

Appunti di FISICA TECNICA

Capitolo 5

Impianti termici motori e operatori

Introduzione	2
Impianti termici motori a turbina a vapore	4
Introduzione	4
Ciclo Rankine a vapore surriscaldato.....	6
Rendimento termodinamico	7
<i>Miglioramento del rendimento</i>	8
Risurriscaldamento	11
Rigenerazione	12
Esempio numerico.....	14
Impianti termici motori a turbina a gas.....	17
Introduzione	17
Ciclo Joule o Brayton.....	19
Rendimento termodinamico	20
<i>Impianto con rigenerazione</i>	23
Motori alternativi	26
Motori alternativi a combustione interna ad accensione comandata.....	26
<i>Ciclo termodinamico di riferimento: ciclo Otto</i>	27
<i>Rendimento termodinamico</i>	29
Motori alternativi a combustione interna ad accensione spontanea	30
<i>Ciclo termodinamico di riferimento: ciclo Diesel</i>	30
<i>Rendimento termodinamico</i>	31
Impianti frigoriferi e pompe di calore.....	33
Introduzione	33
Schemi elementari di impianti a compressione di vapore.....	33
Ciclo inverso a compressione di vapore.....	35
<i>Prestazioni del ciclo a compressione di vapore</i>	36
<i>Rappresentazione nel piano p,h</i>	38
<i>Differenze di temperatura</i>	39
<i>Sottoraffreddamento e surriscaldamento del liquido</i>	40
<i>Scelta del fluido</i>	42

INTRODUZIONE

Cominciamo con una serie di definizioni fondamentali. Innanzitutto, *si definisce **macchina** un sistema compatto di organi fissi e mobili in grado di effettuare una trasformazione o un trasferimento di energia. Il funzionamento della macchina comporta sempre scambi di energia meccanica*, in quanto gli organi in movimento sono soggetti a forze che compiono lavoro.

Le macchine si dividono in due grosse categorie:

- sono **macchine motrici** quelle che trasformano calore, energia elettrica, energia chimica, energia potenziale o cinetica dei fluidi, etc... in lavoro meccanico;
- sono, viceversa, **macchine operatrici** quelle che ricevono lavoro meccanico e lo utilizzano per scopi particolari, come la compressione di fluidi, la lavorazione di materiali e così via.

Ci interessiamo, in particolare, alle **macchine a fluido**, nelle quali le forze che lavorano per effettuare la desiderata trasformazione di energia sono esplicate da un fluido o su di un fluido. Ci sono anche qui due possibilità:

- se il fluido ha comportamento di sostanza comprimibile (in pratica si tratta di un gas o un vapore), la macchina viene detta **macchina termica**;
- se il fluido ha invece comportamento di sostanza incompressibile, la macchina viene detta **macchina idraulica**.

Si definisce inoltre **impianto termico** un insieme di macchine a fluido (sia motrici sia operatrici) e di apparecchiature di scambio termico (come caldaie e condensatori) o scambio di massa (come gli umidificatori) tra di loro collegati mediante condotti entro i quali scorre un fluido.

Così come avviene per le macchine, anche gli impianti termici vengono definiti **impianti termici motori** se, complessivamente, trasformano energia termica in energia meccanica, oppure **impianti termici operatori** se ricevono energia meccanica da utilizzare per scopi particolari.

Ogni componente di un impianto costituisce chiaramente un sistema aperto. Se tali componenti sono collegati in serie e in modo da costituire una catena chiusa (tale cioè che il fluido, uscendo dall'ultimo elemento, venga ricondotto all'ingresso del primo), si parla di **impianto a circuito chiuso**: in questo caso, il fluido evolvente, dopo aver attraversato tutti gli elementi della catena ed essere ritornato al primo elemento, descrive un vero e proprio ciclo termodinamico. Se, invece, gli organi costituenti l'impianto non formano una catena chiusa, si parla di **impianto a circuito aperto**: in questo caso, il fluido evolvente non percorre mai rigorosamente un ciclo.

Durante lo studio della termodinamica, abbiamo esaminato le trasformazioni cicliche e abbiamo distinto i cicli *diretti* da quelli *inversi*:

- i **cicli diretti**, caratterizzati da un bilancio positivo di energia meccanica (cioè l'energia viene complessivamente somministrata all'ambiente), trovano applicazione negli impianti termici motori;
- i **cicli inversi**, caratterizzati invece da un bilancio negativo di energia meccanica, trovano applicazione negli impianti frigoriferi e nelle pompe di calore, ossia negli impianti termici operatori

Quelle considerazioni furono a suo tempo fatte per sistemi chiusi: allora, per quanto siano anche pensabili macchine operanti in sistema chiuso, è bene sottolineare che in nessuna macchina o

impianto reale il fluido opera ciclicamente in sistema chiuso. Questo comporta una sostanziale differenza: mentre, per i sistemi chiusi, i termini che compaiono nelle espressioni di η (*rendimento termodinamico* di un ciclo diretto), di ϵ (*coefficiente di effetto utile* di un ciclo inverso) e di r (*rappporto di moltiplicazione termica* di un ciclo inverso) sono delle energie totali, ossia prodotti di energie specifiche per massa di fluido, nel caso dei sistemi aperti essi rappresentano delle potenze, ossia prodotti di energie specifiche per portata massica di fluido¹. Naturalmente, dato che compaiono delle potenze sia al numeratore sia al denominatore, si possono considerare anche le corrispondenti grandezze specifiche dividendo numeratore e denominatore per la portata massica.

In questo capitolo ci occupiamo di alcuni dei principali tipi di impianti termici motori ed operatori: forniremo solo i concetti fondamentali necessari alla comprensione del loro funzionamento.

Ci concentreremo, in particolare, sui cosiddetti *cicli termodinamici di riferimento*: dato un generico impianto, il suo **ciclo termodinamico di riferimento** è una semplificazione dei processi reali, generalmente complessi, che si svolgono nell'impianto; tale semplificazione porta a risultati trasferibili ai processi reali stessi senza snaturarne la sostanza. Tanto per avere una idea di questo, una semplificazione comune a tutti i cicli di riferimento consiste nel considerare le macchine e le apparecchiature dell'impianto tutte a **funzionamento ideale**: ciò significa *considerare che, nelle apparecchiature e nelle macchine, tutti i processi sono reversibili² e che i componenti dell'impianto che NON sono adibiti a scambio termico sono adiabatici*. Ovviamente, si considerano anche nulle tutte le perdite di carico e spesso si idealizza anche il comportamento del fluido evolvente.

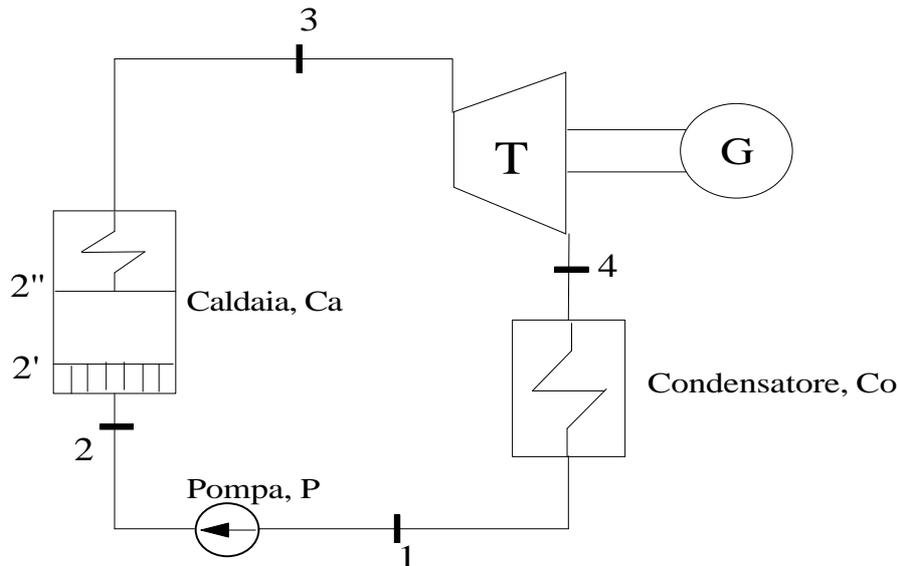
¹ Ricordiamo che l'energia specifica si misura in kJ/kg oppure in kcal/kg oppure in kcal/kp, mentre la portata massica si misura in kg/h oppure in kp/h.

² In pratica, si trascurano tutti gli attriti ed i fenomeni dissipativi in genere

Impianti termici motori a turbina a vapore

INTRODUZIONE

Nella figura seguente è riportato lo schema elementare di un tipico **impianto termico motore a turbina a vapore**:



Il fluido generalmente usato in impianti di questo tipo è l'acqua: dato che il ciclo seguito dall'impianto usa il vapor d'acqua in quasi tutte le sue fasi, si parla di **impianto a vapore**.

Il punto di partenza del ciclo è il fluido in condizioni di liquido saturo:

- tale fluido viene prelevato dal **condensatore**, Co, alla temperatura T_1 ed alla pressione p_1 di saturazione relativa a tale temperatura³ (*stato 1*);
- il fluido passa nella **pompa**, P, nella quale, spendendo una certa quantità di lavoro, esso viene compresso, in modo adiabatico (reversibile)⁴, fino alla pressione p_2 : tale compressione ha l'effetto di produrre liquido non più saturo (*stato 2*)⁵;
- il liquido non più saturo viene poi portato nella **caldaia**, Ca, nel quale subisce tre trasformazioni: viene prima riscaldato, a pressione costante, fino alla temperatura T'_2

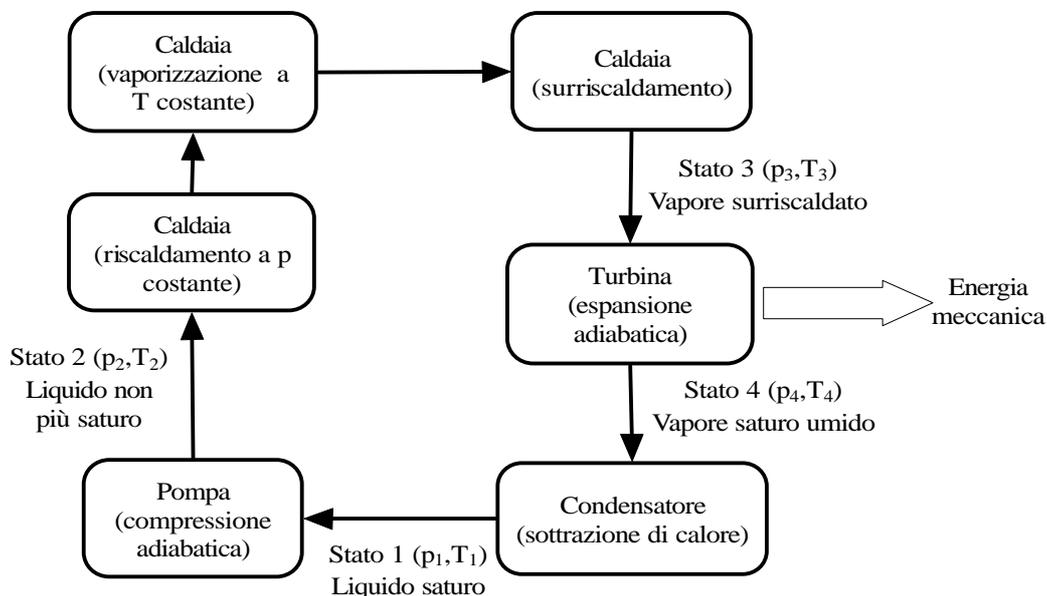
³ Ricordiamo che ogni fluido ha una pressione di saturazione precisa in corrispondenza di ogni temperatura: si tratta del valore, a quella temperatura, della tensione di vapore del vapore (saturo) in equilibrio col liquido.

⁴ Ricordiamo che, per un fluido a comportamento ideale, una trasformazione adiabatica reversibile avviene ad entropia costante (in base al secondo principio della termodinamica)

⁵ Infatti, se, in corrispondenza di una data temperatura, la pressione del fluido viene aumentata oltre il valore della pressione di saturazione a quella temperatura, la tendenza del vapore (in equilibrio con il liquido) a diventare liquido diventa superiore alla tendenza del liquido a diventare vapore, per cui l'equilibrio viene meno ed il vapore scompare più o meno velocemente.

($2 \rightarrow 2'$), poi viene vaporizzato ($2' \rightarrow 2''$) ed infine viene surriscaldato ($2'' \rightarrow 3$) fino alla temperatura T_3 (*stato 3*)

- il vapore⁶ a temperatura T_3 viene quindi inviato alla **turbina**, T, all'interno della quale espande fino alla pressione p_4 (*stato 4*): questa è la fase in cui viene prodotta energia meccanica, la quale viene generalmente convertita in energia elettrica da un apposito **generatore**, G; *si può inoltre ritenere che l'espansione sia adiabatica (reversibile)*: questo perché la velocità del processo di espansione è decisamente maggiore della velocità con cui avvengono i processi di scambio termico.
- dallo stato 4, che generalmente corrisponde a condizioni di vapore saturo umido con valore del titolo molto prossimo all'unità (cioè la miscela contiene quasi essenzialmente vapore), l'acqua torna nel condensatore, dove, tramite una sottrazione di calore a pressione costante, torna nello stato 1 per poi riprendere il ciclo.



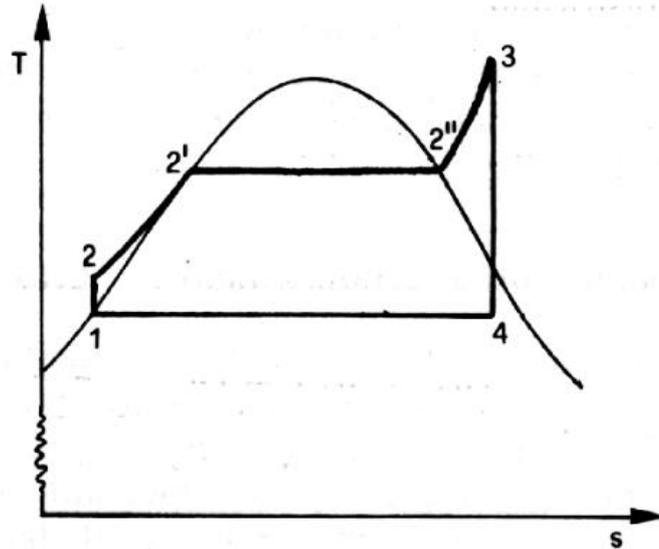
Il **condensatore** è l'opposto della **caldaia**: nella caldaia, il calore viene ceduto all'acqua per trasformarla in vapore, mentre invece, nel condensatore, il calore viene sottratto al vapore per trasformarlo in acqua.

La sottrazione di calore avviene mediante una sorgente a temperatura più bassa rispetto a quella del vapore: tale sorgente è generalmente costituita dall'ambiente esterno, che può essere l'aria oppure l'acqua. Tipico è, per esempio, il caso delle vecchie locomotive a vapore, in cui è l'ambiente esterno a comportarsi da condensatore. C'è però da fare una osservazione in proposito: infatti, la presenza dell'ambiente esterno nel ciclo dovrebbe indicare che il ciclo è aperto, mentre invece noi facciamo l'ipotesi che il ciclo sia comunque chiuso.

