

# Capitolo 9

## Impianti di potenza e di refrigerazione a vapore

Fisica Tecnica

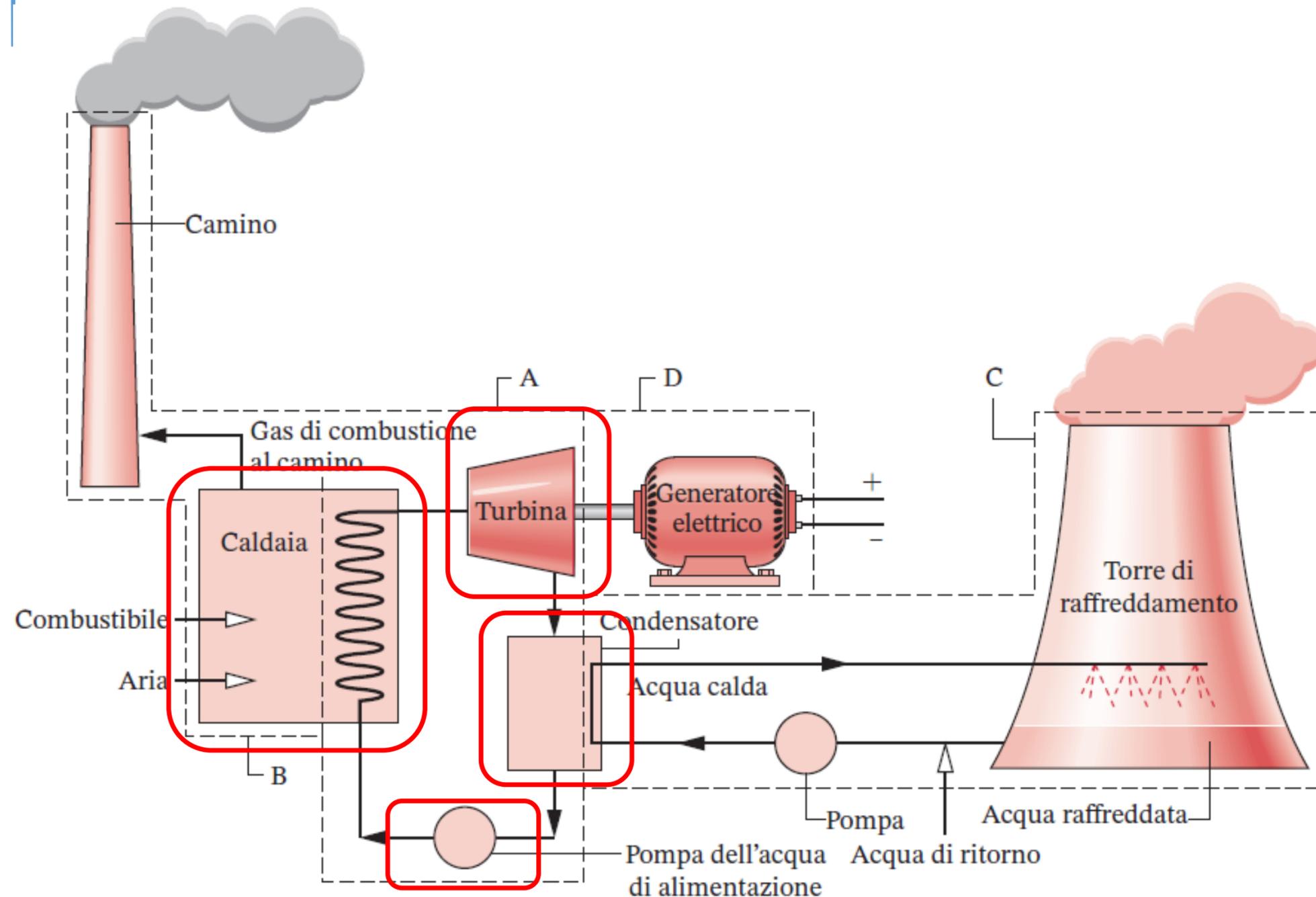
Ingegneria Navale – Ingegneria Civile e Ambientale

Ottobre 2023

# Modellizzazione degli impianti di potenza

- **Impianti di generazione di potenza:** Impianti per la **produzione di potenza** netta in uscita a partire da **energia** derivante dalla combustione di combustibili fossili, da energia solare o da energia nucleare.
- **Impianto a vapore:** Impianti nei quali si sfrutta come **fluido di lavoro** un fluido, che viene alternativamente **vaporizzato** e **condensato**
- **Fluido operatore:** La maggioranza delle **centrali termoelettriche** sono costituite da impianti di potenza a **vapore** in cui l'**acqua** funge da fluido operatore. Altri fluidi nei cicli ORC **Organic Rankine Cycle**

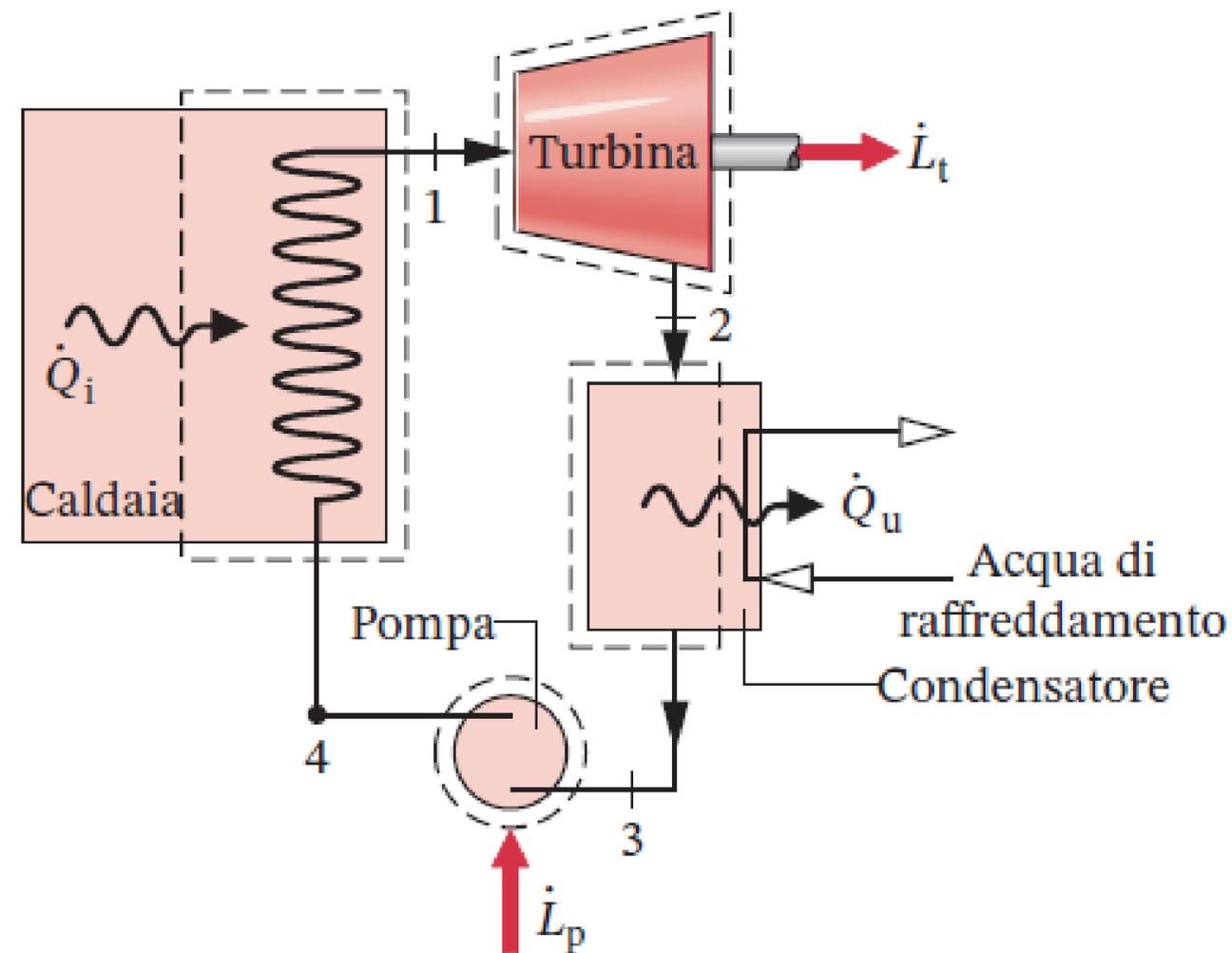
# Modellizzazione degli impianti di potenza



## Componenti fondamentali

- Caldaia
- Turbina
- Condensatore
- Pompa

# Componenti del ciclo Rankine



## Componenti fondamentali

- Caldaia
- Turbina
- Condensatore
- Pompa

$\dot{L}_t$  = energia meccanica in uscita

$\dot{L}_p$  = potenza meccanica in ingresso

$\dot{Q}_i$  = potenza termica in ingresso

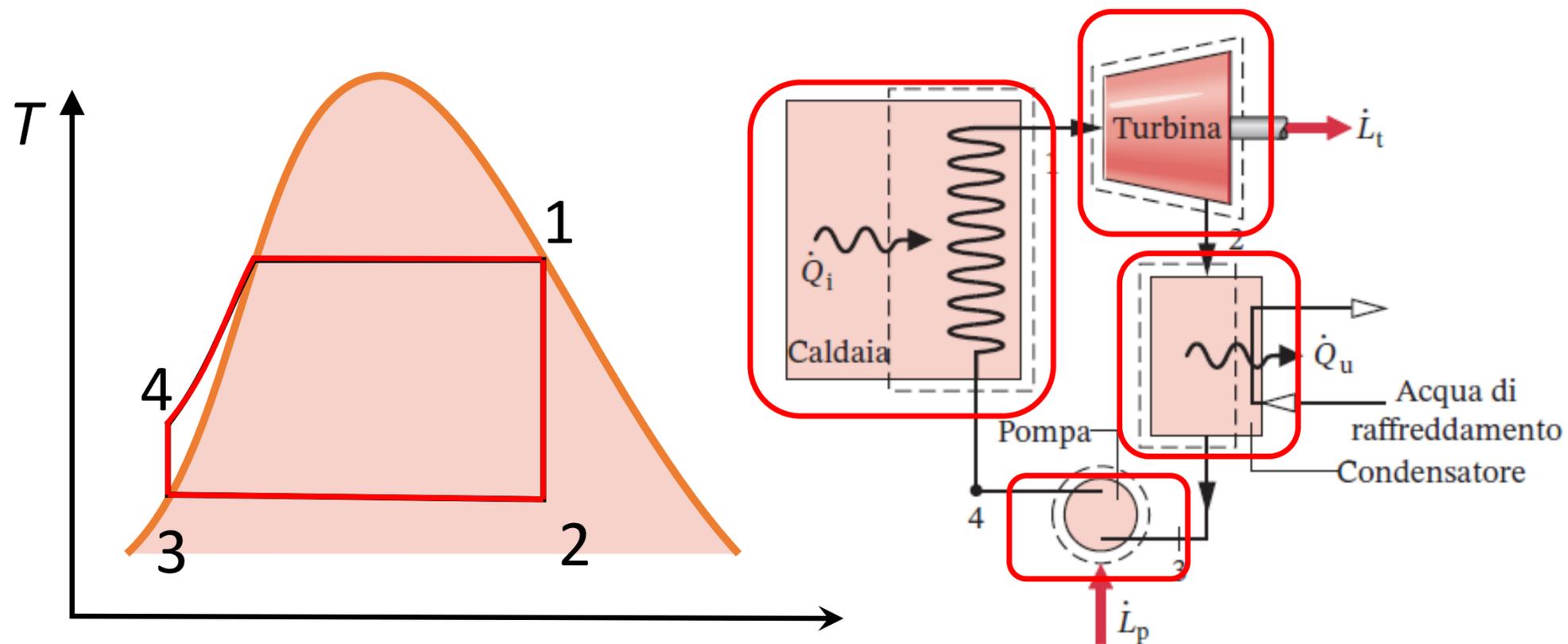
$\dot{Q}_u$  = potenza termica in uscita

# Ciclo Rankine ideale

## Irreversibilità assenti

- Perdite per attrito assenti
- Scambi termici reversibili (differenze temperatura esterne al volume di controllo)
- Compressione ed espansione internamente reversibili (isoentropici)
  - Un ciclo che rispetta queste idealizzazioni è il **ciclo Rankine ideale**
- Processo 1 – 2: Espansione isoentropica in turbina
- Processo 2 – 3: Trasferimento di calore isobaro nel condensatore
- Processo 3 – 4: Compressione isoentropica nella pompa
- Processo 4 – 1: Trasferimento di calore isobaro in caldaia

# Ciclo Rankine ideale a vapore saturo



Espansione isoentropica in turbina  
Trasferimento di calore isobaro nel condensatore  
Compressione isoentropica nella pompa  
Trasferimento di calore isobaro in caldaia

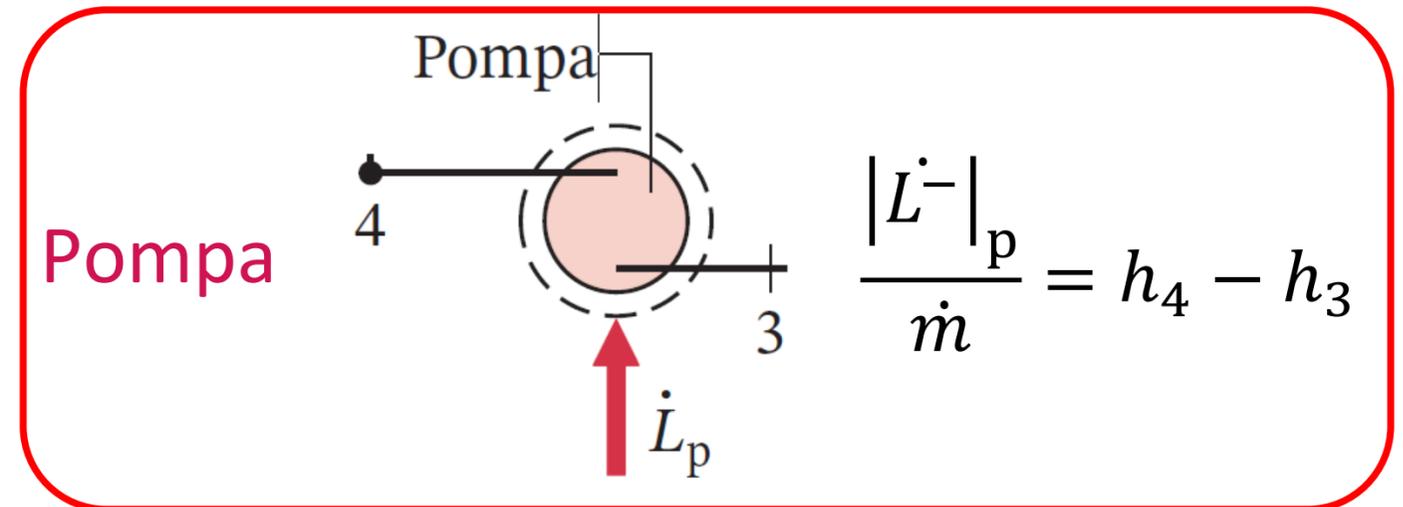
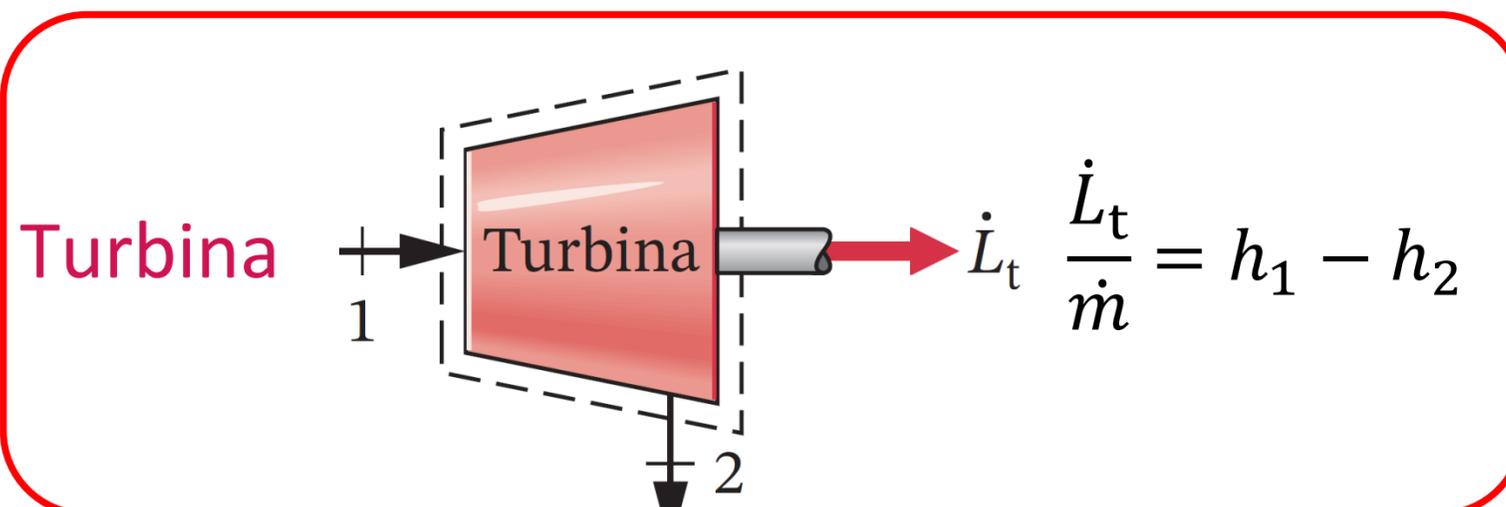
s

# lavori e calori scambiati – turbina e compressore

## Assunzioni

- Regime stazionario
- Scambi termici trascurabili
- Variazioni en. cinetica ed en potenziale trascurabili

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}} - \dot{L} + \dot{m} \cdot \left[ h_1 - h_2 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} + g \cdot (z_1 - z_2) \right]$$



