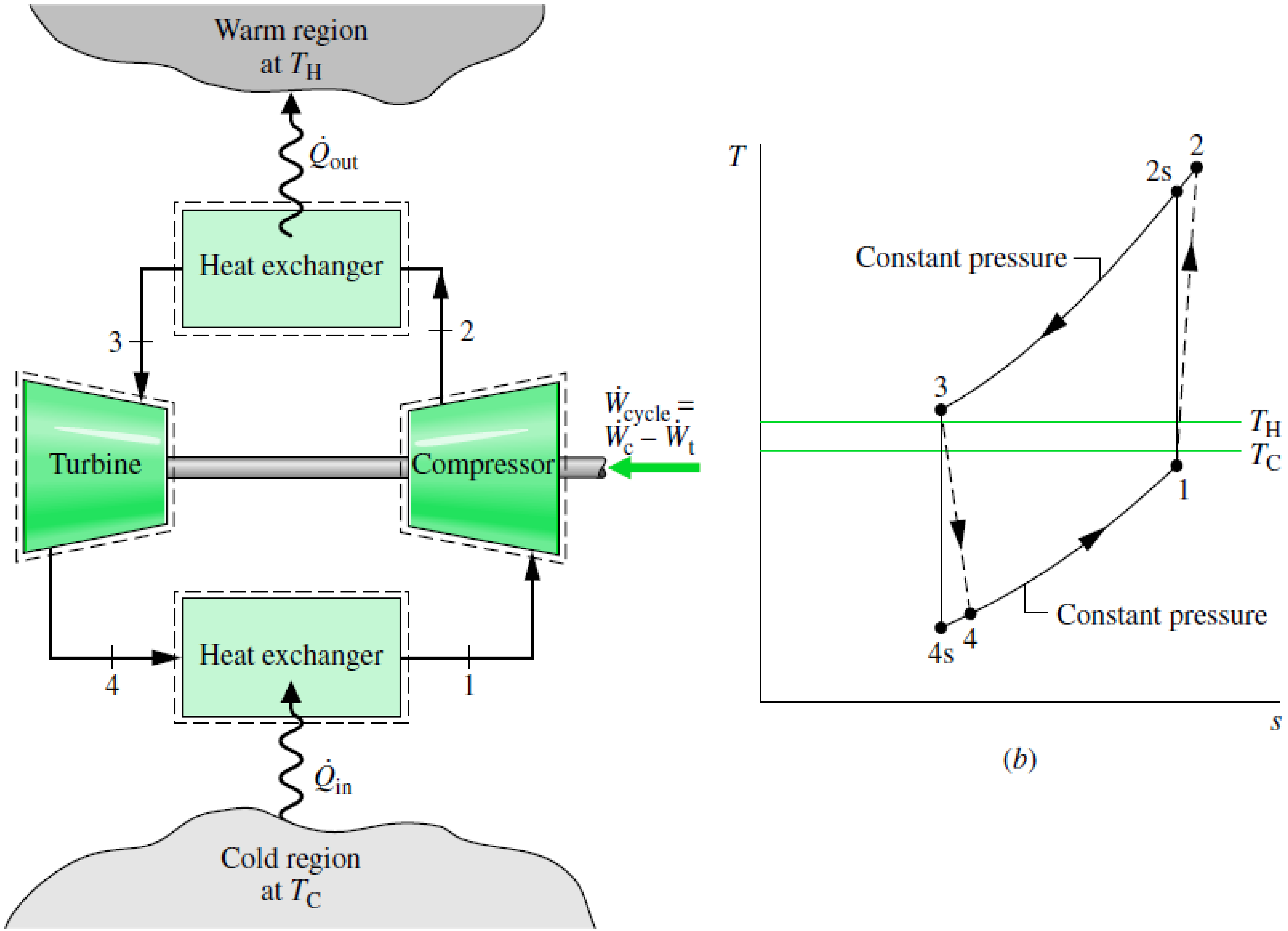
Refrigeração

Parte 2: sistemas de refrigeração a gás

Introdução

- Sistemas onde o fluido não sofre mudança de fase
- Usado para atingir temperaturas muito baixas
  - P. ex: liquefação de gases
- Usado também em aeronaves para resfriamento da cabine
- Modelo: ciclo de Refrigeração Brayton
  - Também conhecido como ciclo Brayton reverso
  - Inverte-se o sentido do ciclo Brayton


