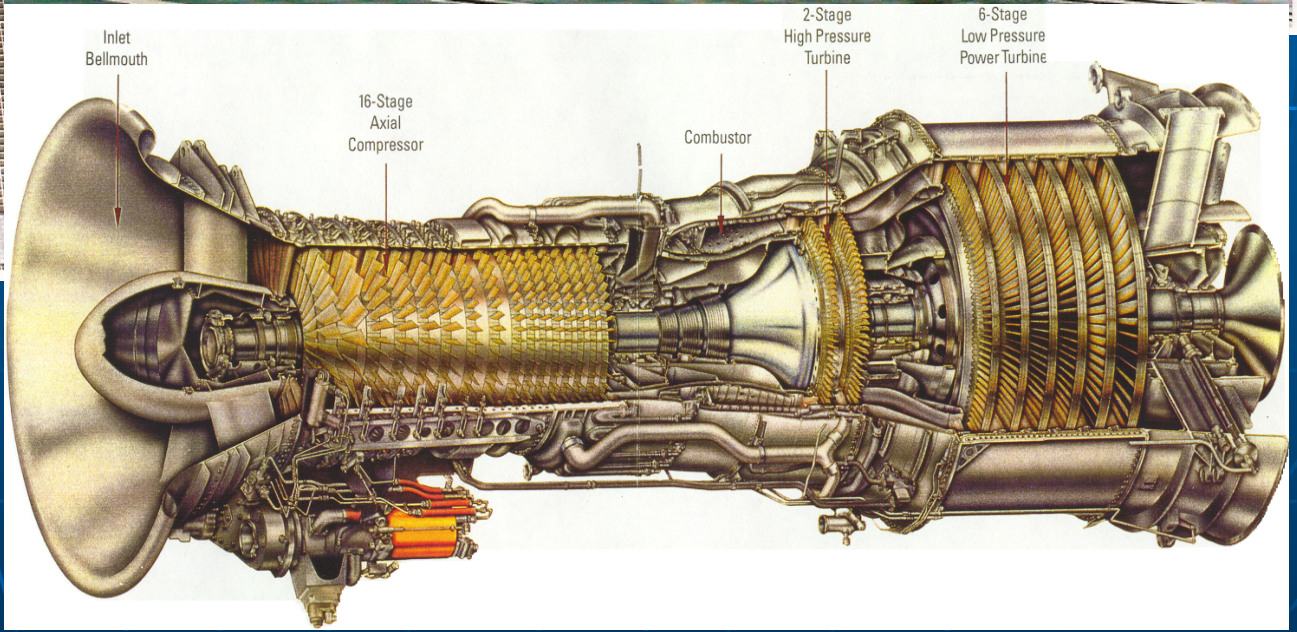
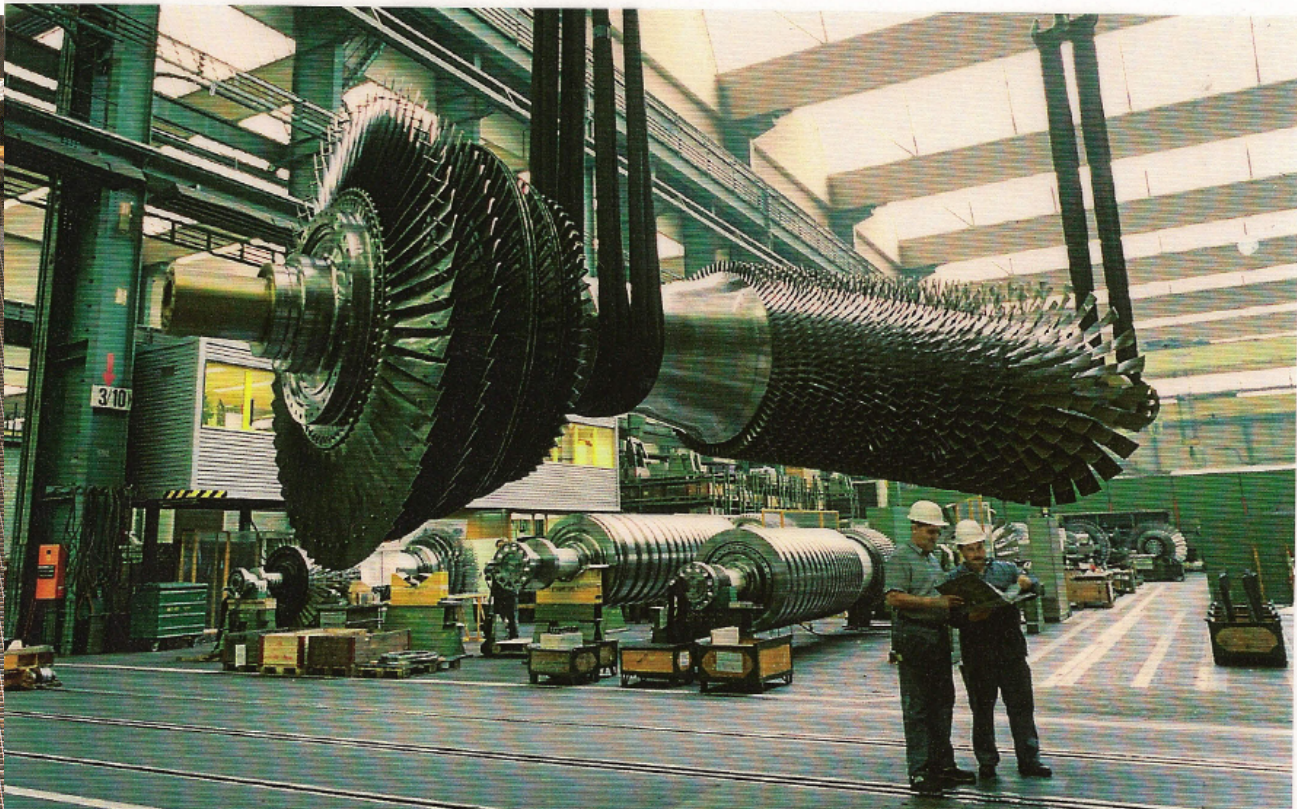
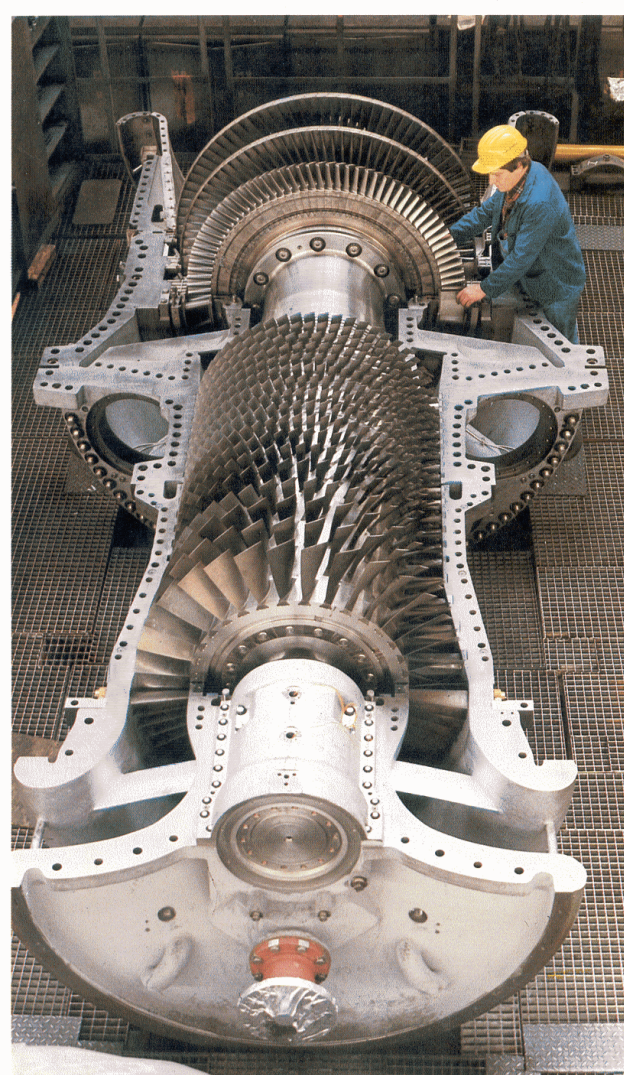
$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k (r_c - 1)} \right]$$