⁶ Ricordiamo ancora una volta la distinzione tra vapore surriscaldato e vapore saturo: un vapore saturo è la fase aeriforme di una sostanza che si trova in equilibrio con la fase liquida o solida della stessa sostanza; un vapore surriscaldato è invece semplicemente la fase aeriforme di una sostanza, che si trova da sola, non in equilibrio con alcun'altra fase.

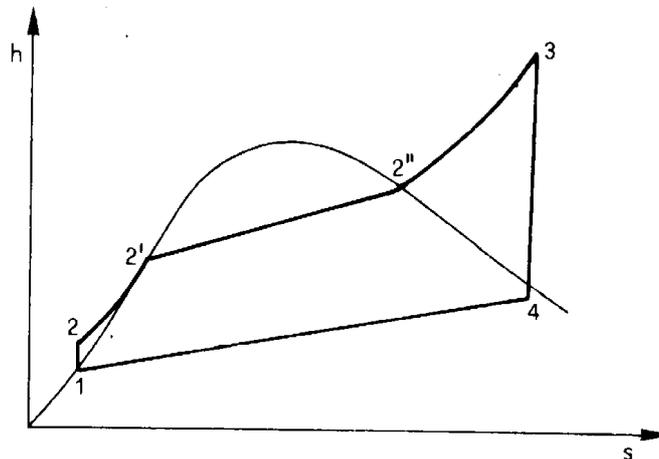
CICLO RANKINE A VAPORE SURRISCALDATO

Il ciclo termodinamico di riferimento, per questo tipo di impianto, è il cosiddetto **ciclo Rankine a vapore surriscaldato**, detto anche *ciclo Hirn*. Nella figura seguente è mostrato tale ciclo nel piano T,s :



Come detto prima, il ciclo è composto da due adiabatiche reversibili (compressione $1 \rightarrow 2$ nella pompa ed espansione $3 \rightarrow 4$ nella turbina, entrambe isoentalpiche) e da due isobare (somministrazione di calore $2 \rightarrow 3$ in caldaia e sottrazione di calore $4 \rightarrow 1$ nel condensatore, quest'ultima a temperatura costante).

Nel piano h,s , il ciclo è rappresentato nel modo seguente:



Il diagramma mostra che nessuna trasformazione avviene ad entalpia costante.

Possiamo fare una serie di osservazioni sul ciclo Rankine:

- in primo luogo, ci possiamo chiedere il base a quale criterio vadano scelte la temperatura minima ($T_{\min}=T_1=T_4$) e quella massima ($T_{\max}=T_3$) del ciclo: *la temperatura massima è fissata dai valori massimi di resistenza degli organi impiegati nella caldaia (dove viene raggiunta T_{\max}) e nella pompa (dove entra vapore a temperatura T_{\max}); la temperatura minima, invece, non può*

scendere al di sotto della temperatura ambiente, in quanto, in caso contrario, non saremmo in grado di sottrarre calore al vapore surriscaldato in uscita dalla turbina. C'è anche un limite sulla pressione massima del fluido nell'impianto, che si raggiunge all'uscita dalla pompa: questo limite è rappresentato dalla pressione critica, che per l'acqua vale 22 MPa; considerando allora che la pressione atmosferica è 0.1 MPa, si deduce che si tratta comunque di un limite sufficientemente elevato;

- in secondo luogo, è importante osservare che il fluido inviato nella turbina deve essere solo vapore, privo di goccioline di acqua: questo perché eventuali goccioline d'acqua contribuirebbero sia a rallentare la rotazione delle pale della turbina (in quanto ci sarebbe una resistenza maggiore) sia a danneggiare le pale stesse; per ottenere questo, è importante dimensionare la temperatura del punto 3 in modo da ottenere in uscita dalla caldaia solo vapore surriscaldato; ovviamente, il vincolo sulla T_3 è quello di cui si è parlato nell'osservazione precedente;
- ancora, è bene precisare che la trasformazione 3→4 (espansione adiabatica nella turbina) è isoentropica solo idealmente, in quanto, negli impianti reali, essa si svolge comunque con aumento di entropia, a causa degli inevitabili attriti: ciò comporta che il segmento 3→4, nel piano h,s , non sia in realtà verticale, ma leggermente inclinato verso destra, in modo tale che risulti $s_4 > s_3$.

RENDIMENTO TERMODINAMICO

Vediamo ora di calcolare il rendimento del ciclo appena descritto. A questo scopo, ricordiamo che il *rendimento termodinamico* di un ciclo diretto è il rapporto tra il lavoro complessivo del ciclo e la somma delle quantità di calore assorbite durante il ciclo:

$$\eta = \frac{\ell_{TOT}}{q_{ass}} = \frac{q_{TOT}}{q_{ass}} = \frac{q_{ass} - |q_{ced}|}{q_{ass}}$$

Andiamo allora a vedere quando il sistema compie lavoro e quando assorbe calore: il lavoro viene compiuto solo duramente la compressione nella pompa (isoentropica 1→2) e l'espansione nella turbina (isoentropica 3→4), mentre l'unico passaggio in cui viene assorbito calore dall'esterno è il riscaldamento all'interno della caldaia (2→3). Possiamo allora scrivere che

$$\eta = \frac{\ell_{1,2} + \ell_{3,4}}{q_{2,3}}$$

Per calcolare queste tre quantità, dobbiamo applicare, ad ogni componente dell'impianto, il primo principio della termodinamica; in particolare, dobbiamo riferirci a sistemi aperti, nelle consuete ipotesi di regime permanente, di moto unidimensionale del fluido e di trascurabilità dei termini cinetici e potenziali: sotto queste ipotesi, ci ricordiamo che il primo principio è nella semplice forma

$$q - \ell = \Delta h$$

Applichiamo allora questa relazione alle singole trasformazioni:

- pompa (trasformazione 1→2): $\ell_{1,2} = h_1 - h_2$
- caldaia (trasformazioni isobara 2→2'→2''→3): $q_{2,3} = h_3 - h_2$
- turbina (trasformazione 3→4): $\ell_{3,4} = h_3 - h_4$
- condensatore (trasformazione isobara 4→1): $q_{4,1} = h_1 - h_4$

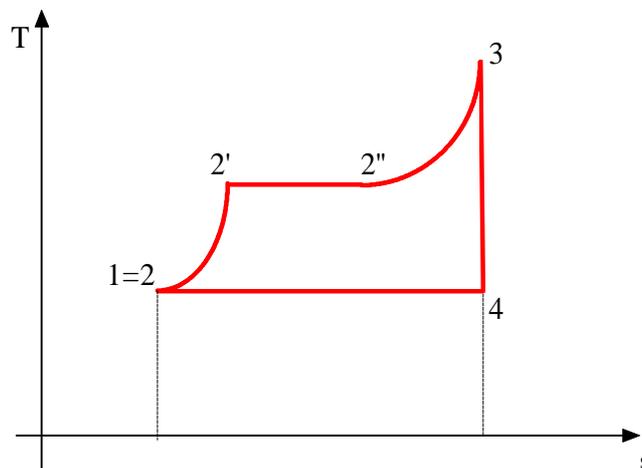
Tornando dunque all'espressione del rendimento, abbiamo che

$$\eta = \frac{\ell_{1,2} + \ell_{3,4}}{q_{2,3}} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)}{h_3 - h_2}$$

Una prima osservazione da fare, circa questa formula, è la seguente: nella maggior parte dei casi, il lavoro $\ell_{1,2} = h_1 - h_2$ compiuto nella pompa (compressione adiabatica in fase liquida) è estremamente piccolo in quanto $h_1 \cong h_2$. Di conseguenza, il rendimento di prima può porsi, con ottima approssimazione, nella forma

$$\eta \cong \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2}$$

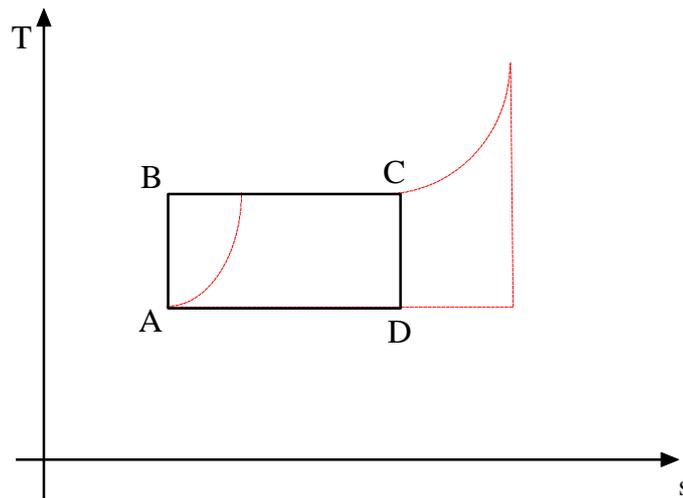
Se torniamo ai diagrammi di stato riportati prima, è chiaro che $h_1 \cong h_2$ si traduce, praticamente, nella coincidenza dei punti 1 e 2. Per esempio, nel piano T,s il ciclo risulta senz'altro rappresentabile come nella figura seguente:



Miglioramento del rendimento

Ci chiediamo adesso se e come sia possibile adottare degli accorgimenti al fine di migliorare il rendimento del ciclo Rankine.

In questo senso, è utile domandarsi come mai non venga utilizzato, per un impianto a vapore come quello in esame, un *ciclo di Carnot* (costituito notoriamente da due isoentropiche e due isoterme), che sappiamo essere il ciclo a massimo rendimento possibile:



Il rendimento del ciclo di Carnot è notoriamente dato da

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}}$$

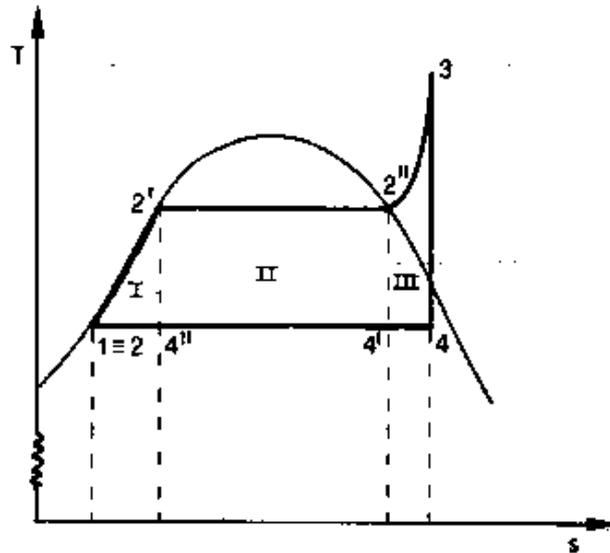
per cui, se fosse utilizzabile, ci basterebbe abbassare T_{min} e alzare T_{max} (compatibilmente con i limiti descritti in precedenza su queste temperature) per ottenere il rendimento migliore.

Le differenze sostanziali, tra il ciclo di Carnot e quello di Rankine, sono evidentemente 2: in primo luogo, il tratto AB al posto del tratto $1 \rightarrow 2'$; in secondo luogo, il ciclo Rankine prevede un tratto in più e precisamente il surriscaldamento $2'' \rightarrow 3$ (in pratica, mentre nel ciclo Rankine il vapore viene surriscaldato prima di passare nella turbina, nel ciclo di Carnot verrebbe portato nella turbina alla stessa temperatura alla quale è stato vaporizzato).

Il motivo per cui il ciclo di Carnot non viene utilizzato è nel fatto che il rendimento di Carnot è sì quello a massimo rendimento, ma solo a parità di temperature estreme, mentre invece, come si osserva dall'ultima figura, il ciclo Rankine presenta la massima temperatura più alta rispetto a quella del ciclo di Carnot.

Il ciclo Rankine viene utilizzato principalmente perché è materialmente difficile realizzare e utilizzare compressori di vapori saturi: infatti, nella realtà, se si dovesse effettuare una compressione adiabatica reale di una miscela bifase a partire dallo stato 1, anziché ottenere la trasformazione isoentropica $1 \rightarrow 2$ con una progressiva scomparsa del vapore, si otterrebbe una miscela di liquido non saturo e di vapore surriscaldato in notevole disequilibrio termodinamico e con notevole aumento di entropia e quindi del lavoro di compressione.

Premesso questo, andiamo a trovare una migliore espressione per il rendimento stesso. Consideriamo allora il ciclo Rankine suddiviso in 3 cicli parziali:



Con riferimento a questa suddivisione, facciamo le seguenti posizioni:

- q_I = quantità di calore ceduta in $1 \rightarrow 2'$
- q_{II} = quantità di calore ceduta in $2' \rightarrow 2''$
- q_{III} = quantità di calore ceduta in $2'' \rightarrow 3$
- l_I = lavoro in $1 \rightarrow 2'$
- l_{II} = lavoro in $2' \rightarrow 2''$
- l_{III} = lavoro in $2'' \rightarrow 3$

Fatte queste posizioni, possiamo facilmente calcolare il rendimento di ciascuno dei sottocicli:

$$\eta_I = \frac{l_I}{q_I} \qquad \eta_{II} = \frac{l_{II}}{q_{II}} \qquad \eta_{III} = \frac{l_{III}}{q_{III}}$$

D'altra parte, il lavoro corrispondente all'intero ciclo è $l = l_I + l_{II} + l_{III}$, così come il calore complessivo assorbito nel ciclo è $q = q_I + q_{II} + q_{III}$: avendo allora detto che il rendimento dell'intero ciclo è $\eta = \frac{l}{q}$, possiamo scrivere che

$$\eta = \frac{l_I + l_{II} + l_{III}}{q} = \frac{l_I}{q} + \frac{l_{II}}{q} + \frac{l_{III}}{q} = \eta_I \frac{q_I}{q} + \eta_{II} \frac{q_{II}}{q} + \eta_{III} \frac{q_{III}}{q}$$

Questa relazione mostra una cosa molto importante: il rendimento dell'intero ciclo Rankine a vapore surriscaldato può essere interpretato come una media pesata dei rendimenti dei 3 cicli parziali, avendo assunto come coefficiente di peso per ciascun ciclo parziale la frazione q_k/q del calore somministrato in tale ciclo.