Warm region
at T_H
$\dot{Q}_{out}$
Heat exchanger
3
2
Turbine
Compressor
$\dot{W}_{cycle} =$
$\dot{W}_c - \dot{W}_t$
4
Heat exchanger
1
$\dot{Q}_{in}$
Cold region
at T_C
T
2
2s
Constant pressure
3
T_H
T_C
1
Constant pressure
4
4s
s

(b)

Ciclo Brayton reverso

- 4 processos:
  - 1->2 gás é comprimido adiabaticamente de $P=P_1$ e $T_1<T_C$ a $P=P_2$ e $T_2>T_H$
  - 2->3 rejeição de calor a P=cte e T_2->$T_3>T_H$
  - 3->4 expansão adiabática de $P=P_3$ e $T_3>T_H$ a $P=P_4$ e $T_4<T_C$
  - 4->1 absorção de calor a P=cte e T_4->$T_1<T_C$

- OBS: para ciclo Brayton ideal, os 4 processos são internamente reverssíveis
  - 1->2 e 3->4 são isentrópicos

Calor e trabalho

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

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

$$\frac{\dot{W}_{\text{c}}}{\dot{m}} = h_2 - h_1$$

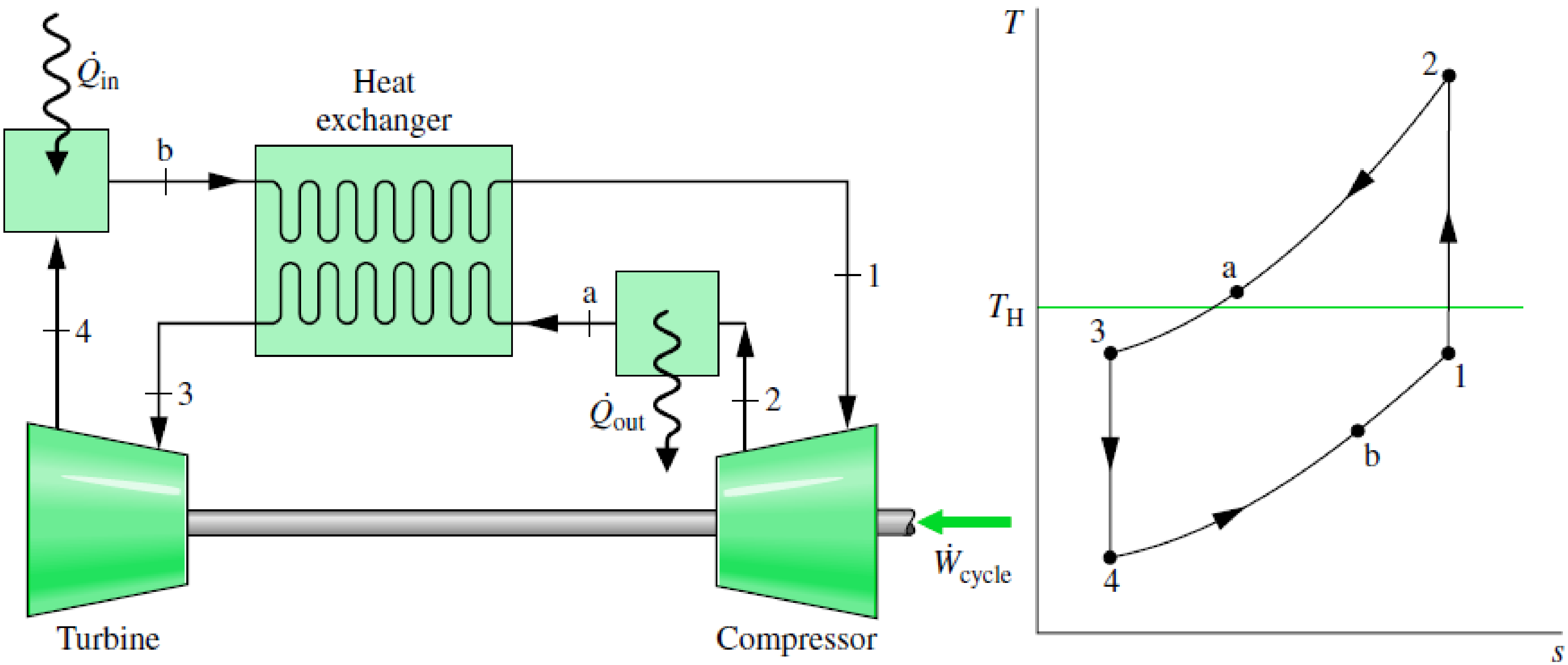
$$\frac{\dot{W}_{\text{t}}}{\dot{m}} = h_3 - h_4$$