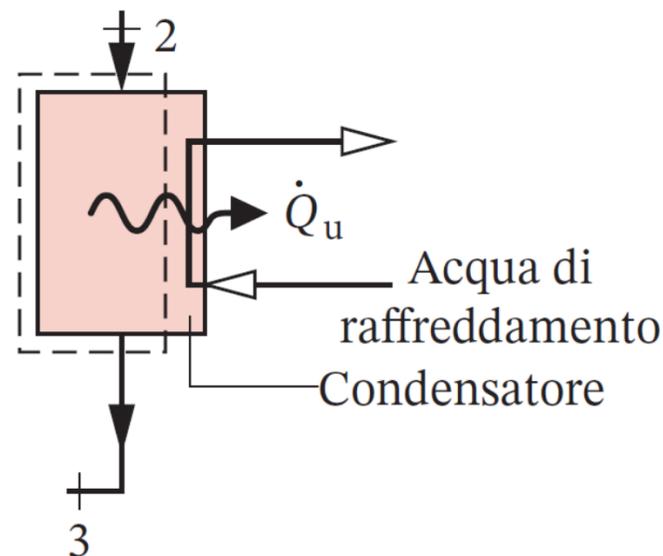
# Condensatore e caldaia - lavori e calori scambiati

## Assunzioni

- Regime stazionario
- Lavoro nullo
- Variazioni en. cinetica ed en. potenziale trascurabili

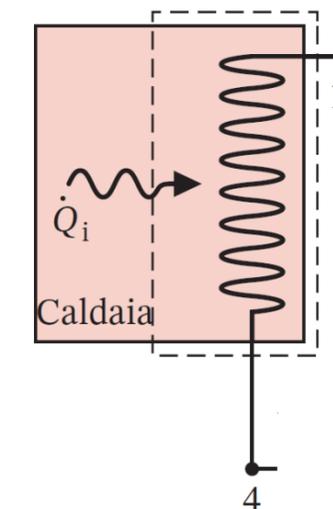
$$0 = \dot{Q}_{vc} - \cancel{L_{pc}} + \dot{m} \cdot \left[ h_1 - h_2 + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + g \cdot (z_1 - z_2) \right]$$

### Condensatore



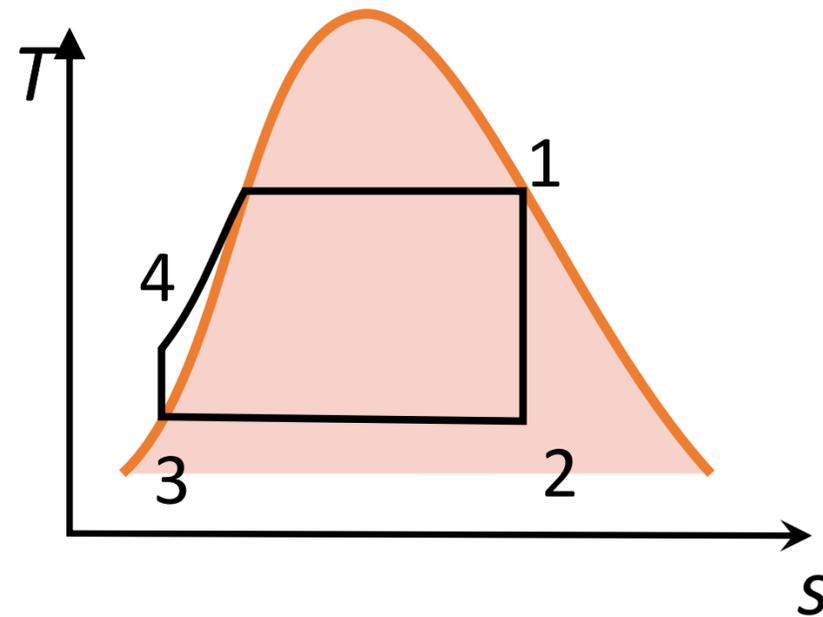
$$\frac{|\dot{Q}_u^-|}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$

### Caldaia



$$\frac{\dot{Q}_i^+}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

# Rendimento del ciclo e rapporto di restituzione del lavoro



Rendimento termico del ciclo Rankine

$$\eta = \frac{\dot{L}_t / \dot{m} - \dot{L}_p / \dot{m}}{\dot{Q}_i / \dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

Rapporto di restituzione del lavoro (rrl)

$$rrl = \frac{\dot{L}_p / \dot{m}}{\dot{L}_t / \dot{m}} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)}$$

# Confronto tra lavori

- Lavoro pompa, liquido

$$\left(\frac{|\dot{L}_p^-|}{\dot{m}}\right)_{int rev} = v_3(p_4 - p_3) = v_3(p_1 - p_2)$$

- Lavoro espansione turbina, considero volume medio tra stato 1 e stato 2

$$\left(\frac{\dot{L}_t}{\dot{m}}\right)_{int rev} = \int_{p_1}^{p_2} v dp = \overline{v}_{12} (p_1 - p_2)$$

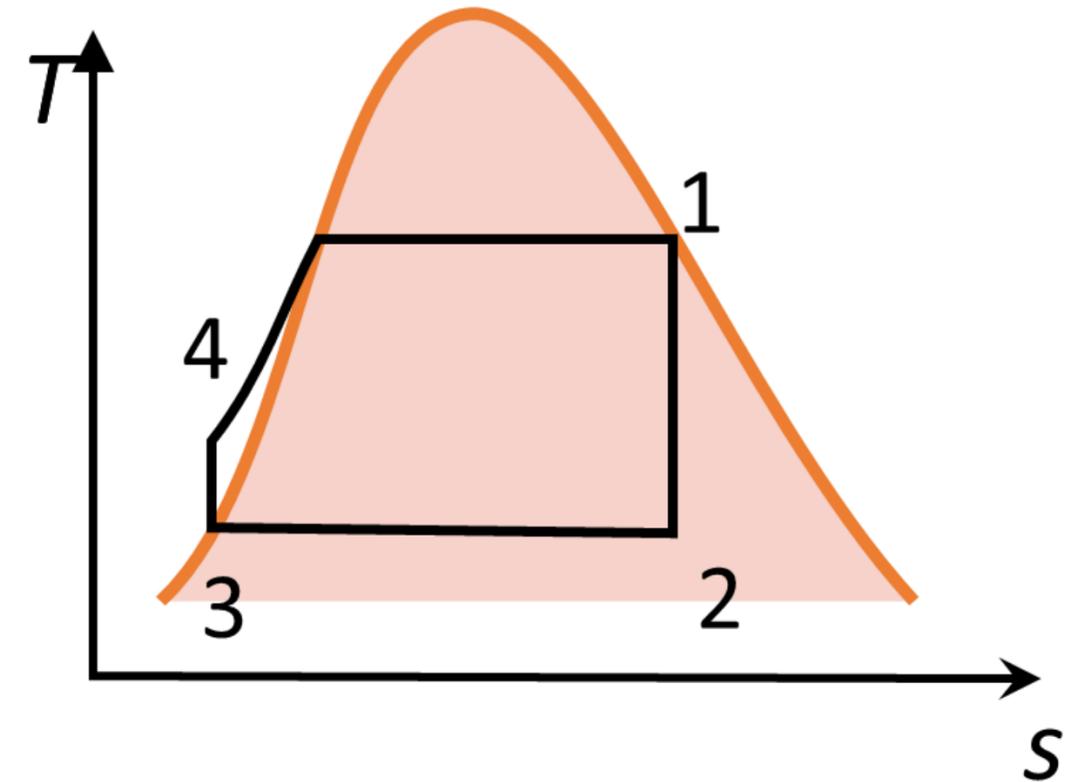
- Lavoro netto

$$\left(\frac{\dot{L}_t}{\dot{m}}\right)_{int rev} + \left(\frac{|\dot{L}_p^-|}{\dot{m}}\right)_{int rev} = \overline{v}_{12} (p_1 - p_2) - v_{34} (p_1 - p_2) =$$

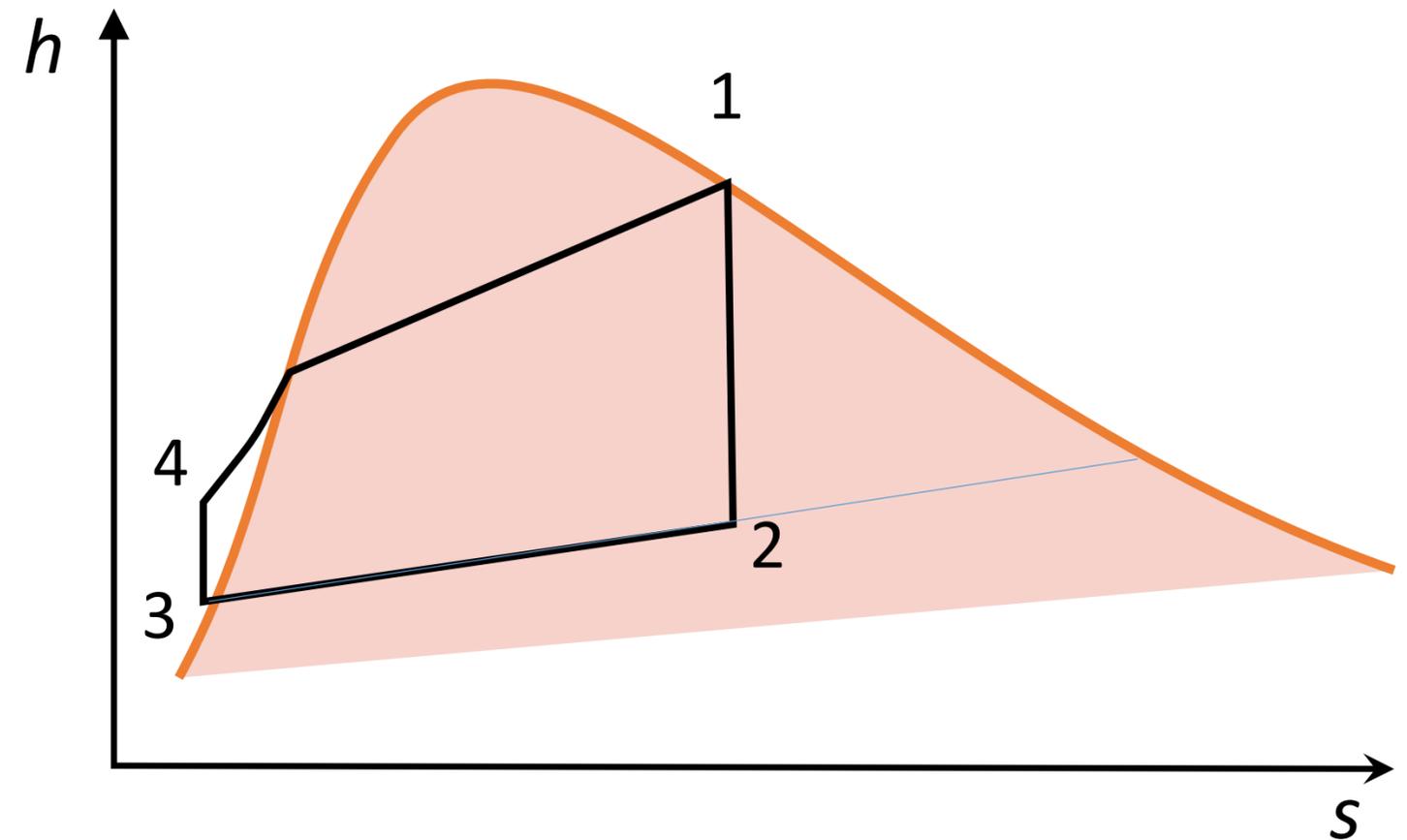
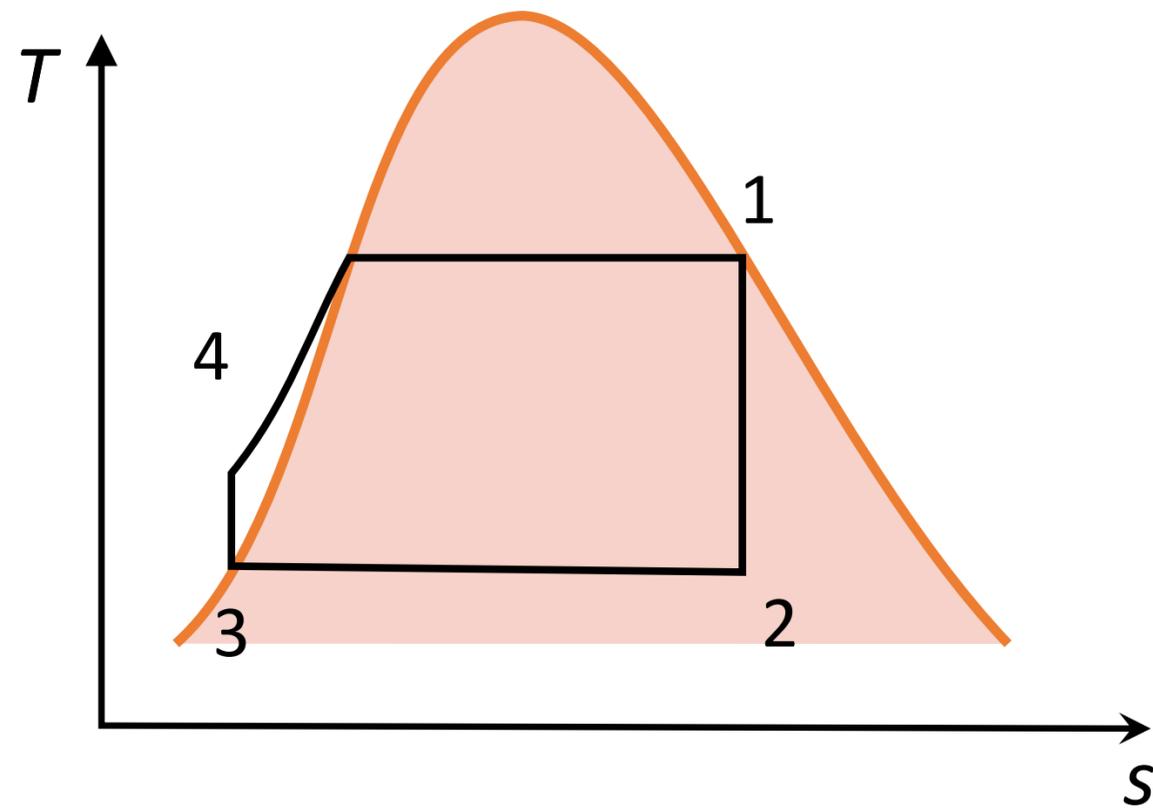
$$(\overline{v}_{12} - v_{34}) (p_1 - p_2) = \overline{v}_{12} (p_1 - p_2) = \left(\frac{\dot{L}_t}{\dot{m}}\right)_{int rev}$$

Volume specifico del vapore grande rispetto quello del liquido

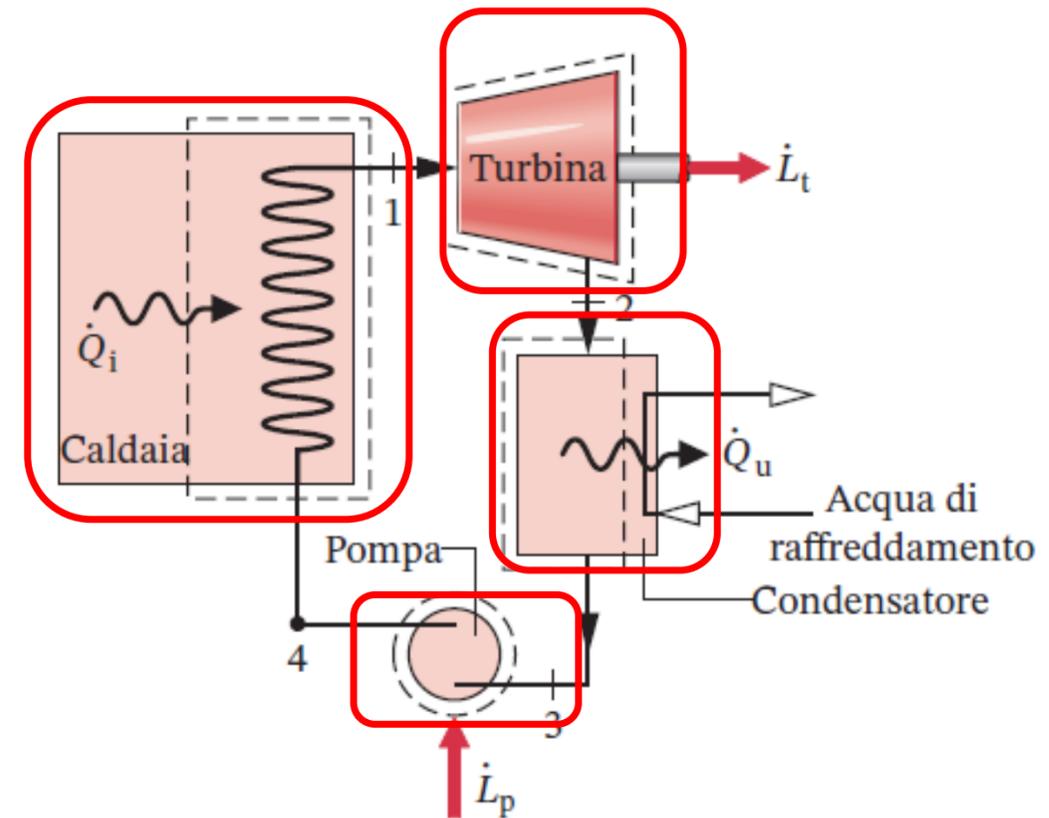
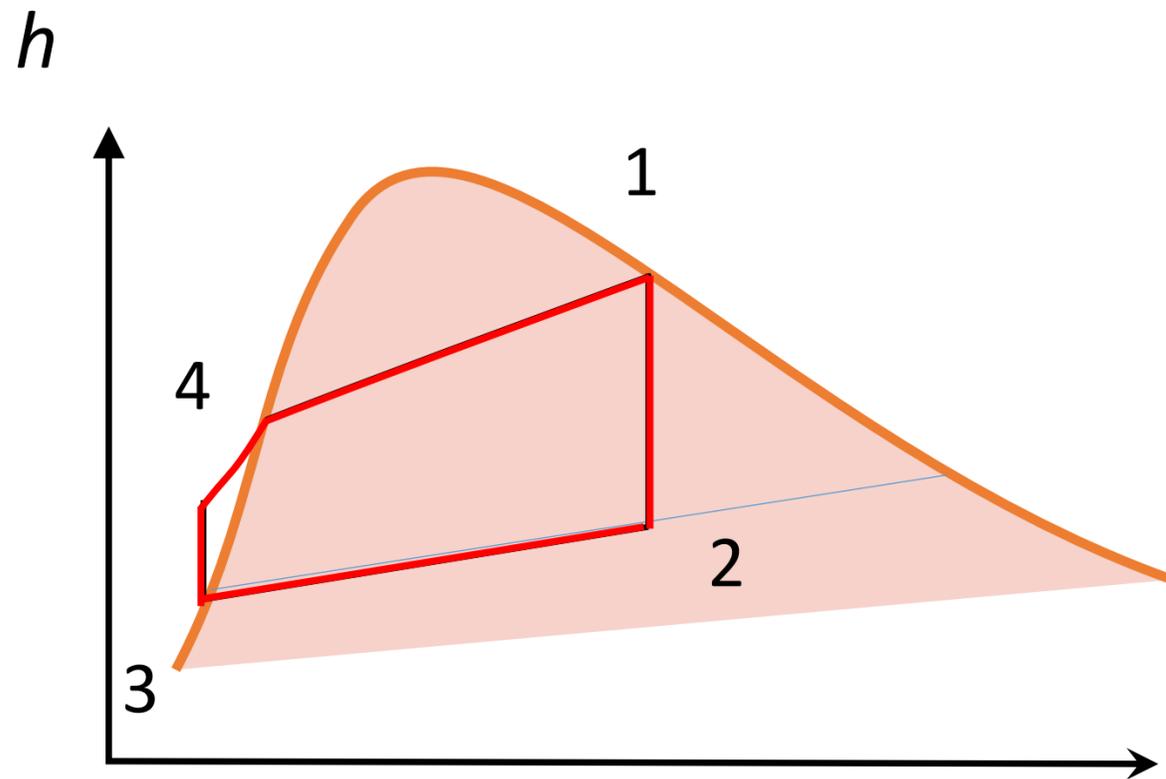
$$\overline{v}_{12} \gg v_{34}$$



