

Appunti ed Esercizi di *Fisica Tecnica*

Cap.8. I cicli termici delle macchine operatrici

Paolo Di Marco

Versione 2022.00 – 10.01.2022.

La presente dispensa è redatta ad esclusivo uso didattico per gli allievi dei corsi di studi universitari dell'Università di Pisa. L'autore se ne riserva tutti i diritti. Essa può essere riprodotta solo totalmente ed al fine summenzionato, non può essere alterata in alcuna maniera o essere rivenduta ad un costo superiore a quello netto della riproduzione. Ogni altra forma di uso e riproduzione deve essere autorizzata per scritto dall'autore.

L'autore sarà grato a chiunque gli segnali errori, inesattezze o possibili miglioramenti.

Introduzione

Nel presente capitolo viene affrontato lo studio delle macchine termiche operatrici, ovvero quelle che trasferiscono calore da una sorgente più fredda ad una più calda assorbendo lavoro meccanico dall'esterno. Come visto nel Cap.6, tali macchine vengono convenzionalmente distinte in pompe di calore (quando l'ambiente è la sorgente fredda) e macchine frigorifere (quando l'ambiente è la sorgente calda). I cicli termici su cui funzionano questi due tipi di macchine sono comunque gli stessi, tanto è vero che alcune di tali macchine sono invertibili, ovvero possono funzionare sia da frigoriferi che, con piccole modifiche dei circuiti, da pompe di calore. E' questo il caso dei condizionatori d'aria che d'inverno funzionano da impianti di riscaldamento. Nel presente capitolo verranno studiate le caratteristiche del più semplice tra i cicli frigoriferi utilizzati nella pratica, che viene applicato correntemente ai frigoriferi ed ai condizionatori domestici e di potenza limitata. Gli impianti industriali di refrigerazione, di grande potenza, utilizzano versioni modificate di tale ciclo che qui vengono solo accennate. Con queste macchine, si possono raggiungere anche $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ con potenze frigorifere (W_{TF}) dell'ordine di 10 MW

Faremo quindi un cenno al ciclo ad assorbimento, caratterizzato dal fatto di non utilizzare quantità significative di potenza meccanica: tale ciclo è applicato ad es. nei piccoli frigoriferi da campeggio, ma anche nei grandi impianti che utilizzano calore a bassa temperatura recuperato da impianti cogenerativi.

Il ciclo frigorifero

Nel seguito, faremo riferimento al caso in cui si deve mantenere stabilmente uno spazio confinato (una cella frigorifera) a temperatura T^* inferiore a quella dell'ambiente circostante, T_a . Per effetto di tale differenza di temperatura, una certa potenza termica (determinata dalla differenza di temperatura stessa, dalla superficie della parete e dai materiali di cui è costituita, secondo le leggi della trasmissione del calore esposte nel Cap.12) fluisce *spontaneamente* dall'esterno nella cella. La stessa potenza termica deve essere quindi asportata dalla cella e "pompatà" verso l'esterno, ad una temperatura più alta, in un processo che per il secondo principio della termodinamica (enunciato di Clausius) non può essere spontaneo e deve essere realizzato tramite una macchina termica operatrice.

Ciclo semplice inverso.

Il ciclo semplice inverso (ciclo di Carnot), come illustrato nel Cap.6, è costituito nel piano $T-s$ da un rettangolo che viene percorso in senso antiorario. Esso potrebbe essere realizzato in pratica nella forma illustrata nella Fig.1, dove si sfrutta il fatto che all'interno della campana di saturazione le isoterme sono anche isobare e quindi facili da realizzare in pratica.

Dato che il fluido deve asportare calore dalla sorgente fredda, la sua temperatura inferiore T_F deve essere leggermente inferiore a quella della sorgente fredda stessa, T^* . Per lo stesso motivo, dovendo il fluido cedere calore alla sorgente calda, la sua temperatura superiore T_C deve essere leggermente superiore a quella della sorgente calda stessa, ovvero quella ambiente, T_a .

