

Turbinas a gás

Ciclos: parte2

Air enters the compressor of an ideal air-standard Brayton cycle at 100 kPa, 300 K, with a volumetric flow rate of 5 m³/s. The compressor pressure ratio is 10. The turbine inlet temperature is 1400 K. Determine (a) the thermal efficiency of the cycle, (b) the back work ratio, (c) the *net* power developed, in kW.

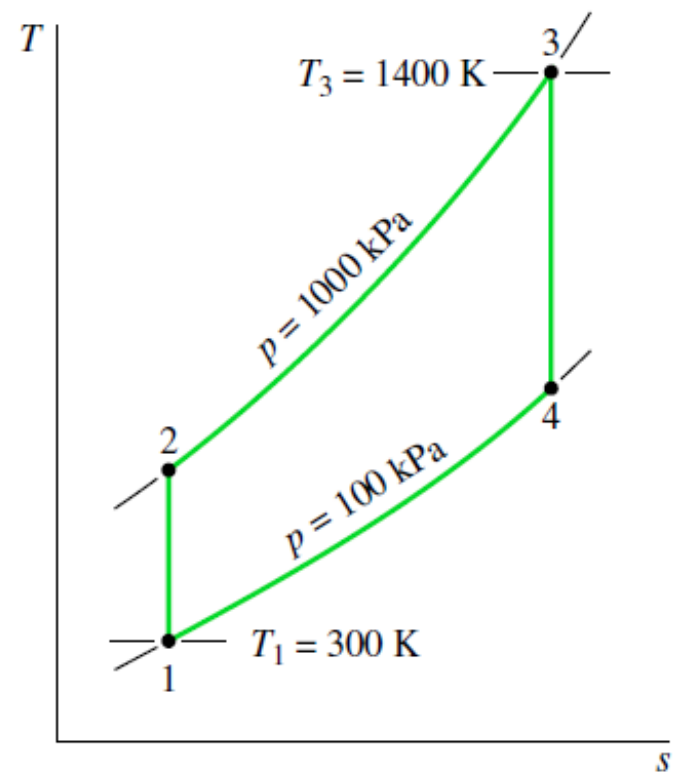
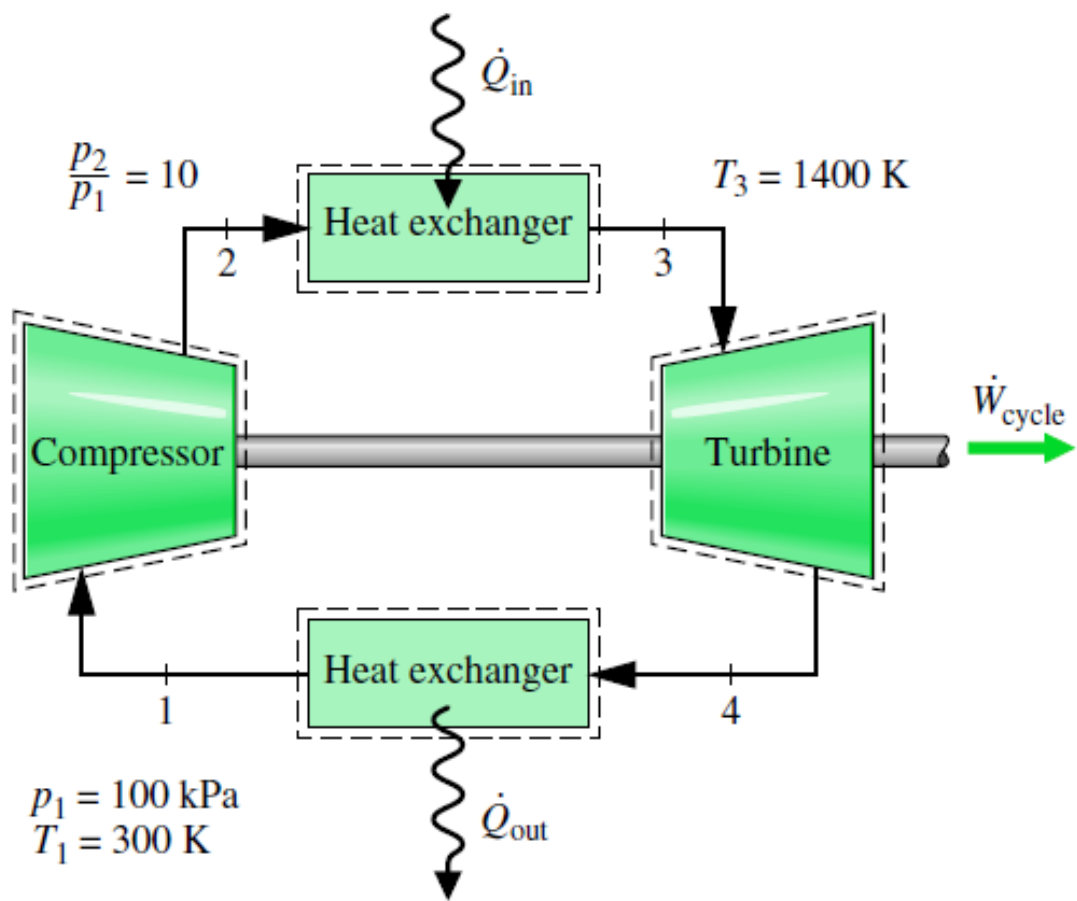