# Ciclo Rankine su diagrammi T-s e h-s



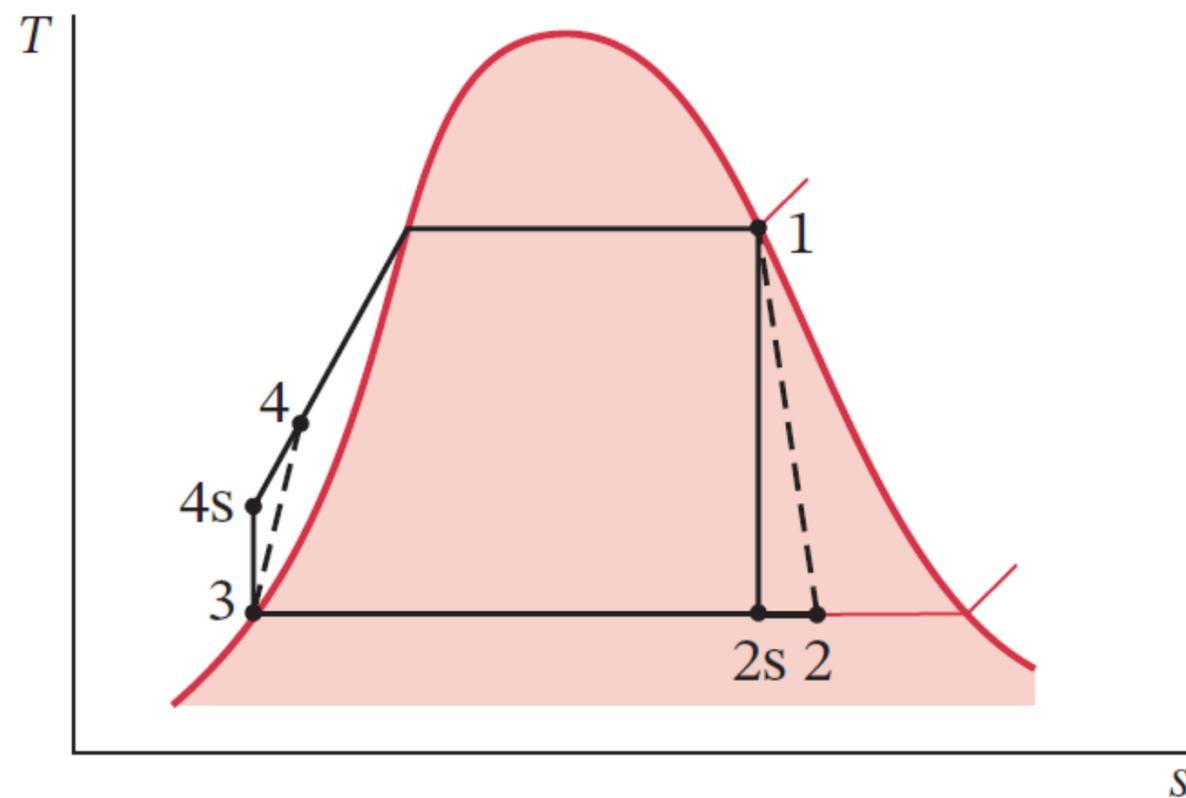
# Ciclo Rankine ideale a vapore saturo



$s$

# Principali perdite e irreversibilità

**Turbina e pompa:** Processi adiabatici reali ma non isoentropici



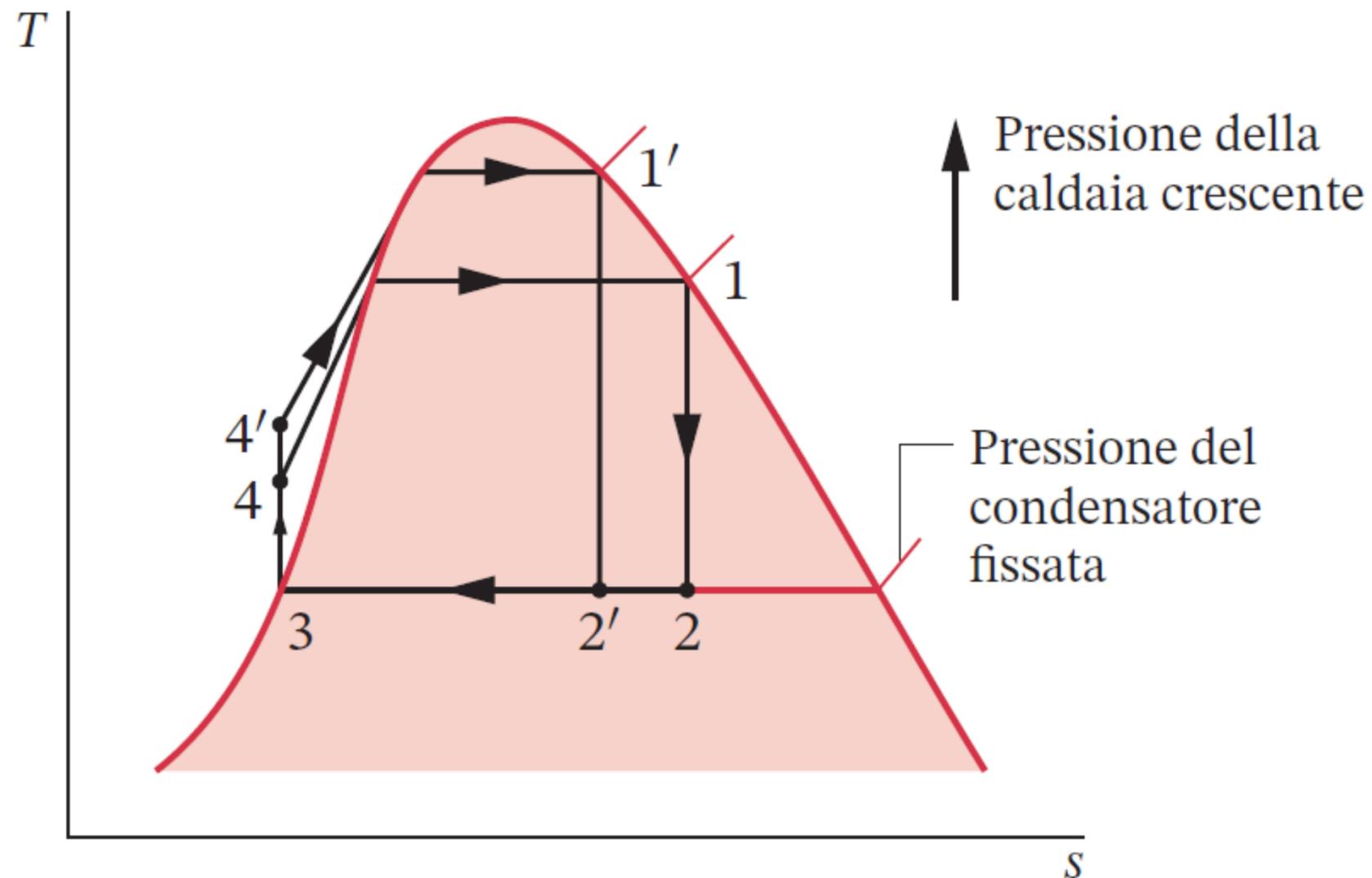
Rendimenti **isoentropici:**

$$\eta_t = \frac{\left(\dot{L}_t / \dot{m}\right)}{\left(\dot{L}_t / \dot{m}\right)_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

$$\eta_p = \frac{\left(\dot{L}_p / \dot{m}\right)_s}{\left(\dot{L}_p / \dot{m}\right)} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

**Altre non idealità:** Es. combustione e trasferimento di calore dai prodotti di combustione

# Effetto della pressione in caldaia

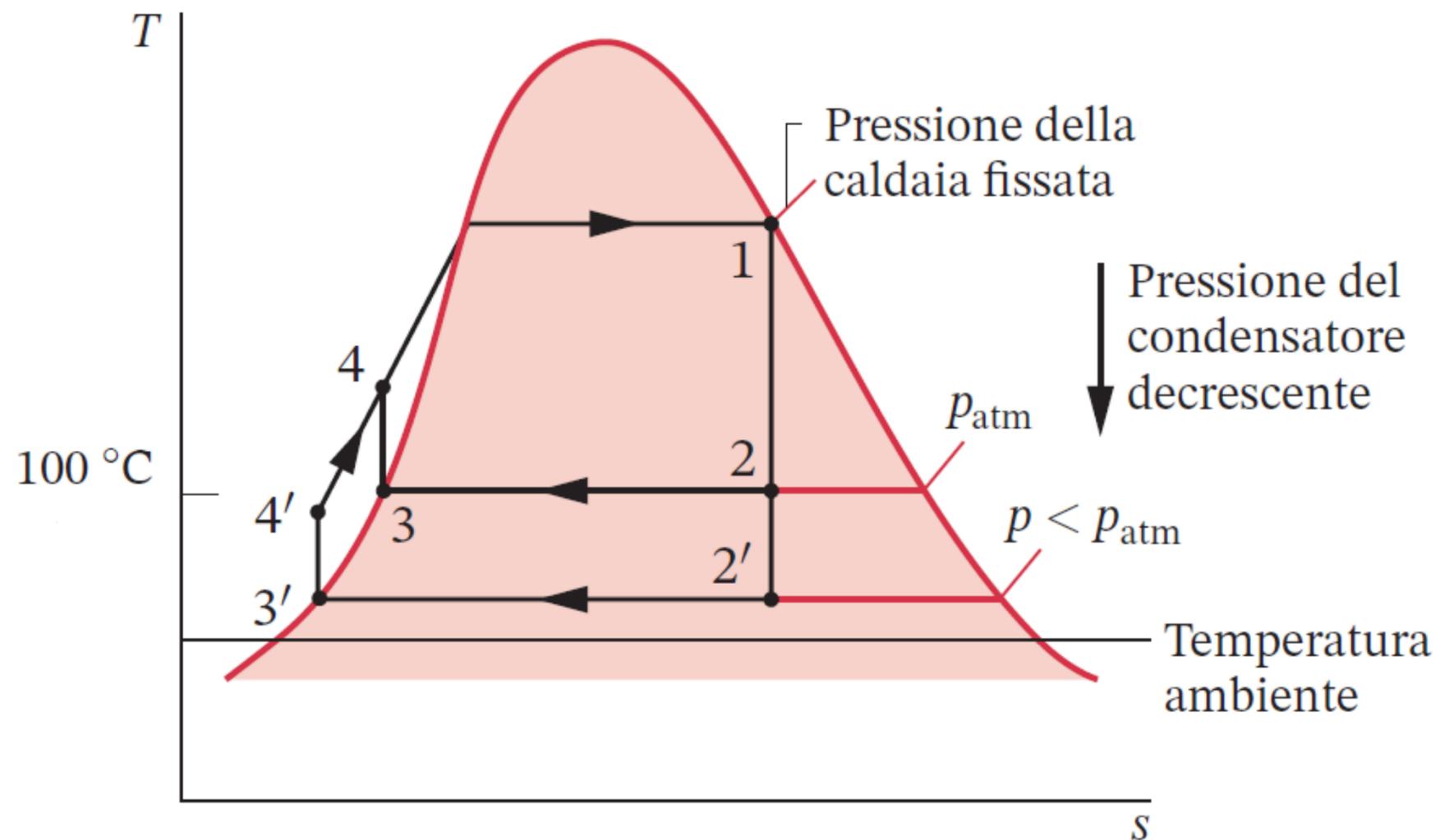


Effetto della pressione in **caldaia**

**Aumentando la pressione** in caldaia nel ciclo Rankine ideale, il **rendimento termico** tende ad **aumentare**

$$\eta = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

# Effetto della pressione nel condensatore

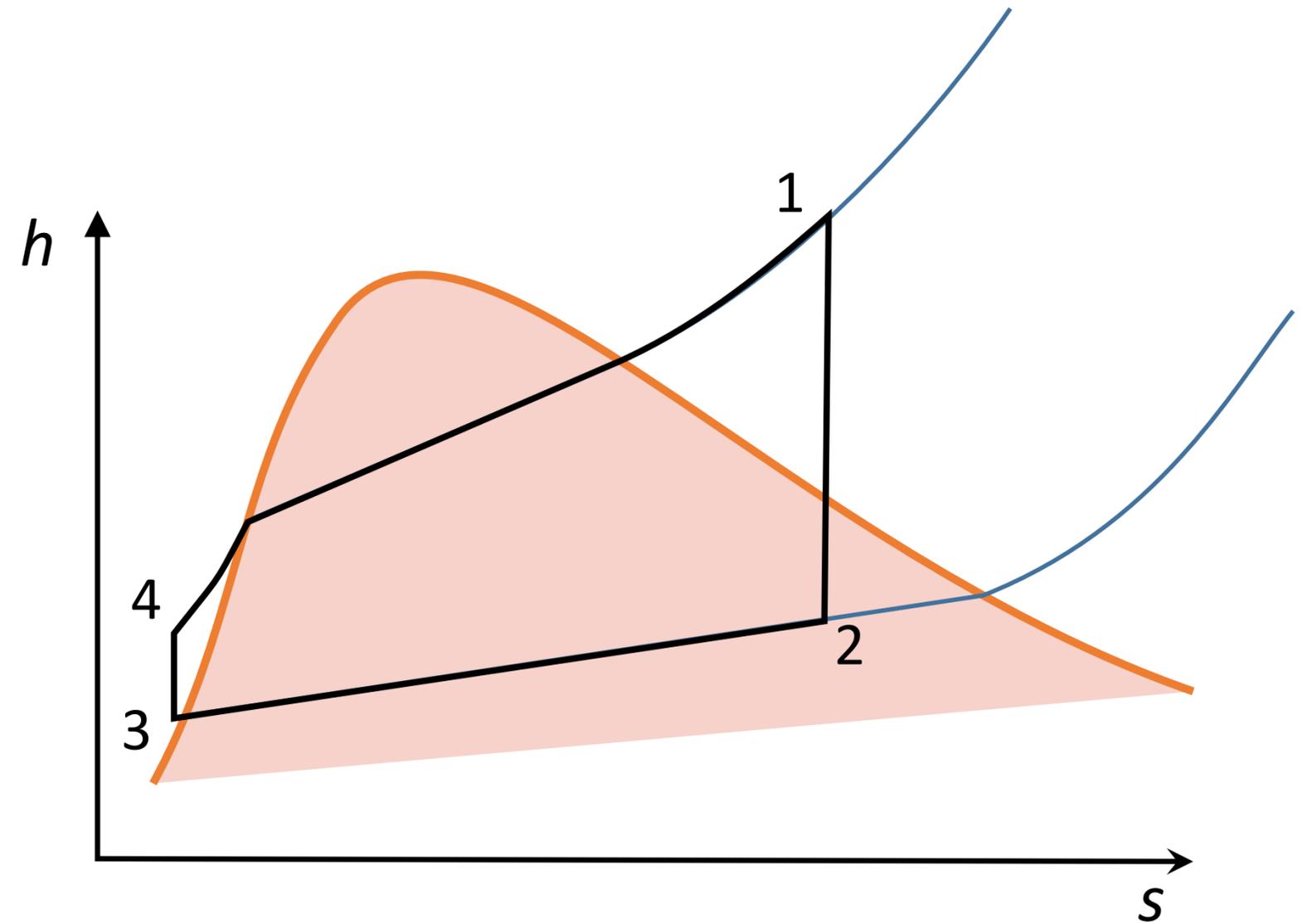
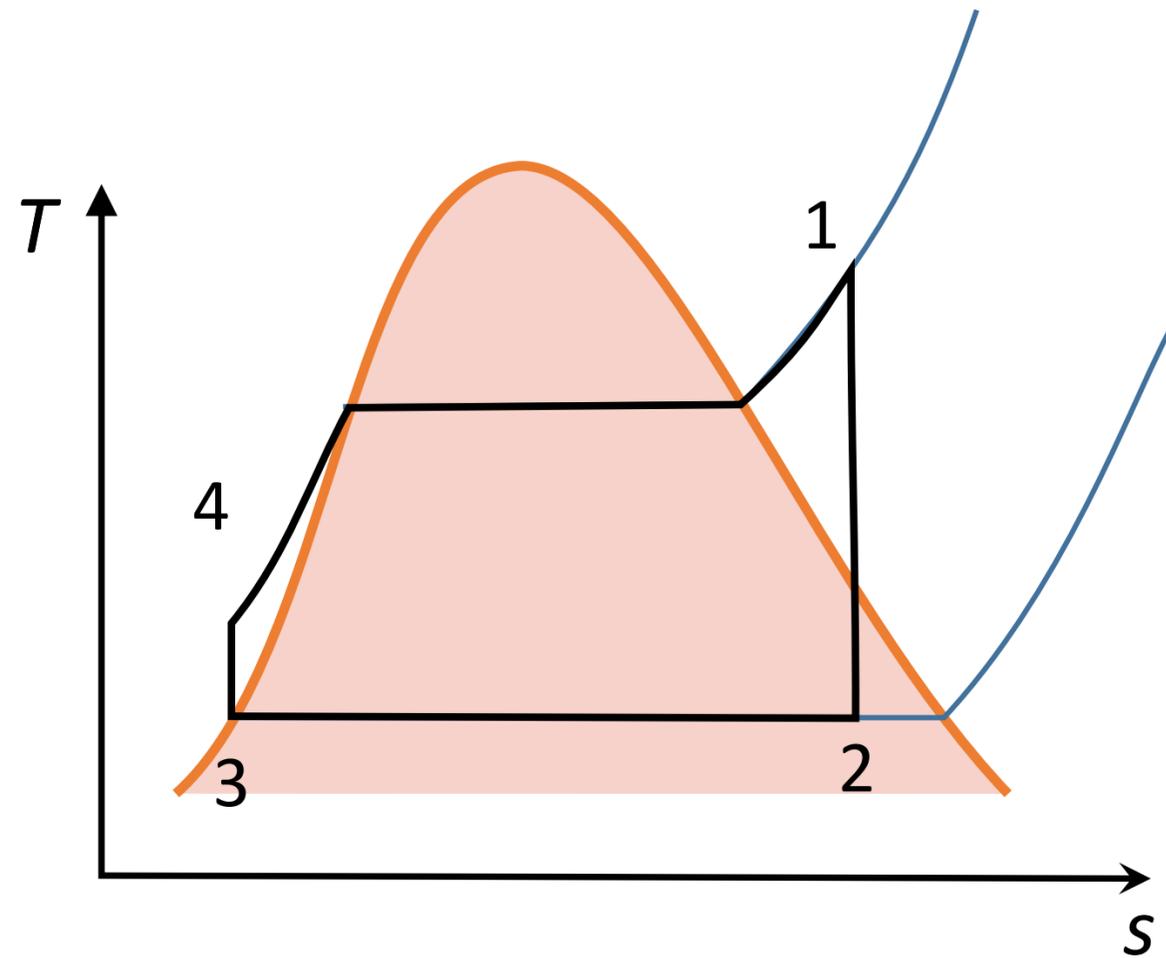