L'entità delle differenze di temperatura suddette dipende dalle modalità (superficie di scambio e conduttanza globale di parete) con cui sono realizzati i relativi scambiatori di calore.

Per tale ciclo ideale, il COP (v. Cap.6) è dato da:

$$COP_{f,rev} = \frac{|W_{ff}|}{|W'_{mu}|} = \frac{T_F}{T_C - T_F} \quad (8.1)$$

dove, nel caso ideale (scambiatore di calore di superficie infinita), si può assumere $T_F = T^*$ e $T_C = T_A$.

Tale ciclo presenta tuttavia gli inconvenienti esposti in seguito, che ne rendono impossibile la effettiva realizzazione.

- La trasformazione di compressione 1-2 deve essere realizzata su un vapore saturo, in presenza di goccioline di liquido, il che provocherebbe notevoli problemi fluidodinamici all'interno del compressore, con conseguenti problemi di usura e danneggiamento meccanico del compressore stesso ed elevate irreversibilità. Il rendimento isoentropico di tale macchina sarebbe comunque molto basso.
- Durante l'espansione 3-4, il lavoro recuperato dalla turbina sarebbe comunque trascurabile rispetto a quello assorbito dal compressore; questo perché il lavoro in tali trasformazioni è proporzionale a vdp , ed il fluido che si espande ha un volume specifico decisamente inferiore a quello del fluido che viene compresso. A questo si aggiungono i problemi tecnologici connessi all'espansione di una miscela bifasica, analoghi a quelli illustrati al punto precedente.

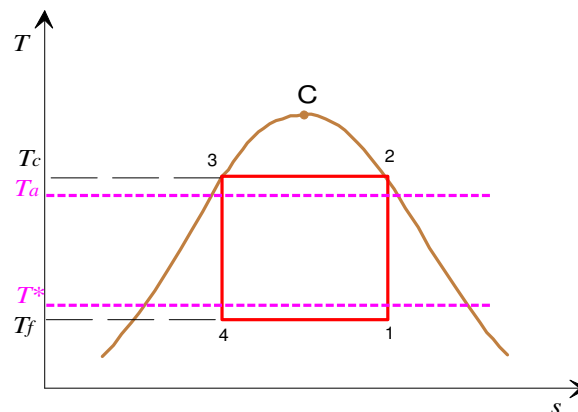


Figura 8.1: Ciclo semplice inverso nel piano $T-s$.

Ciclo frigorifero

Per ovviare ai problemi tecnologici illustrati nei punti a) e b) alla fine della precedente sezione, il ciclo viene modificato come segue (vedi Fig.2).

- Si opera la compressione su fluido monofasico, ovvero vapore surriscaldato. A tal fine, il cambiamento di fase nell'evaporatore viene spinto fino ad avere all'uscita vapore saturo secco, che viene successivamente compresso nel compressore. Questo, come illustrato in Fig.2, comporta che il fluido esca dal compressore stesso ad una temperatura (T_2) più elevata di quella di condensazione, T_3 . Questo comporta anche un aumento delle dimensioni del condensatore, dato che il vapore surriscaldato ha un coefficiente di scambio che è indicativamente un ordine di grandezza inferiore a quello del vapore saturo.

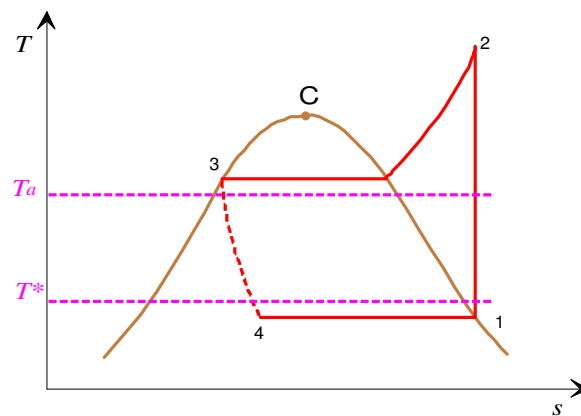


Figura 8.2: Ciclo frigorifero standard a compressione di vapore nel piano T - s .