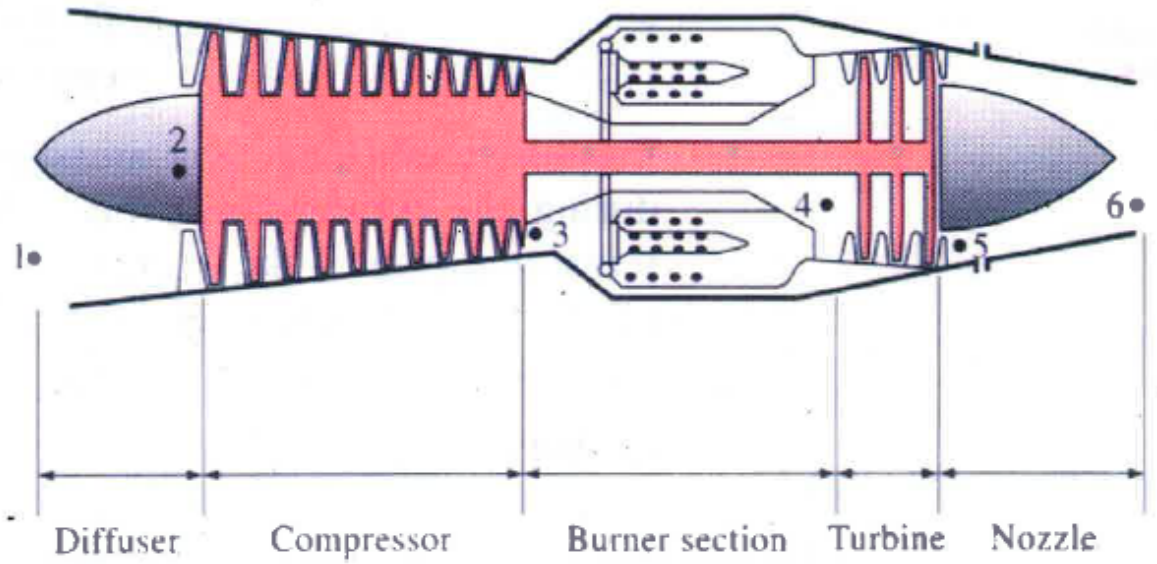
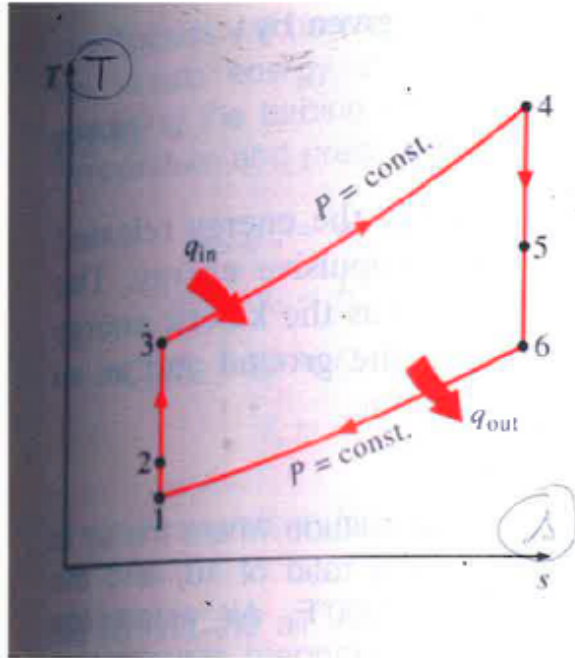
Com $r = \frac{v_1}{v_2}$





CICLO BRAYTON

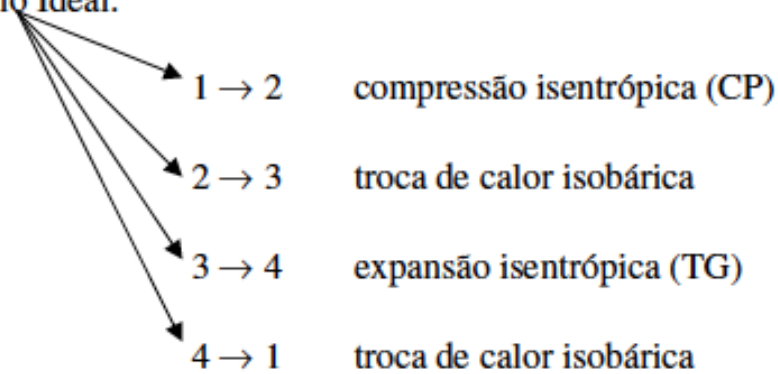




COMPONENTES BÁSICOS DE UM TURBO JATO

Processos do Ciclo Brayton

Ciclo Ideal:



Balancos de Energia

❖ Compressor:

$$W_c = m_g (h_2 - h_1)$$

❖ Câmara de combustão:

$$Q_h = m_g (h_3 - h_2) = m_g C_p (T_3 - T_2)$$

❖ Turbina:

$$W_t = m_g (h_3 - h_4)$$

❖ Trocador de calor:

$$Q_l = m_g (h_4 - h_1) = m_g C_p (T_4 - T_1)$$

RENDIMENTO TÉRMICO

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_l}{Q_H} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \left(\frac{T_1}{T_2} \right)$$

Para compressão $1 \rightarrow 2$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

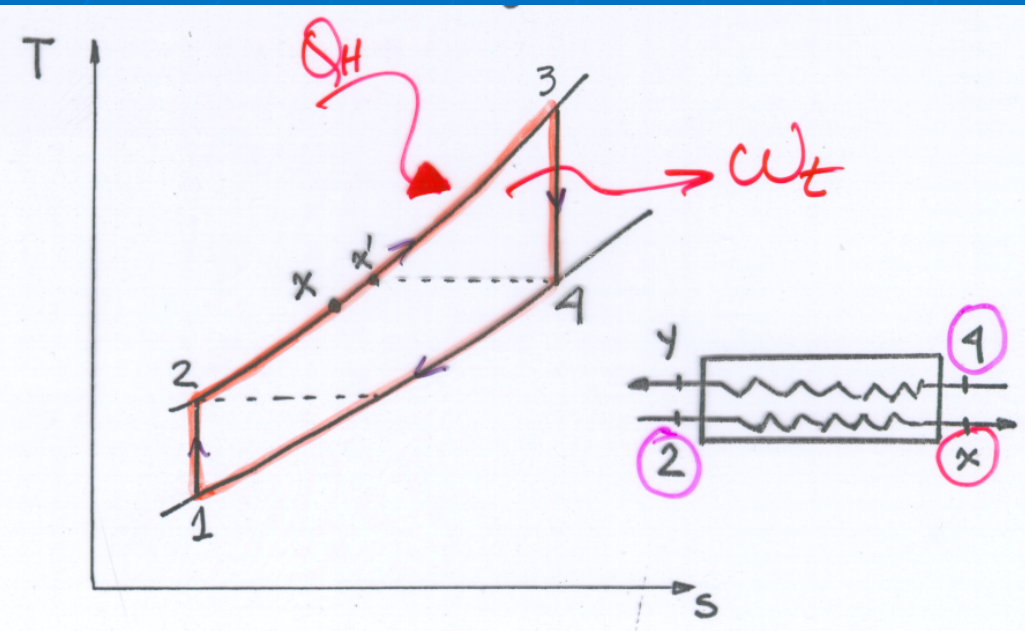
Para expansão $3 \rightarrow 4$, com $p_3 = p_2$ e $p_4 = p_1$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \quad \eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{(k-1)/k}$$

$$\beta = \frac{P_2}{P_1}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}}$$