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{in}}/\dot{m}}{\dot{W}_{\text{c}}/\dot{m} - \dot{W}_{\text{t}}/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)}$$

Ciclo Brayton com regenerador

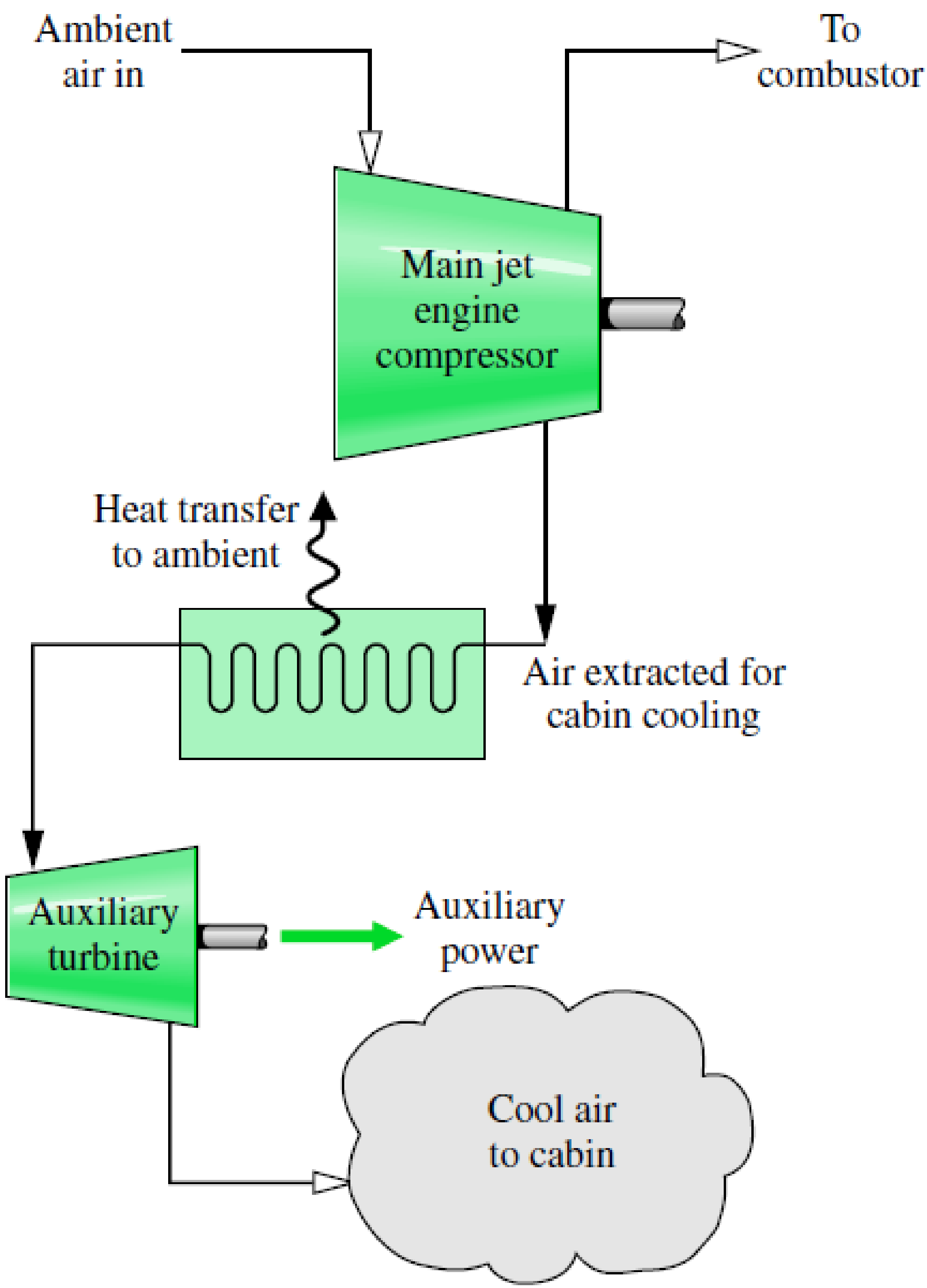
- Ciclos de refrigeração a gás possuem eficiência (coef de performance) mais baixa do que ciclos de compressão a vapor
- Porém, ciclos de refrigeração a gás podem atingir temperaturas bastante baixas
  - Esta é sua grande vantagem
- Uma forma atingir temperaturas ainda mais baixas (-150°C) é com o uso de regeneradores
  - Regenerador permite $T_3 < T_H$
  - Assim, T_4 será menor do que em ciclo sem regenerador
    - O efeito de refrigeração ocorre a uma temperatura média menor