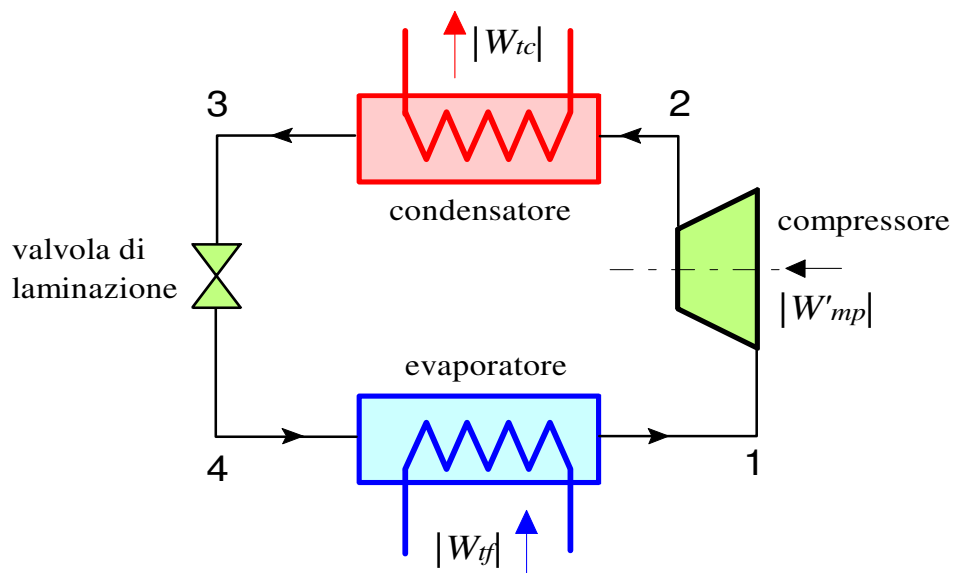


Figura 8.3: Componenti del ciclo frigorifero standard.

b) Si rinuncia a recuperare lavoro dall'espansione e si sostituisce la turbina con un organo di laminazione: tale organo è compatto ed economico e realizza la caduta di pressione necessaria per riportare il fluido alla pressione inferiore del ciclo.

Tale ciclo prende il nome di *ciclo Joule secco* o *ciclo frigorifero standard*, ed è caratterizzato dalla presenza di una irreversibilità interna intrinseca, dovuta alla valvola di laminazione.

I componenti principali dell'impianto frigorifero sono illustrati in Fig.3. Come di consueto, l'impianto è costituito da quattro organi, schematizzabili individualmente come sistemi aperti a regime, che nel loro complesso costituiscono un sistema chiuso. Il ciclo lavora fra due pressioni, quella superiore (dei punti 2 e 3) e quella inferiore, dei punti 4 e 1. Le trasformazioni sono rappresentate nel diagramma T - s in Fig.2.

Il ciclo può anche essere rappresentato sul diagramma p - h , con il vantaggio che tre trasformazioni diventano segmenti di retta, Fig.4. Il fluido in 1, allo stato di vapore saturo secco ($x_1=1$), viene compresso isoentropicamente fino alla pressione superiore del ciclo (punto

2); entra quindi nel condensatore, dove condensando cede calore all'ambiente esterno, e ne esce allo stato di liquido saturo (punto 3, $x_3 = 0$). Si espande quindi (3-4) nell'organo di laminazione: dato che tale organo è considerato adiabatico e non si raccoglie lavoro utile, tale espansione è *isoentalpica* (v. Cap.4). Il fluido quindi evapora nell'evaporatore (4-1) sottraendo calore alla sorgente fredda e ritornando alle condizioni iniziali 1.