Questo ci consente di capire come migliorare il rendimento: infatti, si osserva che, dei tre sottocicli, quello a rendimento massimo è solo il II, in quanto corrisponde ad un ciclo di Carnot (che sappiamo essere appunto il ciclo ideale a rendimento massimo; al contrario, I e III sono cicli a rendimento inferiore a quello massimo; possiamo inoltre osservare altre due cose:

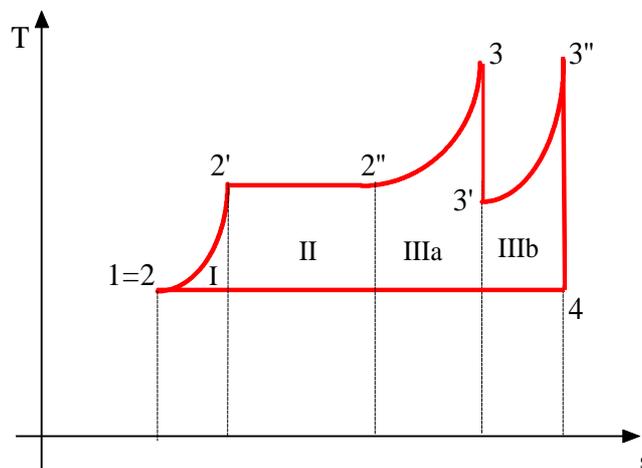
- confrontando i cicli I e II, si osserva che la temperatura minima e quella massima di funzionamento sono le stesse nei due cicli, con la differenza che I lavora alla temperatura massima solo nella sua parte finale: ciò comporta che $\eta_I < \eta_{II}$;
- al contrario, il ciclo III ha la stessa temperatura minima di II, ma ha temperatura massima maggiore di II (in conseguenza dell'operazione di surriscaldamento $2'' \rightarrow 3$), per cui risulta $\eta_{II} < \eta_{III}$.

Queste considerazioni ci portano alla seguente conclusione: *al fine di aumentare il rendimento complessivo h , mentre non possiamo far niente sul ciclo II (che ha il rendimento massimo possibile), possiamo ridurre il peso del ciclo I e possiamo aumentare il peso del ciclo III*; tali pesi, in base alla formula ricavata prima, sono rispettivamente q_I/q e q_{III}/q , per cui dobbiamo diminuire q_I (quantità di calore fornita al fluido durante il riscaldamento isobaro nella caldaia) e aumentare q_{III} (quantità di calore fornita al fluido durante il surriscaldamento isobaro).

Risurriscaldamento

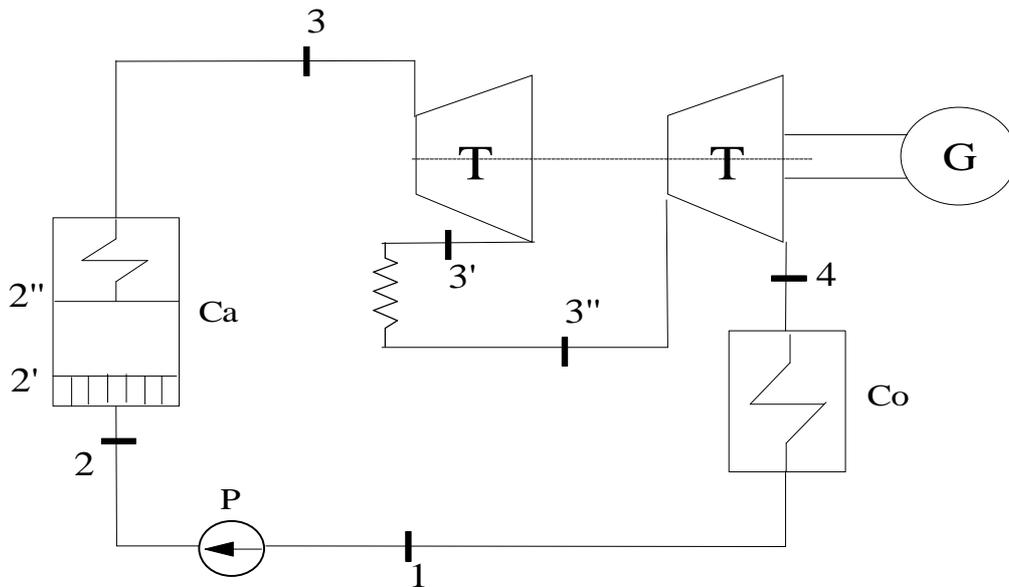
Nell'ottica di aumentare il peso del rendimento del ciclo III, si può far ricorso al cosiddetto **risurriscaldamento** del vapore: in pratica, dopo il surriscaldamento a T_3 , il vapore viene inviato nella turbina, dove comincia ad espandersi (raffreddandosi); ad un certo punto ($3'$), l'espansione viene bloccata ed il vapore viene inviato nuovamente nel surriscaldatore, dove viene riportato a T_3 , e poi ri-inviato alla turbina per completare l'espansione.

Con un procedimento simile, il ciclo Rankine si modifica nel modo seguente:



Dopo il *primo surriscaldamento* $2'' \rightarrow 3$, la trasformazione $3 \rightarrow 3'$ corrisponde alla cosiddetta *prima espansione* (adiabatica); segue il tratto $3' \rightarrow 3''$ corrispondente al *secondo surriscaldamento* (sempre a pressione costante); infine, la trasformazione $3'' \rightarrow 4$ è la *seconda espansione* (adiabatica), al termine della quale il fluido viene portato all'ingresso del condensatore.

L'espansione viene dunque frazionata in 2 parti, che si possono svolgere o in due turbine separate oppure in due stadi della stessa turbina. Lo schema semplificato dell'impianto, in presenza di due distinte turbine, è il seguente:



Perché il rendimento migliora con un procedimento di questo tipo? Il motivo è ancora nel miglioramento del ciclo III: in primo luogo, abbiamo un più alto valore di q_{III} , in quanto abbiamo aumentato la quantità di calore somministrata al fluido; allo stesso tempo, abbiamo conservato grosso modo lo stesso valore di η_{III} del ciclo senza ri-surriscaldamento: infatti, il ciclo parziale IIIb, derivante appunto dal secondo surriscaldamento, ha all'incirca lo stesso rendimento del ciclo IIIa già presente con il solo surriscaldamento. Quindi, essendo aumentato q_{III} , e quindi anche il coefficiente di peso q_{III}/q , il rendimento complessivo η , in base alla formula trovata prima, risulta senz'altro aumentato.

Un altro vantaggio del secondo surriscaldamento è nel fatto che, in ingresso ed in uscita dalla turbina, a parità di temperatura massima T_3 , il fluido ha un più elevato valore del titolo, ossia contiene meno goccioline d'acqua, con conseguente miglioramento delle prestazioni della turbina stessa.

Rigenerazione

Un altro accorgimento ancora per aumentare il rendimento η del ciclo Rankine consiste nell'utilizzare la cosiddetta **rigenerazione**: nel ciclo normale fino ad ora esaminato, abbiamo visto che il riscaldamento del liquido (trasformazione 2→2') viene effettuato interamente nella caldaia; invece, la rigenerazione prevede che almeno parte (se non tutto) di tale riscaldamento venga effettuata, mediante degli appositi **scambiatori di calore**, sottraendo vapore direttamente dalla turbina durante una o più fasi intermedie dell'espansione.

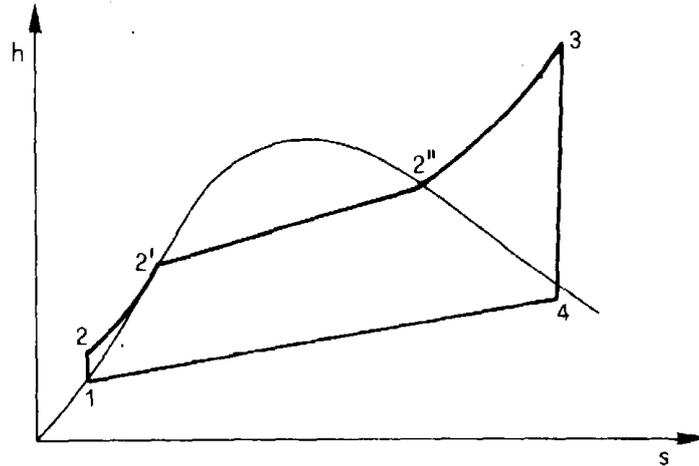
Il vantaggio di un procedimento del genere è quello di ridurre (o addirittura annullare) la quantità di calore somministrata dall'esterno in caldaia per ottenere il riscaldamento del liquido (prima della vaporizzazione): questo comporta, come avevamo richiesto in precedenza, una diminuzione di q_I e quindi una diminuzione del peso del rendimento del ciclo I sul rendimento complessivo.

Gli svantaggi sono invece il fatto di dover sottrarre (o, in gergo tecnico, *spillare*) vapore dalla turbina (a spese della produzione di energia meccanica) e di dover complicare l'impianto per poter effettuare tale sottrazione. La figura seguente mostra lo schema elementare di un impianto termico motore, a turbina a vapore, con rigenerazione:

ESEMPIO NUMERICO

Vogliamo dimensionare un impianto motore a vapore per produrre 320 MW di potenza. I dati a nostra disposizione sono la temperatura $T_1=30^\circ\text{C}$ nel condensatore, la pressione $p_2=145$ bar nella caldaia e la temperatura $T_3=626^\circ\text{C}$ nella caldaia.

Il primo passo, per risolvere un esercizio di questo tipo, consiste nell'individuare il ciclo seguito dall'impianto sul piano h,s , che è senz'altro il più comodo per fare i calcoli, in quanto su di esso possono essere lette tutte le proprietà (h,s,p,T,x,v) della sostanza considerata in un qualsiasi stato termodinamico:



Ovviamente, il diagramma da considerare è quello relativo alla sostanza usata nel ciclo, che in questo caso è l'acqua.

Cominciamo, ovviamente, dal punto 1, corrispondente al liquido saturo prelevato dal condensatore e immesso nella pompa: l'unica informazione su questo punto è la temperatura di 30°C (sappiamo che questa temperatura deve essere superiore alla temperatura ambiente, in modo da poter sottrarre calore dal fluido e inviarlo nell'ambiente⁷). Sappiamo che questo punto si trova sulla curva limite inferiore (cui corrisponde un sistema monovariante), per cui lo otteniamo semplicemente come intersezione tra l'isoterma $T=T_1$ e tale curva limite.

Per quanto riguarda il punto, potremmo procedere per via approssimata confondendolo con il punto 2 (uscita della pompa). Volendo, invece, procedere in modo più rigoroso, possiamo far uso dell'equazione di bilancio dell'energia meccanica (ovviamente per sistemi aperti) per il calcolo del lavoro di compressione della pompa: ricordando che non ci sono scambi di calore, il primo principio si può scrivere in questo caso nella forma

$$l_{12} = -\int_1^2 v dp - \Delta e_c - \Delta e_p - R$$

Trascurando gli ultimi tre termini a secondo membro⁸ e considerando che la compressione avviene a volume specifico costante in quanto il fluido è liquido e quindi praticamente incompressibile, abbiamo che

⁷ Ricordiamo, a tal proposito, che il secondo principio della termodinamica stabilisce se un trasferimento di calore può avvenire, senza spendere lavoro, solo da un corpo più caldo (fluido nel condensatore) ad uno più freddo (atmosfera terrestre).

⁸ Come detto all'inizio del capitolo, riteniamo sempre trascurabili, quando consideriamo cicli termodinamici di riferimento, i termini cinetici e potenziali e le perdite di carico dovute agli attriti tra il fluido e le parti meccaniche e/o le pareti dei condotti

$$\ell_{12} = -\int_1^2 v dp = -v_1 \int_1^2 dp = -v_1 (p_2 - p_1)$$

Dato che conosciamo p_2 e possiamo leggere sia p_1 sia v_1 direttamente sul diagramma, siamo in grado di calcolare il lavoro di compressione: dato che $p_1=0.042(\text{bar})$ e $v_1=10^{-3}(\text{m}^3/\text{Kg})$, si trova

$$\ell_{12} = -14.5(\text{kJ} / \text{kg})$$

Dal valore del lavoro possiamo calcolare la variazione di entalpia tra 1 e 2: infatti, applicando il primo principio della termodinamica (per sistemi aperti) nella forma

$$q - \ell = \Delta h$$

e tenendo conto che la compressione è adiabatica, per cui $q_{12}=0$, abbiamo che $\Delta h_{12} = -\ell_{12} = 14.5(\text{kJ} / \text{kg})$.

A questo punto, leggendo sul diagramma il valore dell'entalpia corrispondente al punto 1 ($h_1=125.7 \text{ kJ/kg}$), ricaviamo che l'entalpia corrispondente al punto 2 vale $h_2 = h_1 + \Delta h_{12} = 140.2(\text{kJ} / \text{kg})$.

Abbiamo dunque individuato il punto 2 tramite i valori di pressione ed entalpia.

La successiva trasformazione $2 \rightarrow 3$ (trascuriamo le trasformazioni $2 \rightarrow 2' \rightarrow 2''$) è un riscaldamento a pressione costante fino alla temperatura $T_3=626^\circ\text{C}$ della caldaia: allora, il punto 3 si individua come intersezione tra l'isobara a pressione p_2 e l'isoterma a temperatura T_3 ; il punto risulta individuato dal valore $h_3=3648 \text{ kJ/kg}$ di entalpia.

Dal punto 3 dobbiamo condurre una trasformazione isoentropica (almeno a livello ideale) corrispondente all'espansione $3 \rightarrow 4$ in turbina: dato che il punto 4 (corrispondente al fluido in ingresso al condensatore) è alla stessa pressione del punto 1, tale punto 4 sarà individuato dall'intersezione tra l'isoentropica $s=s_3$ e l'isobara $p=p_1$. Il punto 4 risulta così individuato dal valore $h_4=2010 \text{ kJ/kg}$ di entalpia.

Abbiamo dunque individuato il ciclo seguito dall'impianto.

Al fine di ottenere la potenza $P=320 \text{ MW}$ desiderata, ci basta adesso considerare che tale potenza è pari al prodotto tra il lavoro netto compiuto durante il ciclo e la portata massica dell'impianto:

$$P = \ell_{\text{netto}} \cdot \dot{m} = (\ell_{\text{pompa}} + \ell_{\text{turbina}}) \cdot \dot{m} = (\ell_{12} + \ell_{34}) \cdot \dot{m} \longrightarrow \dot{m} = \frac{P}{\ell_{12} + \ell_{34}} = \frac{320\text{MW}}{1623(\text{kJ} / \text{kg})} = 197.165\text{kg}$$

A scopo esercitativo, andiamo adesso a calcolare il rendimento del ciclo: applicando la definizione vista in precedenza, abbiamo che

$$\eta = \frac{\ell_{\text{netto}}}{q_{\text{entrante}}} = \frac{\ell_{1,2} + \ell_{3,4}}{q_{2,3}} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)}{h_3 - h_2} = \frac{-14.5 + 1638}{3507.8} = 0.463$$

Abbiamo dunque ottenuto un rendimento di circa il 46%. Si tratta di un valore abbastanza alto, derivante dal fatto che stiamo trascurando le perdite di energia nella turbina. Tali perdite fanno sì che l'espansione $3 \rightarrow 4$ nella turbina non sia reversibile e quindi non sia isoentropica. Nella pratica, quindi, si tratta di una trasformazione tale che $s_4 > s_3$. Per caratterizzare questo fatto, molto spesso si definisce un particolare rapporto:

$$\eta_{34} = \frac{(\ell_{3,4})_{ideale}}{(\ell_{3,4})_{reale}}$$

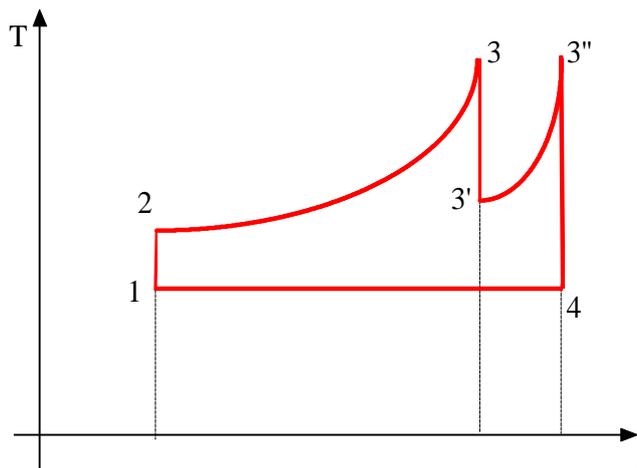
Si fa cioè un confronto, relativo alla trasformazione 3→4, tra il lavoro ottenibile a livello ideale (cioè con una trasformazione isoentropica) e quello ottenibile realmente. Ovviamente risulta $\eta_{34} < 1$, ma, quanto più η_{34} si avvicina ad 1, tanto migliore è l'efficienza del ciclo nel suo complesso.