Ciclo Brayton com regenerador

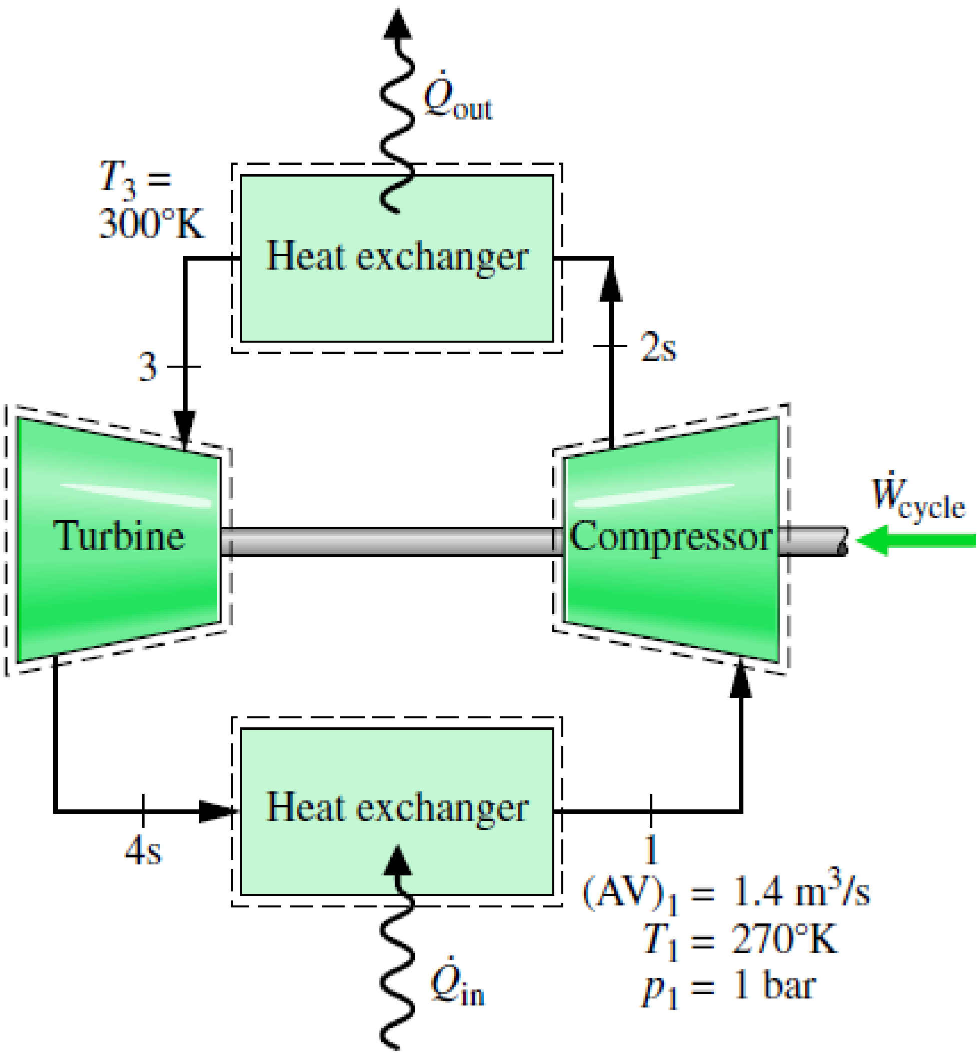


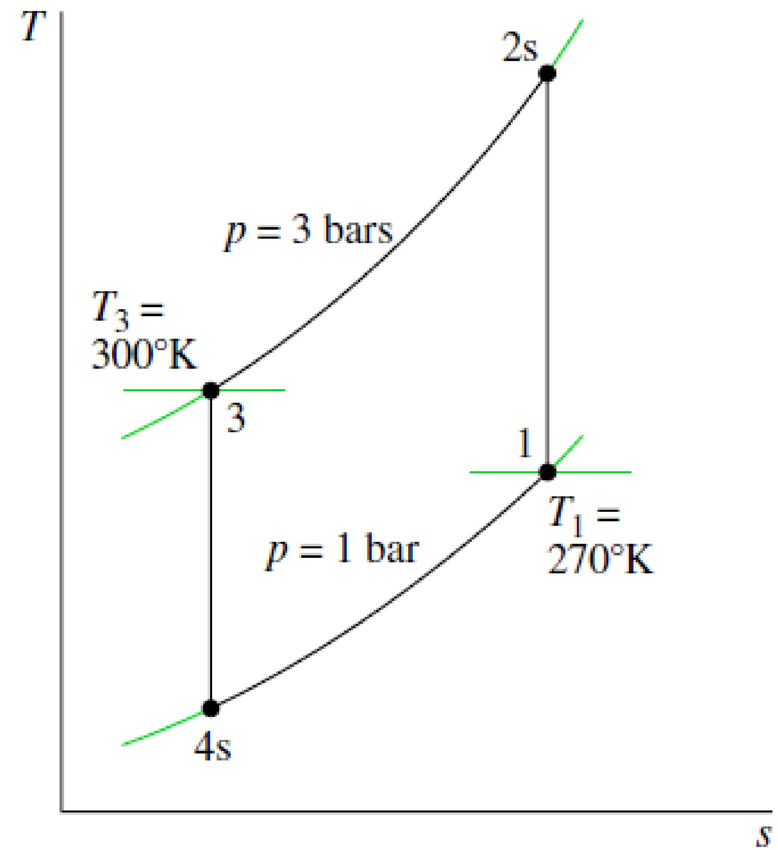
Ciclo Brayton Aberto

- Usado em aeronaves para refrigerar cabine
- Ar ambiente é comprimido
  - Normalmente faz-se uma sangria do compressor do motor da aeronave
- O ar comprimido passa então por um trocador de calor rejeitando calor para a atmosfera
- O ar passa então por uma turbina auxiliar (APU), tendo assim sua temperatura reduzida
- O ar passa em seguida por um trocador de calor (na cabine), absorvendo calor da cabine
- Finalmente, descarrega-se o ar para a atmosfera


Ambient
air in
To
combustor
Main jet
engine
compressor
Heat transfer
to ambient
Air extracted for
cabin cooling
Auxiliary
turbine
Auxiliary
power
Cool air
to cabin

Air enters the compressor of an ideal Brayton refrigeration cycle at 1 bar, 270°K, with a volumetric flow rate of 1.4 m^3/s. If the compressor pressure ratio is 3 and the turbine inlet temperature is 300°K, determine (a) the *net* power input, in kW, (b) the refrigeration capacity, in kW, (c) the coefficient of performance.





$v_1 = (\bar{R}/M)T_1/p_1$ $= 1.807 \text{ kg/s}$

$$\dot{m} = \frac{(AV)_1}{v_1}$$

Table A-22, $h_1 = 270.11$ kJ/kg, $p_{r1} = 0.9590$

Ou, alternativamente, $h_1 = c_p T_1$

$S_1 = S_2 \Rightarrow$ $p_{r2} = \frac{p_2}{p_1} p_{r1} = (3)(0.9590) = 2.877$

Table A-22 => $h_{2s} = 370.1$ kJ/kg.

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

E, $h_2 = c_p T_2$

From Table A-22, $h_3 = 300.19$ kJ/kg, $p_{r3} = 1.3860$

Ou, alternativamente, $h_3 = c_p T_3$

$S_3 = S_4$ =>

$$p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{p_3} = (1.3860)(1/3) = 0.462$$

