

9. TRASFORMAZIONI TERMODINAMICHE E CICLI REALI

9.1 Introduzione

I processi termodinamici che vengono realizzati nella pratica devono consentire la realizzazione di uno scambio di energia termica o di energia meccanica tra il sistema che li percorre ed altri sistemi, o tra il sistema e l'ambiente esterno. Tali processi, opportunamente posti in successione tra loro, consentiranno la realizzazione di un ciclo termodinamico ossia di una serie di trasformazioni alla fine della quale il sistema, dopo aver scambiato calore e lavoro, si troverà nello stesso stato termodinamico di partenza.

Si è visto nel capitolo 7 come le macchine termiche realizzabili devono lavorare tra almeno due sorgenti termiche, e come i processi reali avvengano in maniera irreversibile.

La sorgente a T minore è individuata, per i cicli diretti dalla T dei mezzi refrigeranti disponibili nell'ambiente: aria, acqua di mare, laghi, pozzi e fiumi.

Sempre nei cicli diretti la sorgente a T maggiore è in genere ottenuta mediante combustione di combustibili fossili, ed è costituita dai prodotti della combustione che si raffreddano.

La temperatura del sistema (o fluido termodinamico) che percorre il ciclo viene limitata in genere a non più di 540 °C per motivi di compatibilità con i materiali.

Si è visto poi come sulla base del teorema di Carnot, note le temperature assolute delle sorgenti, il massimo rendimento possibile sia costituito dal rendimento di Carnot nel caso dei cicli diretti:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (9.1)$$

mentre, nel caso dei cicli inversi, il riferimento è costituito dal coefficiente di prestazione di un ciclo frigorifero di Carnot:

$$\varepsilon_{Carnot} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} \quad (9.2)$$

o dal coefficiente di prestazione di una Pompa di Calore (sempre funzionante secondo il ciclo di Carnot inverso):

$$\varepsilon_{Carnot,pc} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} \quad (9.3)$$

Affinché un ciclo termodinamico possa costituire il riferimento ideale per un ciclo praticamente realizzabile, diretto o inverso, esso deve:

- essere composto da trasformazioni che rappresentino gli effetti dei processi realmente ottenibili, e siano compatibili con le sorgenti disponibili,
- presentare un elevato rendimento termodinamico, con limitata sensibilità alle irreversibilità.

Valgono inoltre le seguenti approssimazioni, del tutto accettabili nella maggior parte dei casi:

- se il fluido motore non varia il proprio stato di aggregazione molecolare, questo sarà considerato gas a comportamento ideale;
- i singoli processi avvengono entro singoli componenti, ognuno dei quali è rappresentabile come un sistema aperto operante in regime permanente, lo stato del fluido-motore in uscita da un componente coincide con lo stato in entrata nel componente successivo;
- le variazioni di energia cinetica e potenziale fra le sezioni di ingresso e di uscita di ogni sistema aperto saranno da ritenersi trascurabili.

La scelta delle trasformazioni ideali di riferimento per i processi reali di scambio di calore e lavoro è condizionata dal fatto che, nella realtà tecnologica attuale, non esistono componenti di impianto che, in termini pratici, siano in grado di realizzare contemporaneamente in modo efficace scambi di calore e di lavoro tra fluido ed ambiente esterno. Pertanto i processi di scambio termico assumono come trasformazioni ideali di riferimento (internamente reversibili) dei processi isobari (in essi il lavoro del sistema aperto è nullo), mentre i processi con scambio di lavoro assumono come riferimento i processi isoentropici (adiabatici reversibili) in cui lo scambio di calore è nullo.

Si tratta di processi solo internamente reversibili, non esternamente, dal momento che la differenza di temperatura tra sistema e sorgenti è finita (non infinitesima).

Oltre a queste trasformazioni, internamente reversibili, i processi reali possono far riferimento ad altre trasformazioni non reversibili per processi particolari, quali il miscelamento e la laminazione. Nel primo caso si fa riferimento ad una trasformazione adiabatica con pressione finale uguale a quella iniziale, nel secondo ad una trasformazione con entalpia finale uguale a quella iniziale.

Nello studio dei processi reali di interesse pratico è utile considerare alcuni particolari cicli di riferimento basati sulle semplici trasformazioni di un gas ideale. Queste trasformazioni, già viste nel capitolo 6 (sui gas ideali) ed i cicli di riferimento sono richiamate nel seguito.

9.2 Processi dei gas ideali

Processo isocoro ($v = \text{costante}$) $dv = 0$

Nel caso di un **sistema chiuso**, di massa m , si consideri una trasformazione quasistatica e reversibile:

$$dL = p \cdot dV = m \cdot p \cdot dv = 0 \quad \Rightarrow \quad L_{12} = 0$$

Dal Primo Principio della termodinamica, segue:

$$dQ = dU$$

$$\text{ovvero: } Q_{12} = \Delta U = m \cdot (u_2 - u_1) = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1).$$

Una tale trasformazione è il riferimento termodinamico per un processo di combustione in un ciclo tipo OTTO (figura 9.1) di un motore a combustione interna: nel corso di tale trasformazione viene trasferita energia termica da una fonte esterna al sistema, questo vede

aumentare la propria energia interna, e la propria pressione, a volume costante (la produzione di lavoro avverrà nella successiva fase di espansione).

Nel caso invece di un **sistema aperto**, considerando ancora una trasformazione quasistatica e reversibile, essendo $v_1 = v_2 = v$, si ha:

$$l_{12} = -v \cdot (p_2 - p_1) \quad (9.4)$$

Dal Primo Principio della Termodinamica, si ricava (*per unità di massa*):

$$q_{12} = (h_2 - h_1) - v \cdot (p_2 - p_1) = c_p \cdot (T_2 - T_1) - v \cdot (p_2 - p_1) \quad (9.5)$$

Ma il gas è a comportamento ideale, per cui valgono le seguenti relazioni:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad c_p = [k/(k-1)] \cdot R \quad c_v = [1/(k-1)] \cdot R$$

sostituendo l'espressione di c_p e svolgendo alcuni passaggi:

$$q_{12} = [k/(k-1)] \cdot R \cdot (T_2 - T_1) - v \cdot ((RT_2/v) - RT_1/v)$$

$$q_{12} = [k/(k-1)] \cdot R \cdot (T_2 - T_1) - R \cdot (T_2 - T_1) = R \cdot (T_2 - T_1) \cdot ((k/(k-1)) - 1) = (1/(k-1)) \cdot R \cdot (T_2 - T_1)$$

si ha:

$$q_{12} = c_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (9.6)$$

Un tale processo può costituire il riferimento termodinamico per il calcolo del lavoro (o della potenza) richiesto da una pompa o da un ventilatore. Anche in quest'ultimo caso infatti, nel campo delle prevalenze ($\Delta p = p_2 - p_1$) realizzate, il volume specifico dell'aria può essere considerato costante.