Effetto della pressione al **condensatore**

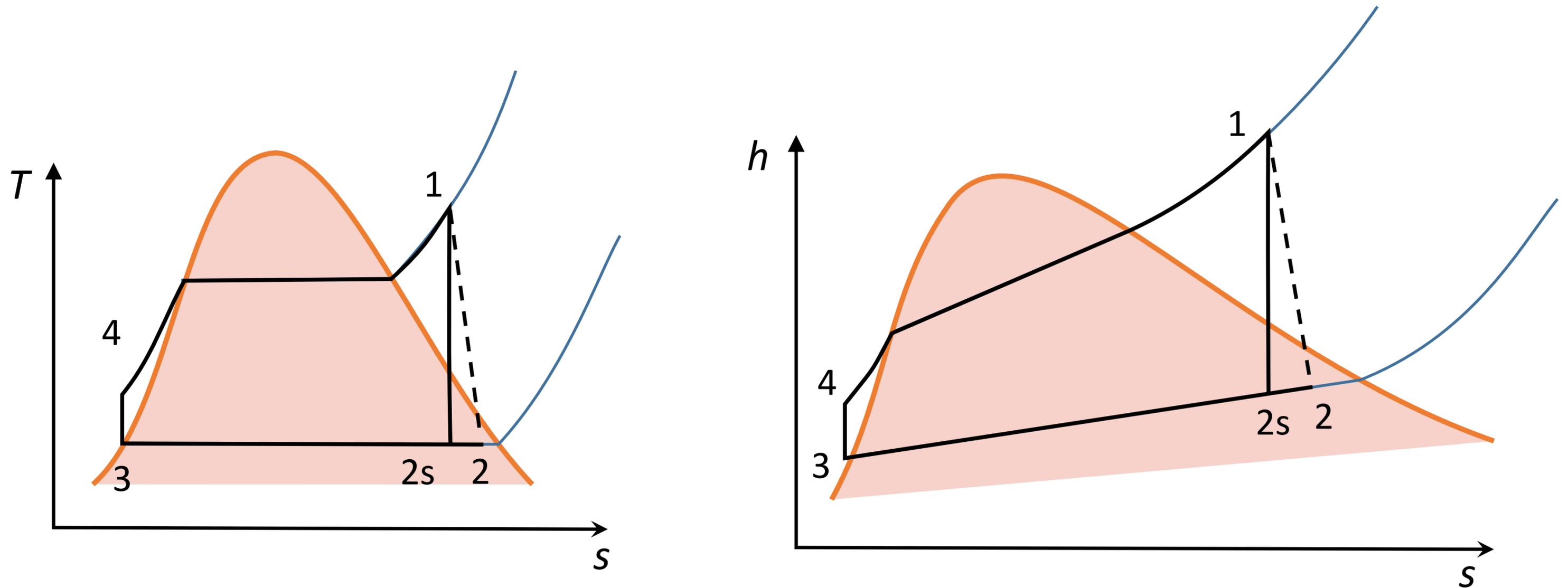
**diminuendo la pressione di condensazione, il rendimento termico tende ad aumentare**

$$\eta = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

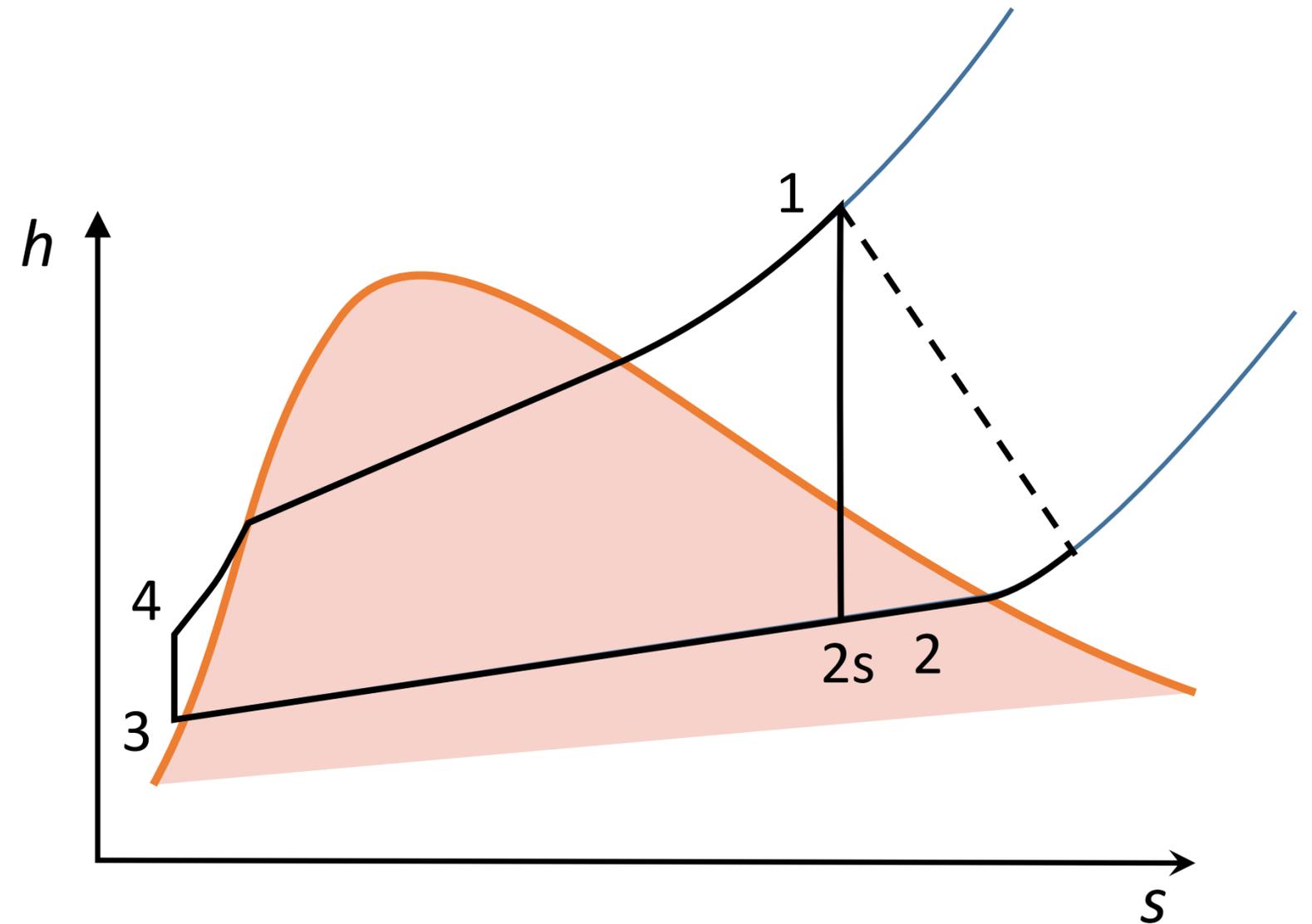
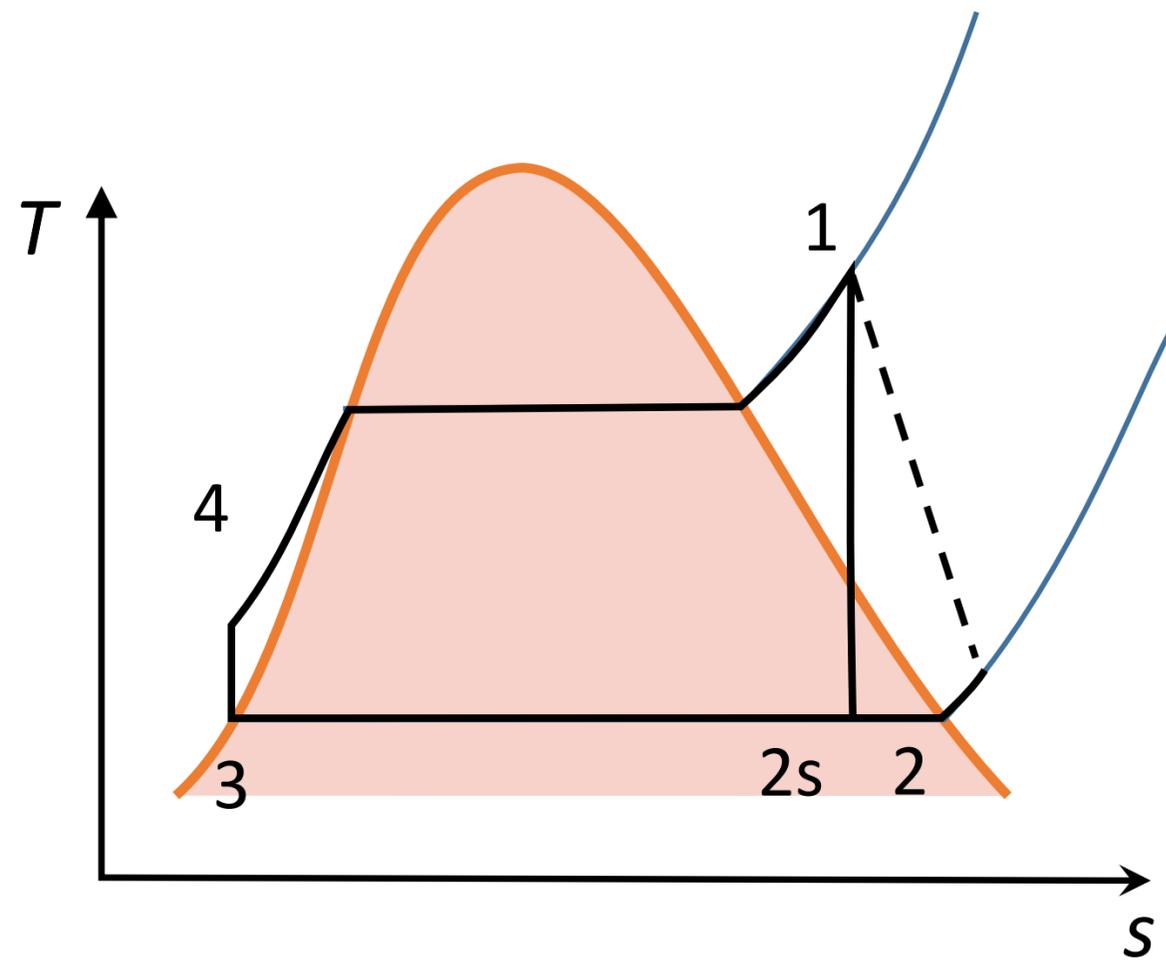
# Ciclo con surriscaldamento



# Ciclo con surriscaldamento ed irreversibilità

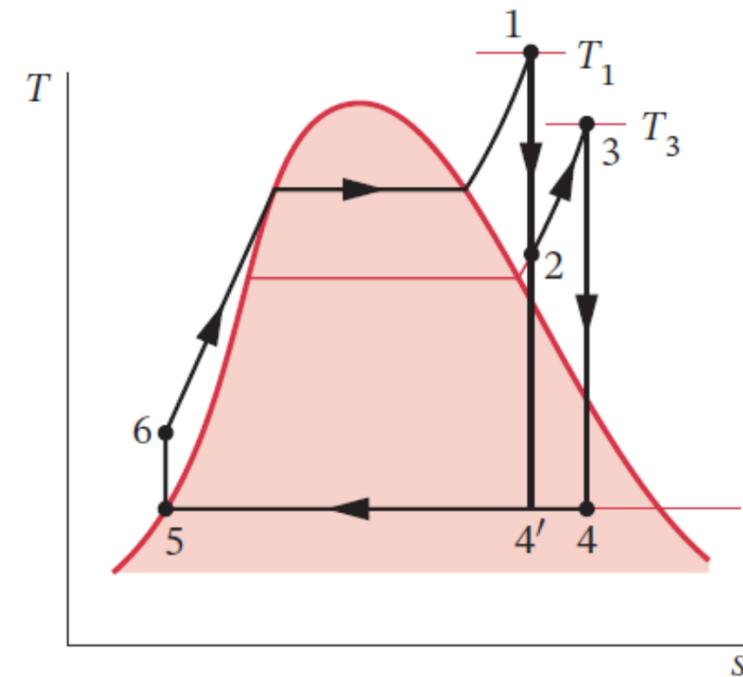
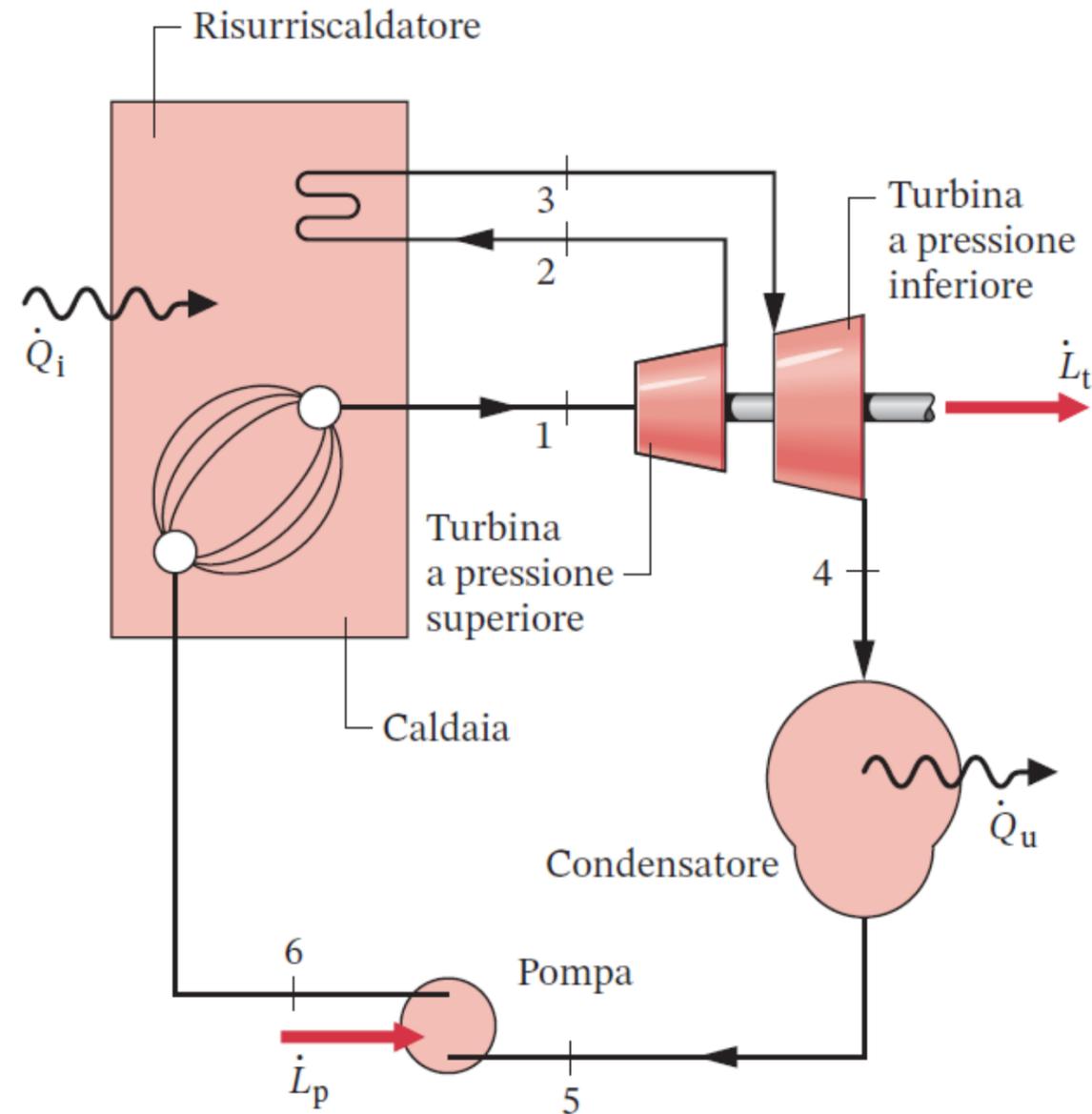