Il bilancio energetico applicato a ciascuno dei quattro organi dell'impianto (sistemi aperti a regime), risulta in

$$\text{compressore (1-2)} \quad W'_{mp} = -G(h_2 - h_1) \quad (8.2)$$

$$\text{condensatore (2-3)} \quad W_{tc} = G(h_3 - h_2) \quad (8.3)$$

$$\text{valvola di laminazione (3-4)} \quad h_3 = h_4 \quad (8.4)$$

$$\text{evaporatore (4-1)} \quad W_{tf} = G(h_1 - h_4) \quad (8.5)$$

Mentre applicando il bilancio energetico applicato all'intero impianto (sistema chiuso a regime) si ha come risultato

$$|W_{tc}| = |W_{tf}| + |W'_{mp}| \quad (8.6)$$

ovvero, dividendo per la portata G e riportandolo all'unità di massa

$$|q_{23}| = |q_{41}| + |l'_{12}| \quad (8.7)$$

Il coefficiente di prestazione è dato da

$$COP_f = \frac{W_{tf}}{|W'_{mp}|} = \frac{q_{41}}{|l'_{12}|} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (8.8)$$

esso si presta ad una semplice interpretazione geometrica sul diagramma $p-h$ di Fig.4, essendo dato dal rapporto della lunghezza dei segmenti AB e BC. Il COP_f è inversamente proporzionale al costo di esercizio della macchina.

Per confrontare le prestazioni con quelle della macchina ideale, si confrontano i relativi COP

$$\Psi = \frac{COP_f}{COP_{f,rev}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \frac{T_3 - T_1}{T_1} \quad (8.9)$$

La PMU è data da

$$PMU = \frac{G}{W_{tf}} = \frac{1}{h_1 - h_4} \quad (8.10)$$

ed è direttamente proporzionale al costo di impianto. Dato che spesso il compressore è una macchina volumetrica, ha interesse considerare anche la portata volumica unitaria, PVU

$$PVU = \frac{G_{v1}}{W_{tf}} = \frac{G}{\rho_1 W_{tf}} = \frac{v_1}{h_1 - h_4} \quad (8.11)$$

che rappresenta la portata in volume *all'ingresso del compressore* necessaria per asportare 1 W dalla sorgente fredda e si misura in m³/J. Sulla base di questo valore viene determinata la cilindrata del compressore.

Si ricordi che, al contrario della portata in massa, la portata in volume varia da punto a punto dell'impianto.

Per ridurre la PVU è dunque necessario disporre di un fluido caratterizzato da elevata entalpia di vaporizzazione e da piccolo volume specifico (ovvero elevata densità) nelle condizioni di aspirazione.

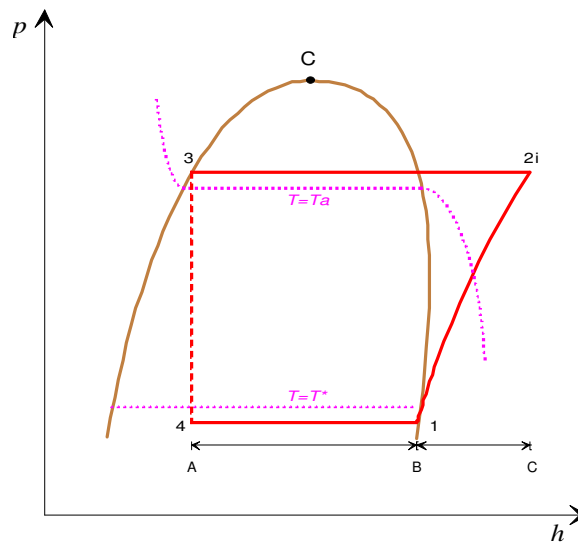


Figura 8.4: Ciclo frigorifero standard a compressione di vapore nel piano p-h.