Processo isobaro ($p = \text{costante}$) $dp = 0$

Per un **sistema chiuso**, nel caso di una trasformazione quasistatica e reversibile, essendo $p_1 = p_2 = p$, si ha:

$$l_{12} = p \cdot (v_2 - v_1) \quad (9.7)$$

tenendo conto dell'equazione di stato dei gas perfetti si avrà (*per unità di massa*):

$$l_{12} = R \cdot (T_2 - T_1)$$

Mentre, per lo scambio termico (*sempre per unità di massa*):

$$q_{12} = (u_2 - u_1) + p \cdot (v_2 - v_1) = c_v \cdot (T_2 - T_1) + p \cdot (v_2 - v_1) \quad (9.8)$$

Ma il gas è a comportamento ideale, quindi, sostituendo l'espressione del calore specifico a volume costante in funzione di k ed R ($c_v = [1/(k-1)] \cdot R$) si avrà:

$$q_{12} = [1/(k-1)] \cdot R \cdot (T_2 - T_1) + p \cdot ((RT_2/p) - RT_1/p)$$

$$q_{12} = [1/(k-1)] \cdot R \cdot (T_2 - T_1) + R \cdot (T_2 - T_1) = R \cdot (T_2 - T_1) \cdot ((1/(k-1)) + 1) = (k/(k-1)) \cdot R \cdot (T_2 - T_1)$$

quindi:

$$q_{12} = c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (9.9)$$

Una tale trasformazione è il riferimento termodinamico per una combustione in un ciclo tipo DIESEL (figura 1) di un motore a combustione interna: tale trasformazione consente lo scambio di energia termica.

Se, al contrario, il sistema è con deflusso (**sistema aperto**), essendo $dL_{cv} = 0$, ed essendo in tal caso (trasformazione quasistatica reversibile): $dL_{cv} = -v dp$, dal Primo Principio della termodinamica, segue:

$$dq = dh$$

$$q_{12} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

Lo scambio termico in un processo con deflusso è sfruttato in un ciclo BRAYTON – JOULE (vedi figura 9.2).

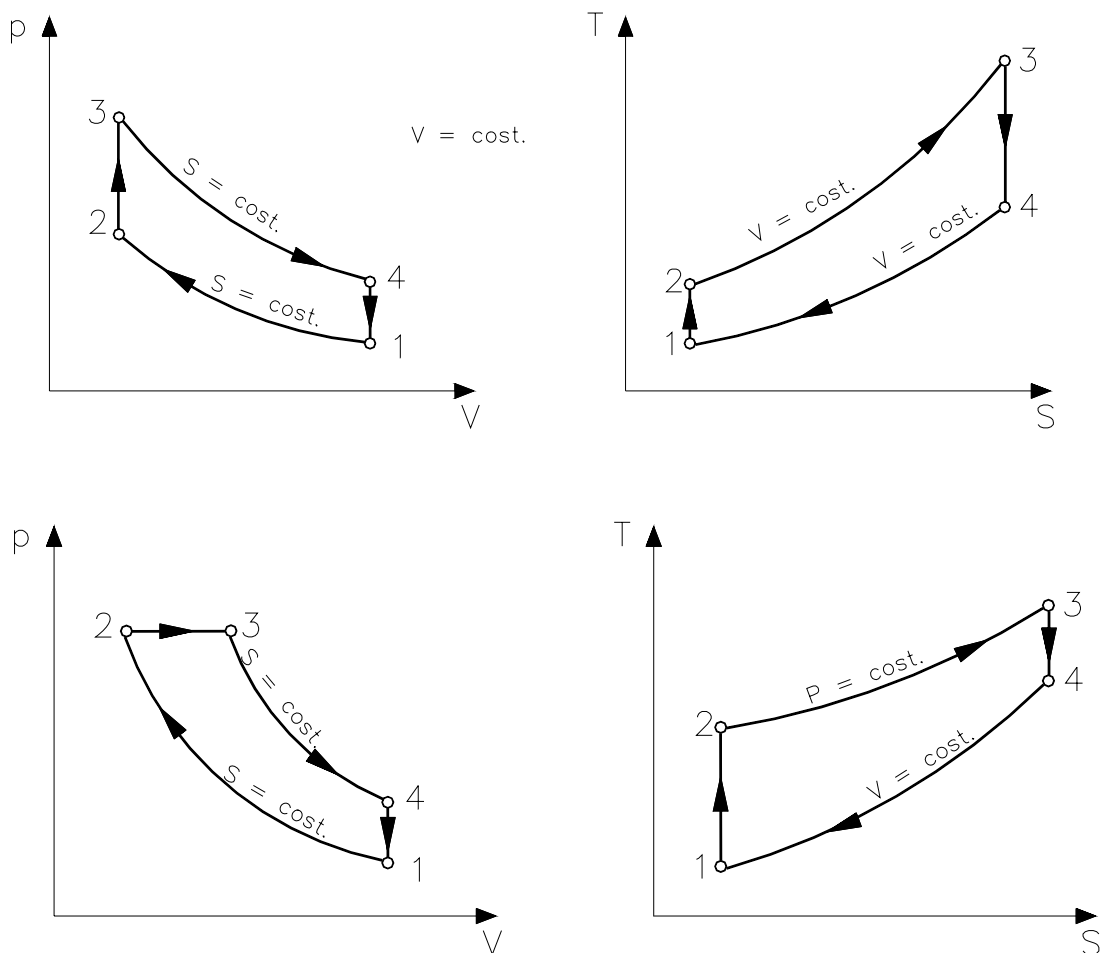


Figura 9.1 Ciclo termodinamico di riferimento tipo OTTO (sopra) e tipo DIESEL (sotto)

Processo isoterma $dT = 0$

L'equazione di stato del gas ideale ci consente di affermare che:

$$p \cdot v = \text{costante}$$

E' necessario ricordare che, se i calori specifici non variano con la temperatura, si ha:

sistema con deflusso: $dh = 0$

sistema chiuso $du = 0$

Quindi, in ogni caso:

$$dq = dl$$

Ne segue, nel caso di un sistema chiuso:

$$q_{12} = l_{12} = \int_1^2 p \cdot dv = \int_1^2 \frac{RT}{v} \cdot dv = RT \int_1^2 \frac{1}{v} \cdot dv = RT \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (9.10)$$

Nel caso di un sistema con deflusso si ha:

$$q_{12} = l_{12} = - \int_1^2 v \cdot dp = - \int_1^2 \frac{RT}{p} \cdot dp = - RT \cdot \int_1^2 \frac{1}{p} \cdot dp = - RT \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = - RT \cdot \ln\left(\frac{\frac{RT}{v_2}}{\frac{RT}{v_1}}\right) = RT \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (9.11)$$

In sostanza per un sistema con deflusso che esegua una trasformazione isoterma, il lavoro di immissione eguaglia il lavoro di espulsione ($p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2$), come è evidente nel grafico dove il processo è rappresentato da un tratto di iperbole equilatera, ed in base alla (3.10) si ottiene lo stesso risultato che nel caso senza deflusso.

Tale processo viene realizzato con buona approssimazione in un ciclo tipo STIRLING: esso consente un contemporaneo scambio di energia termica e di energia meccanica.