Table A-22, $h_1 = 300.19$ kJ/kg and $p_{r1} = 1.386$

$$p_{r2} = \frac{p_2}{p_1} p_{r1} = (10)(1.386) = 13.86$$

Table A-22, we obtain $h_2 = 579.9$ kJ/kg.

Table A-22 $h_3 = 1515.4$ kJ/kg $p_{r3} = 450.5$

$$p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{p_3} = (450.5)(1/10) = 45.05$$

Table A-22, we get $h_4 = 808.5$ kJ/kg.

Alternativamente:

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

$$E, \Delta h = c_p \Delta T$$

$$(a) \quad \eta = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m}) - (\dot{W}_c/\dot{m})}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 0.457$$

$$(b) \quad \text{bwr} = \frac{\dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} = 0.396$$

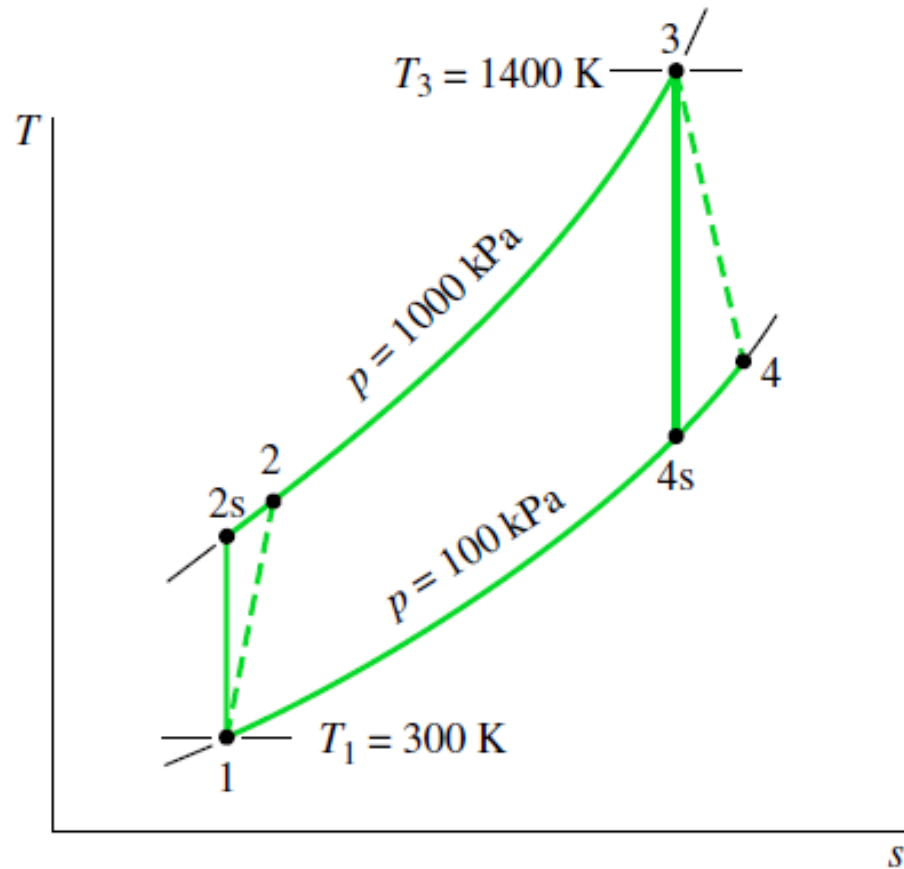
$$(c) \quad \dot{W}_{\text{cycle}} = \dot{m}[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]$$