CICLO BRAYTON COM REGENERAÇÃO



$$W_{\text{ciclo}} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = C_p [T_3 - T_4 - T_2 + T_1]$$

$$q_H = (h_3 - h_x) = C_p (T_3 - T_x)$$

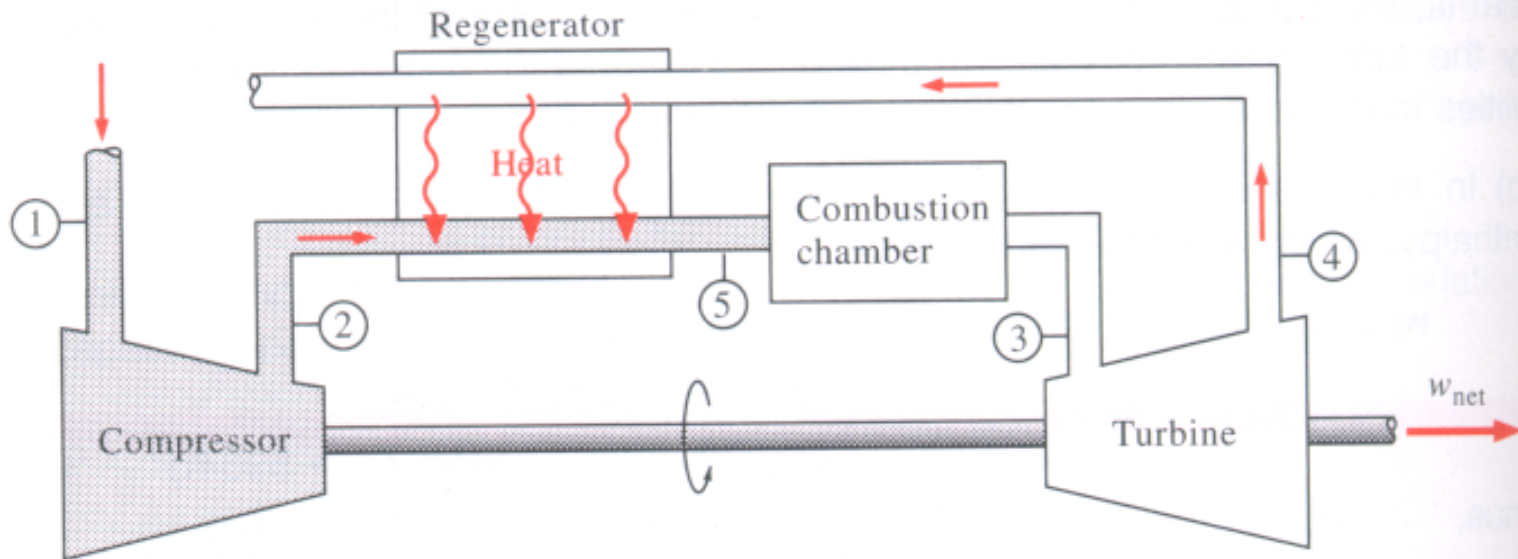
$$\eta_{\text{reg}} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} \quad (C_p = \text{cte})$$

para $\eta_{reg} = 100\%$, $T_x = T_4$

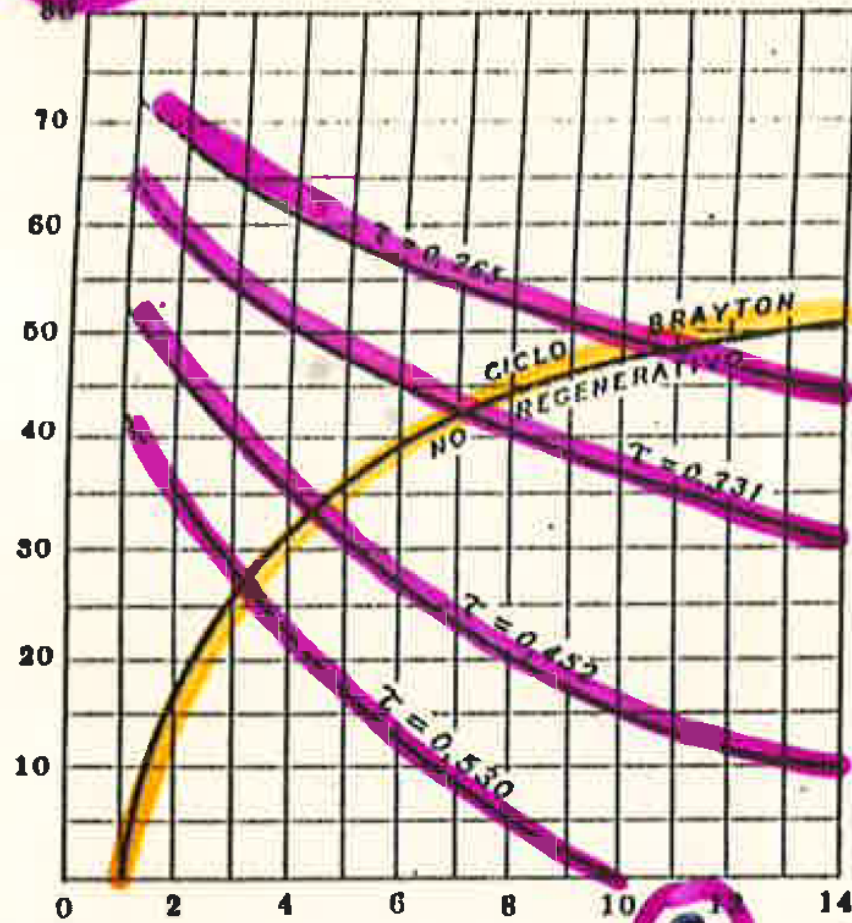
$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} \quad (C_p = cte)$$

$q_H = C_p (T_3 - T_4)$, ou seja, $q_H = w_t$

$$\eta = 1 - \frac{C_p (T_2 - T_1)}{C_p (T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$