Effetto delle irreversibilità

Nel ciclo reale, oltre alle irreversibilità presenti nell'organo di laminazione, saranno presenti effetti dissipativi anche negli altri componenti del ciclo. Le irreversibilità negli scambiatori di calore si traducono in cadute di pressione tra ingresso ed uscita ed hanno un impatto generalmente trascurabile sulle prestazioni. Le irreversibilità nel compressore, come è noto (v. Cap.4), fanno aumentare la potenza assorbita dallo stesso in ragione inversa al valore del rendimento isoentropico:

$$W'_{mp} = -G (h_{2r} - h_1) = -G \frac{(h_{2i} - h_1)}{\eta_c} \quad (8.12)$$

e conseguentemente il coefficiente di prestazione si modifica in

$$COP_f = \frac{W_{tf}}{|W'_{mp, reale}|} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_{2r} - h_1)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_{2i} - h_1)} \eta_c \quad (8.13)$$

vale a dire, si riduce in ragione proporzionale al rendimento isoentropico del compressore stesso. Inoltre il fluido esce dal compressore a temperatura maggiore, vedi Fig.5. I valori della PMU e della PVU non vengono invece alterati.

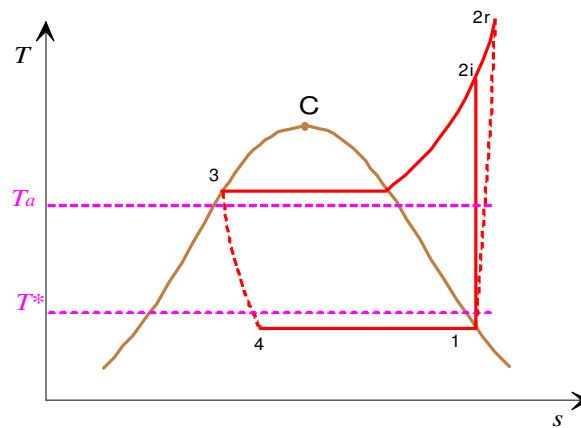


Figura 8.5: Ciclo frigorifero standard a compressione di vapore nel piano T - s con compressione reale (rendimento isoentropico del compressore minore di 1).

ESEMPIO 8-1 – Ciclo frigorifero standard a compressione di vapore.

Un ciclo frigorifero standard che opera con fluido R134a deve asportare la potenza di 5 kW da un serbatoio a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$; l'ambiente si trova a 20° e si assume un $\Delta T = 15\text{ K}$ per entrambi gli scambiatori. Valutare il COP , la potenza meccanica assorbita, la PMU , la PVU e la portata massica di fluido necessaria nei due casi seguenti: a) compressione isoentropica; b) rendimento isoentropico di compressione pari a 0.75.

Per effetto dei salti di temperatura negli scambiatori si ha $T_1 = T_4 = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_3 = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$

Le proprietà del fluido nei punti chiave del ciclo sono riportate nella seguente tabella

	Temp.	Pressione	Volume spec.	Entalpia	Entropia	Titolo
	C	MPa	m^3/kg	kJ/kg	$\text{kJ}/\text{kg}/\text{K}$	
1.	-20	0.1327	0.1474	386.6	1.741	1
2i.	43.2	0.887	0.02428	426	1.741	
2r.	55.8	0.887	0.02603	439.1	1.782	
3.	35	0.887	0.0008565	249	1.167	0
4.	-20	0.1327	0.05266	249	1.198	0.354

Notare che i punti 1 e 3 sono completamente determinati dal punto di vista termodinamico, dato che per essi si conoscono due proprietà di stato indipendenti; il punto 2i è determinato dalla pressione, che è uguale a quella del punto 3, e dal valore dell'entropia, che è uguale a quella del punto 1, determinate in precedenza. Il punto 2r è determinato dalla pressione e dall'entalpia, quest'ultima ottenibile dal valore del rendimento isoentropico.

$$h_{2r} = h_1 + \frac{(h_{2i} - h_1)}{\eta_c}$$

Infine il punto 4 è determinato dalla pressione (uguale a quella del punto 1) e dall'entalpia, che è uguale a quella del punto 3.