onde $\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} \Rightarrow \dot{m} = 5.807 \text{ kg/s}$

$$v_1 = (\bar{R}/M)T_1/p_1$$

$$\dot{W}_{\text{cycle}} = 2481 \text{ kW}$$

Reconsider Example 9.4, but include in the analysis that the turbine and compressor each have an isentropic efficiency of 80%. Determine for the modified cycle (a) the thermal efficiency of the cycle, (b) the back work ratio, (c) the *net* power developed, in kW.



Os trabalhos isentrópicos foram calculados no exemplo anterior. Agora, devemos apenas fazer as devidas correções dadas as eficiências isentrópicas

$$(a) \quad \eta = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m}) - (\dot{W}_c/\dot{m})}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}}$$

Onde:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = \eta_t \left(\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} \right)_s = 0.8(706.9) = 565.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{\eta_c} = \frac{279.7}{0.8} = 349.6 \text{ kJ/kg}$$

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

Onde h_2 deve ser calculado (pois o h_2 do exemplo anterior foi calculado para $s_2=s_1$)

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad \Rightarrow \quad h_2 = h_1 + \dot{W}_c/\dot{m} = 649.8 \text{ kJ/kg}$$

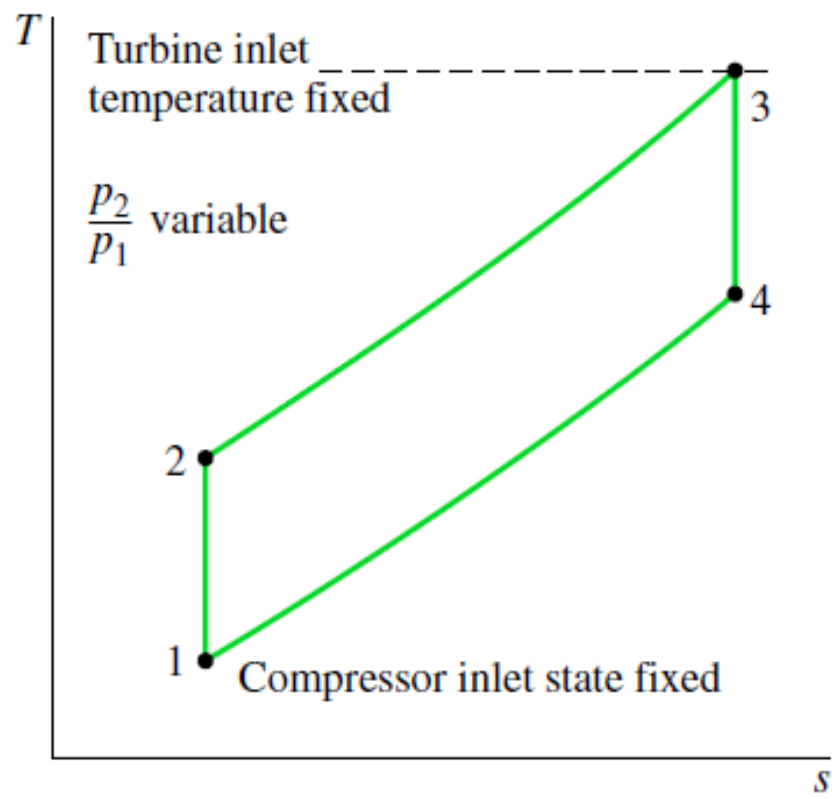
$$\frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 = 865.6 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta = \frac{565.5 - 349.6}{865.6} = 0.249$$