# Ciclo con surriscaldamento ed irreversibilità

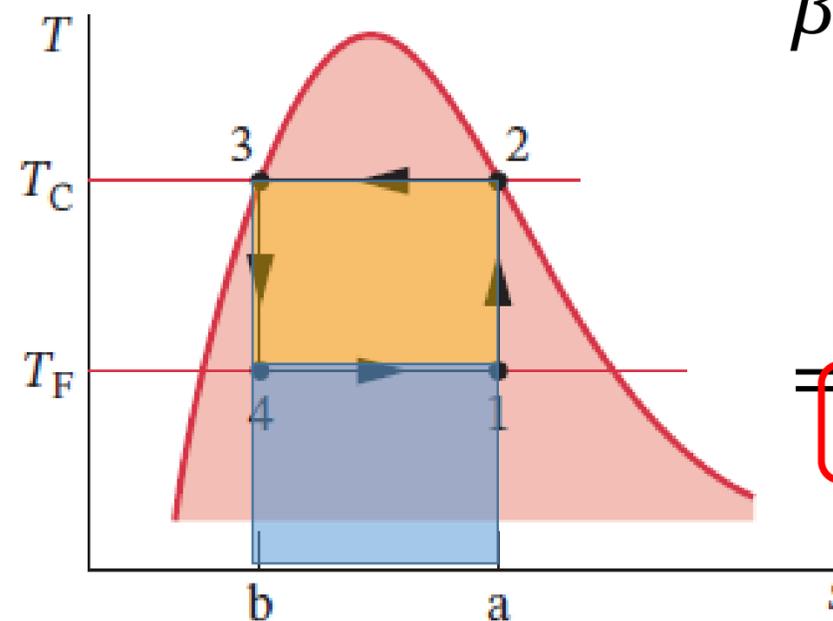
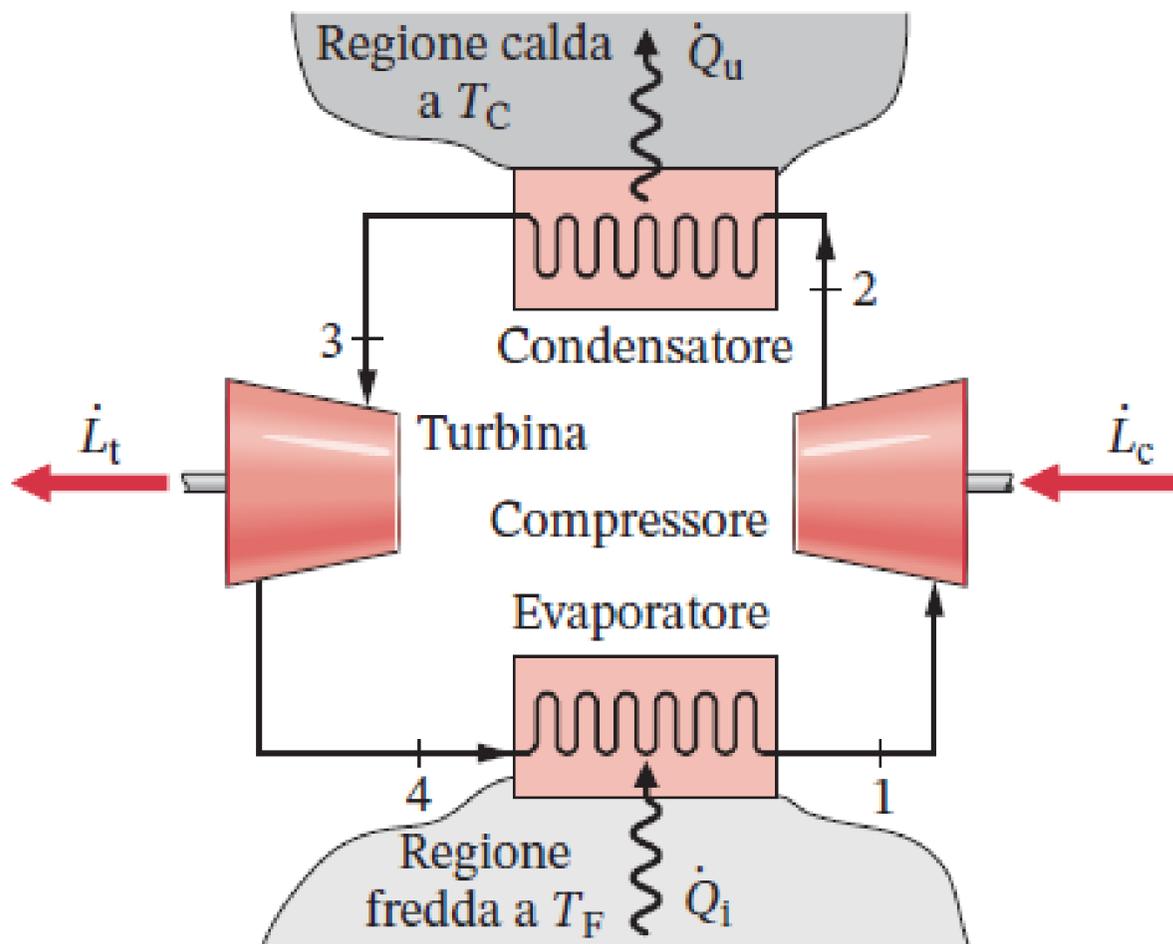


# surriscaldamento e risurriscaldamento

Ciclo ideale con risurriscaldamento



# Macchine frigorifere a compressione di vapore

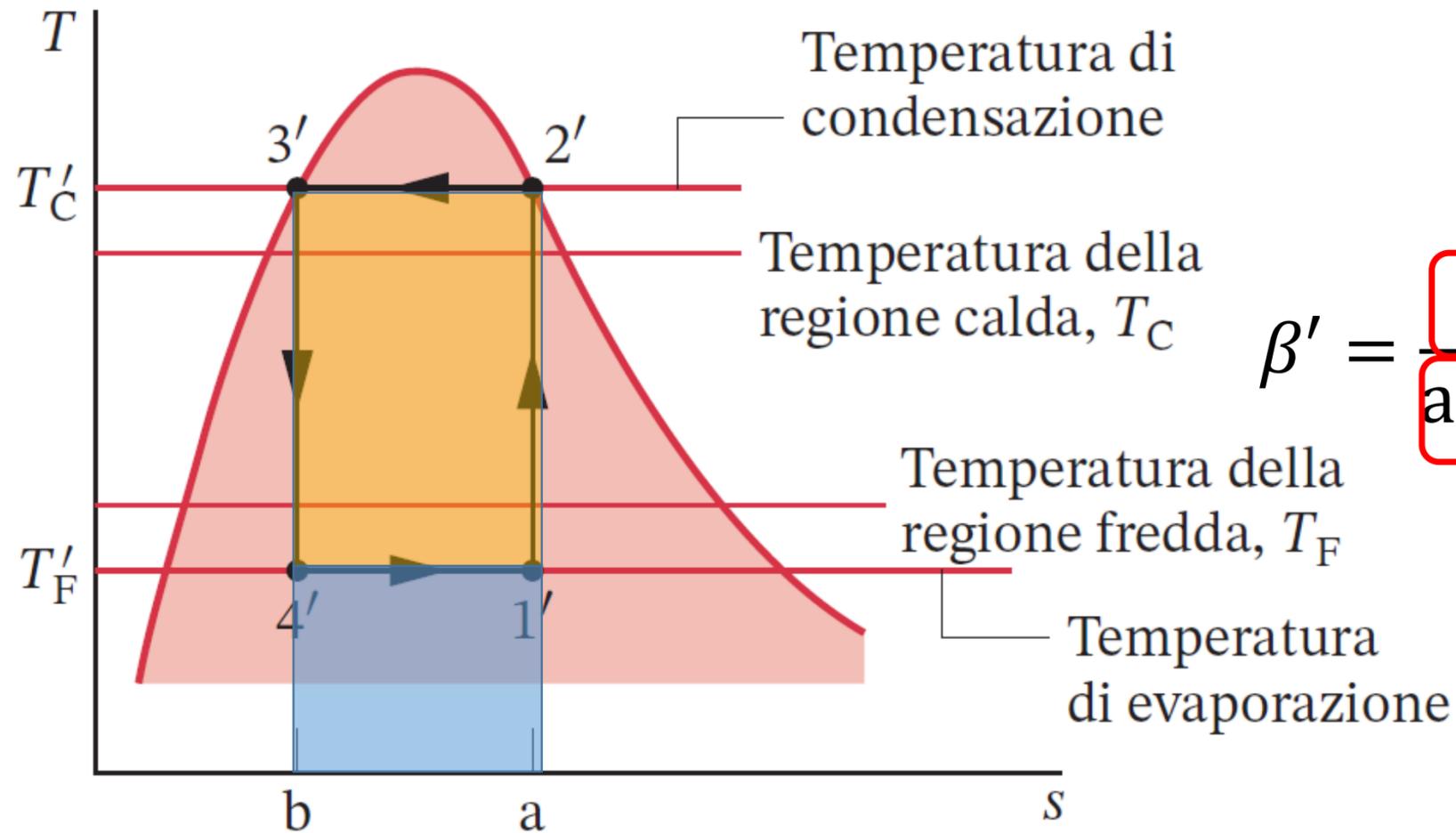


$$\beta_{\max} = \frac{\dot{Q}_i / \dot{m}}{|\dot{L}_c| / \dot{m} - \dot{L}_t / \dot{m}} =$$

$$= \frac{\text{area } 1 - a - b - 4 - 1}{\text{area } 1 - 2 - 3 - 4 - 1} =$$

$$= \frac{T_F (s_a - s_b)}{(T_C - T_F)(s_a - s_b)} = \frac{T_F}{(T_C - T_F)}$$

# Differenze tra cicli reali e ciclo di Carnot inverso - Prestazioni



$$T'_C > T_C$$

$$T'_F < T_F$$

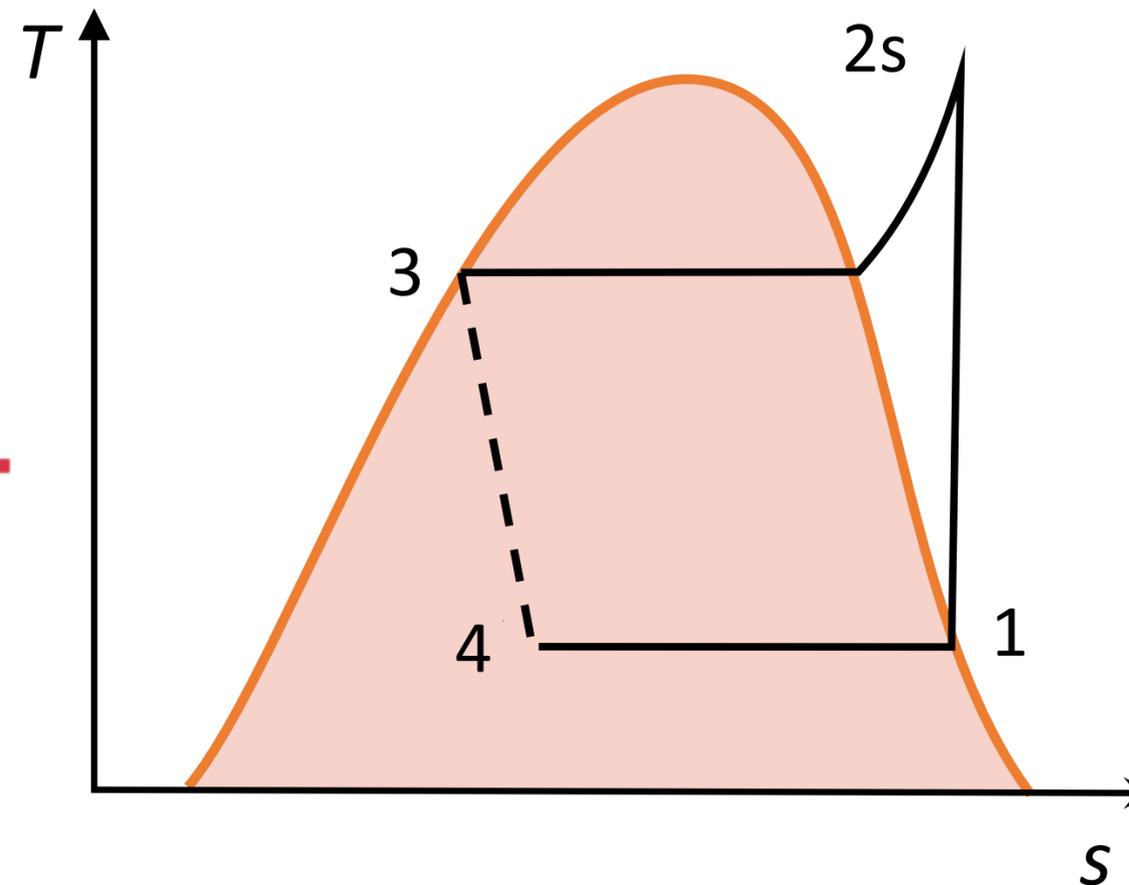
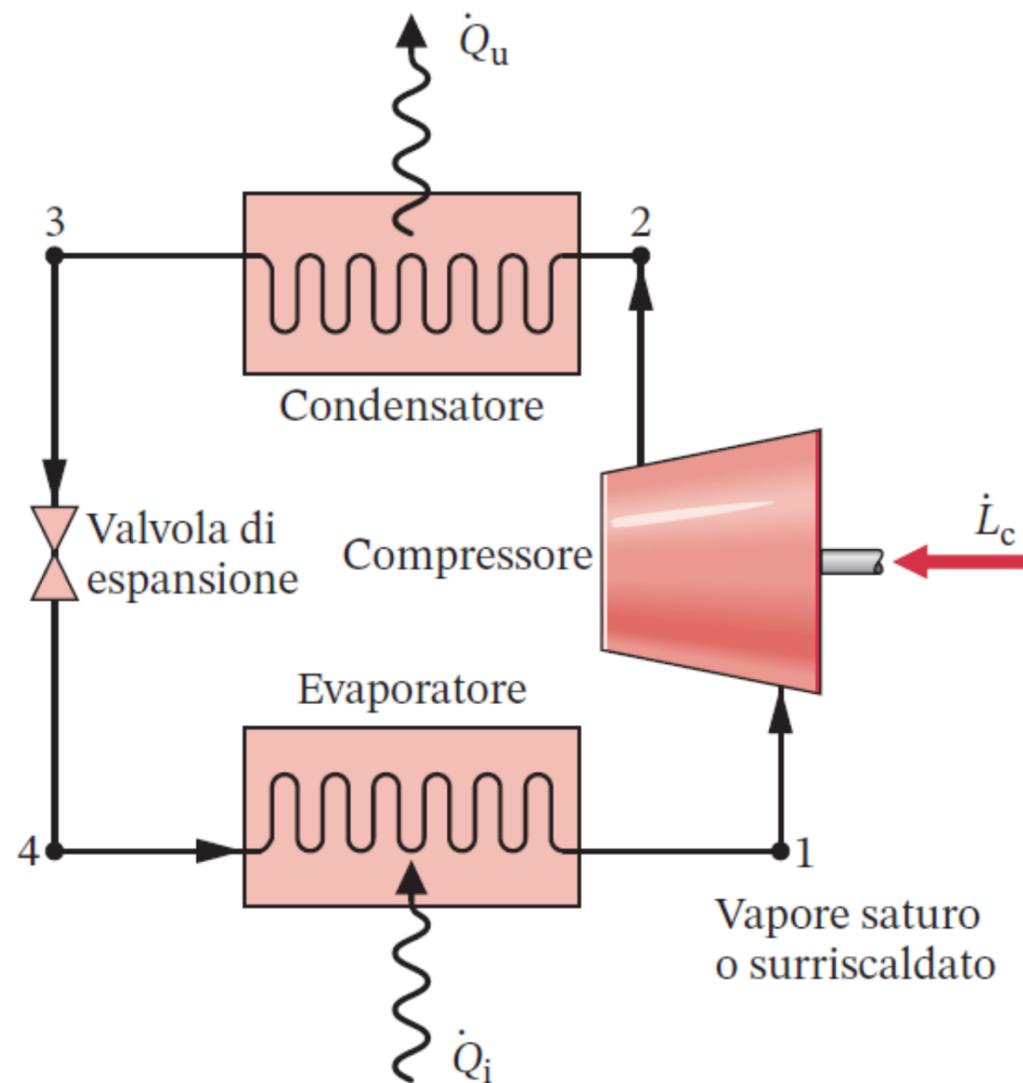
$$\beta' = \frac{\text{area } 1' - a - b - 4' - 1}{\text{area } 1' - 2' - 3' - 4' - 1'} = \frac{T'_F}{(T'_C - T'_F)}$$