Processo adiabatico $dQ = 0$

Si ricorda che, per un tale processo, se vale l'ipotesi di quasistaticità e di reversibilità, si ha $ds=0$; il processo è dunque isoentropico. Per il gas ideale valgono inoltre le relazioni:

$$T \cdot p^{(1-k)/k} = \text{costante}$$

$$T \cdot v^{(k-1)} = \text{costante}$$

$$p \cdot v^k = \text{costante}$$

E' evidente che lo scambio di lavoro sarà realizzato da variazioni di volume specifico (sistemi senza deflusso, macchine volumetriche), o da variazioni di pressione (sistemi con deflusso). Compressori ed espansori (o turbine) sono le macchine che realizzano questi processi.

Nella quasi totalità dei casi in queste macchine, il processo è considerato adiabatico. Se il **sistema è chiuso**, essendo ovviamente $Q_{12} = 0$, risulta:

$$l_{12} = u_1 - u_2 = c_v \cdot (T_1 - T_2) \quad (9.11)$$

Tale espressione, ricavando la T dall'equazione di stato ed utilizzando la $p \cdot v^k = \text{cost.}$, può anche essere resa come:

$$l_{12} = \frac{1}{k-1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2) = \frac{1}{k-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (9.12)$$

A tale espressione si farà ricorso per il calcolo del lavoro di compressione o di espansione. Un'applicazione nella forma (9.12) si può utilizzare nel calcolo del lavoro scambiato durante le compressioni e le espansioni in cicli diretti tipo OTTO e DIESEL.

Per contro, in un sistema **con deflusso**, si può facilmente ricavare:

$$l'_{12} = h_1 - h_2 = c_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (9.13)$$

Ricavando la temperatura dall'equazione di stato, tale espressione può anche essere resa come:

$$l'_{12} = \frac{k}{k-1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2) = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (9.14)$$

Come si era già rilevato nel paragrafo 6.7, il lavoro con deflusso è k volte il lavoro senza deflusso.

Tale espressione consente di ricavare il lavoro scambiato in compressioni o espansioni in un ciclo di tipo BRAYTON – JOULE (ciclo diretto ad aria). Moltiplicando il lavoro per unità di massa per la portata (kg/s) si ottiene la potenza meccanica prodotta dal sistema.

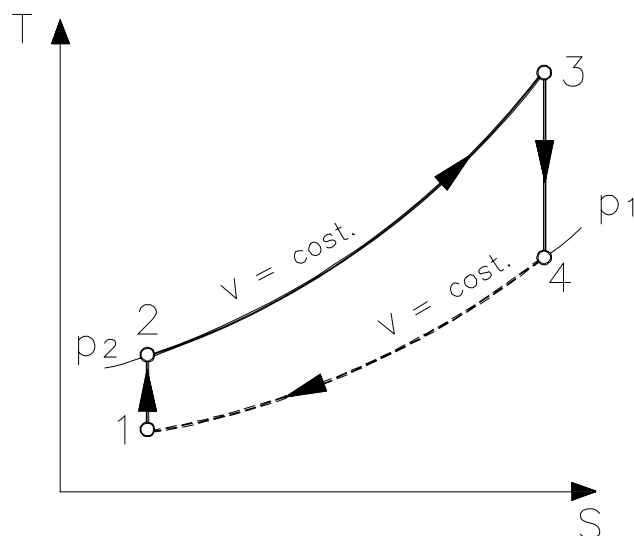


Figura 9.2 Ciclo termodinamico di riferimento tipo BRAYTON – JOULE

Le trasformazioni di compressione e di espansione in un sistema con deflusso, che utilizzi un gas come fluido termovettore, sono realizzate in organi meccanici (espansori – turbine o compressori). La rappresentazione grafica schematica di tali organi è riportata in figura 9.3. Nel caso di un compressore occorre fornire al sistema potenza meccanica, mentre nel caso di un espansore (o turbina) è il sistema a fornire potenza meccanica all'esterno.

9.3 Processi dei vapori

Generazione di vapore

Il processo di generazione di vapore di riferimento è un processo con deflusso isobaro ($p = \text{costante}$). Il processo ha solitamente inizio con il fluido in fase liquida: per tale motivo (vedi figura 4), si può considerare composto di tre fasi:

- riscaldamento del liquido fino a raggiungere la temperatura di saturazione;
- vaporizzazione del fluido;
- surriscaldamento del vapore fino alle condizioni finali di equilibrio desiderate.

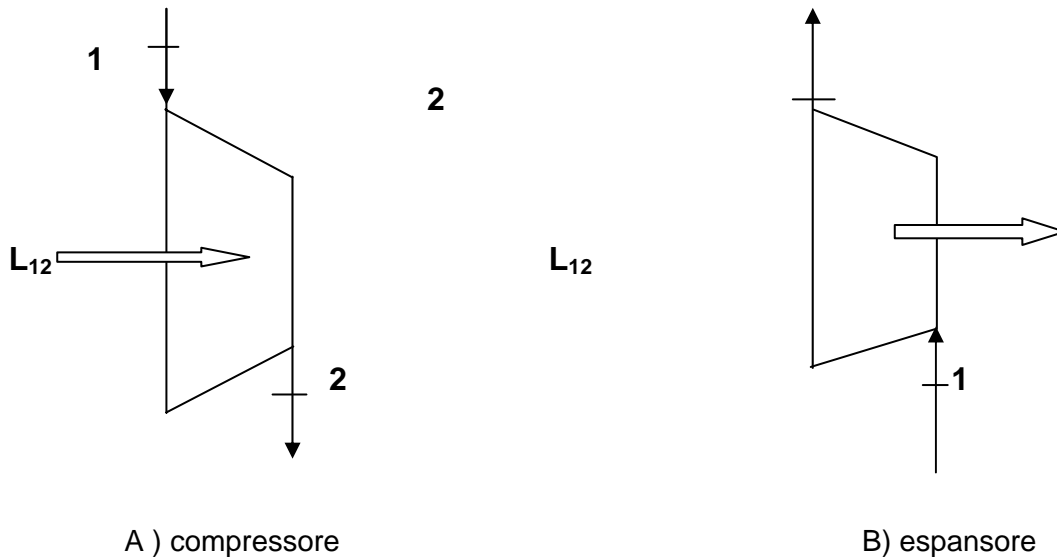


Figura 9.3. Rappresentazione grafica di un compressore e di un espansore (turbina)

Il processo avviene **con deflusso** e senza scambio di potenza meccanica con l'ambiente esterno. Il Primo Principio della Termodinamica consente pertanto di determinare la potenza termica specifica scambiata come:

$$q_{12} = h_2 - h_1$$

ma anche come (vedi figura 9.4):

$$q_{12} = (h_{LS} - h_1) + (h_{VS} - h_{LS}) + (h_2 - h_{VS}) \quad (9.15)$$

in cui: h_{LS} = entalpia del liquido saturo ($x = 0$) alla pressione di saturazione p_1 ;
 h_{VS} = entalpia del vapore saturo ($x = 1$) alla pressione di saturazione p_1 .