Adesso, per renderci conto se il valore ottenuto per η sia realmente alto oppure no, possiamo facilmente confrontarlo con il valore massimo del rendimento, che è notoriamente quello del ciclo di Carnot avente le stesse temperature inferiore (T_1) e superiore (T_3): tale rendimento vale in questo caso

$$\eta_{max} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{30}{626} = 0.952$$

E' evidente che η_{max} è abbastanza più alto del rendimento calcolato prima: il motivo è che la temperatura massima del ciclo è molto maggiore di quella minima.

A questo punto, visto che non abbiamo alcun vincolo sul modo con cui realizziamo il ciclo, vediamo come cambiano le cose se utilizziamo un ciclo con risurriscaldamento:



Mentre i punti 1 e 2 rimangono invariati rispetto a prima, dobbiamo adesso individuare i punti 3, 3' e 4. Facciamo allora l'ipotesi semplificativa che la trasformazione 3'→3'' (risurriscaldamento in un apposito scambiatore di calore) avvenga a pressione costante sul valore 29 bar.

Con questa ipotesi, possiamo procedere nel modo seguente: partendo dal punto 3, ci basta scendere isoentropicamente fino ad intersecare l'isobara a pressione 29bar: l'intersezione corrisponde al punto 3', individuato dal valore $h_{3'}=3120(\text{kJ/kg})$ di entalpia; partendo adesso da 3', seguiamo l'isobara a 29bar fino ad intersecare l'isoterma a temperatura T_3 : l'intersezione è il punto 3'', individuato da $h_{3''}=3705(\text{kJ/kg})$. Infine, scendendo isoentropicamente da 3'', ci arrestiamo nel punto 4 di intersezione con l'isobara a pressione p_1 : il punto è individuato da $h_4=2302(\text{kJ/kg})$.

Andiamo allora a ricalcolare il lavoro netto compiuto durante il ciclo:

$$\ell_{netto} = \ell_{pompa} + \ell_{turbina} = \ell_{12} + (\ell_{33'} + \ell_{3''4}) = -14.5 + (-\Delta h_{33'} - \Delta h_{3''4}) = 1931(\text{kJ/kg})$$

Da qui ricaviamo che la portata massica necessaria è

$$\dot{m} = \frac{P}{l_{12} + l_{34}} = \frac{320\text{MW}}{1931(\text{kJ}/\text{kg})} = 166.97\text{kg}$$

Andiamo anche a calcolare il nuovo rendimento:

$$\eta = \frac{l_{\text{netto}}}{q_{\text{entrante}}} = \frac{l_{1,2} + l_{3,3'} + l_{3'',4}}{q_{2,3} + q_{4,3}} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_{3'}) + (h_{3''} - h_4)}{(h_3 - h_2) + (h_{3''} - h_{3'})} = \frac{-14.5 + 1931}{4092.8} = 0.468$$

Rispetto al rendimento ottenuto senza risurriscaldamento, il miglioramento è minimo, ma sappiamo che il risurriscaldamento porta con sé vantaggi legati essenzialmente alle prestazioni della turbina, nella quale viene ridotta la quantità di goccioline mischiate al vapore. Questo fatto si deduce direttamente dal diagramma, in quanto si nota, rispetto al caso iniziale, che il punto del ciclo corrispondente al fluido immesso nella turbina si trova ad un titolo maggiore, cioè appunto con minore concentrazione della fase liquida.

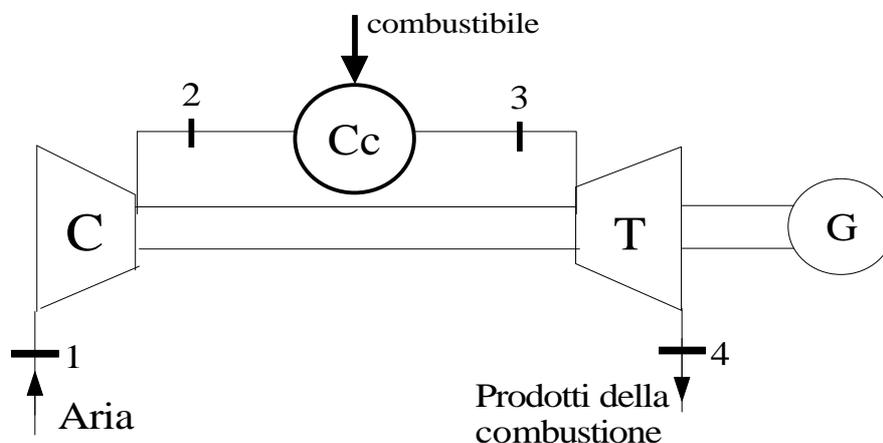
Impianti termici motori a turbina a gas

INTRODUZIONE

Gli **impianti termici motori a turbina a gas** sono principalmente utilizzati per la produzione di energia. Essi sono assimilabili a dei grossi motori di automobile ed hanno la caratteristica di andare a regime abbastanza lentamente.

Esistono fondamentalmente due tipi di questi impianti:

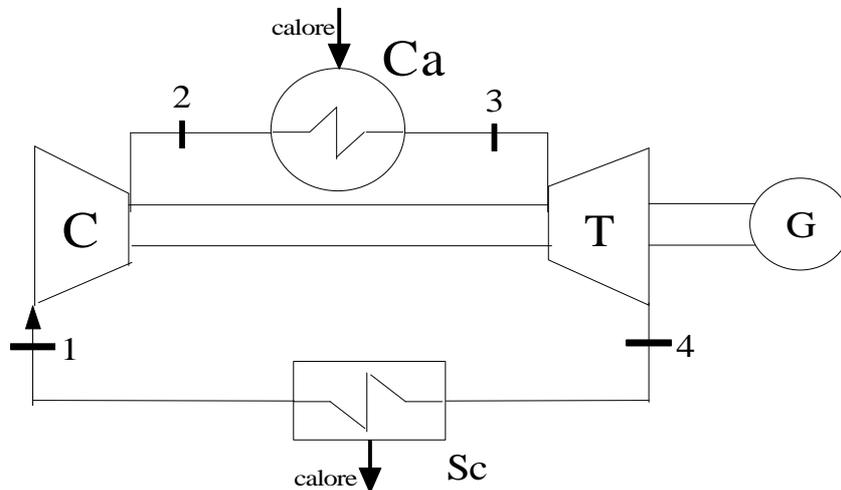
- il primo tipo lavora a **circuito aperto** ed è schematizzato nella figura seguente:



L'aria, che costituisce il fluido evolvente, viene aspirata dall'atmosfera (per cui si trova alla pressione ed alla temperatura atmosferiche) e viene portata ad alta pressione dal processo di compressione adiabatica (effettuato dal **compressore**); essa viene iniettata nella **camera di combustione**, Cc, insieme a del combustibile anch'esso ad alta pressione; nella camera di combustione si verifica una trasformazione in cui la temperatura aumenta notevolmente, mentre la pressione rimane costante; i prodotti della combustione vengono quindi estratti ed espandono (ancora una volta adiabaticamente) nella turbina; successivamente, vengono scaricati nell'atmosfera.

Quindi, *la caratteristica di questi impianti è quella di prelevare e successivamente scaricare i gas direttamente nell'atmosfera; l'impianto lavora a circuito aperto ed è l'atmosfera stessa a chiudere tale circuito*: il compito dell'atmosfera è, in definitiva, quello di operare il rinnovo del fluido evolvente (trasformazione 4→1).

- il secondo tipo lavora invece **a circuito chiuso** ed è schematizzato nella figura seguente:



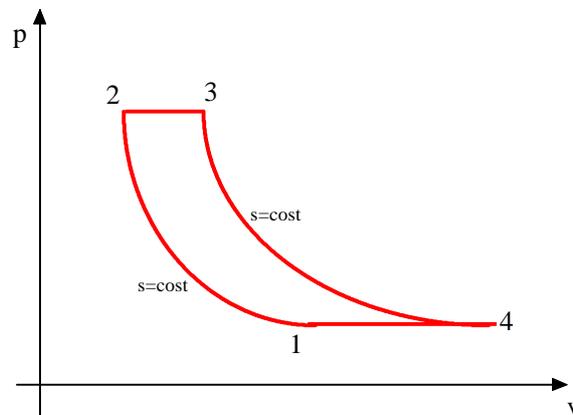
In questo caso, il gas circola nell'impianto non subendo alcuna alterazione chimica (mentre, nell'impianto a circuito aperto, il processo di combustione provoca sia una alterazione della composizione chimica del fluido evolvente sia una variazione della massa di tale fluido). Il calore viene somministrato mediante una combustione esterna al sistema ed il processo di sottrazione di calore si compie in uno scambiatore di calore (generalmente, si tratta di uno *scambiatore di calore a superficie*⁹).

E' anche importante sottolineare che, sia nell'impianto a circuito aperto sia in quello a circuito chiuso, il compressore e la turbina sono montati rigidamente sullo stesso asse, in modo tale che il lavoro in uscita sia pari a quello netto, pari alla differenza tra il lavoro nella turbina e quello nel compressore.

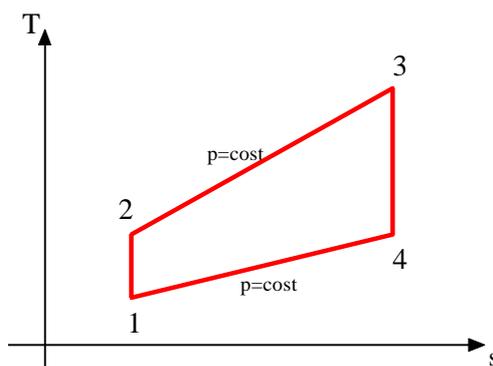
⁹ L'argomento degli scambiatori di calore sarà descritto in un capitolo successivo

CICLO JOULE O BRAYTON

Il ciclo termodinamico di riferimento degli impianti termici motori a turbina a gas è il **ciclo Joule** o anche **ciclo Brayton**. Nel piano p, v , il ciclo è quello illustrato nella figura seguente:



Nel piano T, s , invece, il ciclo è il seguente:



Come si nota, il ciclo Joule è dunque composto da due adiabatiche reversibili (compressione nel compressore ed espansione nella turbina) e due isobare (caldaia e scambiatore di calore di raffreddamento per l'impianto a circuito chiuso oppure camera di combustione e scarico nell'aria per l'impianto a circuito aperto):

- 1→2: compressione adiabatica reversibile (isoentropica)
- 2→3: riscaldamento isobaro
- 3→4: espansione adiabatica reversibile (isoentropica)
- 4→1: scarico (a pressione costante)

Questo ciclo di riferimento deriva dalle seguenti semplificazioni:

- per quanto riguarda l'impianto a circuito chiuso, è sufficiente l'ipotesi di idealità di funzionamento di tutti i componenti dell'impianto;
- per quanto riguarda, invece, l'impianto a circuito aperto, le ipotesi sono le seguenti:

- * si assume in primo luogo che, lungo l'impianto, la composizione chimica del fluido evolvente rimanga invariata;
- * in secondo luogo, si sostituisce il riscaldamento prodotto dalla combustione con un semplice scambio termico con l'esterno;
- * in terzo luogo, si sostituisce il rinnovo del fluido, che si ottiene con lo scarico dei gas combusti (caldi) e con l'immissione di nuova aria (fredda), con un semplice scambio termico con l'esterno.

Prima di passare alla valutazione del rendimento, possiamo fare qualche importante osservazione sul ciclo Joule:

- in primo luogo, segnaliamo che la pressione corrispondente al punto 1 (corrispondente al fluido immesso nel compressore) è la pressione atmosferica nel caso dell'impianto a circuito aperto (in quanto si tratta della pressione dell'aria così come viene prelevata dall'atmosfera), mentre può essere ovviamente qualsiasi nell'impianto a circuito chiuso;
- in secondo luogo, è bene osservare, così come vedremo tra poco, che nel ciclo Joule assume una notevole importanza il lavoro di compressione, che rappresenta una frazione importante del lavoro complessivo: questo fatto costituisce una differenza con quanto visto nel *ciclo Rankine*, nel quale invece abbiamo detto che il lavoro di compressione effettuato nella pompa è spesso trascurabile. Il motivo di questa differenza è che, mentre nel ciclo Rankine la compressione avveniva su di un liquido (quindi una sostanza praticamente incompressibile), nel ciclo Joule avviene su un gas, per cui il corrispondente lavoro è molto maggiore¹⁰;
- ancora, è bene osservare che esiste anche questa volta un limite alla temperatura massima impiegata nel ciclo, corrispondente alla temperatura T_3 raggiunta nella camera di combustione: questa temperatura (che nella realtà non supera i 1000°C), è limitata dalla resistenza degli organi costituenti l'impianto. Spesso, è possibile ritenere che la temperatura all'ingresso ed all'uscita della camera di combustione sia la stessa (quindi $T_2=T_3$) ed è anche possibile trascurare il fatto che la combustione varia sia la composizione chimica sia la portata del fluido evolvente.