TURBINA A GÁS COM REGENERAÇÃO



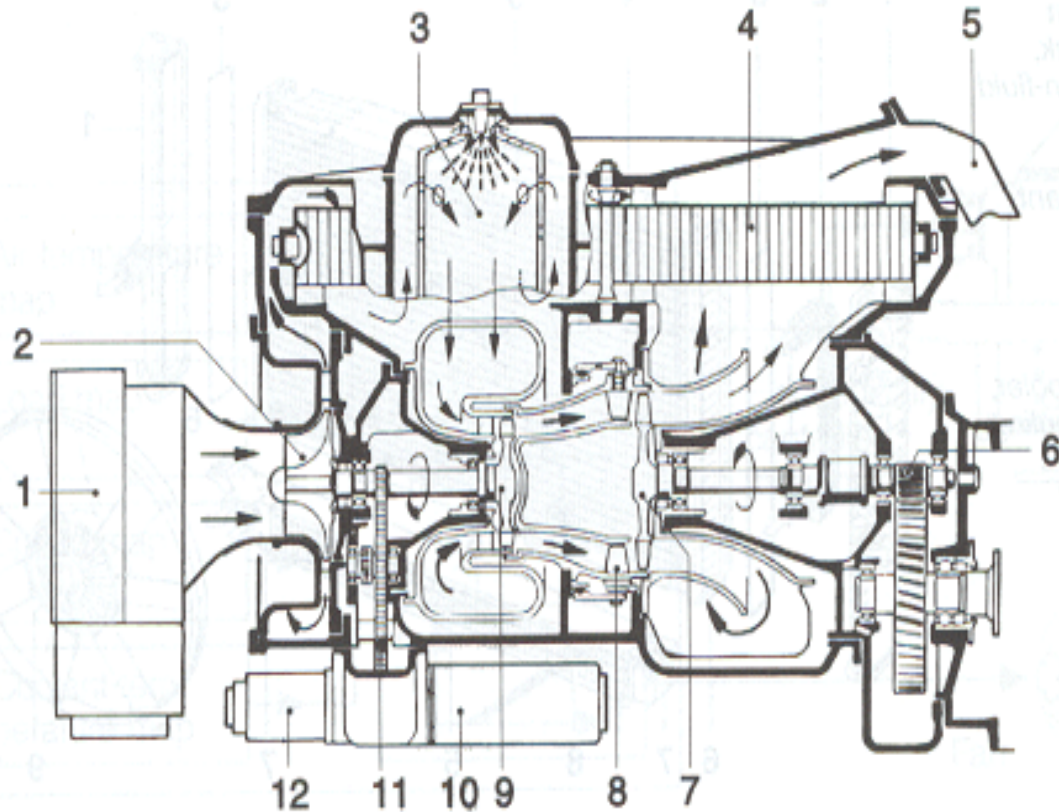
$$P = T_1/T_3$$

$\hookrightarrow \sim T_{amb}$

TURBINA A GÁS AUTOMOTIVA

Gas turbine

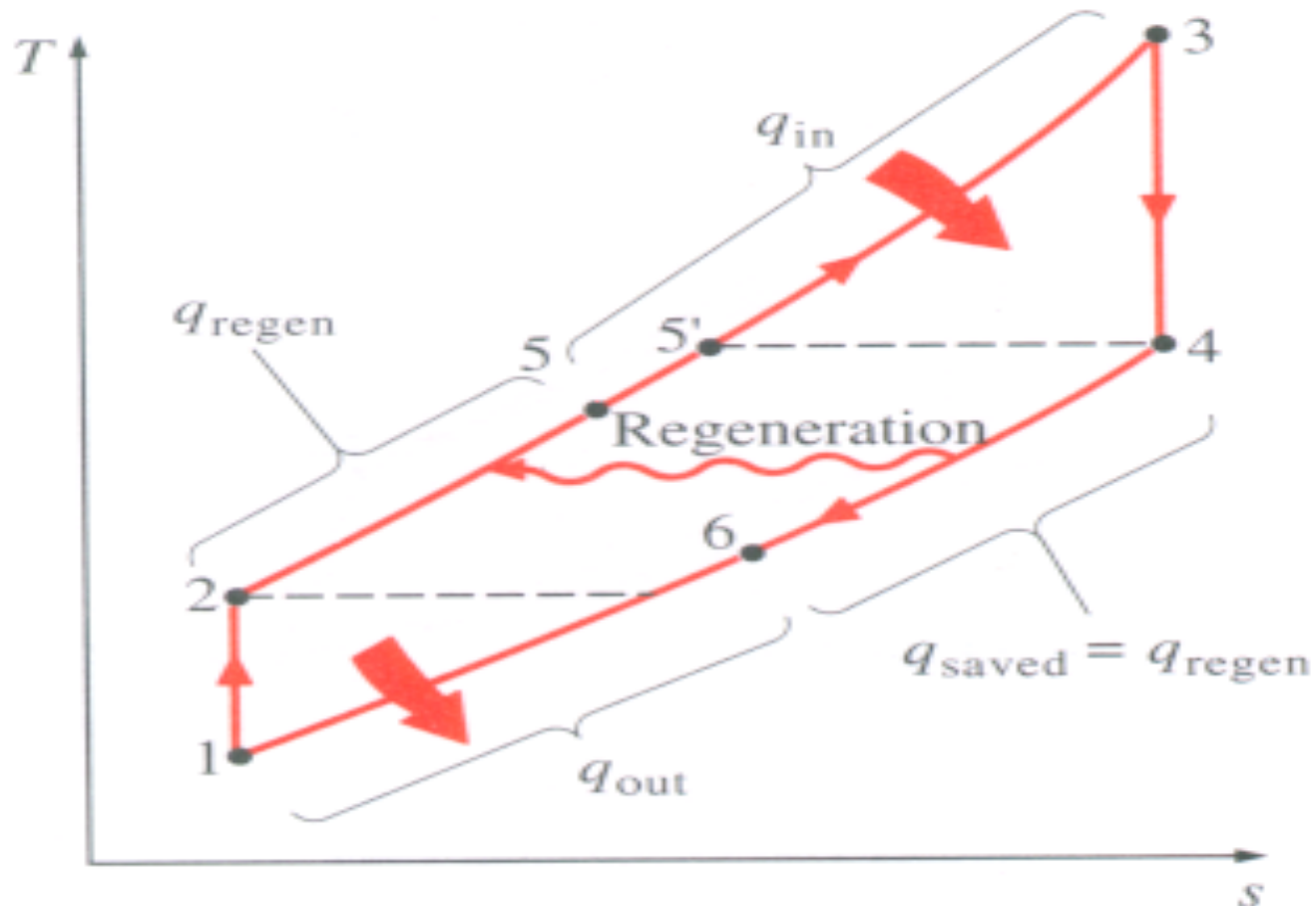
1 Filter and silencer, 2 Radial-flow compressor, 3 Burner, 4 Heat exchanger, 5 Exhaust port, 6 Reduction gearset, 7 Power turbine, 8 Adjustable guide vanes, 9 Compressor-turbine, 10 Starter, 11 Auxiliary equipment drive, 12 Lubricating-oil pump.

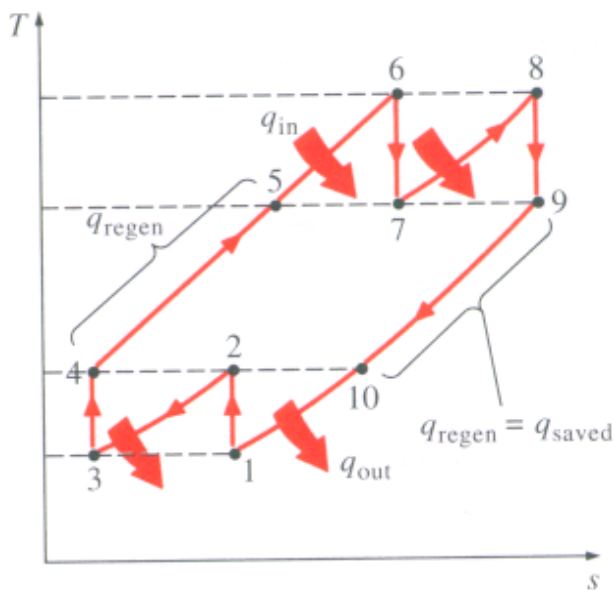
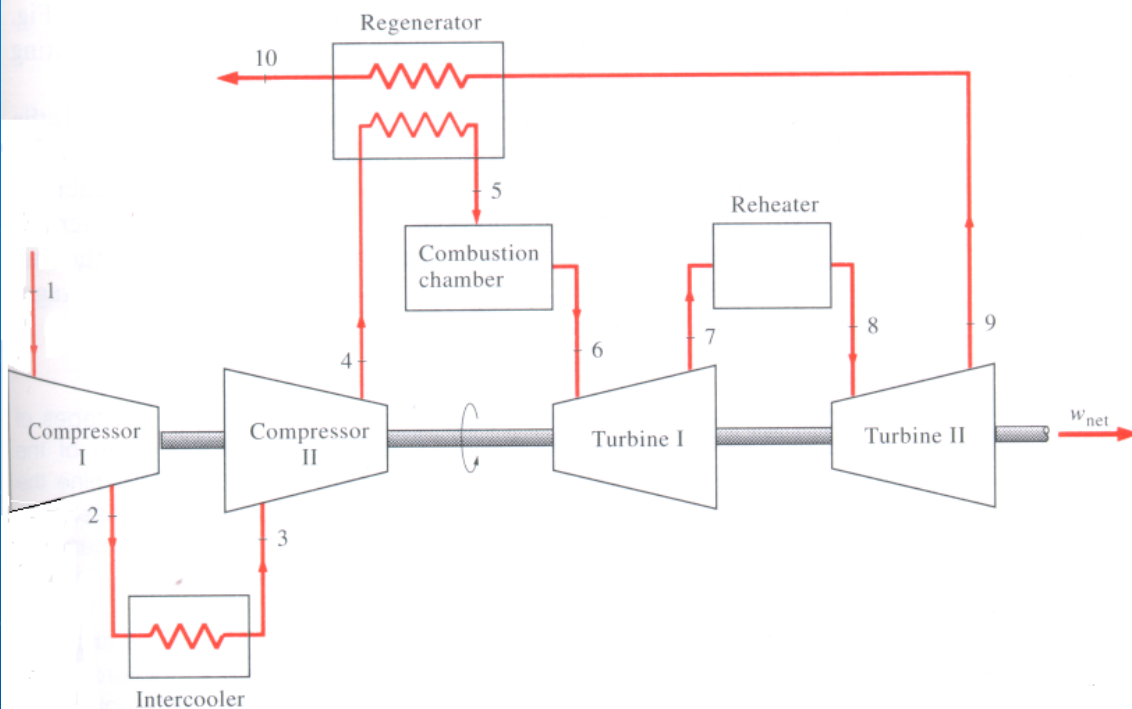


Características Técnicas

Measuring point	Metal turbine	Ceramic turbine
Compressor exit	230 °C	250 °C
Heat-exchanger exit (air side)	700 °C	950 °C
Burner exit	1000 °C...1100 °C	1250 °C...1350 °C
Heat-exchanger inlet (gas side)	750 °C	1000 °C
Heat-exchanger exit	270 °C	300 °C