$$\beta' < \beta_{\max}$$

Compressione umida da evitare

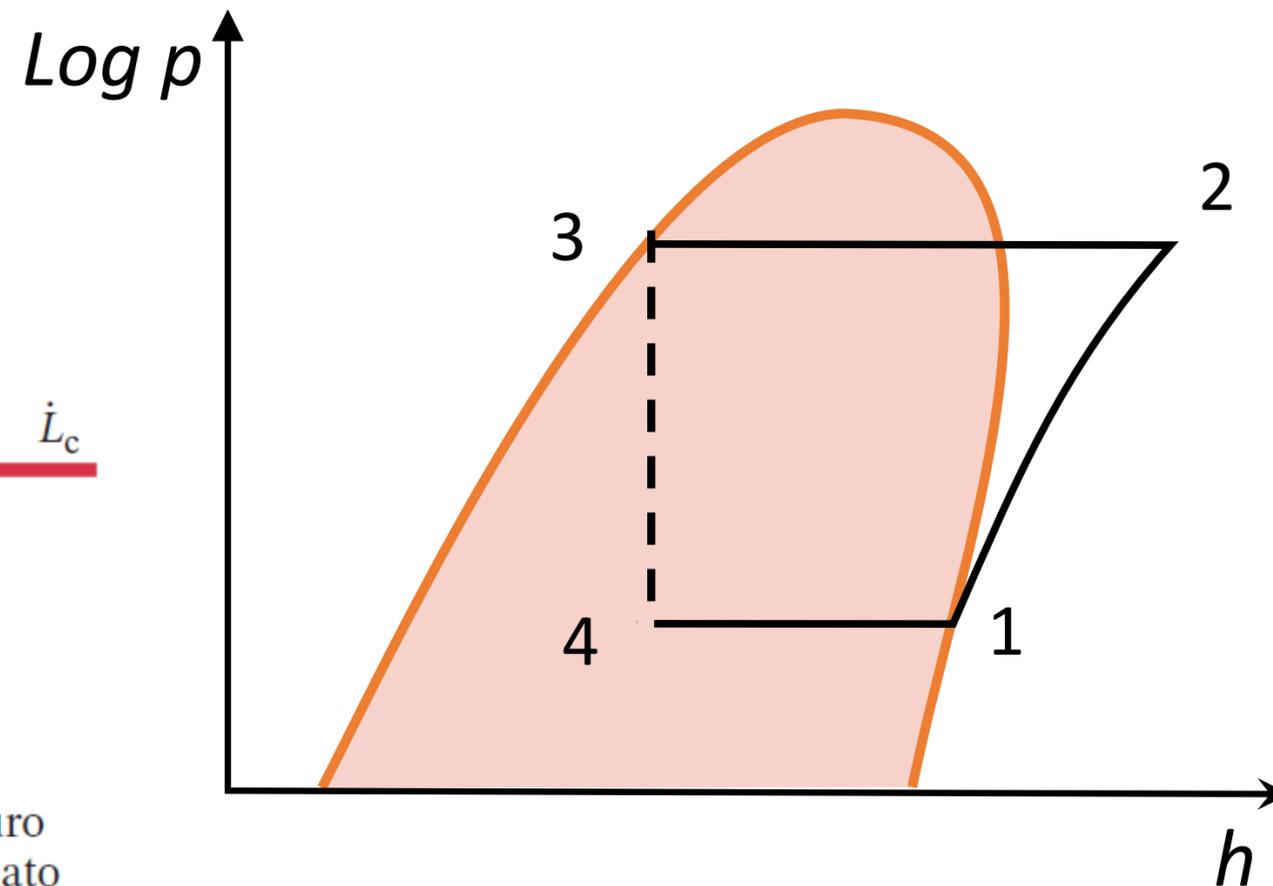
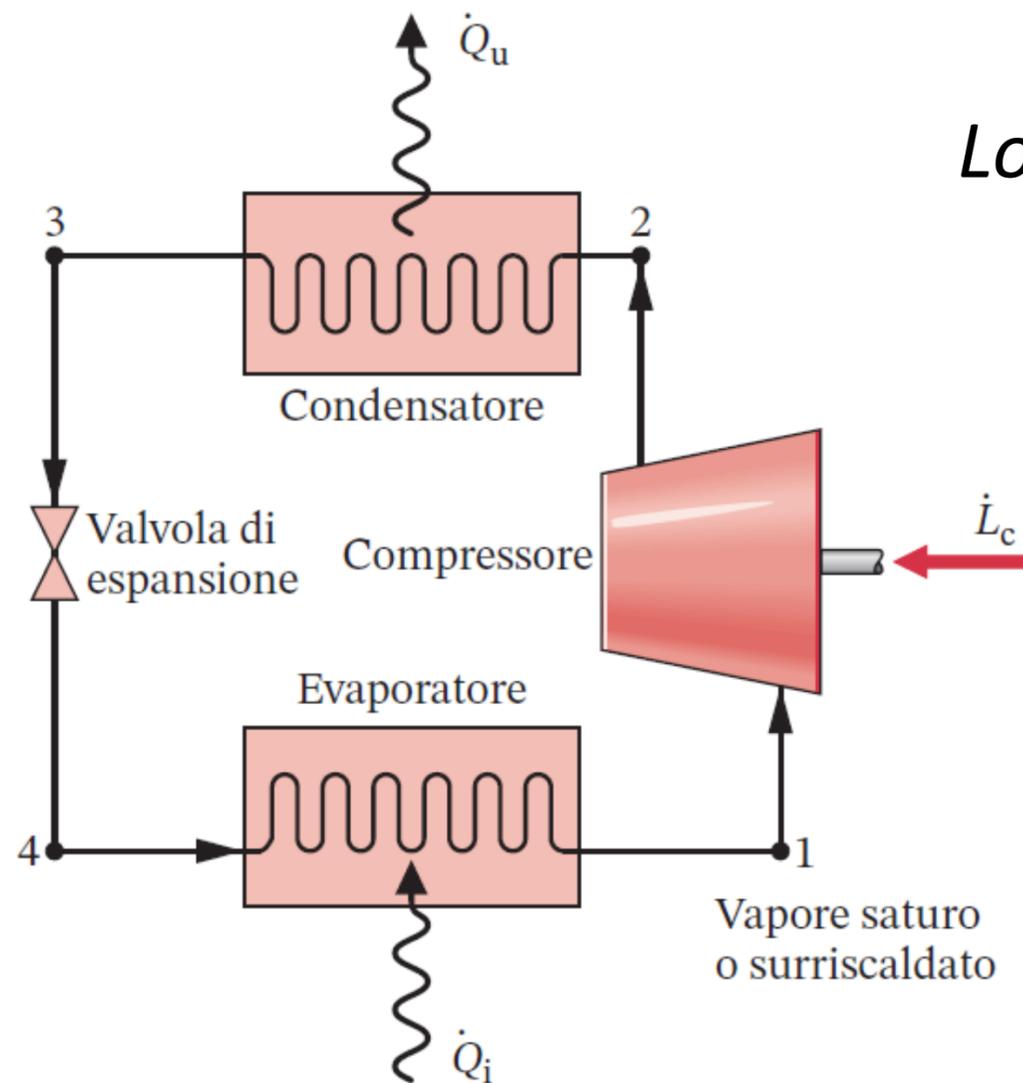
Si rinuncia a turbina nell'espansione

# Ciclo a compressione di vapore ideale – diagramma T-s



Ciclo a compressione di vapore ideale  
Tutti i processi sono internamente reversibili a eccezione del processo di laminazione 3 – 4

# Ciclo a compressione di vapore ideale – diagramma p-h

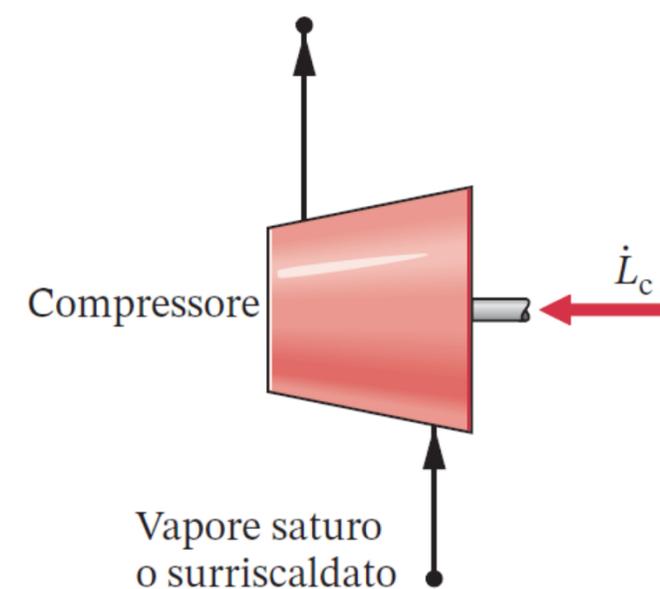
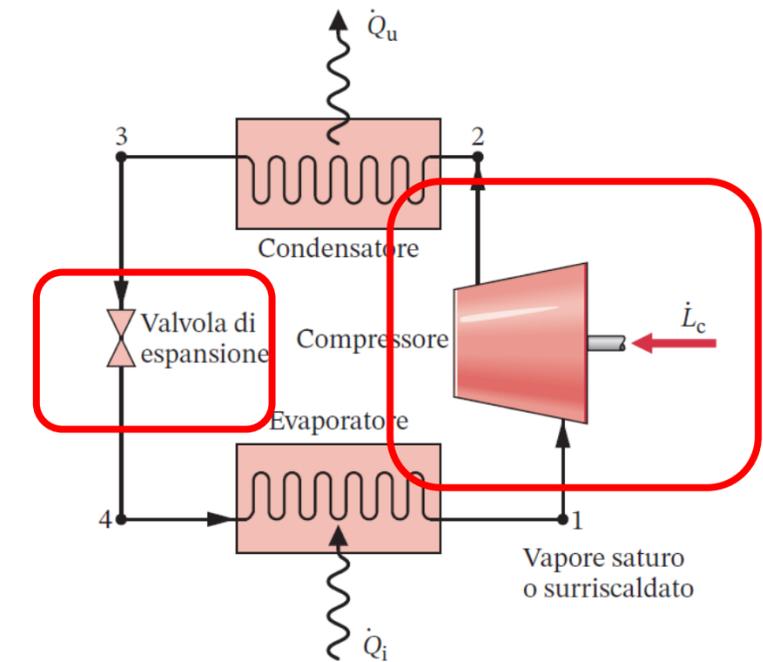


Ciclo a compressione di vapore ideale  
Tutti i processi sono internamente reversibili a eccezione del processo di laminazione 3 – 4

# Stima di lavoro e calore – Compressore e laminazione

## Assunzioni:

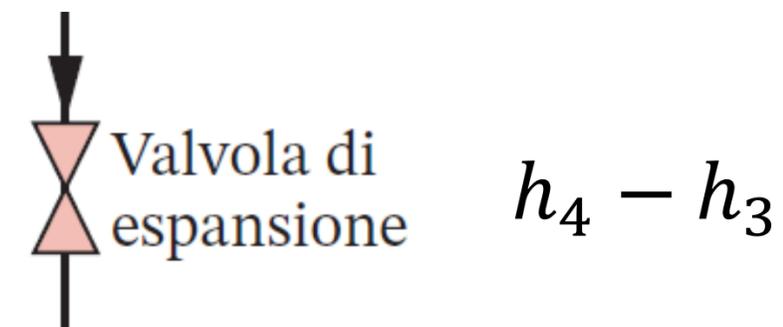
- Regime stazionario
- Variazioni en. cinetica e potenziale trascurabili
- Scambi di calore con l'ambiente esterno trascurabili



## Compressore

$$\frac{|\dot{L}_c|}{\dot{m}} = h_2 - h_1$$

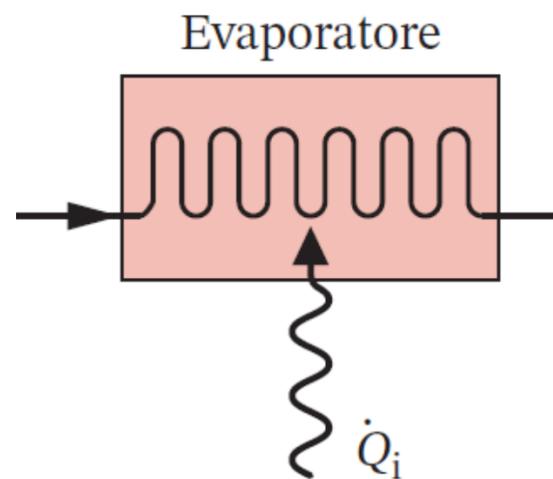
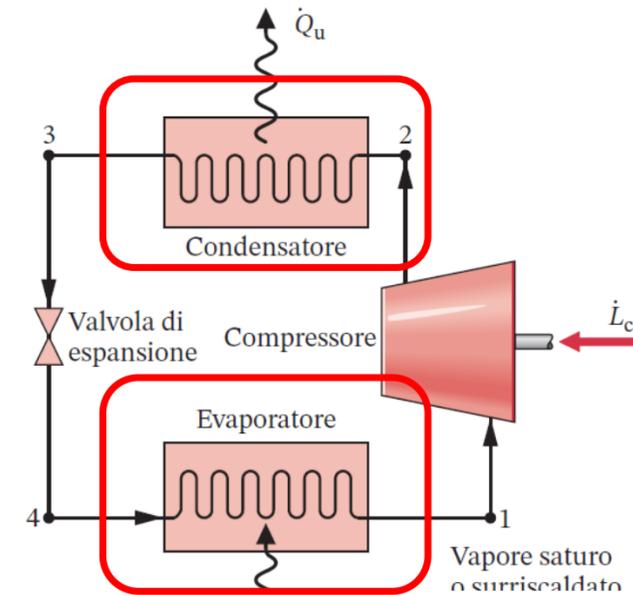
## Valvola di espansione



# Stima di lavoro e calore – Evaporatore e condensatore

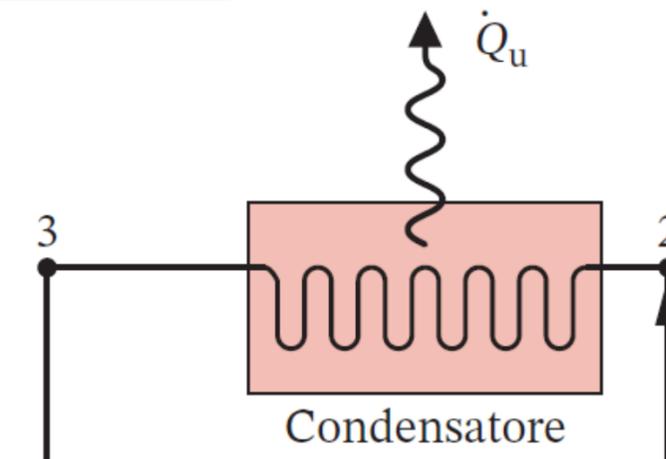
## Assunzioni:

- Regime stazionario
- Variazioni en. cinetica e potenziale trascurabili
- Irreversibilità trascurabili



Evaporatore

Condensatore

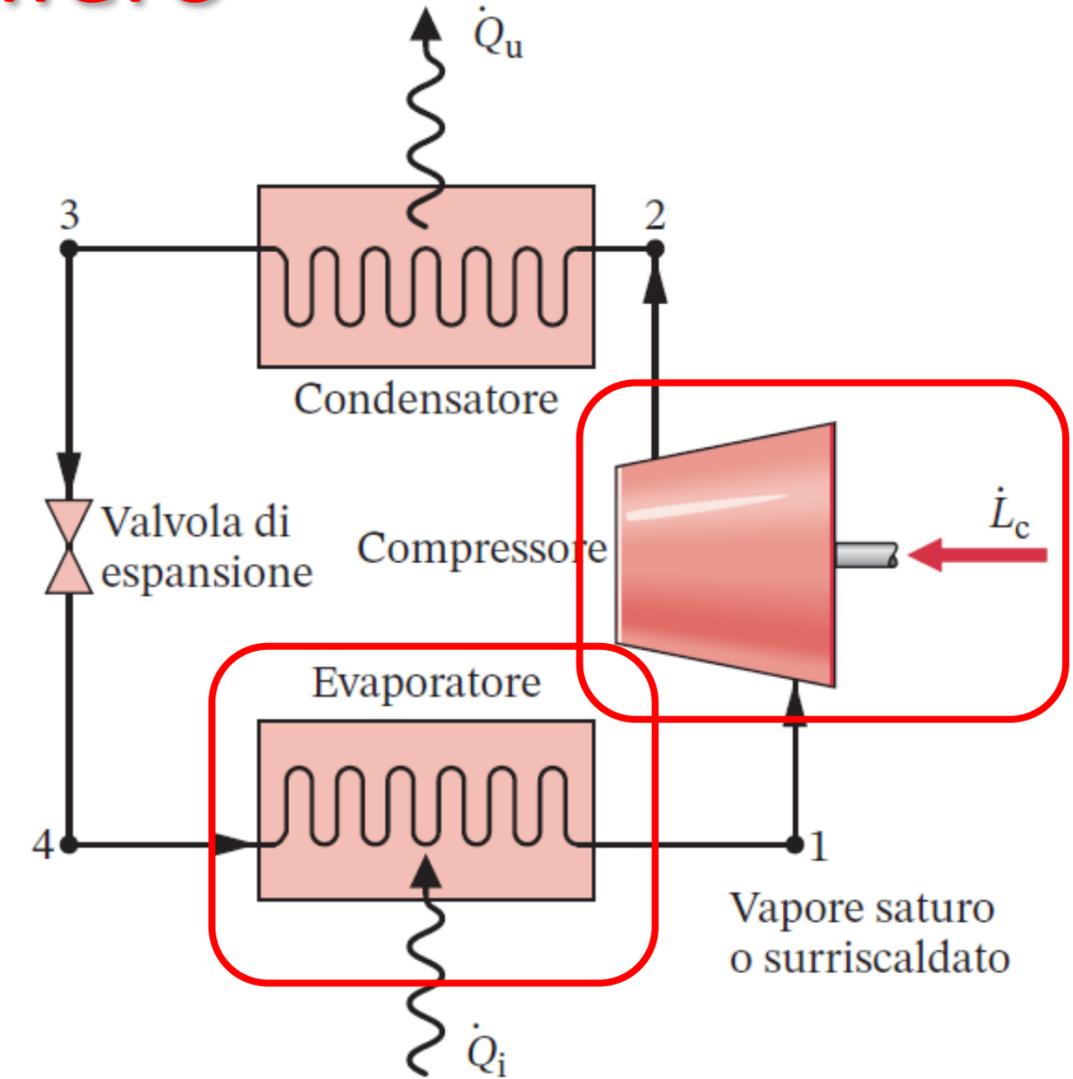
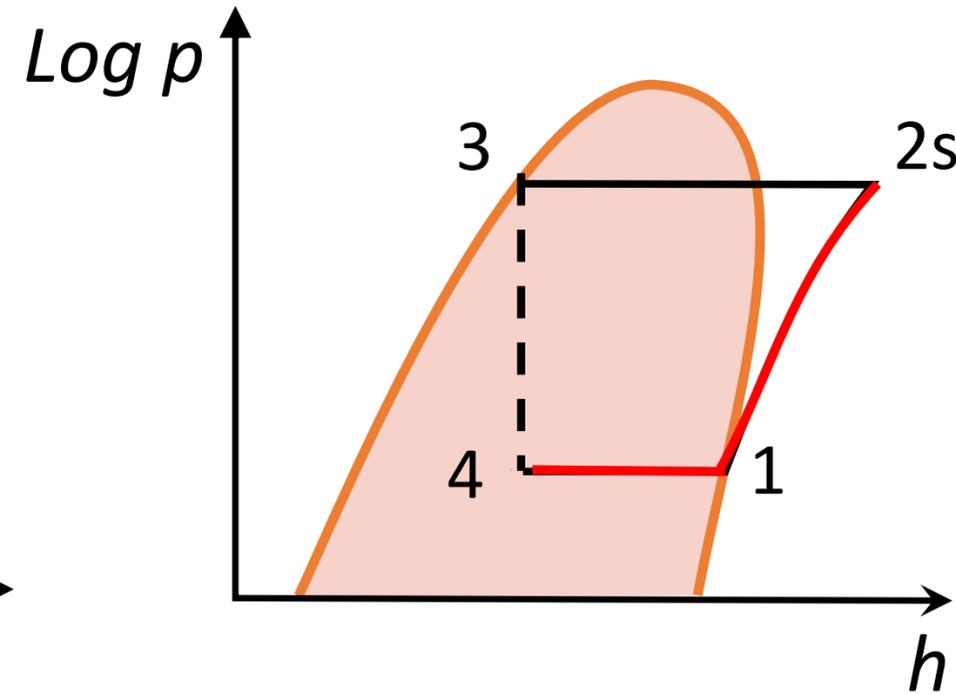
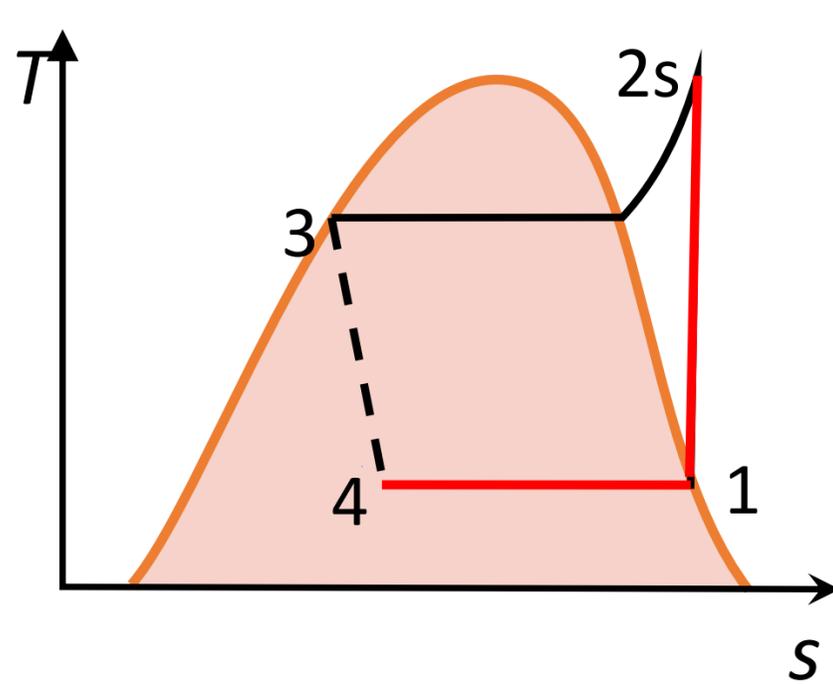