La differenza $(h_{VS} - h_{LS})$ è pari al calore di vaporizzazione r alla temperatura corrispondente alla pressione di saturazione indicata p_1 . Con buona approssimazione i tre termini della relazione possono essere calcolati come:

$$a) h_{LS} - h_1 = c_{P,L} \cdot (T_{LS} - T_1) \quad (9.16)$$

in cui: $c_{P,L}$ = calore specifico del liquido [J/(kg K)]

T_{LS} = temperatura di saturazione (in corrispondenza alla pressione p_1)

$$b) h_{VS} - h_L = r \quad (9.17)$$

in cui: r = calore di vaporizzazione alla temperatura $T_{LS} = T_{VS}$;

$$c) h_2 - h_{VS} = c_{P,V} \cdot (T_2 - T_{VS}) \quad (9.18)$$

in cui: $c_{P,V}$ = calore specifico del vapore [J/(kg K)]

T_{VS} = temperatura di saturazione (in corrispondenza alla pressione p_1)= T_{LS}

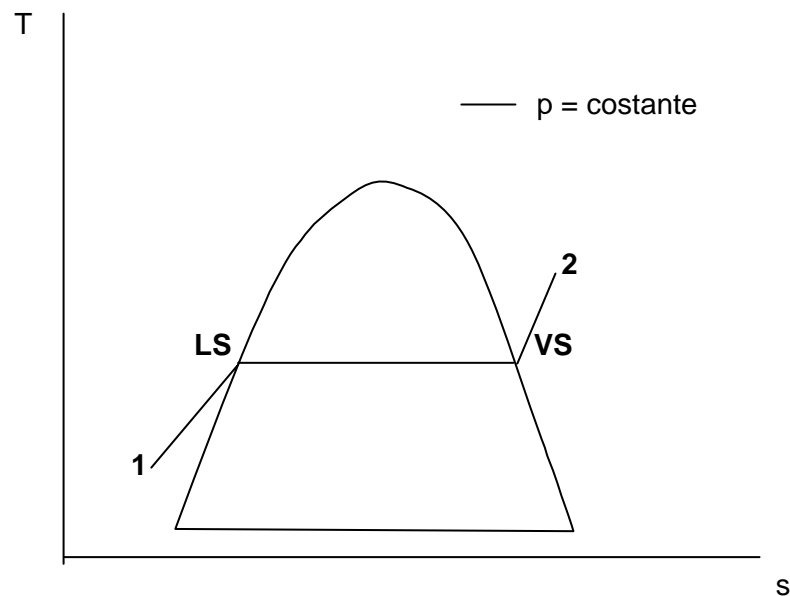


Figura 9.4 Trasformazione isobara (generazione di vapore)

Il processo di generazione di vapore avviene in un organo meccanico chiamato generatore di vapore che viene rappresentato graficamente come in Figura 9.5.

Nei cicli inversi la produzione di vapore avviene in un organo meccanico detto evaporatore: anche in tale organo il processo avviene a pressione costante.

Il processo inverso (condensazione = cessione di energia interna all'ambiente esterno) è utilizzato sia nei cicli diretti che nei cicli inversi. Tale processo avviene a pressione costante in uno scambiatore di calore detto condensatore.

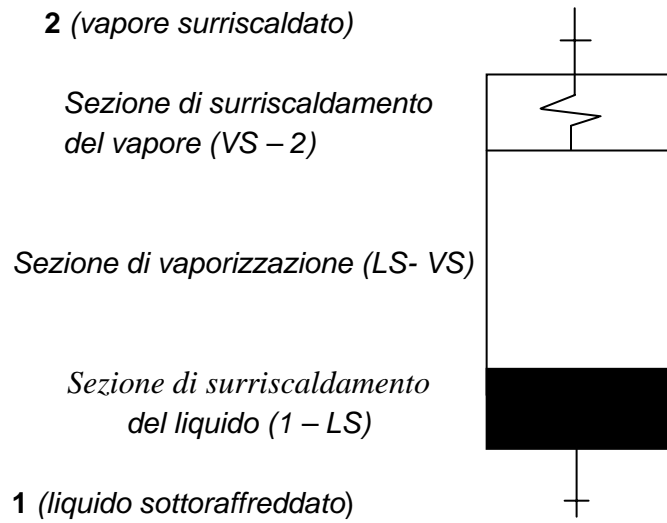


Figura 9.5 Rappresentazione grafica di un generatore di vapore

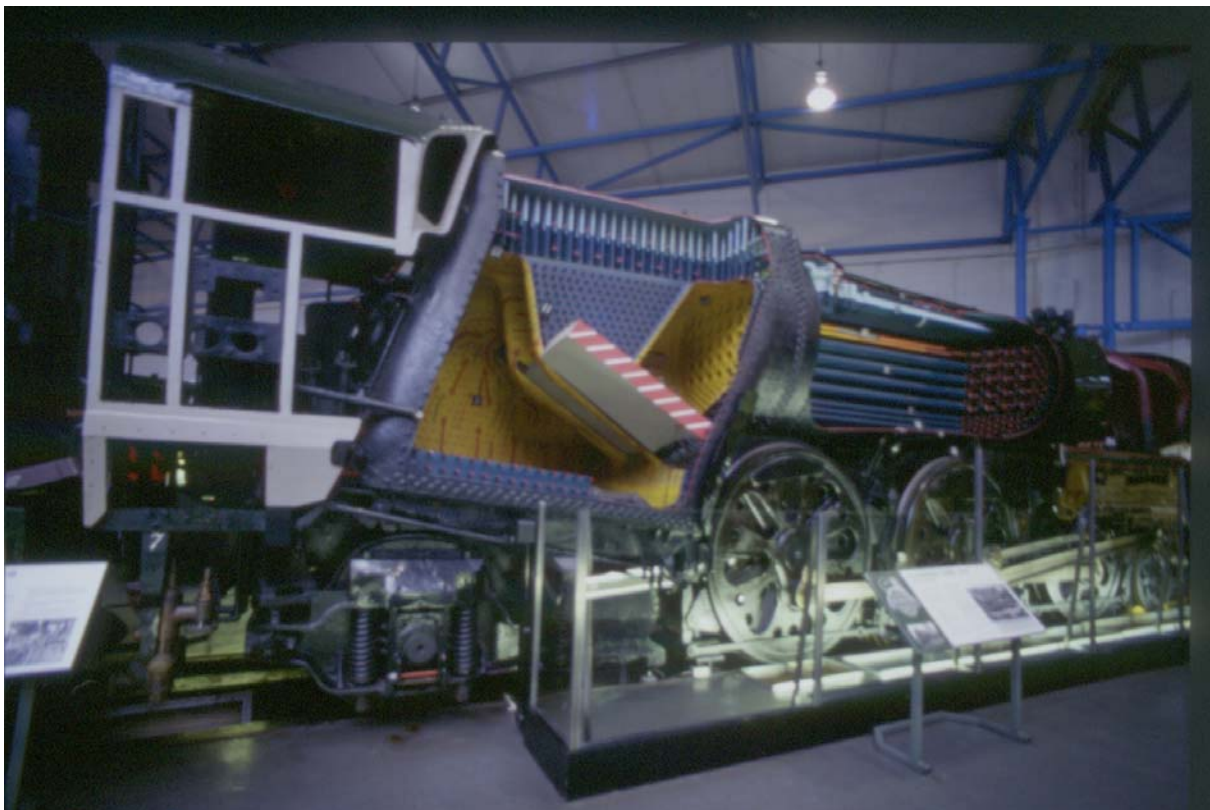


Figura 9.6 un generatore di vapore reale (caldaia di locomotiva)