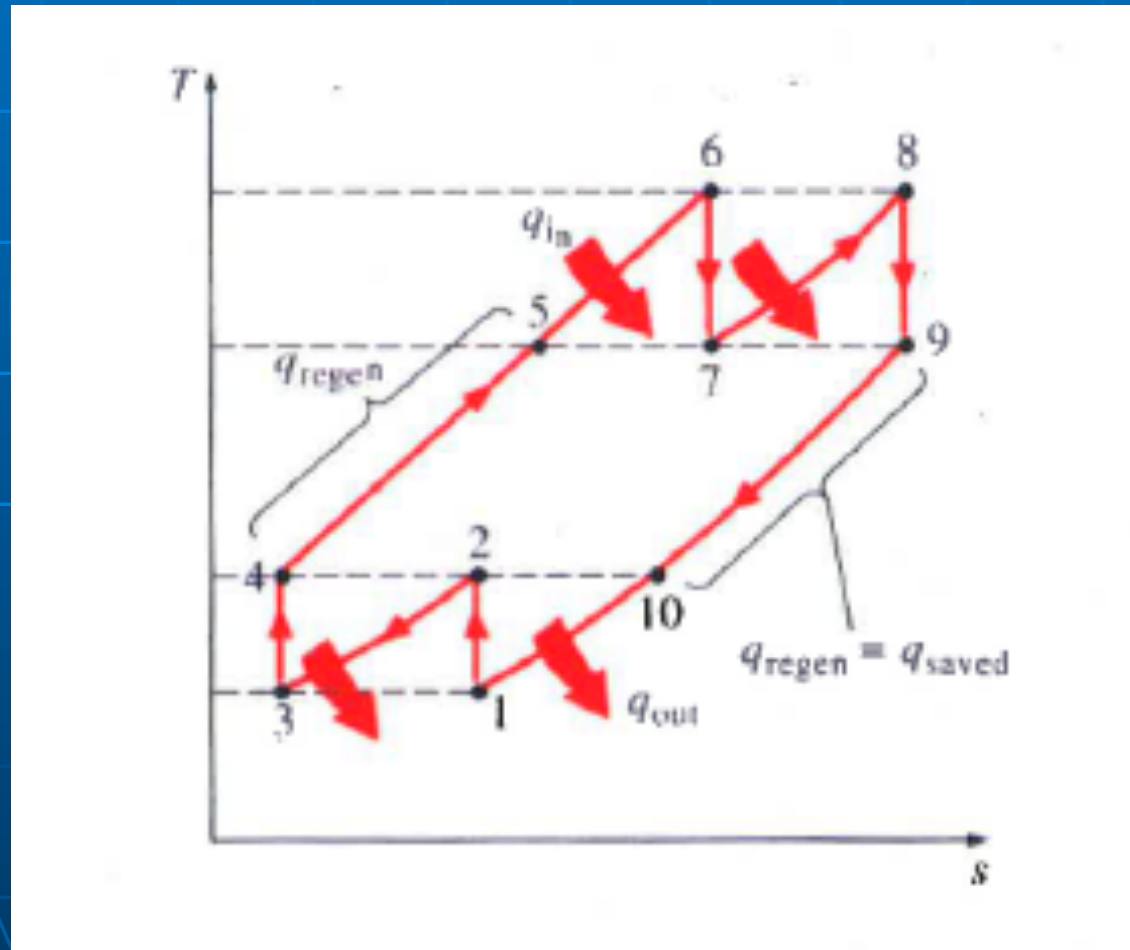
DIAGRAMA T-S DE CICLO BRAYTON COM REGENERAÇÃO



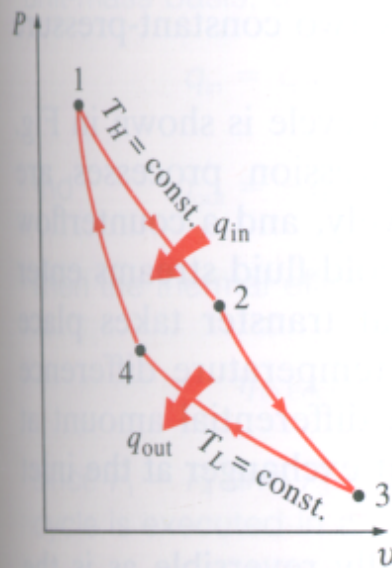
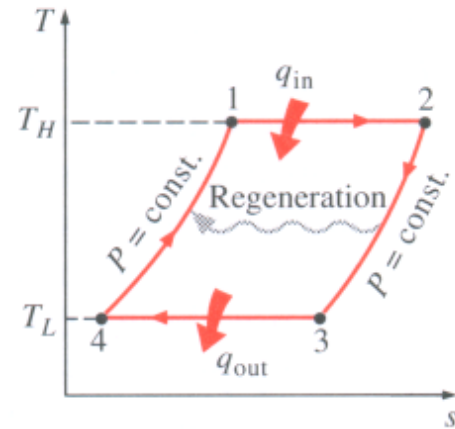
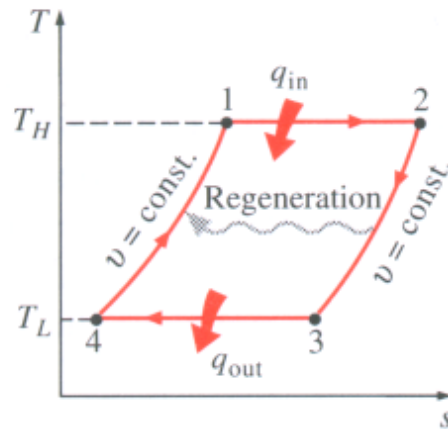
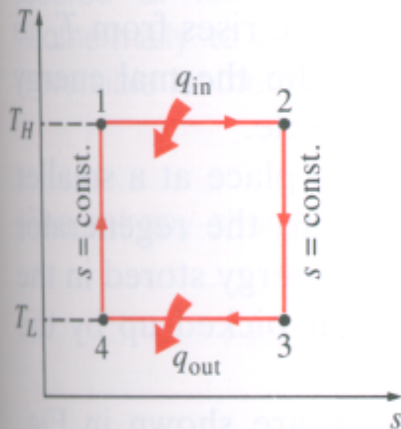


TURBINA A GÁS COM DOIS ESTÁGIOS DE COMPRESSÃO COM RESFRIAMENTO INTERMEDIÁRIO, DOIS ESTÁGIOS DE EXPANSÃO COM REAQUECIMENTO E REGENERAÇÃO

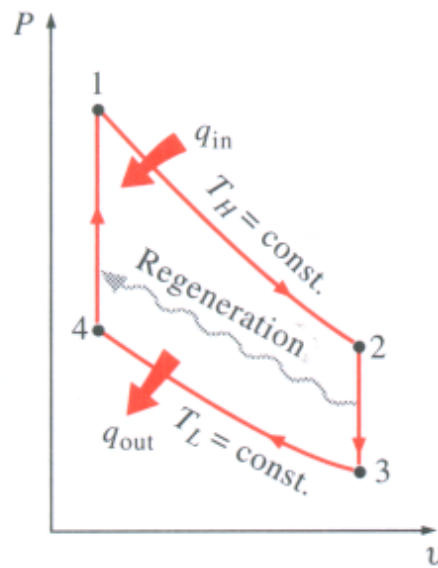
Ciclo Brayton com dois estágios de compressão e resfriamento intermediário, dois estágios de expansão com reaquecimento e regeneração