$$\frac{\dot{Q}_i}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

$\dot{Q}_i$  = calore assorbito dall'ambiente  
 $\dot{Q}_u^-$  = calore ceduto all'ambiente

$$\frac{|\dot{Q}_u^-|}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$

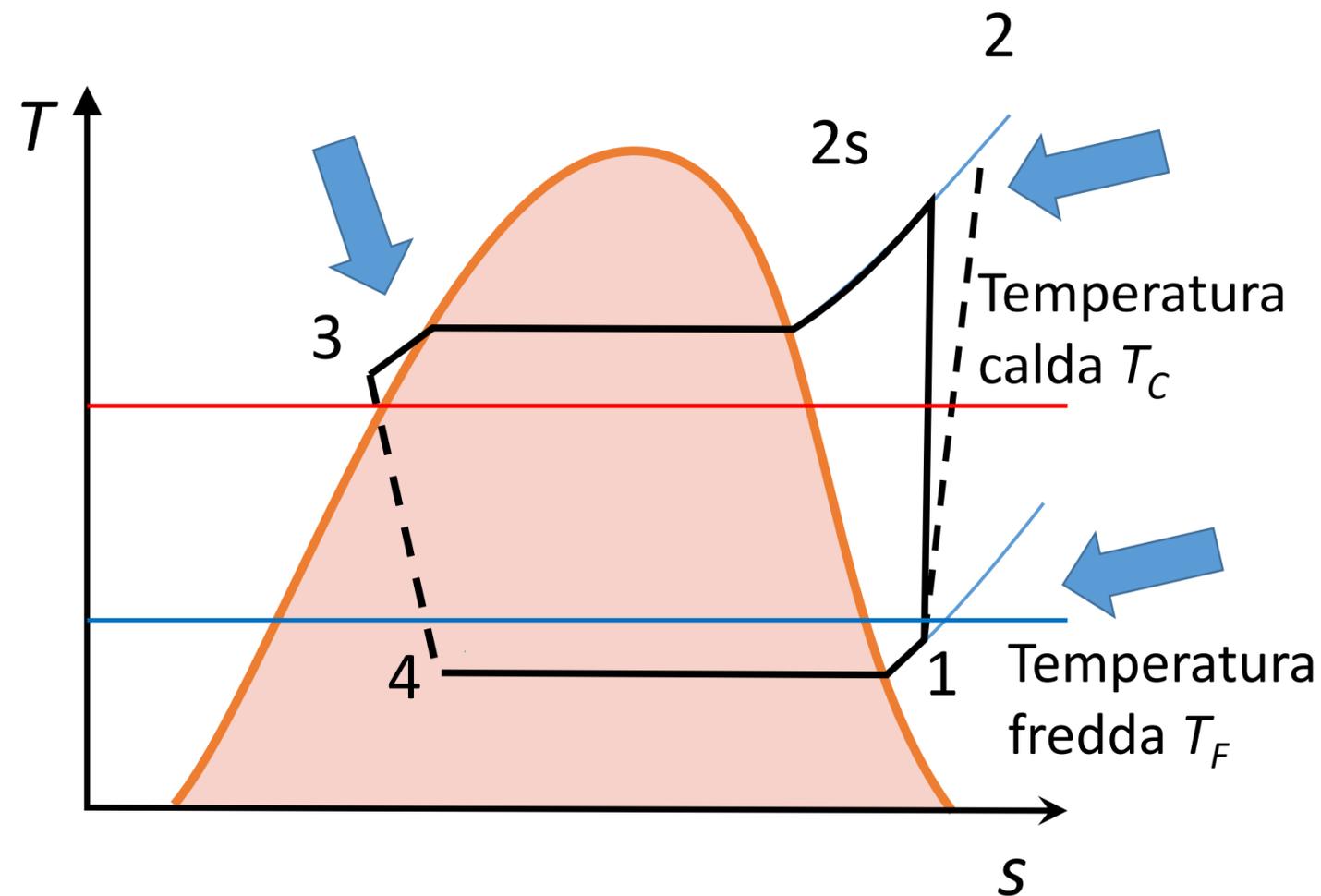
# Coefficiente di prestazione - Frigorifero



$$\beta = \frac{\dot{Q}_E^+ / \dot{m}}{|\dot{L}_c^- / \dot{m}|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$\beta$  = coefficiente di prestazione

# Caratteristiche dei sistemi reali a compressione di vapore

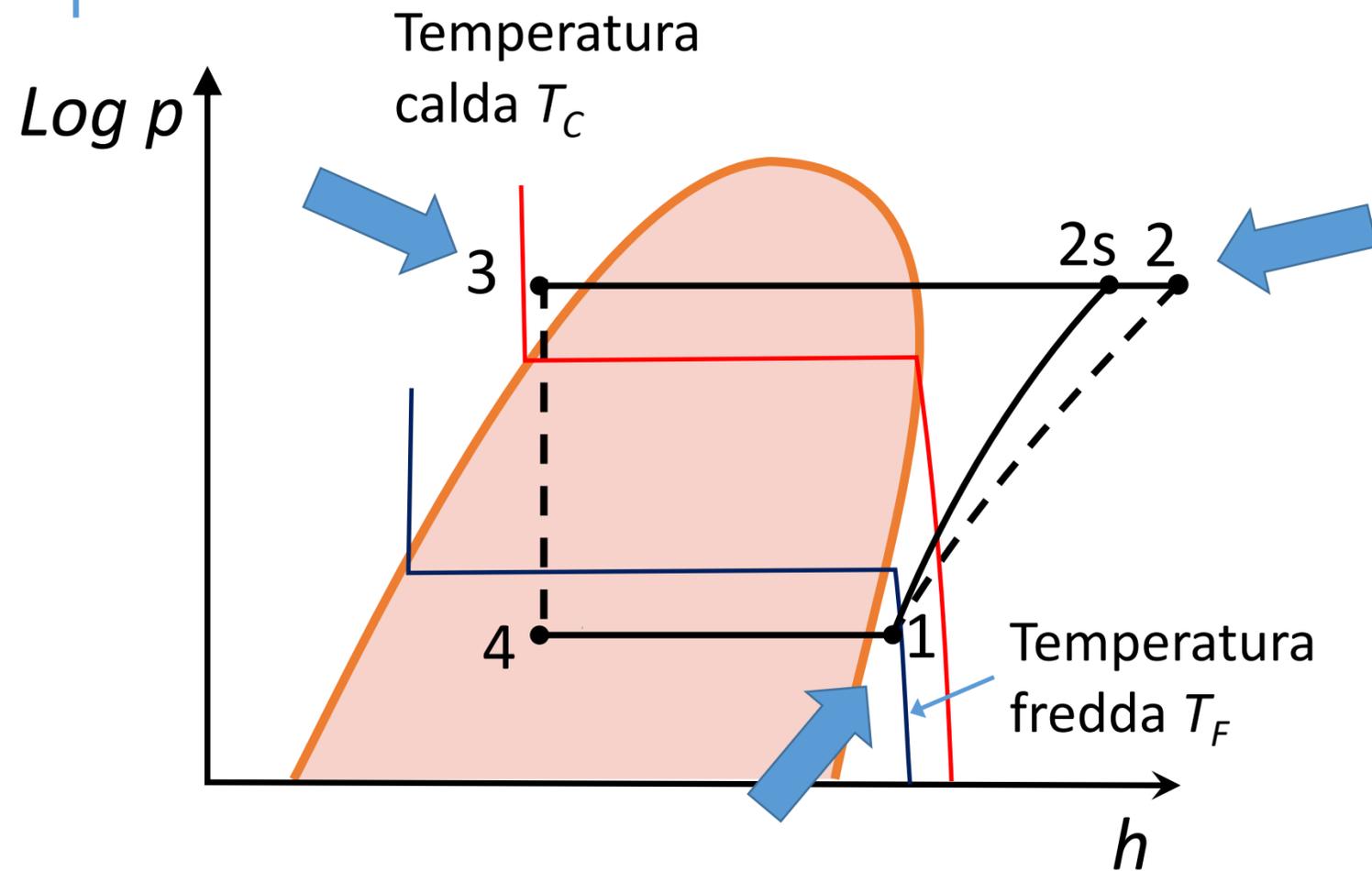


- Scambi termici sotto differenze finite di temperature
- Irreversibilità nel processo di compressione
- Uscita dall'evaporatore (1) in uno stato di vapore surriscaldato
- Uscita dal condensatore (3) in uno stato di liquido sottoraffreddato

$$\beta = \frac{\dot{Q}_E^+ / \dot{m}}{|\dot{L}_C^- / \dot{m}|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

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

# Caratteristiche dei sistemi reali a compressione di vapore



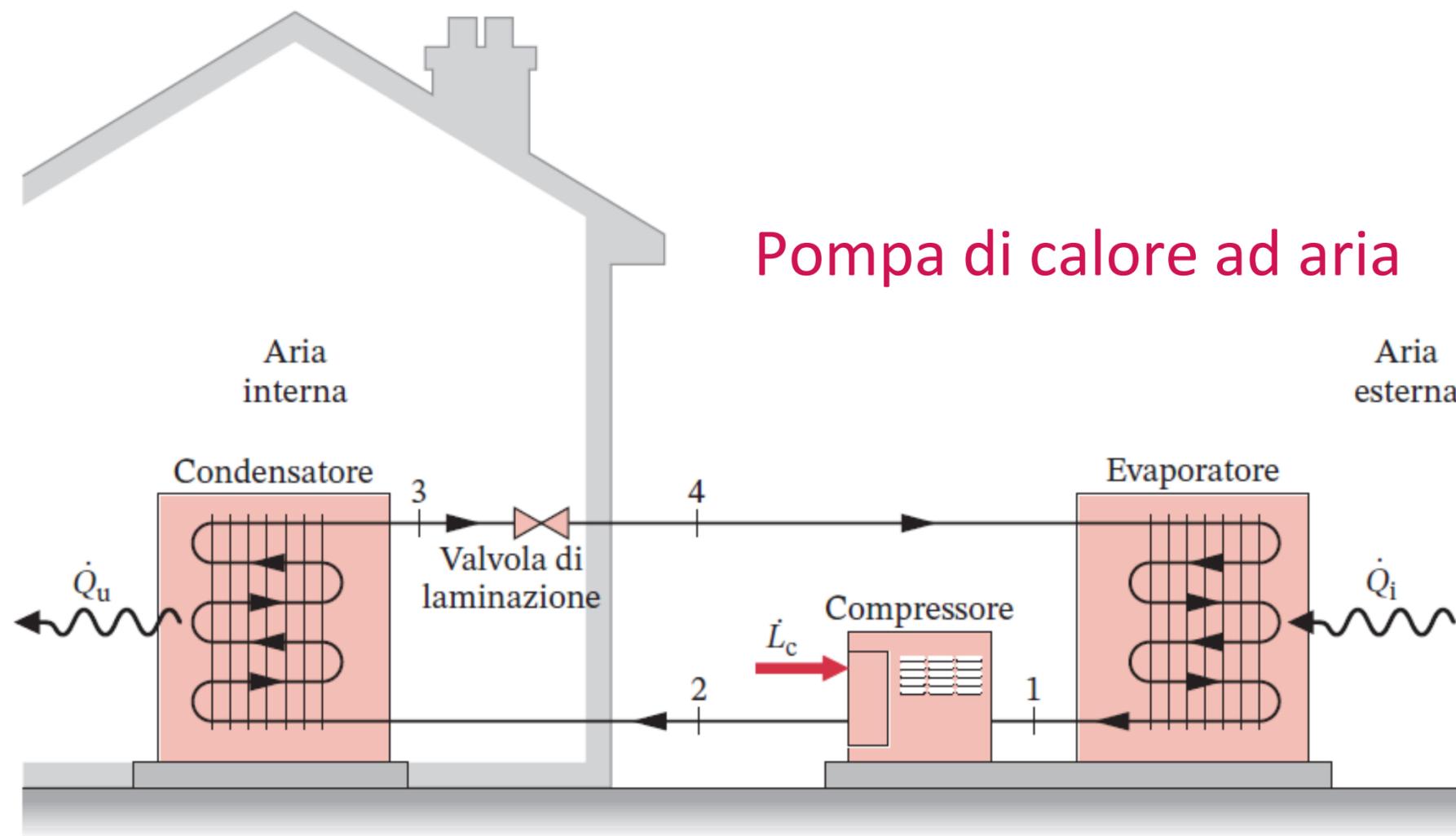
- Scambi termici sotto differenze finite di temperature
- Irreversibilità nel processo di compressione
- Uscita dall'evaporatore (1) in uno stato di vapore surriscaldato
- Uscita dal condensatore (3) in uno stato di liquido sottoraffreddato

$$\beta = \frac{\dot{Q}_E^+ / \dot{m}}{|\dot{L}_C^- / \dot{m}|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

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

# Pompe di calore a compressione di vapore

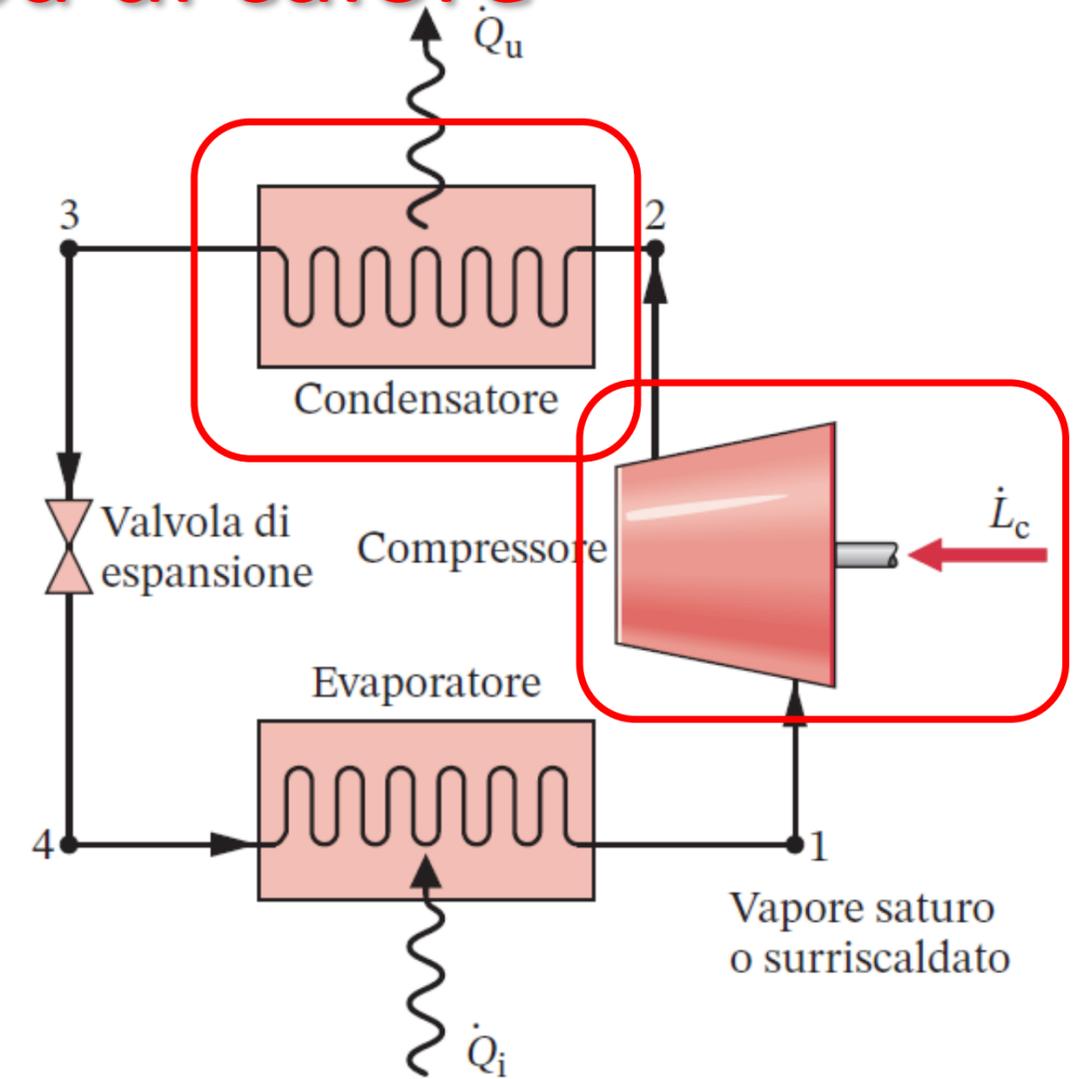
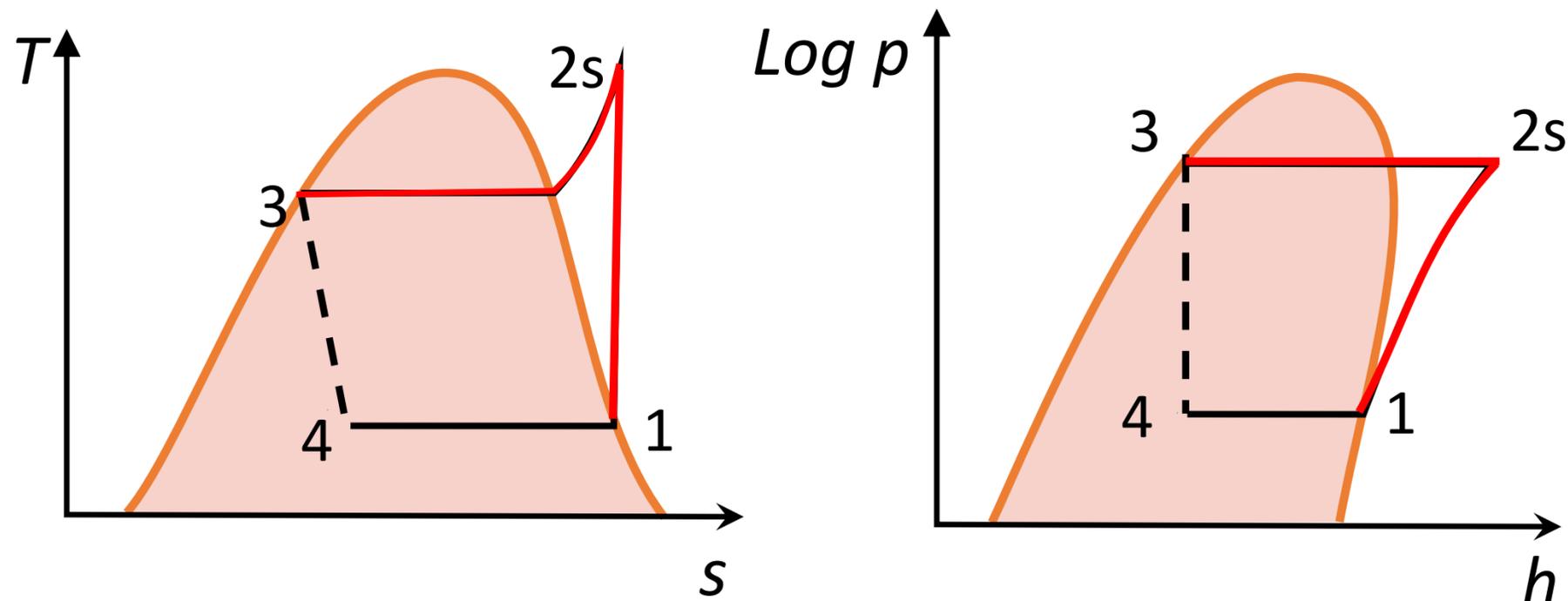
## Pompa di calore ad aria