(b) $\text{bwr} = \frac{\dot{W}_c/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = 0.618$

(c) $\dot{W}_{\text{cycle}} = \dot{m}[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] = 1254 \text{ kW}$

Determine the pressure ratio across the compressor of an ideal Brayton cycle for the maximum net work output per unit of mass flow if the state at the compressor inlet and the temperature at the turbine inlet are fixed. Use a cold air-standard analysis and ignore kinetic and potential energy effects. Discuss.



$$\frac{\dot{W}_{\text{cycle}}}{\dot{m}} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = c_p[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)]$$

$$= c_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} + 1 \right) = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_3}{T_1} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} + 1 \right]$$

Para T_1 e T_3 constantes, a variação com P_2/P_1 é:

$$\frac{\partial(\dot{W}_{\text{cycle}}/\dot{m})}{\partial(p_2/p_1)} = \frac{\partial}{\partial(p_2/p_1)} \left\{ c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_3}{T_1} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} + 1 \right] \right\}$$

$$= c_p T_1 \left(\frac{k-1}{k} \right) \left[\left(\frac{T_3}{T_1} \right) \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(2k-1)/k} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-1/k} \right]$$

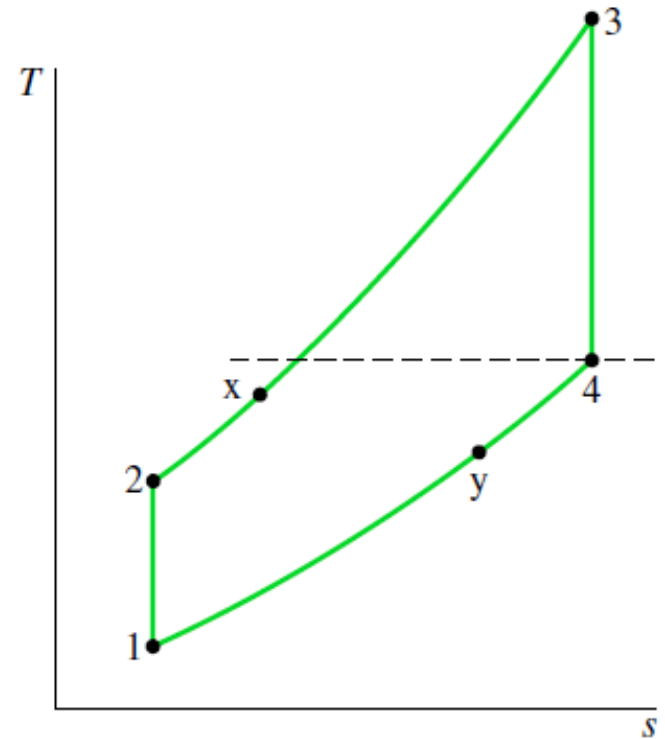
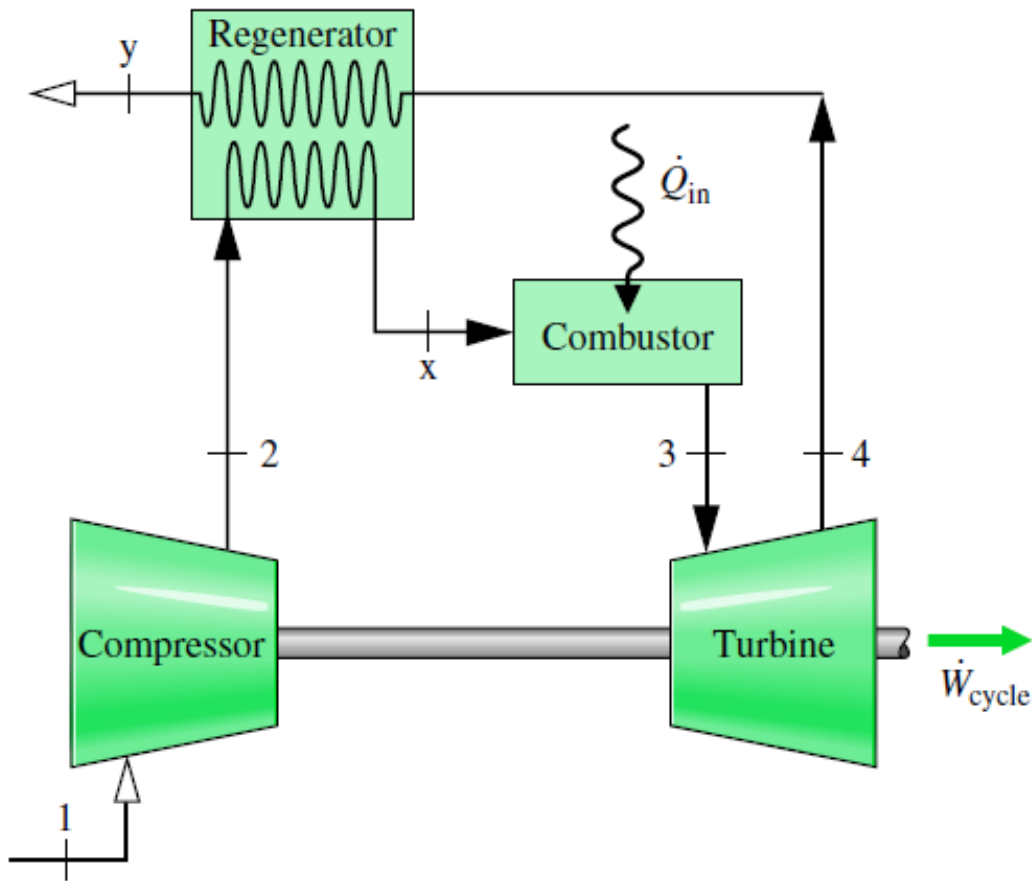
E, no ponto de máximo ou mínimo esta derivada deve ser nula, logo

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{k/[2(k-1)]}$$

Este é o pto de máximo (máximo trabalho), pois a derivada a segunda é negativa (Verifique!).

Turbina com regenerador

- A temperatura de exaustão dos gases de uma TG é bastante elevada
- Esta energia é liberada diretamente no ambiente
- Uma forma de recuperar parte desta energia é utilizando um regenerador
 - Pré-aquece o ar que sai do compressor antes de entrar na câmara de combustão
 - Reduz consumo de combustível

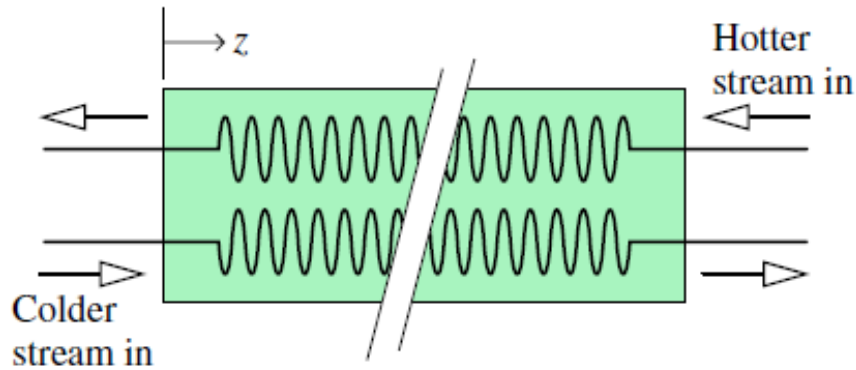


- > regenerador pré-aquece ar de '2' a 'x'
- > Câmara de comb. deve fornecer energia ao ar para ir de 'x' a '3'
- > logo, há redução no consumo de combustível
- > logo, há aumento do rendimento térmico do ciclo