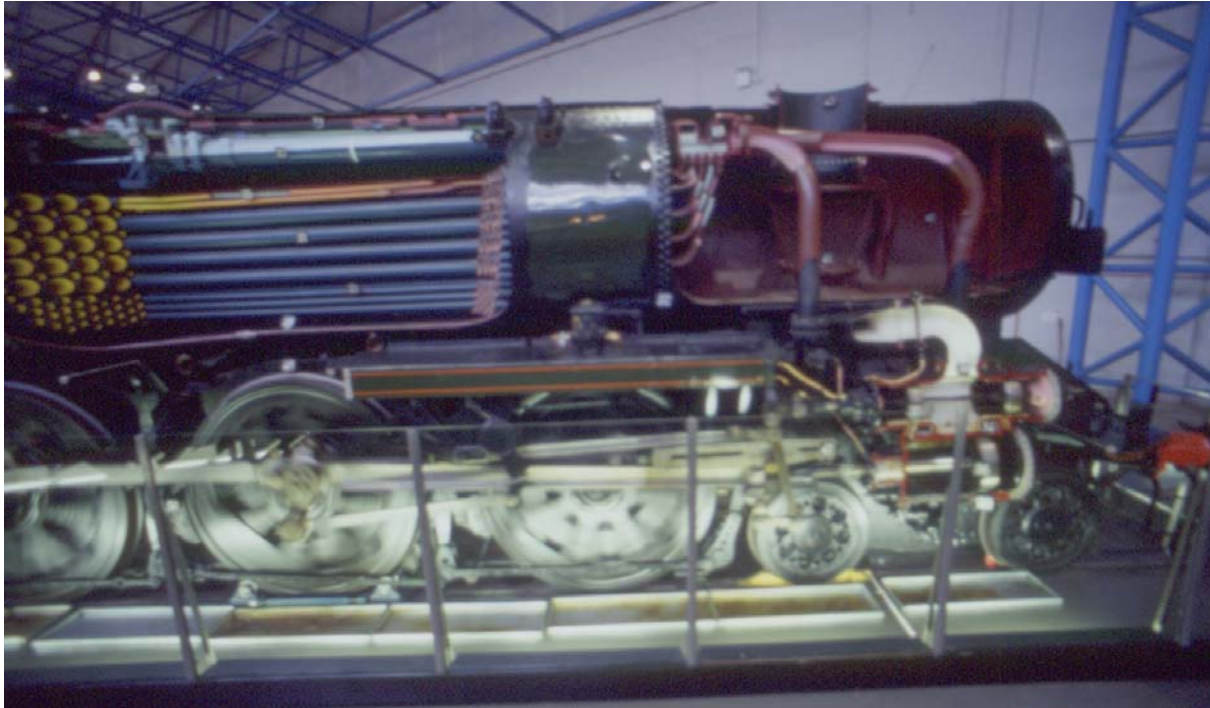


Figura 9.7 un generatore di vapore reale (caldaia di locomotiva)

Processo adiabatico: la compressione e l'espansione

Il processo adiabatico è caratterizzato da scambio termico nullo. Se il processo è reversibile, è anche isoentropico ($s = \text{costante}$). Lo stato iniziale e finale della trasformazione sono stati di equilibrio termodinamico. Occorre distinguere tra diversi casi:

1- compressione di un vapore

Tale processo avviene a partire dallo stato di vapore saturo secco ($x = 1$) o di vapore surriscaldato. Il lavoro specifico di compressione è valutato come:

$$L_{12} = h_2 - h_1 < 0 \quad (9.19)$$

Il processo viene realizzato in un compressore schematizzato come in figura 9.8.

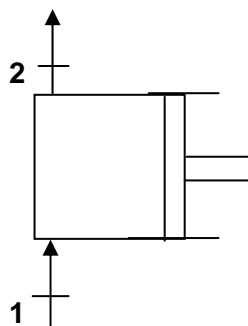


Figura 9.8 Rappresentazione schematica di un compressore per un ciclo a vapore

2 - compressione di un liquido:

Per tale processo (pompaggio) si può scrivere.

$$L_{12} = h_2 - h_1 < 0 \quad (9.20)$$

in tal caso poiché la trasformazione si può ritenere reversibile ed a volume specifico $v =$ costante, è possibile scrivere, nei casi in oggetto:

$$-\int_1^2 v \cdot dp = v \cdot (p_1 - p_2) \approx 0 \quad (9.21)$$

essendo il volume specifico del fluido allo stato liquido trascurabile rispetto a quello allo stato di vapore. La figura 9.9 riporta la rappresentazione schematica di una pompa.

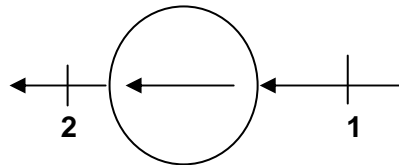


Figura 9.9 Rappresentazione unificata di una pompa

Esempio

A tale proposito si consideri il lavoro *isoentropico* necessario per comprimere l'unità di portata di vapore acqueo da $p_1 = 100$ kPa a $p_2 = 10$ bar, nel caso in cui :

- a) il punto 1 sia liquido saturo ($x_1 = 0$);
- b) il punto 1 sia vapore saturo secco ($x_1 = 1$).

Nel caso a), il fluido è in fase liquida e si può ritenere incomprimibile ($v_1 = v_2$):

$$v_{liq} = v_1 = 0,001043 \text{ m}^3/\text{kg}$$

e pertanto dalla (9.20) risulta:

$$L_{12} = -v_{liq} \cdot (p_2 - p_1) = -0,001043 \cdot (10 \cdot 10^5 - 100\,000) = -0,94 \text{ kJ/kg}$$

Nel caso b), occorre disporre di un diagramma entalpico $h-s$ del vapor d'acqua. Da esso si possono rilevare i seguenti valori:

$$h_1 = 2675,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 3195,5 \text{ kJ/kg}$$

Per ricavare il lavoro per unità di massa, occorre applicare il Primo Principio della Termodinamica (sistemi con deflusso) per una trasformazione adiabatica ($Q_{12} = 0$).

Pertanto:

$$L_{12} = h_1 - h_2 = 2675,5 - 3195,5 = -520 \text{ kJ/kg}$$

Non occorre aggiungere ulteriori commenti ai diversi valori ottenuti: tali grandezze giustificano il fatto che, molto frequentemente, il lavoro speso per il pompaggio di un liquido viene trascurato.

3- espansione di un vapore

Tale processo avviene a partire dalla condizione di vapore surriscaldato fino a quella di vapore saturo secco ($x=1$) o a fluido bifase ($x<1$). Il lavoro specifico di espansione è valutato come:

$$L_{12} = h_1 - h_2 > 0 \quad (9.22)$$

Il processo viene realizzato in una macchina termica chiamata turbina la cui schematizzazione grafica è riportata in figura 9.3 ed un'immagine in figura 9.14.

4- espansione di un liquido

Tale processo non è praticabile in modo efficiente e pertanto si preferisce utilizzare un semplice processo di espansione adiabatica e senza scambio di energia meccanica con l'ambiente esterno.