RENDIMENTO TERMODINAMICO

Ricordiamo ancora una volta che il *rendimento termodinamico* di un ciclo diretto è il rapporto tra il lavoro complessivo del ciclo (detto anche *lavoro netto*) e la somma delle quantità di calore assorbite durante il ciclo:

$$\eta = \frac{\ell_{TOT}}{q_{ass}}$$

Andiamo allora a vedere quando il sistema compie lavoro e quando assorbe calore: il lavoro viene compiuto solo durante la compressione adiabatica nel compressore (1→2) e l'espansione adiabatica nella turbina (3→4), mentre l'unico passaggio in cui viene assorbito calore dall'esterno è il riscaldamento isobaro (2→3) all'interno della caldaia (impianto a circuito chiuso) o della camera di combustione (impianto a circuito aperto). Possiamo allora scrivere che

¹⁰ L'analisi del lavoro di compressione effettuato da un compressore o da una pompa sarà condotta in un capitolo successivo

$$\eta = \frac{\ell_{1,2} + \ell_{3,4}}{q_{2,3}}$$

Per il calcolo di queste quantità, dobbiamo applicare il *primo principio della termodinamica per sistemi aperti*; mettendoci nelle solite ipotesi di regime permanente, di moto unidimensionale del fluido evolvente e di trascurabilità dei termini cinetici, il primo principio assume la nota formulazione

$$\boxed{q - \ell = \Delta h}$$

Applichiamo allora questa relazione alle singole trasformazioni:

- compressore (trasformazione 1→2): $\ell_{1,2} = h_1 - h_2$
- riscaldamento (trasformazioni isobara 2→3): $q_{2,3} = h_3 - h_2$
- turbina (trasformazione 3→4): $\ell_{3,4} = h_3 - h_4$
- scarico (trasformazione isobara 4→1): $q_{4,1} = h_1 - h_4$

Tornando all'espressione del rendimento, abbiamo dunque che

$$\eta = \frac{\ell_{1,2} + \ell_{3,4}}{q_{2,3}} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)}{h_3 - h_2}$$

Sotto queste ipotesi, applicando la definizione prima citata di rendimento termodinamico di un ciclo diretto, abbiamo che

$$\eta = \frac{\ell_{1,2} + \ell_{3,4}}{q_{2,3}} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)}{h_3 - h_2}$$

E' possibile anche arrivare ad un'altra espressione, più significativa, del rendimento: in primo luogo, la formula appena enunciata, scambiando semplicemente l'ordine dei termini a numeratore, diventa

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

Se ora facciamo l'ipotesi che il gas evolvente abbia comportamento da gas più che perfetto, possiamo facilmente valutare Δh_{23} e Δh_{14} : dato che le trasformazioni 2→3 e 4→1 sono a pressione costante, abbiamo infatti (ricordando quanto visto per la termodinamica dei gas più che perfetti) che $\Delta h = c_p \Delta T$, per cui possiamo scrivere che

$$\eta = \frac{c_p(T_3 - T_2) + c_p(T_1 - T_4)}{c_p(T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_2) + (T_1 - T_4)}{(T_3 - T_2)}$$

e questa può anche essere riscritta nella forma

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{1 - \frac{T_4}{T_1}}{1 - \frac{T_3}{T_2}}$$

D'altra parte, le trasformazioni 1→2 e 3→4 sono delle politropiche (si tratta infatti di adiabatiche reversibili), per cui, ricordando che vale l'equazione $Tp^{\frac{k}{k-1}} = \text{costante}$, possiamo scrivere che

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

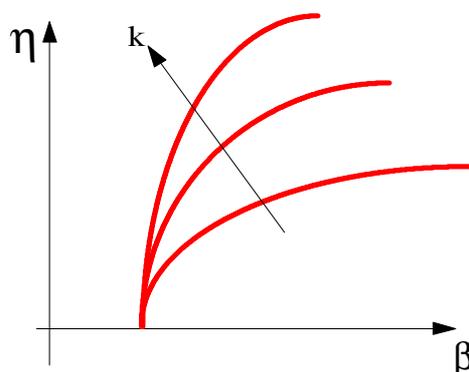
Inoltre, le trasformazioni 2→3 e 4→1 sono a pressione costante, per cui $p_1 = p_4$ e $p_2 = p_3$: dalle equazioni appena ricavate si deduce allora che $\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3}$ e quindi anche che $\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$. Sostituendo quest'ultima nell'espressione di η , otteniamo dunque semplicemente che

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

In base a questa relazione, essendo $k > 1$, deduciamo che *il rendimento del ciclo Joule è una funzione crescente della quantità $\beta = p_2/p_1$, detta **rapporto manometrico di compressione***:

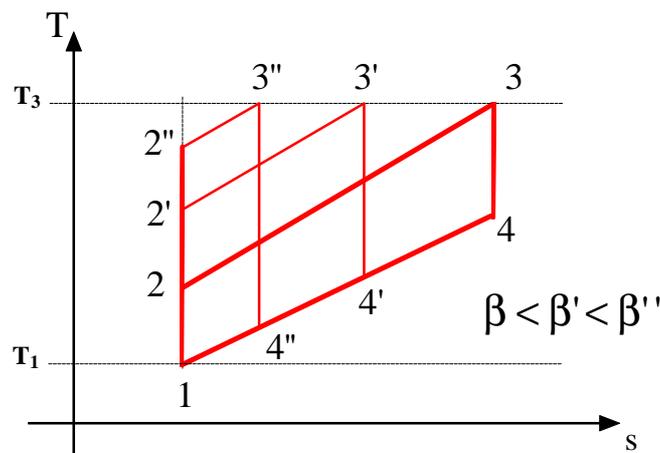
$$\eta = 1 - \beta^{-\frac{k-1}{k}}$$

E' possibile allora diagrammare l'andamento di η in funzione del valore di β ed al variare dell'indice k delle trasformazioni politropiche:

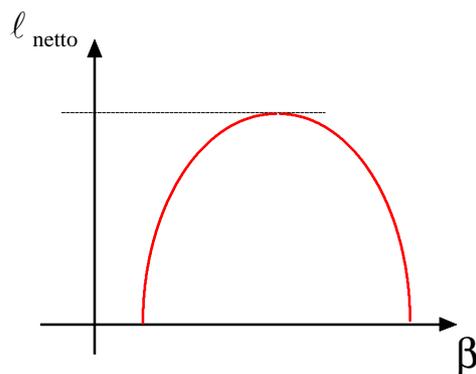


In base a questo grafico, quindi, il rendimento del ciclo aumenta all'aumentare sia di β sia di k . Diventa allora importante, una volta fissato il k , scegliere il valore di β , che va dimensionato tenendo conto dei limiti fisici dei macchinari utilizzati per realizzare l'impianto.

Sempre a questo proposito, è interessante osservare come varia il lavoro netto, una volta fissate la temperatura minima (T_1) e quella massima (T_3), al variare del valore di β , cioè al variare del rapporto tra la pressione p_2 all'uscita dal compressore e la pressione p_1 in ingresso al compressore:



In base a quest'ultima figura, il lavoro netto, pari all'area racchiusa dal ciclo, assume il valore massimo per β intermedio, mentre diminuisce sia per β elevati sia per β bassi:

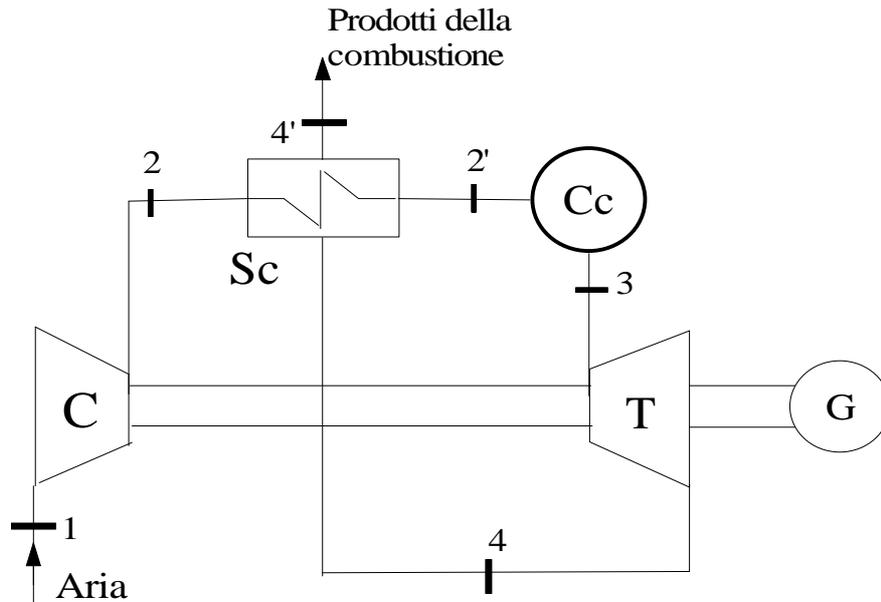


Per quanto riguarda i rendimenti massimi di questo tipo di impianti, i valori massimi effettivi sono generalmente del 30%, mentre quelli massimi termodinamici sono intorno al 50%.

Impianto con rigenerazione

Il rendimento del ciclo Joule appena esaminato può essere notevolmente migliorato mediante la cosiddetta **rigenerazione**, già esaminata per gli impianti a turbina a vapore: con riferimento al ciclo riportato nel piano T,s , si osserva che, per valori di β non elevati, la temperatura del punto 4 (corrispondente al fluido in uscita dalla turbina) è superiore alla temperatura del punto 2 (corrispondente al fluido in uscita dal compressore); allora, in questi casi, il fluido che esce dalla turbina ha una temperatura ancora abbastanza elevata per essere utilizzato per pre-riscaldare il fluido all'uscita del compressore.

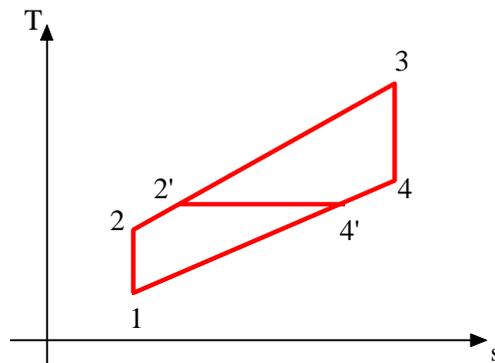
La figura seguente mostra lo schema di un *impianto a circuito aperto con rigenerazione*:



I gas di scarico della turbina, anziché essere rigettati nell'atmosfera dalla turbina stessa, vengono inviati in uno scambiatore, Sc, dove pre-riscaldano l'aria, che vi entra alla temperatura T_2 , dopo essere stata compressa nel compressore.

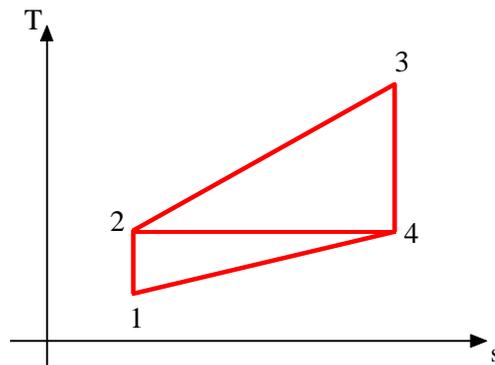
L'aumento del rendimento deriva dal fatto che, con la rigenerazione, diminuisce la quantità $h_3 - h_2$ di calore che dobbiamo somministrare dall'esterno, mentre rimane invece inalterato il lavoro utile (o lavoro netto), ossia la differenza tra il lavoro di espansione nella turbina e il lavoro di compressione nel compressore.

Il ciclo Joule con rigenerazione può dunque essere rappresentato graficamente nel modo seguente:



All'uscita dalla turbina, parte dei gas vengono prelevati alla temperatura T_4 , ed inviati nella camera di combustione: essi sono ad una temperatura maggiore di quella del punto 2, per cui è necessaria una quantità di calore minore per operare il riscaldamento.

A livello teorico, si potrebbe far coincidere T_4 con T_2 :



In questo caso, si avrebbe la massima quantità di calore trasferibile dal fluido caldo a quello freddo, ossia $q_{\max} = h_4 - h_2$. Nella pratica, però, questo non si riesce a fare, per cui la quantità di calore da trasferita è $q_{\text{reale}} = h_{2'} - h_2$.

Si definisce, allora, **efficacia del rigeneratore** il rapporto tra le due quantità:

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{reale}}}{q_{\max}} = \frac{h_{2'} - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{T_{2'} - T_2}{T_4 - T_2}$$

Vediamo infine di fare qualche osservazione circa pregi e difetti dell'impianto a circuito aperto e di quello a circuito chiuso:

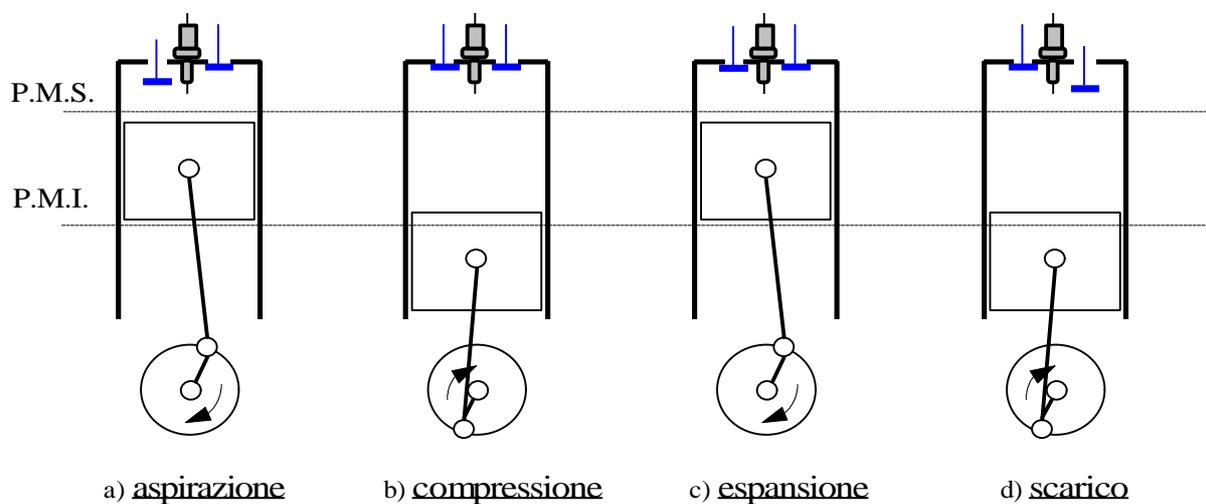
- l'impianto a circuito aperto presenta l'indubbio pregio di una maggiore facilità costruttiva;
- d'altra parte, l'impianto a circuito chiuso consente la scelta di un fluido di lavoro diverso dall'aria e, cosa ancora più importante, consente l'impiego di combustibili di basso pregio: infatti, i prodotti della combustione, che sono altamente corrosivi, non vengono mai in contatto con gli organi della turbina;
- la possibilità di scelta del fluido di lavoro è anche vantaggiosa in quanto, in base alla relazione $\eta = 1 - (p_1/p_2)^{\frac{k-1}{k}}$, risulta che il rendimento cresce al crescere di k e quindi, usando un gas monoatomico, per il quale è $k=1.67$, si ha un vantaggio rispetto all'uso dell'aria, per la quale è $k=1.4$; oltre a questo, è possibile scegliere un fluido che permetta di ottenere un coefficiente di convezione maggiore, con conseguente riduzione delle dimensioni degli scambiatori.

Motori alternativi

MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA AD ACCENSIONE COMANDATA

Ci occupiamo adesso del cosiddetto **motore alternativo a combustione interna ad accensione comandata a 4 tempi**.

Intanto, questo motore è costituito da un **cilindro** in cui scorre, a tenuta, un **pistone** collegato, mediante un **sistema biella-manovella**, all'albero motore:



Il cilindro è munito di due valvole (dette rispettivamente valvola di aspirazione e una di valvola di scarico).