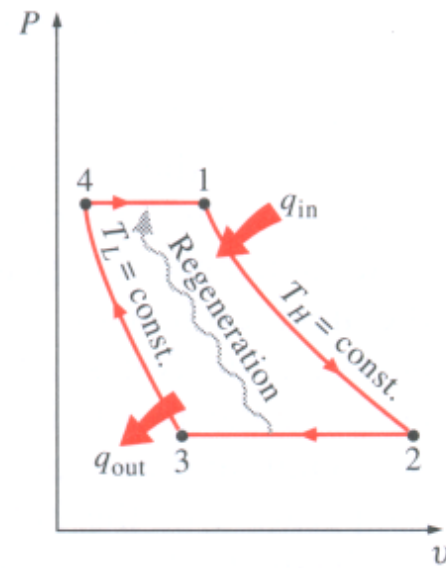
CICLOS DE CARNOT, STIRLING E ERICSSON



(a) Carnot cycle

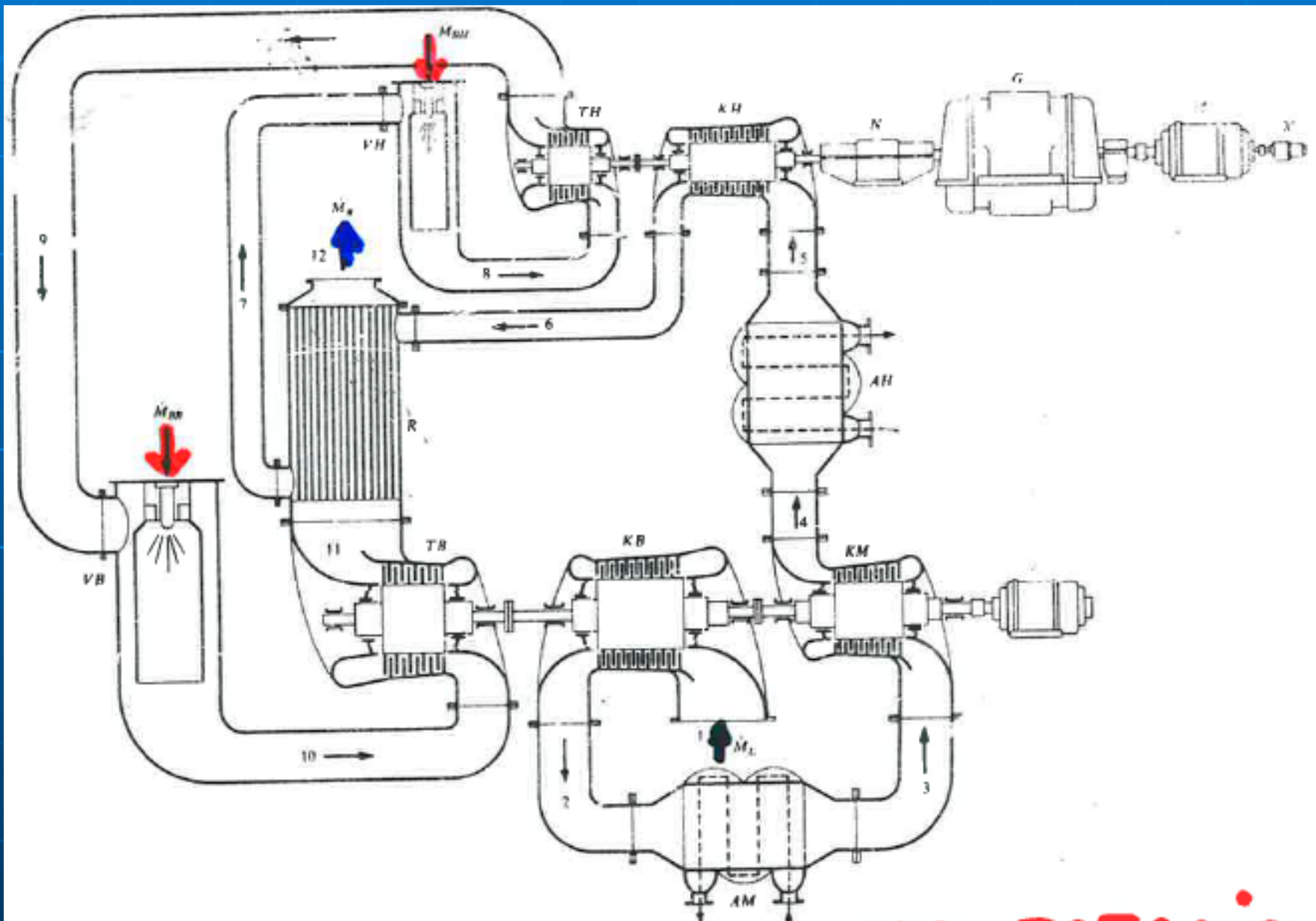


(b) Stirling cycle



(c) Ericsson cycle

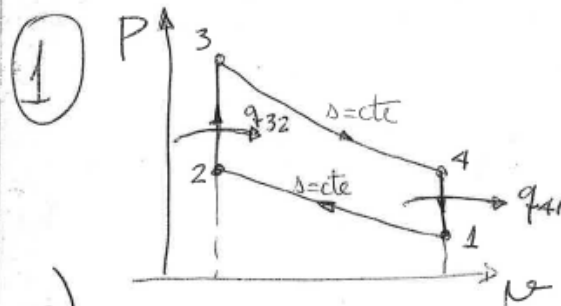
Vonó TG



APLICAÇÕES PARA CICLOS MOTORES A GÁS

- 1) Um ciclo Otto ideal tem uma relação de compressão de 8. No começo do processo de compressão o ar está a 100 kPa e 17 °C. São transferidos 800 kJ/kg para o ar durante o processo de transferência de calor a volume constante. Levando em conta a variação dos calores específicos do ar com a temperatura, determine: a) a temperatura e pressão máximas atingidas durante o ciclo; b) o trabalho líquido realizado; c) a eficiência térmica do ciclo; d) a pressão média efetiva para o ciclo.

EXERCÍCIOS - CICLOS MOTORES A GÁS



a)

$$\underline{T_1 = 290 \text{ K}} \rightarrow u_1 = 206,91 \text{ kJ/kg}$$

$$v_{1,1} = 676,1$$

$$1 \rightarrow 2 : p = cte$$

$$\rightarrow \left\{ \frac{v_{1,2}}{v_{1,1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{\kappa} \rightarrow v_{1,2} = 84,51 \rightarrow \underline{T_2 = 652,1} \right.$$

$$u_2 = 475,11$$

$$\frac{p_2 v_{1,2}}{T_2} = \frac{p_1 v_{1,1}}{T_1} \rightarrow p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \left(\frac{v_{1,1}}{v_{1,2}} \right)$$

$$\underline{p_2 = 1799,7 \text{ kPa}}$$

$$2 \rightarrow 3 : v = cte$$

$$q_{23} - w_{23} = u_3 - u_2 \Rightarrow u_3 = 1275,11 \text{ kJ/kg}$$

$$\underline{T_3 = 1575,1 \text{ K}}$$

$$v_{1,3} = 6,108$$

$$\frac{p_3 u_3}{T_3} = \frac{p_2 u_2}{T_2} \Rightarrow \underline{p_3 = 4,347 \text{ MPa}}$$

b) $3 \rightarrow 4$ ($\Delta = \text{cte}$)

$$\frac{u_{r4}}{u_{r3}} = \frac{u_4}{u_3} = r$$

$$u_{r4} = 48,864 \Rightarrow \underline{T_4 = 795,6 \text{ K}}$$

$$u_4 = 588,74 \text{ kJ/kg}$$

$4 \rightarrow 1$ ($u = \text{cte}$)

$$q_{41} - w_{41}^0 = u_1 - u_4$$

$$\underline{q_{41} = -381,83 \text{ kJ/kg}}$$

Donc: $w_{\text{liquid}} = q_{32} - |q_{41}| = 418,17 \text{ kJ/kg}$

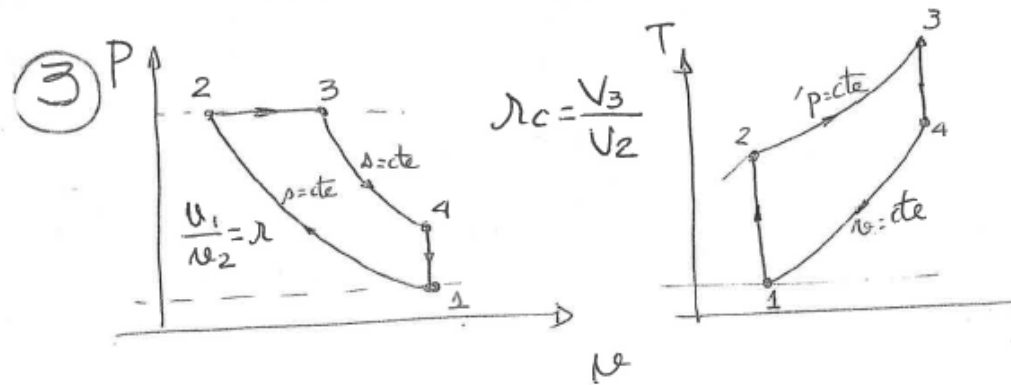
c) $\underline{\eta} = \frac{w_{\text{liquid}}}{q_{32}} = \frac{418,17 \text{ kJ/kg}}{800 \text{ kJ/kg}} = \underline{0,523}$

$$d) p_{me} = \frac{W_{\text{líquido}}}{N_1 - N_2} = \frac{W_{\text{líquido}}}{N_1 (1 - 1/r)}$$

$$W_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{0,287 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 290 \text{K}}{100 \text{kPa}} = 0,832 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\underline{p_{me} = 574,4 \text{ kPa.}}$$