Il processo così realizzato, tipicamente irreversibile, ha come effetto la diminuzione della pressione del fluido da p_1 a $p_2 < p_1$ ed avviene in modo tale che, per il Primo Principio della Termodinamica:

$$h_1 = h_2 \quad (9.23)$$

Il processo è detto di **laminazione**. Tale processo è adottato nei cicli inversi nei quali risulterebbe arduo recuperare lavoro meccanico utilizzando un espansore; l'organo di laminazione è rappresentato graficamente come in figura 9.10.

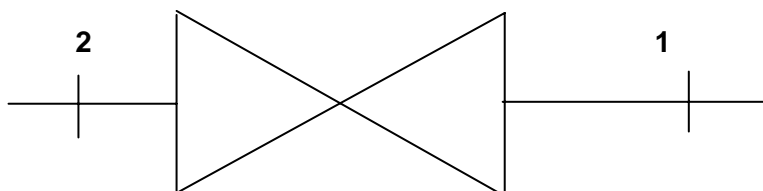


Figura 9.10. Rappresentazione grafica di un organo di laminazione.

Esempio

I processi di espansione e di compressione nelle macchine avvengono con produzione di irreversibilità. In particolare, è possibile definire un indice di bontà del processo considerato. Per l'espansione, si definisce rendimento isoentropico dell'espansione $\eta_{i,es}$:

$$\eta_{i,es} = \frac{L_{reale}}{L_{ideale}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}} \quad (9.24)$$

Appare evidente che: $L_{reale} < L_{ideale}$.

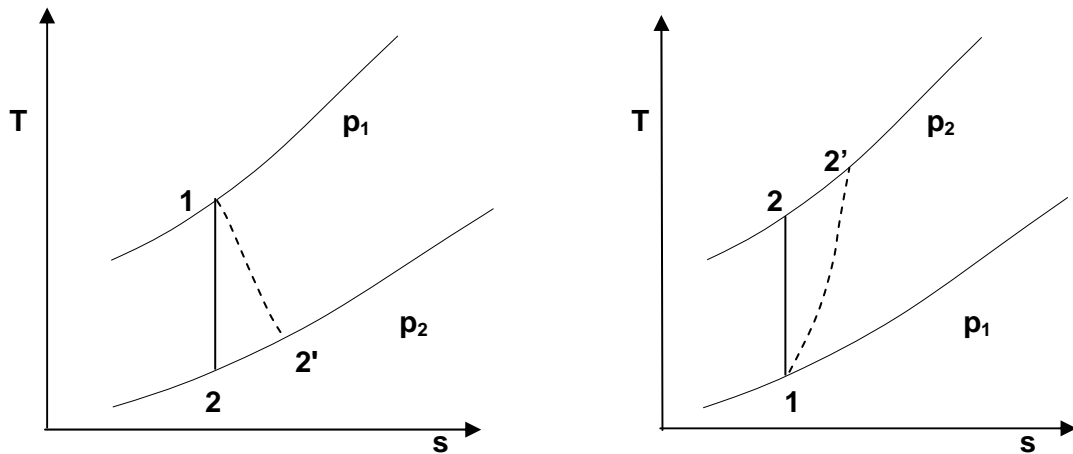
Per la compressione, al contrario, si definisce il rendimento isoentropico della

compressione $\eta_{i,comp}$:

$$\eta_{i,comp} = \frac{L_{ideale}}{L_{reale}} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} \quad (9.25)$$

In questo caso è invece: $L_{reale} > L_{ideale}$

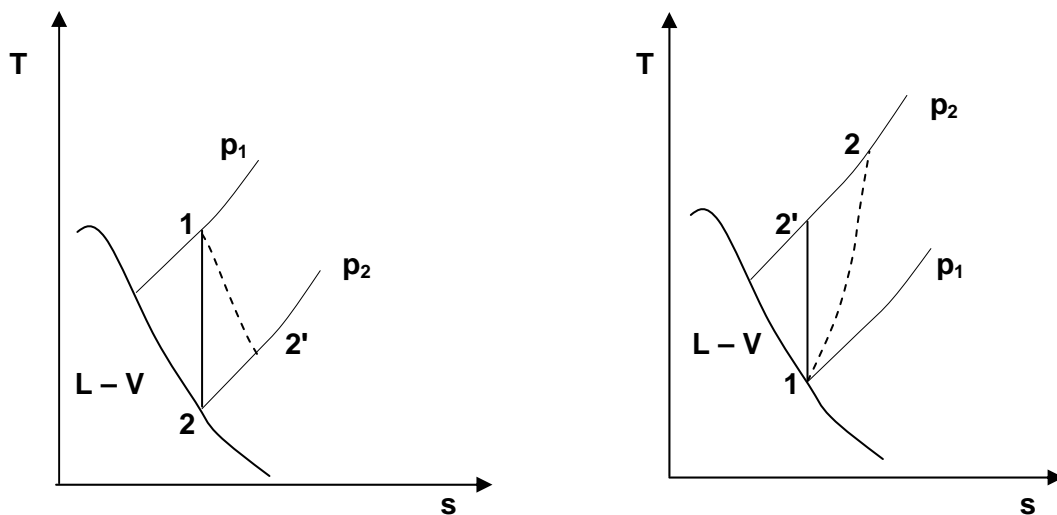
La conoscenza del rendimento isoentropico consente di determinare il valore del punto 2, note che siano le pressioni entro le quali avviene il processo. Con l'apice ' sono indicati i punti reali delle trasformazioni. Si noti che le definizioni date non dipendono dal fluido utilizzato. Le figure 9 e 10 riportano, in un diagramma T-s, i processi esaminati.



a) Espansione di un gas ideale

b) Compressione di un gas ideale

Figura 9.11. processi di espansione e di compressione per un gas ideale



a) Espansione di un vapore

b) Compressione di un vapore

Figura 9.12. Processi di espansione e di compressione per un vapore

9.4 Cicli diretti e cicli inversi a vapore

Le trasformazioni descritte nei precedenti paragrafi, opportunamente poste in successione, consentono di realizzare dei cicli termodinamici il cui scopo è quello di ottenere potenza (o lavoro) meccanica utile (cicli diretti), oppure di ottenere degli spostamenti di potenza (o energia) termica (cicli inversi) in senso contrario a quello spontaneo, ovvero dalla sorgente a T minore verso la sorgente a T maggiore.