Nel caso a), la portata è data da

$$G = \frac{|W_{tf}|}{h_1 - h_4} = \frac{5}{386.6 - 249} = 0.036\text{ kg/s}$$

la portata in volume all'ingresso del compressore è data da

$$G_{v1} = G v_1 = 0.036 \cdot 0.1474 = 0.005 \text{ m}^3/\text{s}$$

la PMU e la PVU sono date da

$$PMU = \frac{1}{h_1 - h_4} = \frac{1}{386.6 - 249} = 0.0073 \text{ kg/kJ}$$

$$PVU = \frac{v_1}{h_1 - h_4} = 0.0073 \cdot 0.1474 = 0.0011 \text{ m}^3/\text{kJ}$$

ed il COP vale

$$COP_f = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_{2i} - h_1)} = \frac{137.6}{39.4} = 3.49$$

la potenza meccanica assorbita è data da

$$|W'_{mp}| = \frac{W_{tf}}{COP_f} = \frac{5}{3.49} = 1.43 \text{ kW}$$

nel caso b) la portata, la PMU e la PVU rimangono inalterate mentre il COP diviene

$$COP_f = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_{2i} - h_1)} \eta_c = 3.49 \cdot 0.75 = 2.62$$

e la potenza meccanica assorbita

$$|W'_{mp}| = \frac{W_{tf}}{COP_f} = 1.91 \text{ kW}$$

□

Pompe di calore

Le pompe di calore funzionano sullo stesso ciclo esposto in precedenza. Le uniche differenze consistono nel fatto che in questo caso la temperatura ambiente è la temperatura inferiore del ciclo e l'effetto utile è dato dalla cessione di calore alla sorgente calda. Pertanto, con riferimento alla Fig.4, il coefficiente di prestazione è dato da

$$COP_p = \frac{|W_{tc}|}{|W'_{mp}|} = \frac{q_{23}}{l'_{12}} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (8.14)$$

e va confrontato con il valore ideale dato da (v. Cap.6)

$$COP_{p,rev} = \frac{|W_{tc}|}{|W'_{mu}|} = \frac{T_C}{T_C - T_F} \quad (8.15)$$

I valori di PMU e PVU sono dati rispettivamente da

$$PMU = \frac{G}{W_{tc}} = \frac{1}{h_2 - h_3} \quad (8.16)$$

$$PVU = \frac{G_{v1}}{W_{tc}} = \frac{v_1}{h_2 - h_3} \quad (8.17)$$

Fluidi frigorigeni

Come in parte già accennato, un fluido frigorigeno deve possedere le seguenti caratteristiche:

- temperatura tripla inferiore alla temperatura della sorgente fredda;
- temperatura critica superiore alla temperatura della sorgente calda;
- basso valore di PVU nelle condizioni di impiego;
- elevato valore del COP nelle condizioni di impiego;
- bassa tossicità e infiammabilità;
- compatibilità chimica con i materiali ed i lubrificanti della macchina;
- bassa pericolosità per l'ambiente;
- pressioni di esercizio non troppo elevate né troppo basse;
- buone proprietà di scambio termico.

L'acqua (R-718) viene generalmente esclusa perché ha una temperatura tripla troppo elevata e una pressione troppo bassa alle temperature di esercizio, che potrebbe provocare infiltrazioni dall'esterno. In passato, si è fatto ampio ricorso all'ammoniaca (NH₃, R-717), ancora usata in qualche grande impianto industriale. Nei piccoli impianti, essa è stata abbandonata per la sua aggressività chimica, l'infiammabilità ed il potere irritante anche nel caso di piccole perdite. Anche i clorofluorocarburi e gli idroclorofluorocarburi (detti anche rispettivamente CFC e HCFC o Freon, marchio registrato della DuPont) hanno avuto largo impiego in passato e vengono oggi abbandonati per il loro elevato ODP (*ozone depletion potential*, potere distruttivo dello strato di ozono) dovuto alla presenza di cloro. Tra essi, sono stati particolarmente utilizzati l'R-12 e l'R-22. Questi fluidi vengono rimpiazzati dagli idrofluorocarburi (HFC), quali l'R-134a, attualmente utilizzato largamente nei frigoriferi domestici. Un altro fluido utilizzato correntemente nei frigoriferi domestici è l'isobutano (R-600a). In futuro, si prevede di passare anche ad altri idrocarburi, quali il propano (R-290) ed il pentano (C₅H₁₂, R-601). Inoltre prendono piede le miscele di due o più fluidi puri, quali R-407c (miscela ternaria di R-32, R-125 e R-134a).