Supponiamo, allora, che, in un certo istante, il pistone si trovi nel punto più vicino alla testa del cilindro, detto punto morto superiore (brevemente P.M.S.), con la valvola di aspirazione aperta:

- fase di aspirazione: il pistone si muove verso il basso e questo fa sì che nel cilindro venga immessa una miscela di aria e combustibile; questa corsa termina quando il pistone arriva nel punto più vicino all'albero motore, detto punto morto inferiore (brevemente P.M.I.);
- fase di compressione: successivamente, si chiude la valvola di aspirazione ed il pistone risale verso l'alto dal punto morto inferiore al punto morto superiore, comprimendo il fluido contenuto nel cilindro;
- fase di espansione: verso la fine della corsa del pistone verso l'alto, viene fatta scoccare una scintilla, che provoca l'accensione e quindi la combustione della miscela; poi, sempre a valvole chiuse, il pistone si muove nuovamente verso il punto morto inferiore, con la conseguente espansione dei prodotti della combustione;
- fase di scarico: infine, si apre la valvola di scarico ed il pistone risale verso il punto morto superiore, espellendo così il fluido contenuto nel cilindro.

Arrivato il pistone nel punto morto superiore, si richiude la valvola di scarico e si riapre quella di aspirazione: il motore si trova così nelle condizioni iniziali della fase di aspirazione ed il ciclo riprende.

Il motore appena descritto si dice **a 4 tempi** proprio perché il ciclo di funzionamento si compie in 4 corse del pistone, ad ognuna delle quali corrisponde mezzo giro dell'albero motore.

Tre parametri importanti del ciclo appena descritto sono i seguenti:

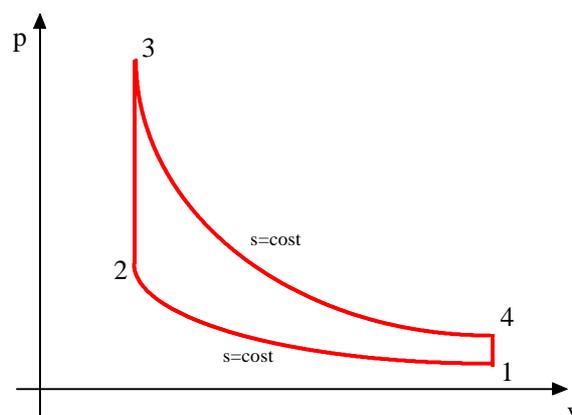
- **alesaggio**: diametro del cilindro;
- **corsa**: lunghezza percorsa dal pistone dal PMS al PMI;
- **cilindrata**: differenza tra il volume di fluido quando il pistone è al PMI e il volume di fluido quando il pistone è al PMS.

Il funzionamento dei motori alternativi (e, in generale, delle macchine alternative) viene efficacemente rappresentato dai cosiddetti **diagrammi indicati**, nei quali vengono messi in relazione la pressione del fluido operante (asse delle ordinate) con il volume occupato dallo stesso (asse delle ascisse) e quindi con la posizione del pistone. Il termine *indicati* deriva dal fatto che si chiamano **indicatori** quelle apparecchiature in grado di rilevare automaticamente, su di un motore funzionante, i valori di pressione e di volume. Ovviamente, le curve che si ottengono sono sempre chiuse, in quanto periodicamente si hanno gli stessi valori sia di p sia di V .

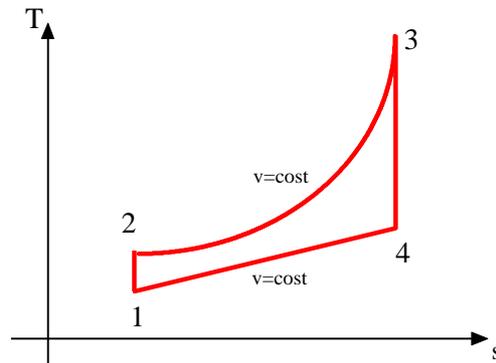
Facciamo osservare che i diagrammi indicati non sono dei diagrammi di stato, in quanto il volume non è una proprietà interna intensiva. Oltre a questo, non è possibile passare dal volume al volume specifico (cioè il volume per unità di massa) per 2 motivi: in primo luogo perché, in 2 delle 4 fasi (precisamente in aspirazione e in scarico) la massa del sistema è variabile e quindi si ha a che fare, in queste due fasi, con un sistema aperto in regime non permanente; in secondo luogo, perché, durante il funzionamento, a seguito della combustione cambia la composizione chimica del sistema. Allora, l'importanza dei diagrammi indicati deriva dal fatto che l'area racchiusa dal ciclo indicato è proporzionale al *lavoro utile* del motore per ciclo di funzionamento.

Ciclo termodinamico di riferimento: ciclo Otto

Il ciclo termodinamico di riferimento, per i motori alternativi a combustione interna ad accensione comandata, è il cosiddetto **ciclo Otto**. Nel piano p, v , il ciclo è quello illustrato nella figura seguente:



Nel piano T,s , invece, il ciclo è il seguente:



Come si nota, si tratta di un ciclo estremamente simile al ciclo Joule descritto per l'impianto a turbina a gas: esso si compone di due adiabatiche reversibili (compressore $1 \rightarrow 2$ ed espansione $3 \rightarrow 4$) e di due trasformazioni a volume specifico costante ($2 \rightarrow 3$ con somministrazione di calore e $4 \rightarrow 1$ con sottrazione di calore).

Questo ciclo di riferimento deriva dalle seguenti semplificazioni:

- in primo luogo, si adotta la solita ipotesi di idealità di funzionamento del motore nelle varie fasi; questa semplificazione (comprendente anche la trascurabilità delle perdite di carico nelle valvole e nei condotti di aspirazione e di scarico) comporta fundamentalmente due conseguenze:
 - * nella fase di aspirazione, la pressione del cilindro si ritiene costante e pari allo stesso valore che ha poi costantemente durante la fase di scarico; in pratica, vengono escluse queste due fasi ai fini del ciclo termodinamico di riferimento;
 - * nella fase di compressione, prima della somministrazione di calore, e nella fase di espansione, prima della sottrazione di calore, i processi si assumono adiabatici e reversibili;
- si assume inoltre che la composizione chimica del fluido rimanga invariata durante il funzionamento;
- si assume poi che la combustione avvenga istantaneamente, e quindi a volume costante, nel momento in cui il pistone, alla fine della compressione, si trova nel punto morto superiore;
- ancora, il riscaldamento prodotto dalla combustione viene sostituito con il solito scambio di calore con l'esterno;
- infine, il rinnovo del fluido (che si ha con lo scarico dei gas, caldi, e con l'immissione di nuovo fluido, freddo) viene sostituito con uno scambio termico con l'esterno, a volume specifico costante, effettuato alla fine della fase di espansione, con il pistone nel punto morto inferiore.

In effetti, queste semplificazioni fanno sì che le trasformazioni del ciclo termodinamico di riferimento siano abbastanza lontane da quelli che sono i processi reali: tuttavia, nonostante questo, permane l'utilità di analizzare il ciclo termodinamico di riferimento.

Rendimento termodinamico

Per il calcolo del rendimento termodinamico del ciclo Otto, possiamo fare ancora una volta l'ipotesi che il fluido evolvente sia un gas piucheperfetto. Sotto questa ipotesi, vedremo tra un attimo che il rendimento del ciclo risulta funzione del cosiddetto **rapporto volumetrico di compressione** (simbolo: ρ), definito come rapporto tra i volumi specifici prima (v_1) e dopo (v_2) il processo di compressione.

Cominciamo applicando la solita definizione di rendimento termodinamico di un ciclo diretto (= rapporto tra il lavoro complessivo del ciclo e la somma delle quantità di calore assorbite durante il ciclo): ricordando che il lavoro complessivo è anche pari al calore complessivo scambiato durante il ciclo, abbiamo che

$$\eta = \frac{q_{2,3} + q_{4,1}}{q_{2,3}}$$

Nell'ipotesi che il fluido evolvente sia un gas piucheperfetto, possiamo facilmente valutare q_{23} e q_{41} : dato che le trasformazioni $2 \rightarrow 3$ e $4 \rightarrow 1$ sono a volume specifico costante, abbiamo infatti che

$$\eta = \frac{c_v(T_3 - T_2) + c_v(T_1 - T_4)}{c_v(T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_2) + (T_1 - T_4)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{1 - \frac{T_4}{T_1}}{1 - \frac{T_3}{T_2}}$$

D'altra parte, le trasformazioni $1 \rightarrow 2$ e $3 \rightarrow 4$ sono delle politropiche (si tratta infatti di adiabatiche reversibili), per cui, ricordando che vale l'equazione $Tv^{k-1} = \text{costante}$, possiamo scrivere che

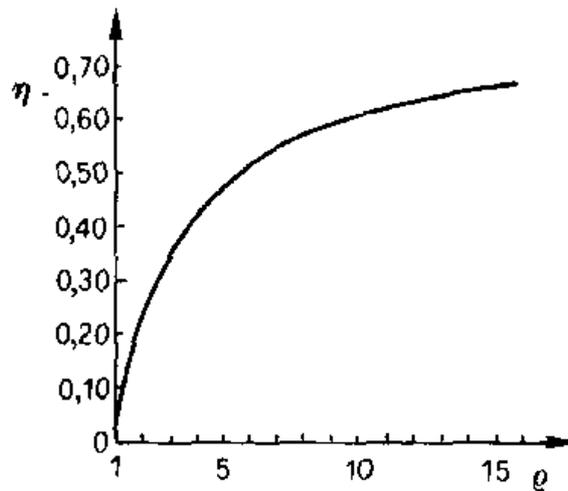
$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{k-1}$$

Ancora, le trasformazioni $2 \rightarrow 3$ e $4 \rightarrow 1$ sono a volume specifico costante, per cui $v_1 = v_4$ e $v_2 = v_3$: dalle equazioni appena ricavate si deduce allora che $\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3}$ e quindi anche che $\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$.

Sostituendo quest'ultima nell'espressione di η , otteniamo dunque semplicemente che

$$\boxed{\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}}$$

In base a questa relazione, essendo sempre $k > 1$, deduciamo che *il rendimento del ciclo Otto è una funzione crescente della quantità $\rho = v_1/v_2$, detta **rapporto volumetrico di compressione***. Il seguente diagramma traduce graficamente questo concetto:



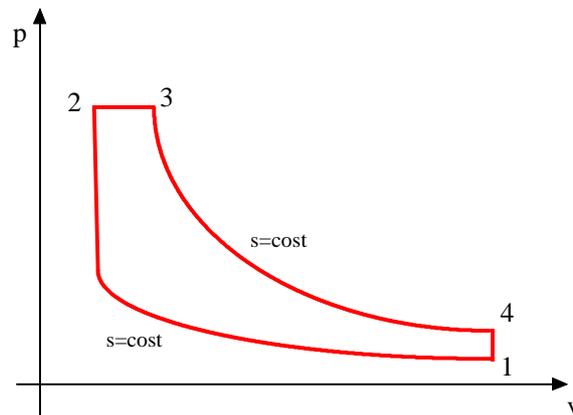
MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA AD ACCENSIONE SPONTANEA

Lo schema di funzionamento di un **motore alternativo a combustione interna ad accensione spontanea a 4 tempi** è del tutto analogo a quello del motore ad accensione comandata esaminato nel paragrafo precedente. Le differenze fondamentali sono le seguenti:

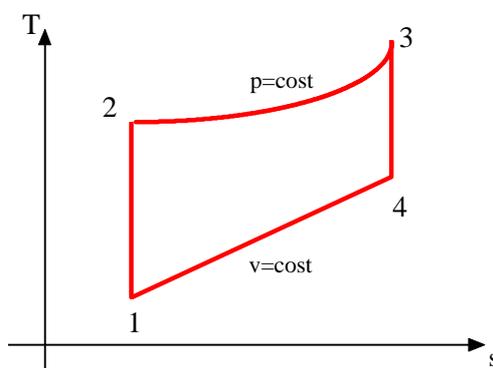
- in fase di aspirazione, viene immessa nel cilindro solo aria e non più una miscela di aria e combustibile
- dopo l'aspirazione, c'è una fase di compressione più spinta rispetto a quella del motore ad accensione comandata;
- quando il pistone sta per giungere nel punto morto superiore, viene iniettato nel pistone del combustibile, che per i valori di temperatura raggiunti dall'aria, si accende spontaneamente; in tal modo, la combustione ha luogo nella prima parte della corsa di ritorno: l'effetto della combustione compensa la diminuzione di pressione che sarebbe altrimenti provocata espansione e la pressione rimane perciò all'incirca costante durante il primo tratto della fase di espansione;
- una volta terminata la combustione, il funzionamento diventa identico a quello del motore ad accensione comandata, per cui, quando il pistone giunge al punto morto inferiore, si apre la valvola di scarico ed il pistone risale verso il punto morto superiore, espellendo così il fluido contenuto nel cilindro (fase di scarico).

Ciclo termodinamico di riferimento: ciclo Diesel

Il ciclo termodinamico di riferimento, per i motori alternativi a combustione interna ad accensione spontanea, è il cosiddetto **ciclo Diesel**. Nel piano p, v , il ciclo è quello illustrato nella figura seguente:



Nel piano T,s , invece, il ciclo è il seguente:



Facendo un confronto con il ciclo Otto del motore ad accensione comandata, si osserva che il ciclo Diesel differisce da esso per la trasformazione 2@3, rappresentativa di una somministrazione di calore che avviene a pressione costante anziché a volume costante:

- 1→2: compressione adiabatica reversibile (isoentropica)
- 2→3: combustione isobara
- 3→4: espansione adiabatica reversibile (isoentropica)
- 4→1: cessione di calore all'esterno a volume costante (scarico e aspirazione)

Per arrivare a questo ciclo termodinamico di riferimento, basta fare le stesse ipotesi semplificative fatte per il ciclo Otto, per cui non le ripetiamo.

Rendimento termodinamico

Per il calcolo del rendimento termodinamico del ciclo Diesel, facciamo sempre l'ipotesi che il fluido evolvente sia un gas piucheperfecto. Sotto questa ipotesi, mettendo insieme quanto visto per il ciclo Otto e per il ciclo Joule, abbiamo che

$$\eta = \frac{q_{2,3} + q_{4,1}}{q_{2,3}} = \frac{c_P(T_3 - T_2) + c_V(T_1 - T_4)}{c_P(T_3 - T_2)} = 1 + \frac{c_V(T_1 - T_4)}{c_P(T_3 - T_2)} = 1 + \frac{1}{k} \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_1}{T_2} \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}$$

dove si è tenuto conto che $k = \frac{c_P}{c_V}$.