- 3) No começo do processo de compressão de um ciclo Diesel padrão a ar, operando com uma relação de compressão de 18, a temperatura é de 300 K e a pressão é 0,1 MPa. A relação r_c é igual a 2. Determine: a) a temperatura e pressão no final de cada processo do ciclo; b) o rendimento térmico; c) a pressão média efetiva.
- 4) Considere um ciclo ideal de Brayton operando com ar que entra no compressor a 100 kPa e 300 K, com uma vazão de $5 \text{ m}^3/\text{s}$. a relação de pressões do compressor é 10. A temperatura de entrada na turbina é 1400 K. Determine: a) a eficiência térmica do ciclo; b) a relação entre o trabalho produzido pela turbina e consumido pelo compressor; c) a potência líquida gerada pelo ciclo em kW.
- 5) Determine a relação de pressão do compressor de um ciclo Brayton ideal, por unidade de vazão mássica, para maximizar o trabalho líquido produzido pelo ciclo, se são fixados o estado na entrada do compressor e a temperatura na entrada da turbina.



a) $\underline{T_1 = 300\text{ K}} \Rightarrow u_1 = 214,07 \text{ kJ/kg}$
 $w_{11} = 621,2$

$$w_{12} = \frac{v_2}{v_1} w_{11} = \frac{w_{11}}{r} = \frac{621,2}{18} = 34,51$$

$\underline{T_2 = 898,3\text{ K}}$ e $h_2 = 939,98 \text{ kJ/kg}$

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} \frac{v_1}{v_2} = 5,39 \text{ MPa}$$

ou $p_2 = p_1 (p_{12}/p_{11})$

Como o processo $2 \rightarrow 3$ é isobárico:

$$\underline{T_3 = \frac{v_3}{v_2} T_2 = r_c T_2 = 1796,6\text{ K}}$$

$\therefore h_3 = 1999,1 \text{ kJ/kg}$ e $w_{13} = 3,97$

Para a expansão isentrópica: $3 \rightarrow 4$

$$\eta_{\lambda 4} = \frac{v_4}{v_3} \eta_{\lambda 3} = \frac{v_4}{v_2} \frac{v_2}{v_3} \eta_{\lambda 3}$$

Como $v_4 = v_1$

$$\eta_{\lambda 4} = \frac{\lambda}{\lambda_c} \eta_{\lambda 3} = 35,73$$

Assim: $u_4 = 664,3 \text{ kJ/kg}$

$$T_4 = 887,7 \text{ K}$$

$$p_4 = p_1 \frac{T_4}{T_1} = 0,3 \text{ MPa}$$

$$b) \eta = 1 - \frac{q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{(u_4 - u_1)}{(h_3 - h_2)}$$

$$\underline{\eta = 0,578}$$

$$c) p_{me} = \frac{w_{aclo}}{v_1 - v_2} = \frac{w_{aclo}}{v_1 (1 - 1/\lambda)}$$

$$w_{aclo} = q_{23} - q_{41} = (h_3 - h_2) - (u_4 - u_1)$$

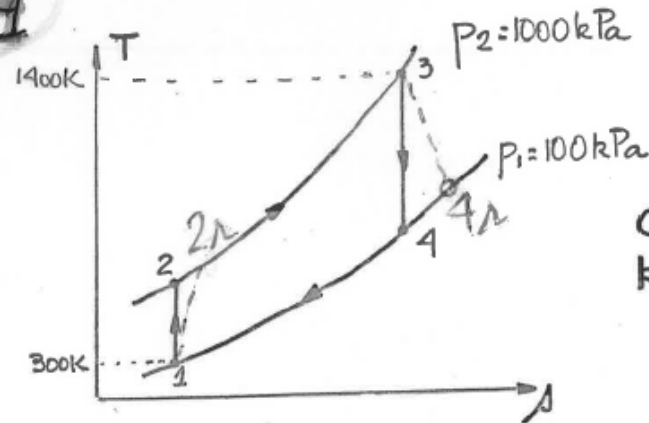
$$\underline{w_{aclo} = 617,9 \text{ kJ/kg}}$$

$$w_1 = \frac{(\bar{R}/M)T_1}{p_1} = 0,801 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Assum :

$$\underline{p_{me} = 0,76 \text{ MPa}}$$

Ex. 1



$$C_p = 1,089$$

$$k = 1,36$$

Determinação dos Estados Termodinâmicos

① $T_1 = 300K$ e $p_1 = 100 kPa$

② $p_2 = 10^3 kPa$ e $s_1 = s_2$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_2 = 553,2K$$

③ $T_3 = 1400K$ e $p_3 = 10^3 kPa$

④ $p_4 = 100 kPa$ e $s_4 = s_3$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_4 = 759,2K$$

e2)

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

$$\eta = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = \underline{0,458} \text{ (45,8\%)}$$

$$b) \lambda_w = \frac{\dot{W}_t / \dot{m}}{\dot{W}_c / \dot{m}} = \frac{h_3 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1} = 2,53$$

$$\dot{W}_c = 0,395 \dot{W}_t$$

$$c) \dot{W}_t = \dot{m}_{ar} (h_3 - h_4) = \rho_1 \dot{V}_1 c_p (T_3 - T_4)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_{ar} T_1} = \frac{100 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}}{\left(\frac{8314 \text{ N} \cdot \text{m}}{28,97 \text{ kg} \cdot \text{K}} \right) (300 \text{ K})} = 1,16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m}_{ar} = \rho_1 \dot{V}_1 = 1,16 \text{ kg/m}^3 \cdot 5 \text{ m}^3/\text{s} = 5,807 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

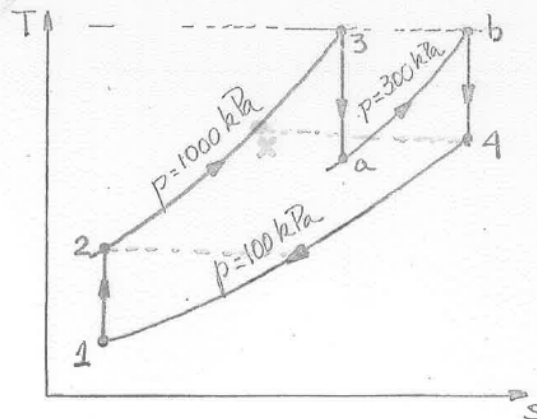
$$\dot{W}_t = 5,807 \text{ kg/s} \cdot 1,069 \text{ kJ/kgK} \cdot (1400 - 759,2) =$$

$$\left. \begin{array}{l} \dot{W}_t = 4052,6 \text{ kW} \\ \dot{W}_c = 1601,2 \text{ kW} \end{array} \right\} \underline{\dot{W}_u = 2451,4 \text{ kW}}$$

- 6) Calcule o novo valor da eficiência do ciclo descrito no Exercício 4, quando se utiliza um regenerador com efetividade 80 %.
- 7) Retome o Exercício 4 e considere que o ar entra no compressor, a 100 kPa e 300K, e seja comprimido até 1000 kPa. A temperatura na entrada do primeiro estágio da turbina é 1400 K, sendo a expansão isentrópica nos dois estágios, com reaquecimento isobárico a 300 kPa. Determine a eficiência térmica do ciclo, admitindo a incorporação de um regenerador com efetividade 100 %.
- 8) Ar entra num compressor de um ciclo Brayton a 100 kPa e 300 K, com uma vazão mássica de 5,807 kg/s. A relação de pressão total do compressor de duplo estágio, assim como a relação de pressão total da turbina de duplo estágio é 10. O reaquecedor e o resfriador intermediário operam a 300 kPa. A temperatura na entrada dos dois estágios da turbina é 1400 K, a temperatura na entrada do segundo estágio do compressor é 300 K, e a efetividade do regenerador é 80 %. Determine: a) a eficiência térmica do ciclo; b) a relação entre o trabalho produzido pela turbina e consumido pelo compressor; c) a potência líquida produzida pelo ciclo, em kW.