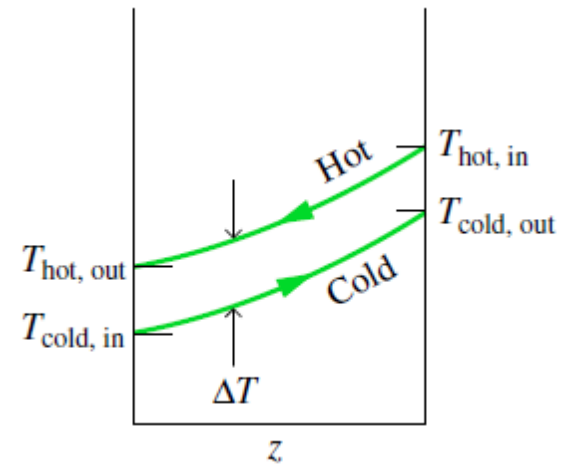
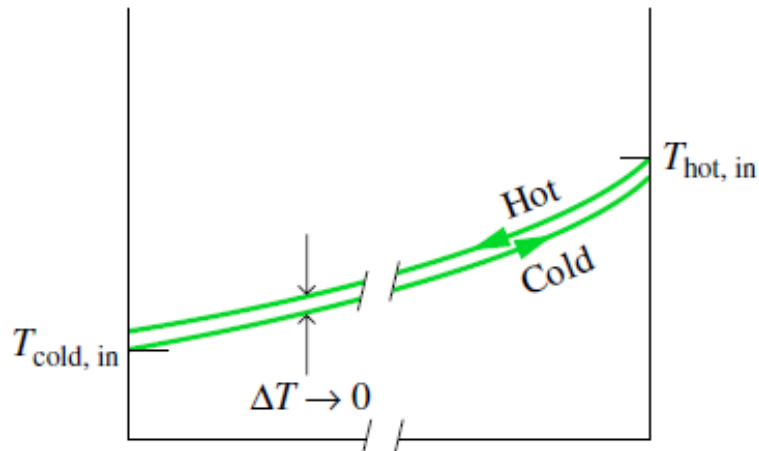
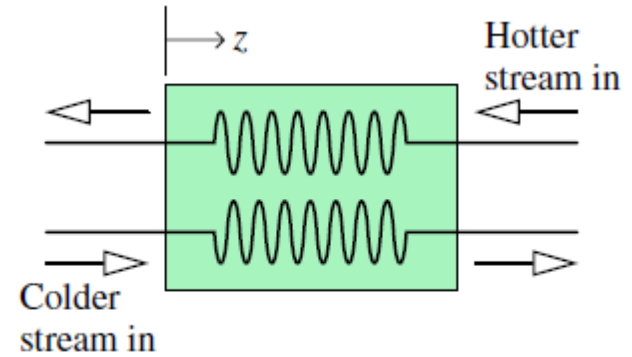
$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_3 - h_x$$

Eficiência do regenerador

Ideal (Reversível)