Ciclo diretto a vapore (tipo RANKINE)

Il ciclo diretto RANKINE è rappresentato schematicamente ed in un diagramma T-s nella figura (9.13). Il rendimento termico η_T di un ciclo di questo tipo, che può essere definito in termini di lavoro come:

$$\eta_T = \frac{L_{\text{utile}}}{Q_{\text{fornito}}} \quad (9.26)$$

L_{utile} = lavoro utile netto *ricavato* dal ciclo [J], ovvero differenza tra L^+ prodotto dall'espansore e L^- assorbito dalla pompa;

Q_{fornito} = energia termica *fornita* al ciclo [J];

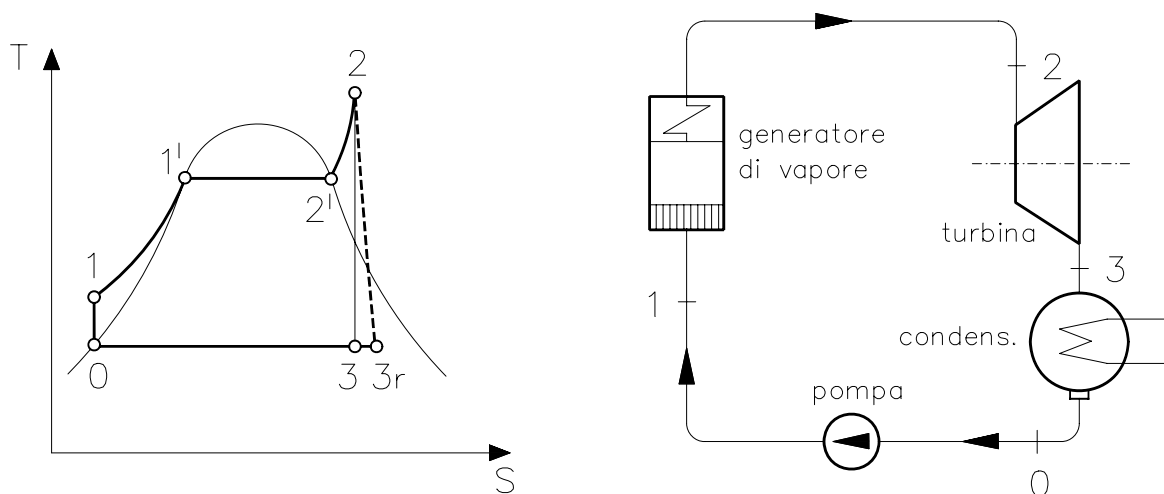


Figura 9.13. Ciclo Rankine ideale a vapore surriscaldato.

può raggiungere valori teorici di $0,35 \div 0,38$, in dipendenza della temperatura massima di ciclo (punto 2 in figura 9.11) la quale a sua volta, per ragioni tecnologiche legate ai materiali con cui è costruita la turbina, non può superare i 540°C . Con riferimento alla figura 9.13, i termini della relazione (9.26) sono così definiti:

$$l_{\text{utile}} = l_{\text{turbina}} - l_{\text{pompa}} = h_2 - h_3 - (h_1 - h_0)$$

$$q_{\text{fornito}} = q_{12} = h_2 - h_1$$

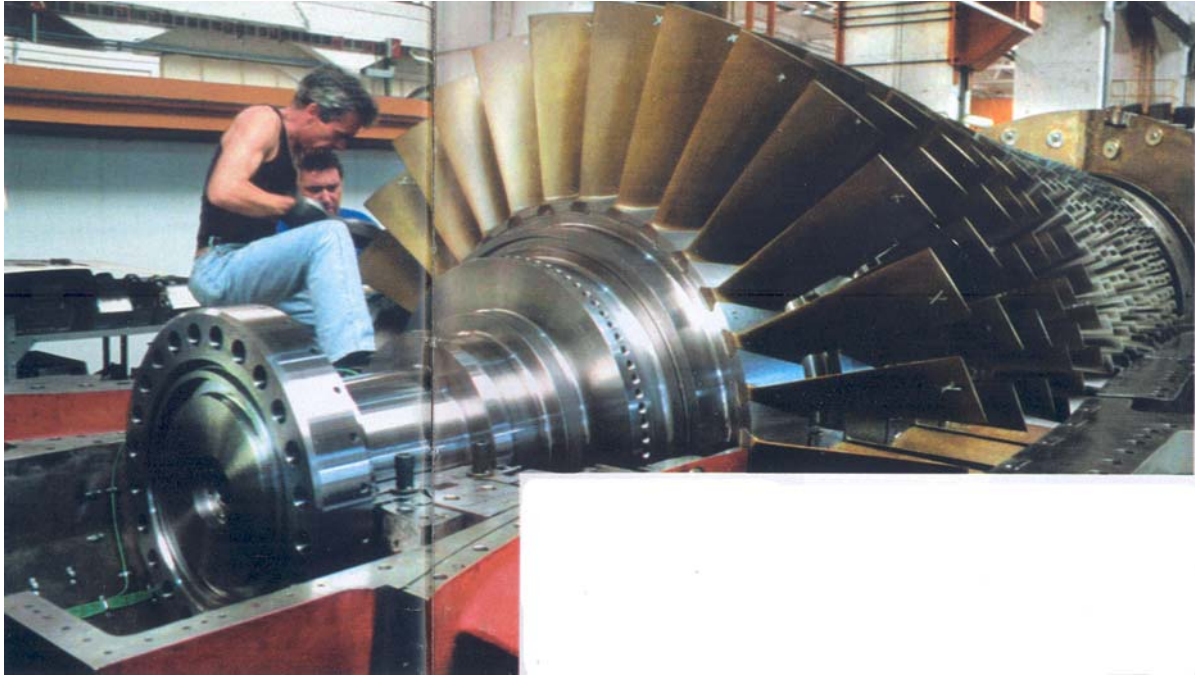


Figura 9.14. Turbina a vapore per generazione elettrica

Cicli di questo tipo, opportunamente modificati, consentono comunque il raggiungimento di valori teorici (che non tengono conto delle irreversibilità) di $\eta_T = 0,5$: ne sono esempio i cicli realizzati nelle centrali termoelettriche dell'ENEL che consentono la produzione di qualche centinaio di Megawatt di potenza utile.

In questi cicli il vapore surriscaldato entra in turbina ad una temperatura di $538\text{ }^\circ\text{C}$ e si espande passando da 167 a 37 bar nel corpo ad alta pressione, quindi da 33 a 0.05 bar (pressione di condensazione) nella restante parte della turbina. La differenza tra 37 e 33 bar è la perdita di pressione che avviene nel ri-surriscaldamento del vapore. L'acqua liquida che va al generatore di vapore, viene pre-riscaldata a $290\text{ }^\circ\text{C}$, mediante una serie di scambi termici con del vapore spillato da varie sezioni della turbina.