- La pompa di calore trasferisce un flusso termico da una sorgente a temperatura minore ad una a temperatura maggiore
- L'effetto utile è il flusso trasmesso alla sorgente calda  $|\dot{Q}_u|$
- Definisco il coefficiente di prestazione della pompa di calore  $\gamma$

$$\gamma = \frac{|\dot{Q}_u|}{|\dot{L}_c|/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

# Coefficiente di prestazione – Pompa di calore



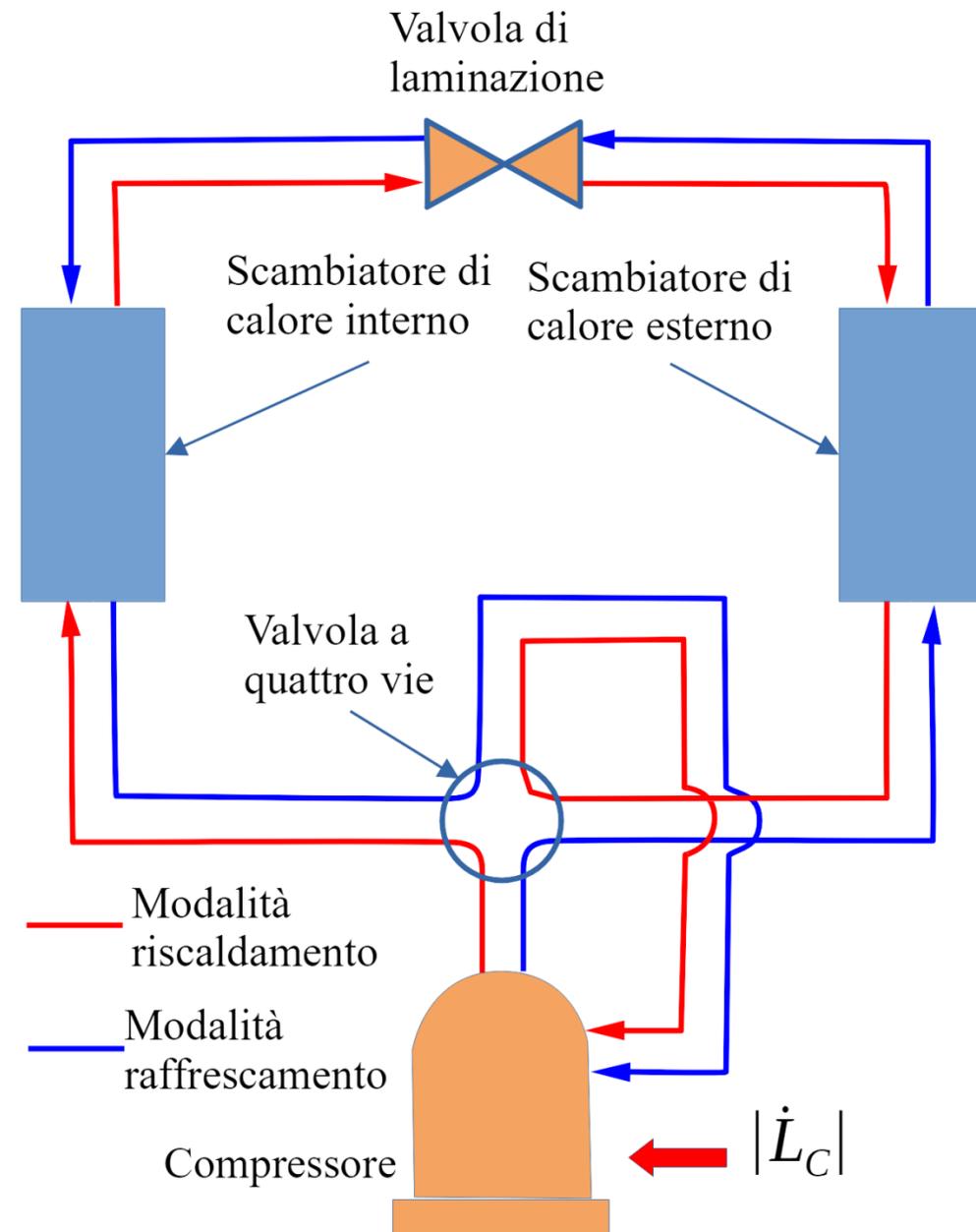
$$\gamma = \frac{|\dot{Q}_u|/\dot{m}}{|\dot{L}_c|/\dot{m}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

$\gamma$  = coefficiente di prestazione

# Terminologia

- Nella terminologia tecnica i coefficienti di prestazione assumono altre denominazioni
- Il coefficiente di prestazione del ciclo frigorifero  $\beta \Rightarrow$  EER
  - EER: Energy Efficiency Ratio
- Il coefficiente di prestazione del ciclo a pompa di calore  $\gamma \Rightarrow$  COP
  - COP: Coefficient of Performance

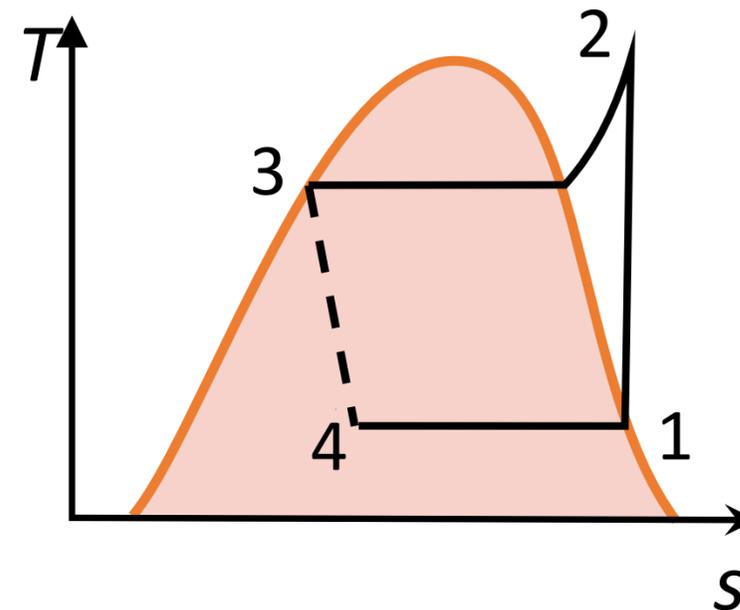
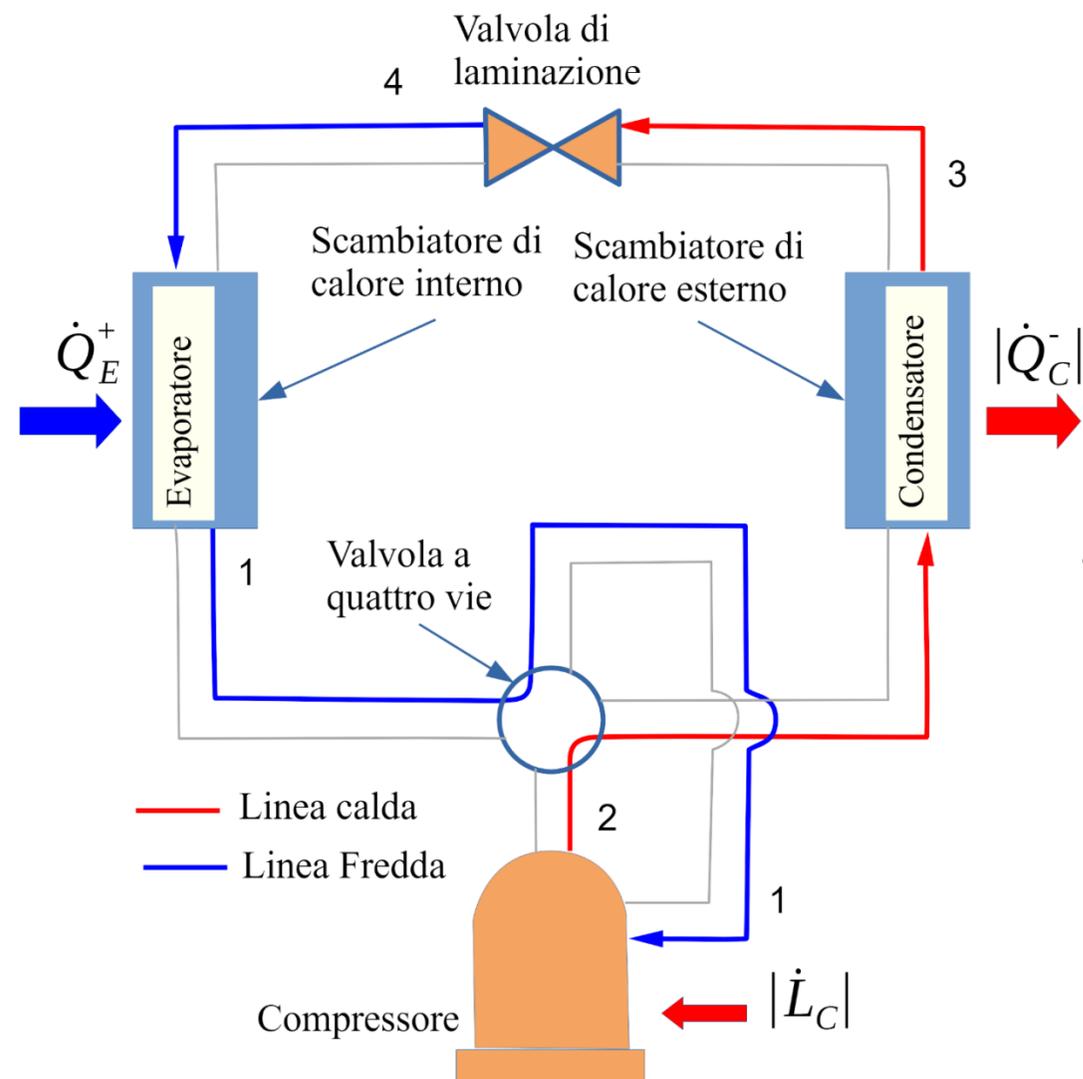
# Pompa di calore ad aria invertibile



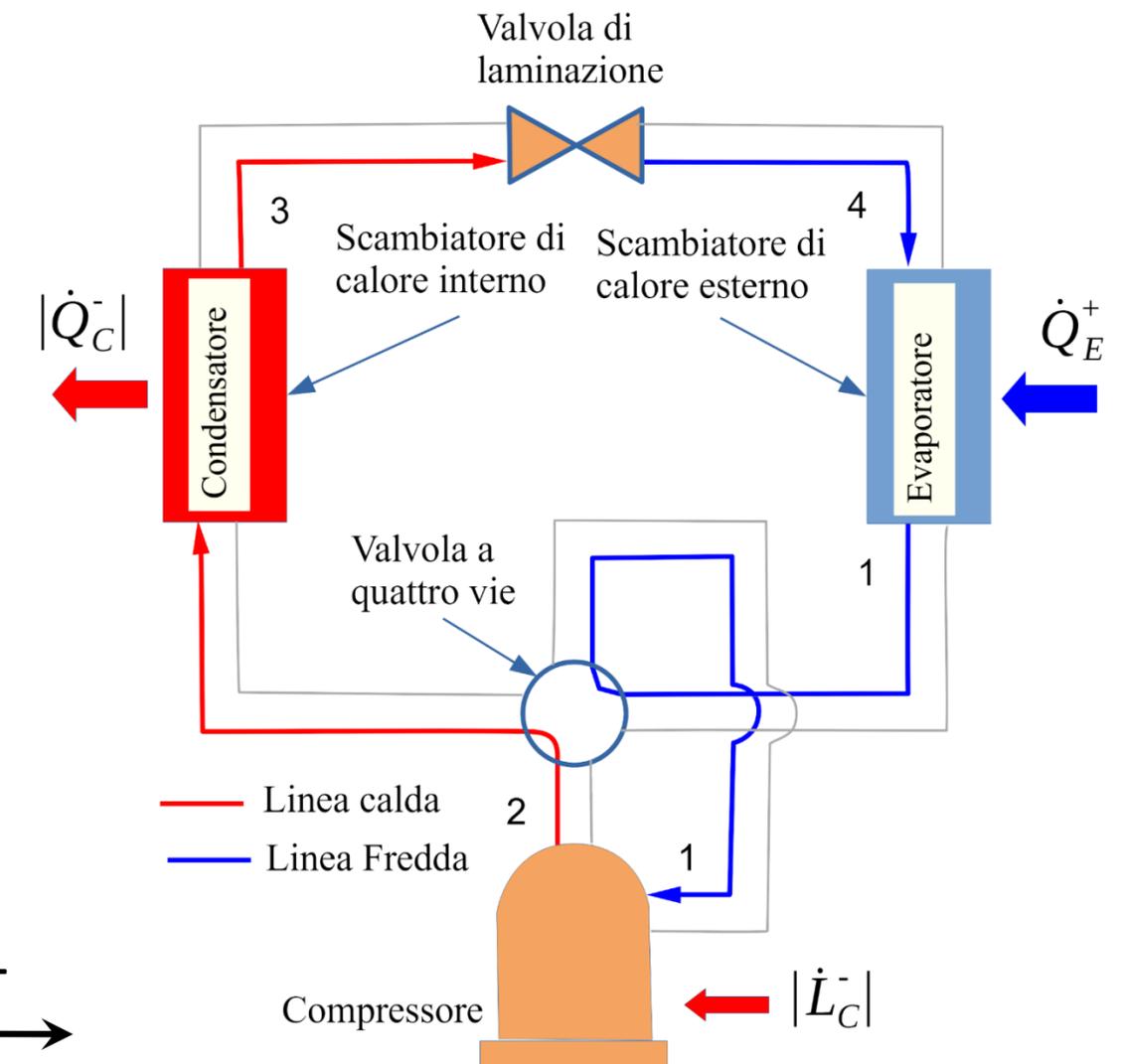
- I sistemi in commercio permettono di utilizzare le macchine sia come frigoriferi che pompe di calore
- Scambiatori di calore fungono alternativamente da condensatori od evaporatori
- Valvola a quattro vie per

# Pompa di calore ad aria invertibile

## Raffrescamento



## Pompa di calore



# Fluidi frigorigeni

- Gli impianti di refrigerazione e a pompa di calore utilizzano fluidi frigorigeni all'interno del ciclo
- Dal punto di vista ambientale i fluidi sono caratterizzati da due parametri:
  - ODP (Ozone Depletion Potential)
  - GWP (Global Warming Potential)
- fluidi sintetici
  - CFC Cloro-fluoro-carburi (R12)
  - HCFC Idro-fluoro-cloro-carburi (R22)
  - HFC Idro-fluoro-carburi (R134a)
  - FC Fluoro-carburi (R14)

# Caratteristiche di alcuni fluidi

Refrigerante	R12	R22	R134a	R404A	R407C	R507	R410A	R290	R600a	R1270	R717
Formula	$CCl_2F_2$	$CHClF_2$	$C_2H_2F_4$	Miscela	Miscela	Miscela	Miscela	$C_3H_8$	$C_4H_{10}$	$C_3H_6$	$NH_3$
Composizione				125/134a/143a	32/125/134a	125/143a	32/125				
%				44/4/52%	23/25/52%	50/50%	50/50%				
Famiglia	CFC	HCFC	HFC	HFC	HFC	HFC	HFC	Naturale	Nat.	Nat.	Nat.
ODP	0,9	0,055	0	0	0	0	0	0	0	0	0
GWP 100 anni	10300	1700	1300	3850	1270	3900	1370	<20	0	2	0