Table A-22. => $h_{4s} = 219.0$ kJ/kg

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

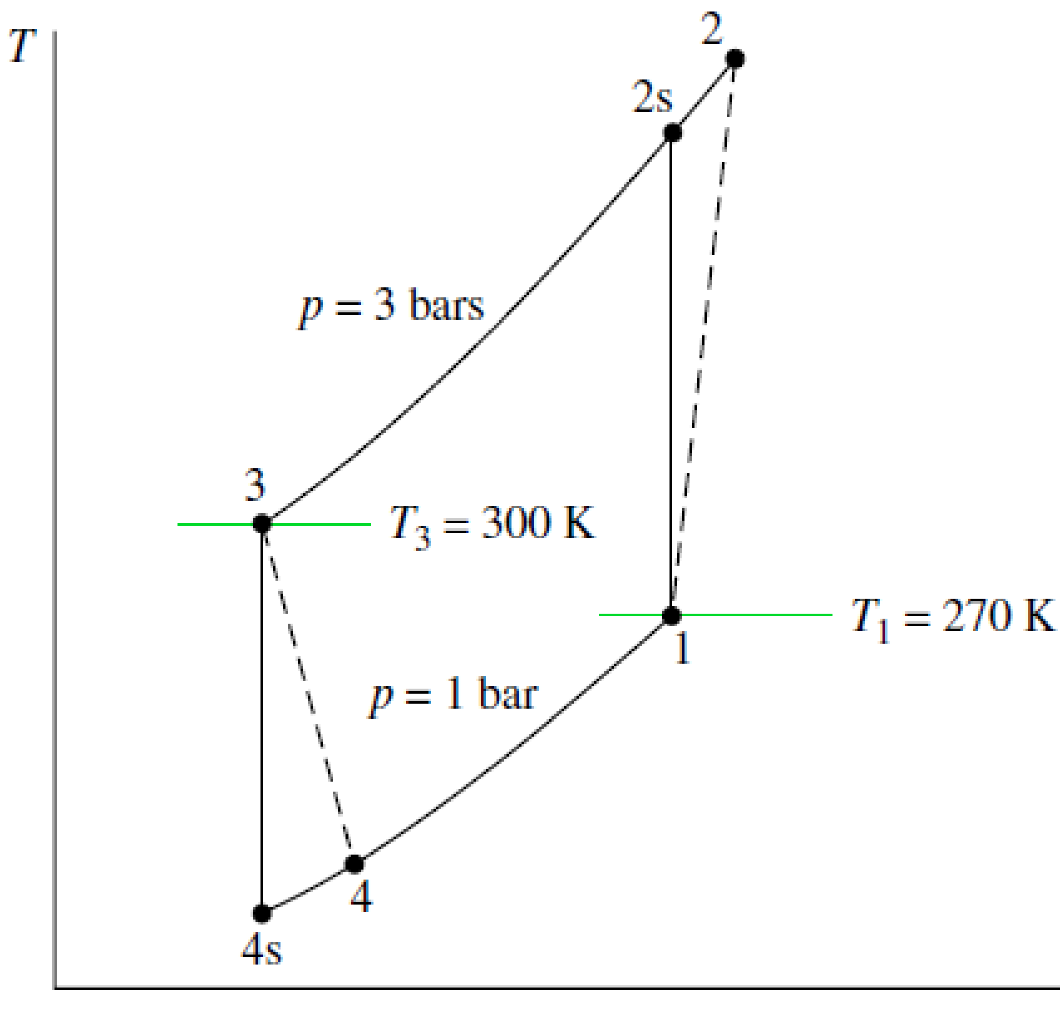
E, $h_4 = c_p T_4$

(a) $$\dot{W}_{cycle} = \dot{m}[(h_{2s} - h_1) - (h_3 - h_{4s})] = 33.97 \text{ kW}$$

(b) $$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_{4s}) = 92.36 \text{ kW}$$

(c) $$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{\dot{W}_{\text{cycle}}} = \frac{92.36}{33.97} = 2.72$$

Reconsider Example 10.4, but include in the analysis that the compressor and turbine each have an isentropic efficiency of 80%. Determine for the modified cycle (a) the *net* power input, in kW, (b) the refrigeration capacity, in kW, (c) the coefficient of performance, and interpret its value.



(a) $\dfrac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \dfrac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{\eta_c}$ => $\dot{W}_c = \dfrac{\dot{m}(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{\eta_c} =$ $225.9\ \text{kW}$

$\dot{W}_t/\dot{m} = \eta_t(\dot{W}_t/\dot{m})_s$ => $\dot{W}_t = \dot{m}\eta_t(\dot{W}_t/\dot{m})_s = 117.4\ \text{kW}$

$\dot{W}_{cycle} = 225.9 - 117.4 = 108.5\ \text{kW}$

(b) $\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_4)$

Onde h_4 pode ser obtido de $\dot{W}_t = \dot{m}(h_3 - h_4)$

$h_4 = h_3 - \dot{W}_t/\dot{m} = 235.2\ \text{kJ/kg}$

$\dot{Q}_{in} =$ $63.08\ \text{kW}$

(c) $\beta = \dfrac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_{cycle}} = \dfrac{63.08}{108.5} = 0.581$