Ex. 7

(26)



Obtenção das entalpias em a, b e 4

$$s_3 = s_a \rightarrow p_{1a} = p_{13} \frac{p_a}{p_3} = 450,5 \frac{300}{1000} = 135,15$$

$$\rightarrow h_a = 1095,9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_b = h_3, \text{ pois } T_b = T_3 \text{ (gas perfeito)}$$

$$s_b = s_4 \rightarrow p_{14} = p_{1b} \frac{p_4}{p_b} = 450,5 \frac{100}{300} = 150,17$$

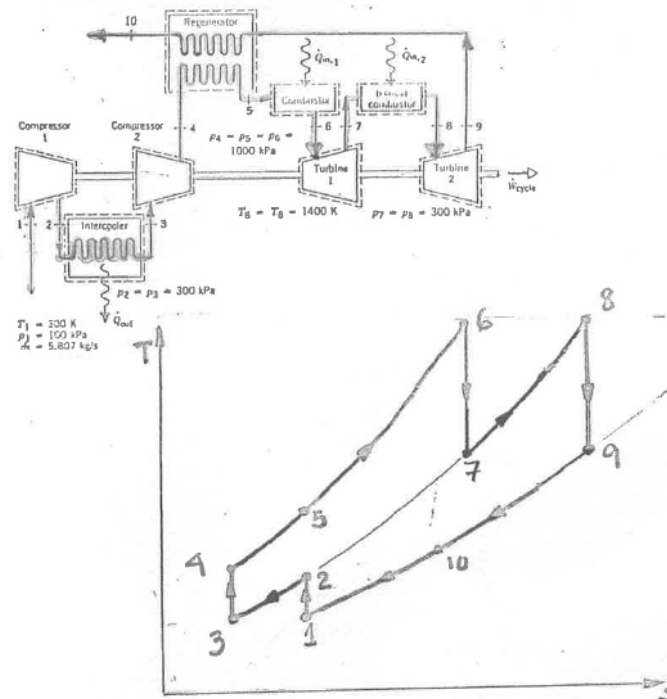
$$\rightarrow h_4 = 1127,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Como } \eta_{\text{reg}} = 100\% \Rightarrow h_x = h_4$$

$$\therefore \eta = \frac{(h_3 - h_a) + (h_b - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_x) + (h_b - h_a)} = \underline{0,654 (65,4\%)}$$

Ex. 8

e7



Definição dos valores das entalpias:

$$h_1 = h_3 \quad (T_1 = T_3) \quad h_1 = 300,19 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$h_2 = 411,3 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (p_1 = p_2)$$

$$h_4 = 423,8 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (p_4 = p_3)$$

$$h_6 = h_8 \quad (T_6 = T_8) \quad h_6 = 1515,4 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$h_7 = 1095,9 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (p_7 = p_6)$$

$$h_9 = 1127,6 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (p_8 = p_9)$$

(28)

Para o estado 5:

$$\eta_{reg} = \frac{h_5 - h_4}{h_9 - h_4}$$

$$h_5 = h_4 + \eta_{reg}(h_9 - h_4) = 986,8 \text{ kJ/kg}$$

a) Desdimento Térmico

$$\dot{W}_T / \dot{m} = (h_6 - h_7) + (h_8 - h_9) = 807,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_c / \dot{m} = (h_4 - h_3) + (h_2 - h_1) = 2347 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q} / \dot{m} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7) = 948,1 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{Q}} = 0,604$$

$$b) \text{ } \underline{\eta_w = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_c} = 3,44}$$

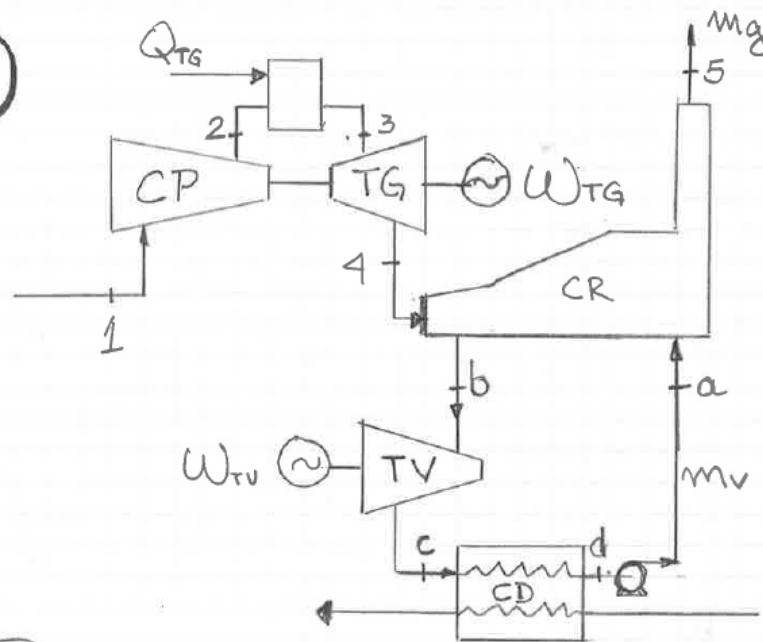
$$c) \text{ } \underline{\dot{W}_{ciclo} = \dot{m}(\dot{W}_T - \dot{W}_c) = 3325 \text{ kW}}$$

Exercício: Ciclo Combinado

Uma unidade de potência com ciclo combinado (turbina a gás e a vapor) fornece uma potência líquida de 10 MW. Ar entra no compressor da turbina a gás a 100 kPa e 300 K, sendo comprimido até 1200 kPa. A eficiência isentrópica do compressor é 84 %. As condições na entrada da turbina são 1200 kPa e 1400 K. Ar expande-se na turbina até 100 kPa. O rendimento isentrópico da turbina é 88 %. Após a turbina, o ar passa pelo gerador de vapor do ciclo a vapor, sendo descarregado no ambiente a 480 K. O vapor gerado entra na turbina a vapor a 80 bar e 400°C, expandindo-se até a pressão do condensador que é 0,08 bar. Água na fase líquida entra na bomba a 0,08 bar. A turbina e a bomba têm rendimentos isentrópicos de 90% e 80%, respectivamente. Determine:

- as vazões mássicas de ar e vapor (kg/s);
- a taxa de calor transferida na turbina a gás;
- as potências líquidas nas turbinas a gás e a vapor;
- a eficiência térmica da unidade de potência

①



Propriedades Termodinâmicas

Seção	T (K)	p (kPa)	h (kJ/kg)
1	300,0	100	300,2
2	661,1	1200	671,7
3	1400,0	1200	1515,4
4	831,8	100	857,1
5	479,9	100	482,5
a	315,4	8000	184,0
b	673,0	8000	3138,3
c	314,6	8	2104,8
d	314,6	8	173,9

a) Balanço na caldeira de recuperação (CR)

$$m_g(h_4 - h_5) = m_v(h_b - h_a)$$

Potência total gerada

$$m_g[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] + m_v[(h_b - h_c) - (h_a - h_d)] = 10000 \text{ kW}$$

$$m_v = 3,042 \text{ kg/s}$$

$$m_g = 24,01 \text{ kg/s}$$

c) $W_{TG} = m_g[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] = 6887 \text{ kW}$

$$W_{TV} = m_v[(h_b - h_c) - (h_a - h_d)] = 3113 \text{ kW}$$

b) $Q_{TG} = m_g(h_3 - h_2) = 20258 \text{ kW}$

d) $\eta = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{TG}} = 49,4\%$

$$\dot{Q}_R = m_g(h_4 - h_5) = 24,01 \text{ kg/s} (857,1 - 482,5) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 8994,1 \text{ kW}$$