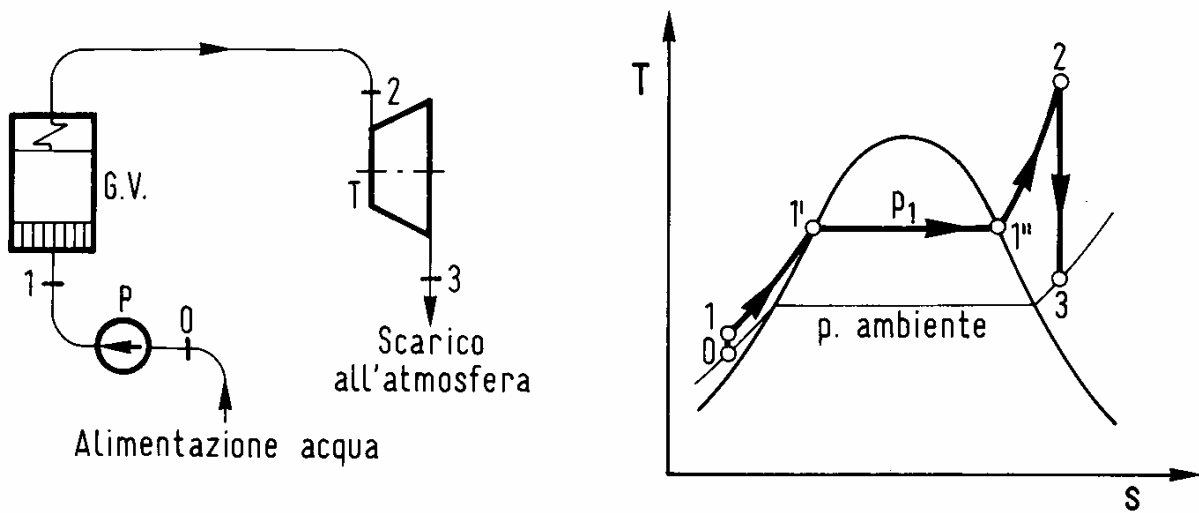


Figura 9.15 Ciclo a vapore aperto (senza condensatore).



Figura 9.16. Macchina a vapore con ciclo aperto

Ciclo inverso a vapore

Il ciclo inverso a vapore è rappresentato schematicamente e nei diagrammi T-s e p-h nella figura 17. Il coefficiente di effetto utile frigorifero ε_f per un ciclo di questo tipo è definito da:

$$\varepsilon_f = \frac{Q_0}{|L_{speso}|} \quad (9.27)$$

$|L_{speso}|$ = lavoro speso per la compressione del vapore [J];
 Q_0 = energia termica *asportata* alla sorgente fredda (effetto frigorifero) dall'evaporatore [J].

Entrambi i termini della relazione (9.27) possono essere resi in termini di potenza [W].

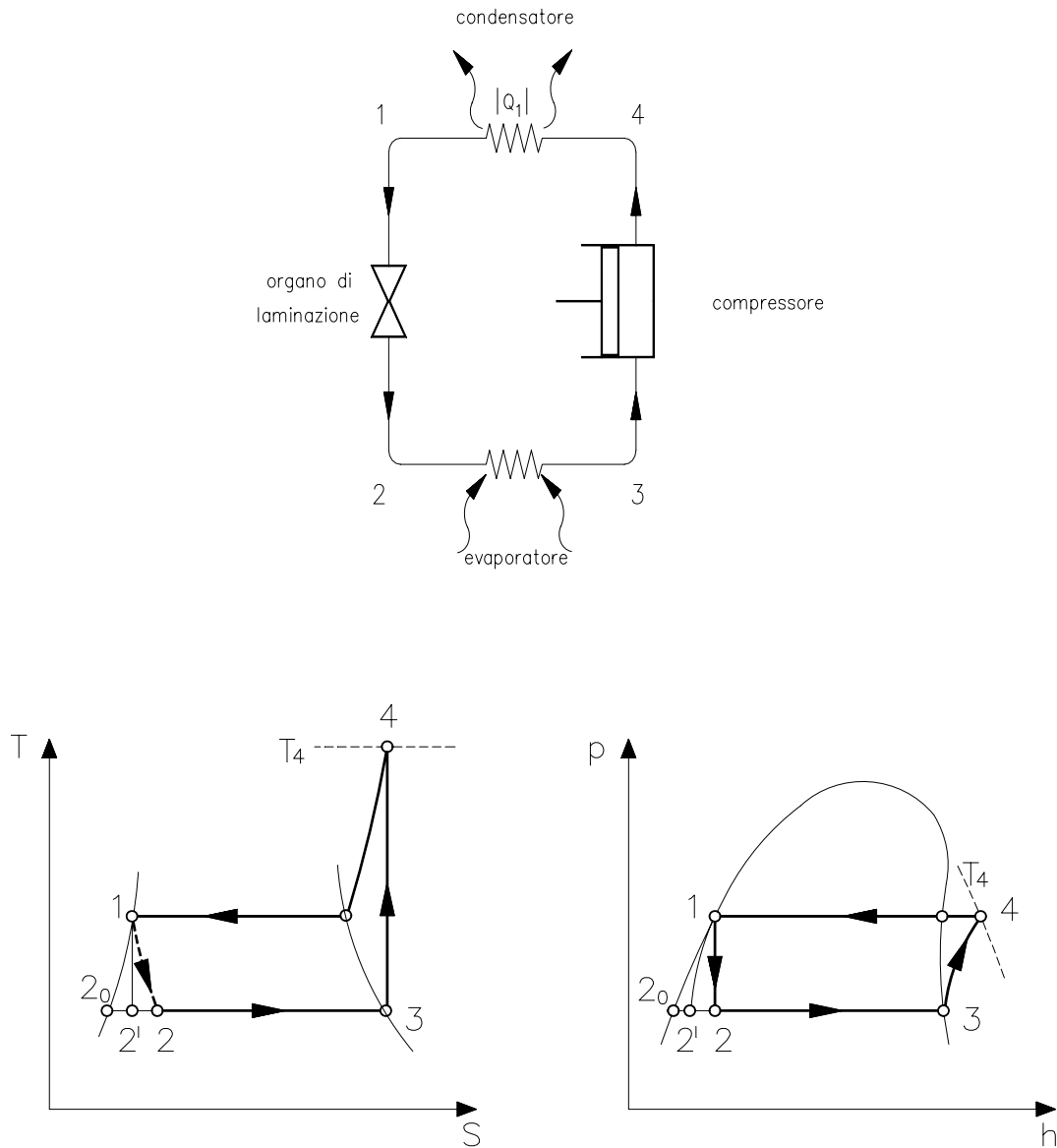


Figura 9.17. Ciclo inverso a compressione di vapore- Rappresentazione dello schema di impianto e del ciclo nei diagrammi T-s e p-h.

Qualora l'effetto utile fosse l'energia termica fornita dal condensatore alla sorgente a temperatura superiore, il coefficiente di effetto utile ε_{pdc} sarebbe definito da:

$$\varepsilon_{pdc} = \frac{|Q_1|}{|L_{speso}|} \quad (9.28)$$

$|L_{speso}|$ = lavoro speso per la compressione del vapore [J];

$|Q_1|$ = energia termica fornita dal condensatore [J].

Entrambi i termini della relazione (9.28) possono essere resi in termini di potenza [W]. Con riferimento alla figura 9.17, i termini delle relazioni (9.27) e (9.28) sono così definiti:

$$|L_{speso}| = h_4 - h_3$$

$$Q_0 = h_3 - h_2$$

$$|Q_1| = h_4 - h_1$$

Si noti che il valore dell'effetto frigorifero Q_0 , può essere calcolato anche dalla relazione:

$$Q_0 = r \cdot (1 - x_2)$$

in cui: r = calore di vaporizzazione alla pressione p_2 [J/kg];

x_2 = titolo del vapore in 2 (vedi figura 9.12);

Bibliografia

[1] Y.A. Cengel. *Termodinamica e trasmissione del calore*. Mc Graw-Hill. 1998

[1] A. Cavallini, L. Mattarolo. *Termodinamica Applicata*. CLEUP Editore. Padova. 1992