La Tab.1 riporta per alcuni fluidi frigorigeni le pressioni di esercizio e la PVU valutate alle temperature di -20 °C e 35 °C. Da essa si nota che la PVU di R-12 e R-134a e propano è circa doppia di quella di R-22 e ammoniaca. Per contro, questi ultimi (ed anche il propano) lavorano a pressioni maggiori.

Fluido	Formula	Pressione a -20 °C, bar	Pressione a 35 °C, bar	ODP	GWP	PVU, m ³ /MJ
R-12	CCl ₂ F ₂	1.51	8.48	0.9	8500	0.997
R-22	CHClF ₂	2.45	13.6	0.05	1700	0.601
R-134a	CF ₃ CH ₂ F	1.33	8.87	0	1300	1.076
R-717 (ammoniaca)	NH ₃	1.9	13.5	0	<1	0.578
R-290 (propano)	C ₃ H ₈	2.4	12.2	0	3	0.945
R-600a (isobutano)	C ₄ H ₁₀	0.72	4.6	0	3	1.55
R-744 (anidr. carbonica)	CO ₂	19.7	80 (iper. crit.)	0	1	

Tabella 8.1: Caratteristiche di alcuni fluidi frigorigeni, valutate alle temperature di -20 e 35°C.

Tutti questi fluidi di nuova generazione hanno potere distruttivo dell'ozono (ODP) nullo, ma costituiscono lo stesso un pericolo ambientale per il loro contributo all'effetto serra (GWP, *global warming potential*), che per esempio vale 1300 per l'R-134a (per confronto, il GWP della CO₂ vale 1). Questo vuol dire, approssimativamente, che la rottamazione dell'impianto di condizionamento di un'autovettura (contenente 600 g di R134a), con conseguente dispersione in atmosfera del fluido, è equivalente a 650 kg di CO₂, ovvero alla quantità emessa dal motore della stessa auto in circa 4000 km.

Cenno a cicli frigoriferi più avanzati

I principali inconvenienti del ciclo frigorifero a semplice compressione, illustrato in precedenza, sono la elevata potenza meccanica richiesta e la elevata temperatura del fluido in uscita dal compressore che, nei casi estremi, può superare il limite di compatibilità con il lubrificante del compressore. Per ovviare a questi inconvenienti, si può ricorrere ad una *compressione interrefrigerata*, secondo le modalità illustrate nel Cap.4. Per migliorare ulteriormente le prestazioni, anche la laminazione può essere sdoppiata, a spese di una notevole complicazione del ciclo: dettagli su questo tipo di cicli (*a doppia compressione e doppia laminazione*) possono essere trovati sul testo di Anglesio o di Grazzini. Si possono infine usare, per elevati salti di temperatura, due *cicli frigoriferi in cascata*, operanti con differenti fluidi.

Per applicazioni semplici e compatte, tipicamente aeronautiche, si può utilizzare un *ciclo frigorifero ad aria*, che non è altro che un ciclo di Joule Brayton (v. Cap.7) operante in maniera inversa: per la refrigerazione, si sfrutta l'aria fredda uscente dalla turbina, e quindi si acquista energia termica nello scambiatore a bassa temperatura.