A questo punto, la trasformazione 1→2 è una politropica (adiabatica reversibile), per cui, ricordando che vale l'equazione $Tv^{k-1} = \text{costante}$, possiamo scrivere che

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \rho^{k-1}$$

(dove $\rho = v_1/v_2$ è sempre il **rapporto volumetrico di compressione**) e quindi l'espressione del rendimento diventa

$$\eta = 1 - \frac{1}{k} \frac{1}{\rho^{k-1}} \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}$$

La trasformazione 2→3 è invece a pressione costante, per cui $p_2 = p_3$ e quindi anche $\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2}$: il

rapporto $b = \frac{v_3}{v_2}$ prende il nome di **rapporto volumetrico di introduzione** (esso è indicativo della quantità di calore somministrata al ciclo e quindi anche del lavoro fornito dal ciclo). Sostituendo ancora una volta nell'espressione di η , otteniamo

$$\eta = 1 - \frac{1}{k} \frac{1}{\rho^{k-1}} \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{b - 1}$$

Infine, la trasformazione 4→1 è a volume specifico costante, per cui $v_1 = v_4$ ed anche $\frac{T_4}{T_1} = \frac{p_4}{p_1}$: considerando poi che le trasformazioni 3→4 e 1→2 sono isoentropiche, possiamo scrivere che

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{p_4}{p_1} = \frac{p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k}{p_2 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k} = \frac{\left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k}{\left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k} = \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^k \left(\frac{v_1}{v_4} \right)^k = \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^k = b^k$$

e quindi possiamo concludere che il rendimento del ciclo Diesel ha espressione

$$\eta = 1 - \frac{1}{k} \frac{1}{\rho^{k-1}} \frac{b^k - 1}{b - 1}$$

Confrontando questa espressione con quella del rendimento del ciclo Otto, si osserva qui la presenza del termine $\frac{b^k - 1}{b - 1}$, termine sempre maggiore di 1 dato che $b > 1$. Di conseguenza, possiamo affermare che, a parità di rapporto di compressione r e a parità di k , il rendimento del ciclo Diesel risulta teoricamente inferiore a quello del ciclo Otto.

Nonostante questa affermazione, è bene chiarire che un confronto tra i cicli Otto e Diesel sulla base dell'uguaglianza dei rapporti di compressione volumetrici può indurre in errore circa gli effettivi rendimenti ottenibili dai motori reali: infatti, i motori ad accensione spontanea devono operare con rapporti di compressione molto più elevati (14÷20) di quelli adottabili in quelli ad accensione comandata (7÷11) per poter rendere possibile l'accensione del combustibile. Questo è uno dei motivi per cui, spesso, il rendimento dei motori ad accensione spontanea (che è di circa il 60%) è in realtà superiore a quello dei motori ad accensione comandata.

Impianti frigoriferi e pompe di calore

INTRODUZIONE

Un impianto che utilizzi energia meccanica per trasferire calore da sorgenti a temperature inferiori a sorgenti a temperature superiori può essere di due tipi:

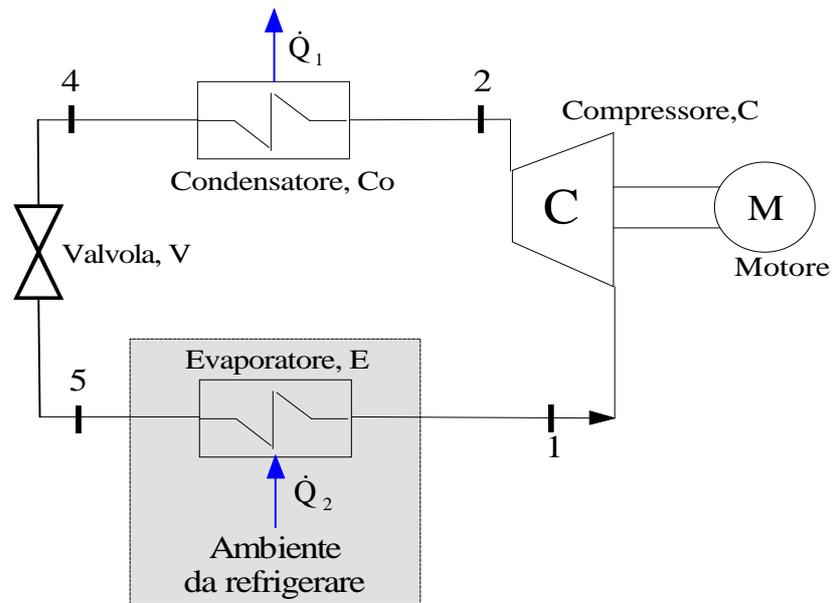
- si parla di **impianto frigorifero** quando esso è finalizzato alla sottrazione di calore;
- si parla di **pompa di calore** quando è finalizzato alla somministrazione di calore.

Noi ci occuperemo solo degli **impianti a compressione di vapore**, che sono quelli di più diffuso impiego.

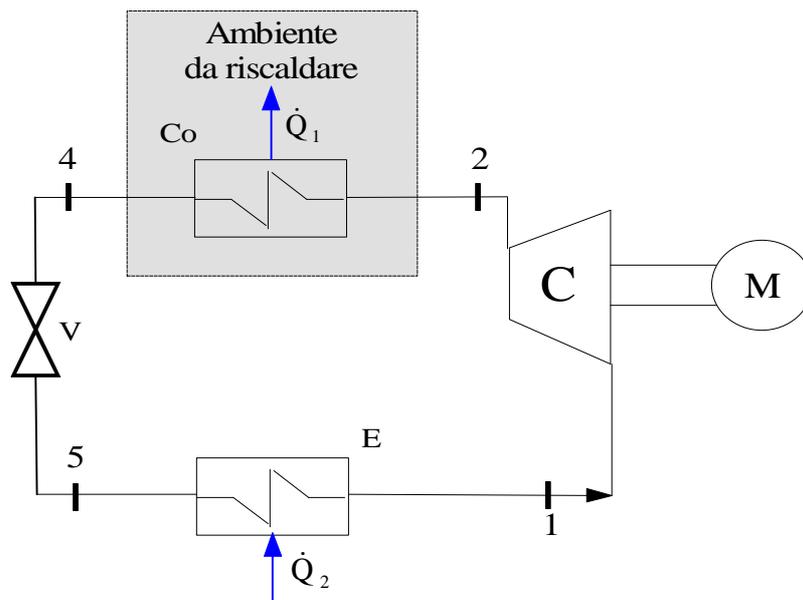
N.B. Segnaliamo che le *pompe di calore* vengono spesso classificate in base alla natura dei serbatoi termici che utilizzano per lo scambio di calore: può trattarsi di *aria, acqua e suolo*.

SCHEMI ELEMENTARI DI IMPIANTI A COMPRESSIONE DI VAPORE

Nella figura seguente è riportato uno schema elementare di un **impianto frigorifero a compressione di vapore**:



Nella prossima figura, invece, è riportato uno schema elementare di un **pompa di calore**:



Si osserva immediatamente che i due impianti sono identici, con la differenza che l'impianto frigorifero usa l'evaporatore, E, per raffreddare l'ambiente considerato, mentre la pompa di calore usa lo scambiatore, Co, per riscaldare il suddetto ambiente.

Prima ancora di vedere come avvengono le opere di raffreddamento e riscaldamento, descriviamo il ciclo nei suoi vari passaggi:

- il fluido evolvente viene inizialmente prelevato dall'**evaporatore**, E, nello stato di vapore saturo e secco alla pressione p_1 ed alla temperatura T_1 (stato 1);
- esso passa quindi nel **compressore**, C, che lo comprime (elevando la sua temperatura da T_1 a T_2) fino alla pressione p_2 ; il vapore è diventato adesso vapore surriscaldato (stato 2);

- tale vapore surriscaldato passa nello **scambiatore**, Co, dove subisce due distinte trasformazioni: prima viene desurriscaldato (2→3) fino alla temperatura T_3 e poi viene condensato (3→4) a temperatura costante; a questo punto il fluido è un liquido saturo (stato 4);
- tale liquido saturo viene laminato (cioè subisce un abbassamento di pressione) nella **valvola di laminazione**, V, fino a diventare vapore saturo (stato 5) da ri-inviare all'evaporatore (che deve eliminare tutta la fase liquida, cioè aumentare quanto più è possibile il titolo della miscela) per riprendere il ciclo

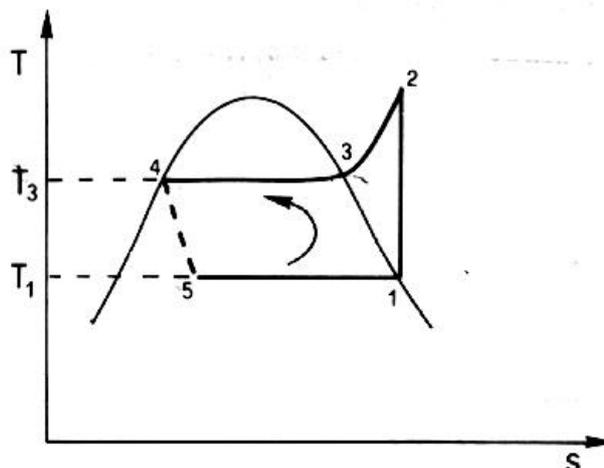
N.B. *Appunti*: In pratica, la volva V serve a mantenere la differenza di pressione tra condensatore ed evaporatore: il condensatore lavora alla pressione di uscita del compressore, mentre l'evaporatore lavora alla pressione di aspirazione del compressore stesso. Si potrebbe sostituire la valvola con una turbina, ma sarebbe una soluzione poco economica, in quanto la valvola è semplicemente realizzata tramite una strozzatura del tubo.

Premesso questo, vediamo la differenza tra i due impianti:

- nell'impianto frigorifero, l'evaporatore ha il compito di prelevare dall'ambiente da refrigerare una certa potenza termica \dot{Q}_2 , mentre lo scambiatore deve smaltire nell'ambiente esterno (che può essere l'aria atmosferica oppure dell'acqua appositamente predisposta) la potenza termica \dot{Q}_1 tale che $|\dot{Q}_1| = |\dot{Q}_2| + |L|$;
- al contrario, nella pompa di calore, lo scambiatore deve fornire all'ambiente da riscaldare la potenza termica \dot{Q}_1 , mentre l'evaporatore serve a prelevare dall'ambiente esterno la potenza termica \dot{Q}_2 .

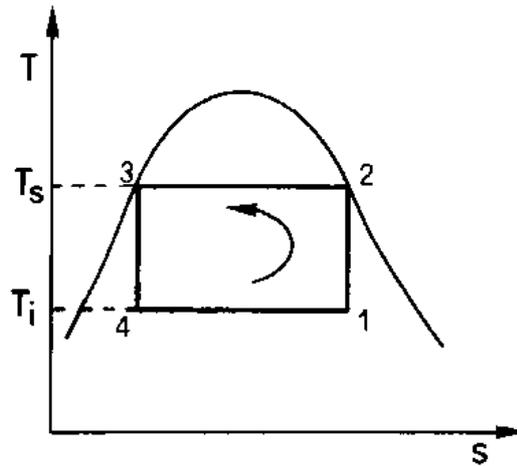
CICLO INVERSO A COMPRESSIONE DI VAPORE

Per quanto riguarda i due impianti appena descritti, il ciclo termodinamico di riferimento è il cosiddetto **ciclo inverso a compressione di vapore**, che nel piano T,s è fatto come nella figura seguente:



A questo ciclo si arriva mediante le stesse semplificazioni adottate per arrivare al ciclo Rankine. Fa eccezione la trasformazione 4→5 relativa al **processo di laminazione**: sappiamo, infatti, che tale processo può infatti essere pensato, al limite, come quasi statico, ma non sarà mai reversibile (perché dovuto ad una differenza di pressione): questo è il motivo per cui, nel grafico, il tratto 4→5 è stato disegnato tratteggiato: anche se l'entropia finale è uguale a quella iniziale, non è possibile stabilire se la trasformazione sia effettivamente isoentropica, proprio perché non è reversibile.

Una osservazione importante è la seguente: anche se, nella pratica, si segue generalmente un ciclo come quello appena illustrato, si potrebbe teoricamente utilizzare un qualunque ciclo inverso e quindi tipicamente quello reversibile di Carnot riportato nella figura seguente:



Questo ciclo è realizzabile nella pratica in quanto, nel campo dei vapori, le trasformazioni isoterme sono anche isobare. Tuttavia, ci sono alcuni inconvenienti:

- in primo luogo, ci sarebbero dei problemi connessi alla compressione ed espansione di miscele bifasi: infatti, come già detto nel confronto tra il ciclo Rankine ed il ciclo diretto di Carnot, una compressione adiabatica reale di una miscela bifase, anziché fornire la trasformazione isoentropica 1→2 con una progressiva scomparsa del liquido, fornirebbe una miscela di liquido non saturo e di vapore surriscaldato in notevole disequilibrio termodinamico e con notevole aumento di entropia e quindi del lavoro di compressione;
- in secondo luogo, la condensazione isoterma 3→4 fornirebbe una esigua quantità di energia meccanica che certamente non compenserebbe le complessità legate all'impiego della macchina capace di realizzare la trasformazione stessa.

Questi inconvenienti vengono aggirati proprio dal ciclo a compressione di vapore prima esaminato: infatti, la compressione avviene nel campo del surriscaldato e la macchina per l'espansione è costituita dalla semplice valvola di laminazione, che non presenta organi meccanici in movimento.

Prestazioni del ciclo a compressione di vapore

Facendo le solite ipotesi di regime permanente, di moto unidimensionale del fluido evolvente e di trascurabilità dei termini cinetici e potenziali, possiamo ora calcolare il coefficiente di effetto utile ed il rapporto di moltiplicazione termica del ciclo a compressione di vapore: in pratica, dobbiamo calcolare il rapporto tra quello che vogliamo ottenere dal ciclo (cioè il trasferimento di energia

termica da o verso l'ambiente da trattare) e quello che dobbiamo spendere per ottenerlo (ossia il lavoro meccanico da fornire al compressore).

Il **coefficiente di effetto utile** è stato definito come il rapporto tra la somma di tutte le quantità di calore assorbite ed il valore assoluto del lavoro complessivo del ciclo:

$$\varepsilon = \frac{\sum_I q_i}{\sum_k \ell_k}$$

Nel caso della pompa di calore, il sistema assorbe calore durante l'isoterma 1→5, mentre compie lavoro durante la compressione isoentropica 1→2, per cui abbiamo che

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}$$

Osserviamo che, se ε è il coefficiente di effetto utile dell'impianto usato come pompa di calore, il coefficiente di effetto utile dell'impianto usato come macchina frigorifera sarà $1+\varepsilon$ e quindi si tratterà di un valore sempre maggiore di 1. Questo è un fatto importante in quanto rende preferibile l'uso di questo impianto al posto di una semplice resistenza: infatti, una resistenza, dato che trasforma in calore tutta la potenza su di essa trasferita, ha coefficiente di effetto utile pari ad 1 e quindi inferiore a quello dell'impianto frigorifero.