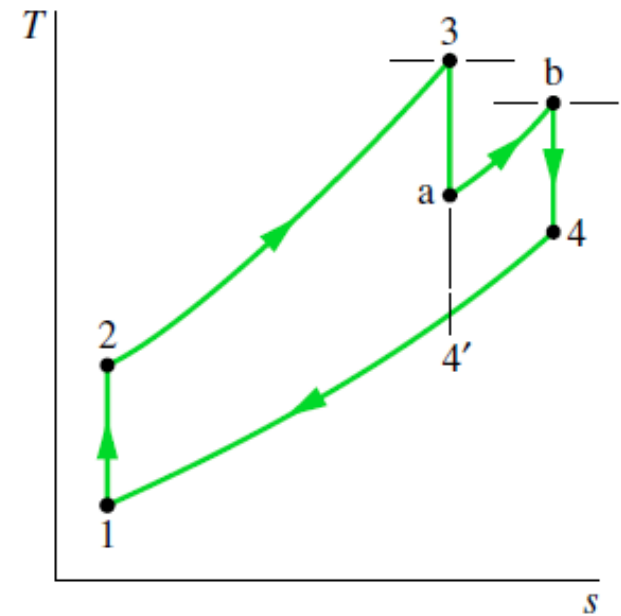
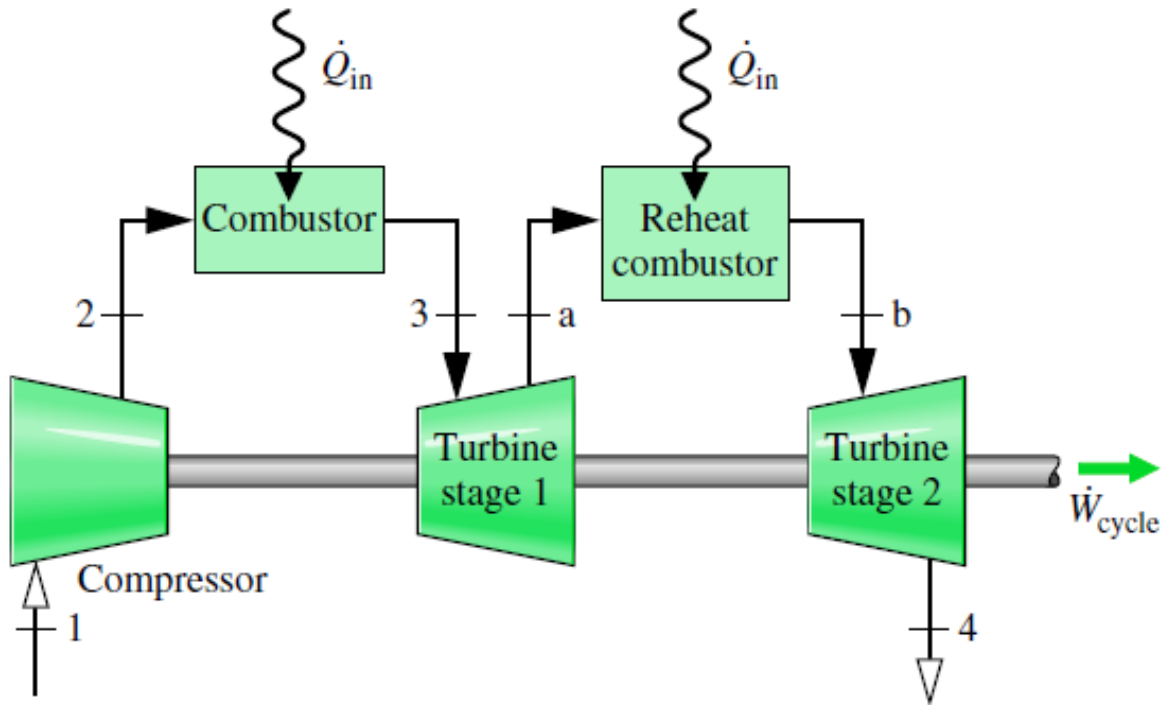
Real



Máximo T_x teórico = T_4

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

Turbina com reaquecimento intermediário



Compressão com inter-resfriamento

- O resfriamento do ar durante a compressão diminui o trabalho do compressor
- É utilizado para diminuir a carga do compressor, facilitando o projeto e a manutenção do mesmo
- Não necessariamente aumenta a eficiência do ciclo
 - Por um lado diminui o trabalho do compressor
 - Por outro lado diminui a temperatura do ar entrando na câmara de combustão