Il **rapporto di moltiplicazione termica** è stato invece definito come il rapporto tra la somma di tutte le quantità di calore cedute ed il lavoro complessivo del ciclo: abbiamo dunque che

$$r = \frac{\sum_j q_j}{\sum_k \ell_k}$$

Nel nostro caso, il sistema cede calore durante la trasformazione 2→4 (desurriscaldamento 2→3 e condensazione 3→4), per cui abbiamo che

$$r = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Se, anziché considerare il ciclo inverso a compressione di vapore, consideriamo un semplice ciclo inverso di Carnot (cioè il ciclo ideale a efficienza massima), abbiamo invece che

$$\varepsilon = \frac{\sum_I Q_i}{\left| \sum_I Q_i + \sum_J Q_j \right|} = \frac{Q_{15}}{|Q_{15} + Q_{24}|} \qquad r = \frac{\sum_J Q_j}{\sum_I Q_i + \sum_J Q_j} = \frac{Q_{24}}{Q_{15} + Q_{24}}$$

Indicando con T_{MAX} e T_{MIN} , rispettivamente, la temperatura massima (isoterma 2→3) e quella minima (isoterma 4→1) del ciclo, basta ripetere i ragionamenti fatti in termodinamica sui cicli di Carnot per ottenere che

$$\varepsilon = \frac{T_{MIN}}{T_{MAX} - T_{MIN}}$$

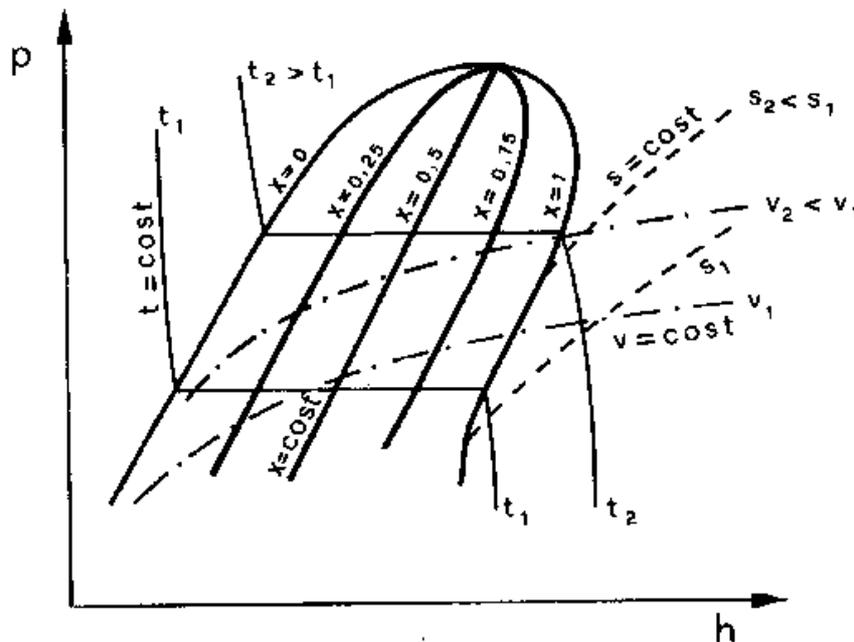
$$r = 1 + \varepsilon = \frac{T_{MAX}}{T_{MAX} - T_{MIN}}$$

Queste ultime due formule sono senz'altro utili per ricavare rapidamente un valore di prima approssimazione, per eccesso, di ε e di r per cicli a compressione di vapor saturo. Esse richiedono, evidentemente, solo la conoscenza della temperatura di evaporazione e di quella di condensazione.

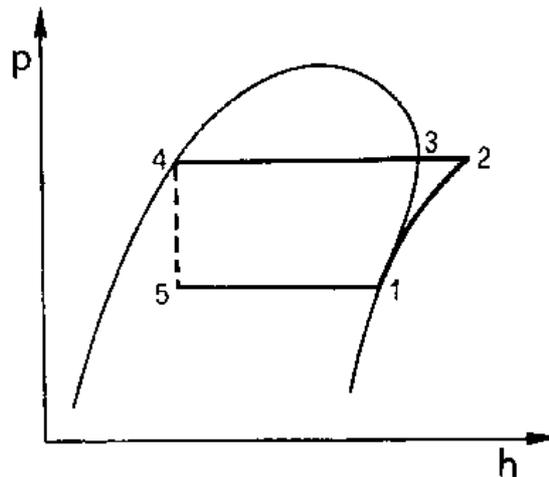
Il fatto che la stima così ottenuta per ε ed r sia in eccesso deriva dal fatto che le due modifiche del ciclo di Carnot rispetto al ciclo inverso a compressione di vapore comportano, ciascuna, una diminuzione di ε e di r . Va inoltre sottolineato che, in questi ragionamenti, il confronto tra i due cicli è stato fatto a parità di temperature di evaporazione e di condensazione.

Rappresentazione nel piano p,h

Per un ciclo inverso come quello in esame, è molto indicativo, più del diagramma T,s , il diagramma avente in ascisse l'entalpia specifica e in ordinate la pressione. Uno schematico diagramma p,h è quello riportato nella figura seguente:



Nella prossima figura è invece riportato, sullo stesso diagramma, il ciclo inverso a compressione di vapore:



La convenienza di questo diagramma è, evidentemente, nel fatto che 3 delle 4 trasformazioni risultano rappresentate da una linea retta:

- lo stato 1 (vapore saturo e secco alla pressione p_1 ed alla temperatura T_1) si trova sulla curva limite superiore del diagramma di stato della sostanza considerata e viene individuato quindi come intersezione di tale curva limite con l'isobara 3→4;
- la compressione 1→2 è una isoentropica;
- il desurriscaldamento 2→3 e la condensazione 3→4 sono invece delle isobare (di cui la 3→4 è anche isoterma); il punto 4 si ottiene semplicemente mandando l'isobara per il punto 3 e intersecando la curva limite;
- la laminazione 4→5 è invece una trasformazione irreversibile caratterizzata da entalpia finale uguale a quella iniziale¹¹;
- infine, il passaggio 5→1 nell'evaporatore è una isoterma isobara.

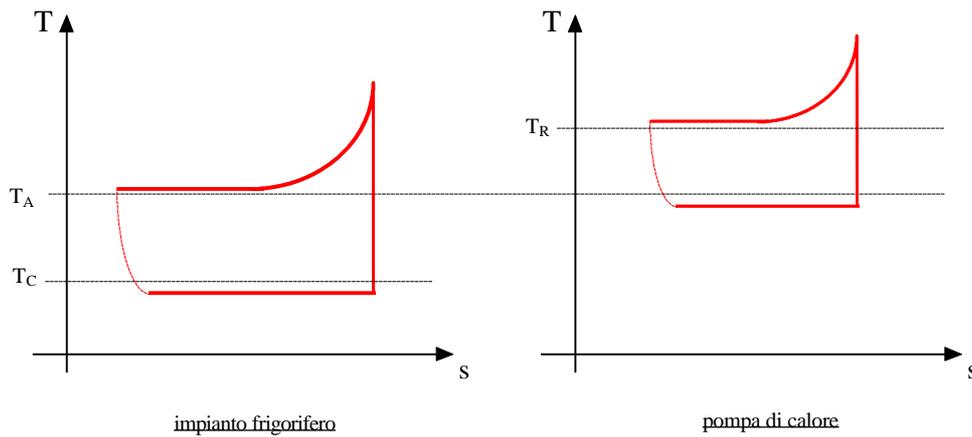
E' importante sottolineare che le condizioni corrispondenti al punto 1 devono essere scelte in modo che, in tale stato, non ci sia fase liquida: questo perché, in caso contrario, il compressore si troverebbe a comprimere del liquido e rischierebbe perciò di danneggiarsi.

Differenze di temperatura

Una interessante osservazione circa la prestazioni ottenibili da impianti frigoriferi e pompe di calore riguarda la differenza tra la temperatura del fluido che evolve nei cicli e la temperatura degli ambienti con i quali esso scambia calore.

Nella figura seguente, è evidenziata, nei diagrammi T,s, la diversa collocazione dei ciclo inverso, nei confronti della temperatura ambiente T_A , a seconda che tale ciclo venga usato in un impianto frigorifero o in una pompa di calore:

¹¹ Ricordiamo ancora una volta che il processo di laminazione, essendo irreversibile, non avviene necessariamente ad entalpia costante, ma solo in modo tale che l'entalpia finale coincida con quella iniziale



Si è fatta l'ipotesi che la temperatura ambiente sia la stessa per i due impianti: nella prima figura, si è considerato un impianto utilizzato per mantenere l'ambiente ad una temperatura $T_C < T_A$, mentre nella seconda figura l'impianto serve a mantenere l'ambiente ad una temperatura $T_R > T_A$.

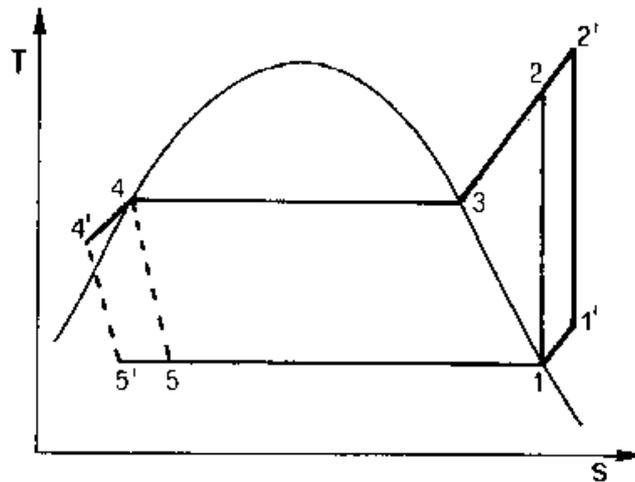
Le differenze di temperatura tra il fluido evolvente e quella dell'ambiente da trattare è ovviamente necessaria per lo svolgersi dello scambio termico e la scelta del valore di questa differenza dipende essenzialmente da un bilancio economico: a pari potenzialità dell'impianto, quanto maggiore è il ΔT , tanto minori sono le superfici degli scambiatori di calore, con conseguente minor spesa di impianto, ma tanto maggiore è la potenza meccanica necessaria alla compressione, con conseguente maggiore spesa sia di impianto sia di esercizio. Normalmente, il ΔT è compreso tra 5 e 10°C.

Sottoraffreddamento e surriscaldamento del liquido

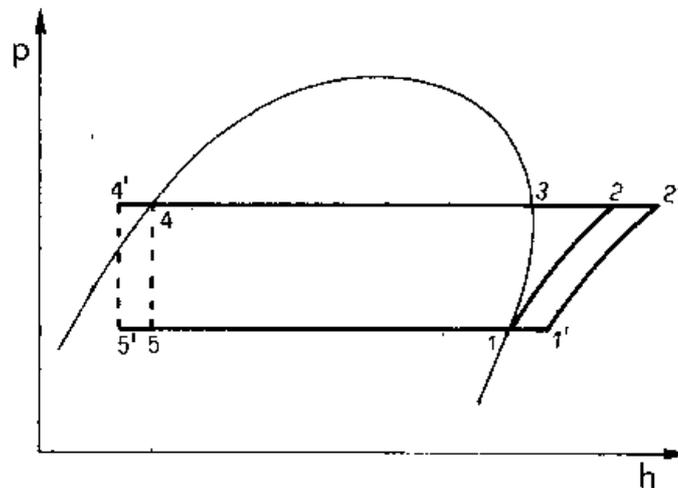
E' possibile migliorare le prestazioni del ciclo inverso a compressione di vapore mediante due diversi accorgimenti:

- in primo luogo, si può operare il cosiddetto **sottoraffreddamento del liquido** a monte della valvola di espansione: in pratica, si tratta di abbassare la temperatura del liquido saturo, alla fine della condensazione, mediante uno scambio termico a pressione costante;
- in secondo luogo, si può operare un **surriscaldamento del vapore** a monte del compressore: in pratica, si tratta cioè di riscaldare, a pressione costante, il fluido in uscita dall'evaporatore; questa trasformazione, più che per migliorare le prestazioni, viene realizzata essenzialmente a protezione del compressore, per essere certi che il fluido non contenga alcuna traccia di liquido.

Con questi accorgimenti, il ciclo, nel piano T,s , diventa il seguente:



Nel piano p,h , invece, abbiamo quanto segue:



Per quanto riguarda il sottoraffreddamento del liquido (tratto $4 \rightarrow 4'$), si osserva che, mentre il lavoro di compressione ($1 \rightarrow 2$) rimane invariato (pari a $h_2 - h_1$), aumentano sia il calore sottratto (che passa da $h_1 - h_5$ a $h_1 - h_{5'}$) sia il calore ceduto (che passa da $h_2 - h_4$ a $h_2 - h_{4'}$): allora, abbiamo che

$$\varepsilon' = \frac{h_1 - h_{5'}}{h_2 - h_1} > \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} = \varepsilon$$

$$r' = \frac{h_2 - h_{4'}}{h_2 - h_1} > \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1} = r$$

ossia che il sottoraffreddamento produce un aumento del coefficiente di effetto utile ed un aumento del rapporto di moltiplicazione termica, ossia un miglioramento del ciclo se l'impianto viene usato sia come impianto frigorifero sia come pompa di calore.

Per quanto riguarda, invece, il surriscaldamento del vapore all'uscita dall'evaporatore (tratto $1 \rightarrow 1'$), si osservano un aumento (lieve) del lavoro di compressione ($1 \rightarrow 2$), che passa da $h_2 - h_1$ a $h_2 - h_{1'}$, un aumento del calore assorbito (che passa da $h_1 - h_5$ a $h_{1'} - h_5$) ed un aumento del calore ceduto (che passa da $h_2 - h_4$ a $h_{2'} - h_4$). Teoricamente, quindi, si ottiene ancora una volta un aumento di ε ed r . Tuttavia, vedremo in seguito che, specialmente negli impianti frigoriferi, questo

miglioramento di ϵ e di r non si traduce, a parità di potenza frigorifera fornita all'ambiente, in una diminuzione della potenza meccanica necessaria.

Per quanto riguarda, infine, il modo concreto con cui realizzare gli accorgimenti appena descritti, l'obiettivo è quello di realizzarli senza abbassare ϵ ed r , ossia senza dover diminuire la potenza meccanica necessaria per la potenza frigorifera (impianto frigorifero) o per la potenza termica (pompa di calore) prefissate. Per raggiungere questo scopo, *il sottoraffreddamento si ottiene generalmente con uno scambiatore posto dopo il condensatore, mentre il surriscaldamento si ottiene inviando il fluido, all'uscita dall'evaporatore, nel circuito di raffreddamento dell'olio di lubrificazione del compressore*. Facendo in questo modo, non c'è una diminuzione della potenza meccanica da somministrare al sistema: infatti, per l'impianto frigorifero, il calore non viene sottratto dall'ambiente da refrigerare, mentre, per la pompa di calore, il calore non è fornito all'ambiente da riscaldare.

Scelta del fluido

Per concludere sugli impianti frigoriferi e sulle pompe di calore, vogliamo dare qualche indicazione circa la scelta del fluido da impiegare nei cicli a compressione di vapore saturo.

Teoricamente, potrebbe essere usata una qualunque sostanza che abbia una temperatura critica maggiore della temperatura ambiente; nella pratica, invece, oltre a questo requisito, ne vengono rispettati degli altri che possiamo riassumere velocemente:

- un favorevole andamento della curva della tensione di vapore in funzione della temperatura: questo al fine di evitare pressioni troppo elevate nel condensatore e vuoti troppo spinti nell'evaporatore;
- una elevata variazione di entalpia di evaporazione, in modo da richiedere, a parità di potenza termica scambiata, una bassa portata e quindi una ridotta potenza meccanica;
- un basso volume specifico del vapore, in modo da ridurre il *lavoro specifico di compressione* (del quale si parlerà nel prossimo paragrafo);
- bassa tossicità
- basso costo (ovviamente).

Autore: **SANDRO PETRIZZELLI**
e-mail: sandry@iol.it
sito personale: <http://users.iol.it/sandry>
succursale: <http://digilander.iol.it/sandry1>