Infine, le tendenze di ricerca attuali portano a considerare l'uso di fluidi naturali e di basso impatto ambientale; il dibattito in merito è ancora aperto, ma uno dei possibili candidati è l'*anidride carbonica* (sigla R744) che, tutto sommato, ha un GWP molto inferiore a quello dei fluidi attualmente utilizzati. Dato che la temperatura critica della CO₂ è di 31 °C, in questo caso è spesso necessario che la trasformazione superiore del ciclo avvenga a *pressione ipercritica*; questi cicli possono arrivare ad operare a pressioni di 80 bar ed oltre, vedi Fig.6.

Per le bassissime temperature (sotto i 120 K) si adottano spesso il *ciclo Stirling inverso* e il *ciclo Gifford-McMahon*; dettagli su questi cicli possono essere facilmente reperiti su Internet.

Per concludere, una nota meriterebbero anche i vari *impianti di liquefazione dei gas*, quali aria e metano: il lettore interessato può trovare dettagli in merito sul testo di Grazzini e Milazzo, oltre che su Internet. Inoltre ci sono anche cicli frigoriferi basati su principi fisici diversi, quali l'effetto Peltier, i cicli termoacustici ed i cicli magnetotermici. Anche per questi il lettore interessato è indirizzato al testo di Grazzini e Milazzo.

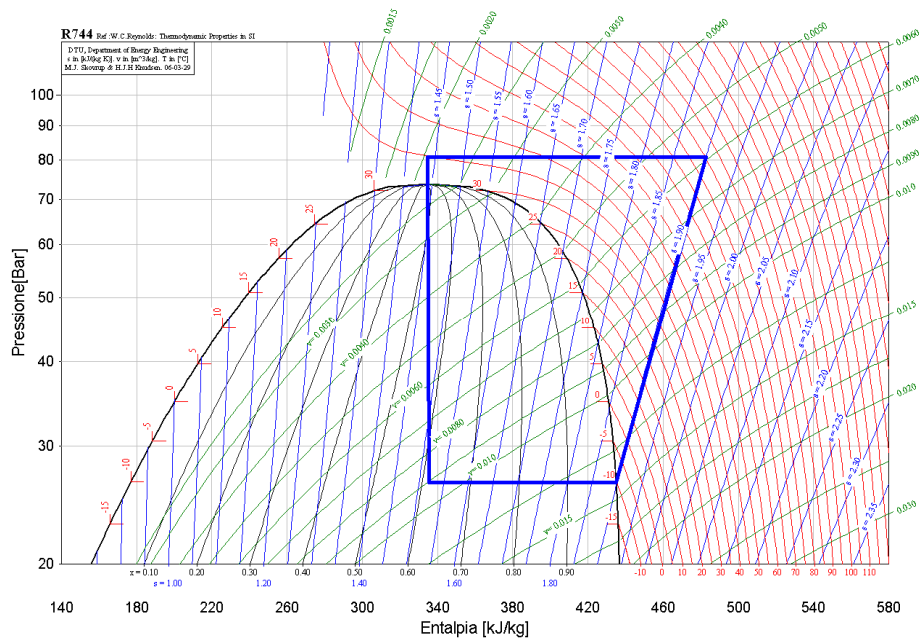


Figura 8.6: Ciclo ipercritico a CO₂ operante tra -10 e 35 °C.

Cenno al ciclo frigorifero ad assorbimento

Nel ciclo frigorifero precedentemente esposto, è necessaria una elevata potenza meccanica per la compressione del vapore. Illustriamo adesso il principio di funzionamento di un ciclo (detto ad *assorbimento*) in cui il consumo di energia meccanica è molto limitato e la macchina viene fatta funzionare prevalentemente con energia termica prelevata a temperatura superiore a quella ambiente.

Questo ciclo sfrutta una soluzione di due fluidi (allo stato attuale, ammoniaca in acqua, o acqua in bromuro di litio) in cui la solubilità varia con la temperatura.

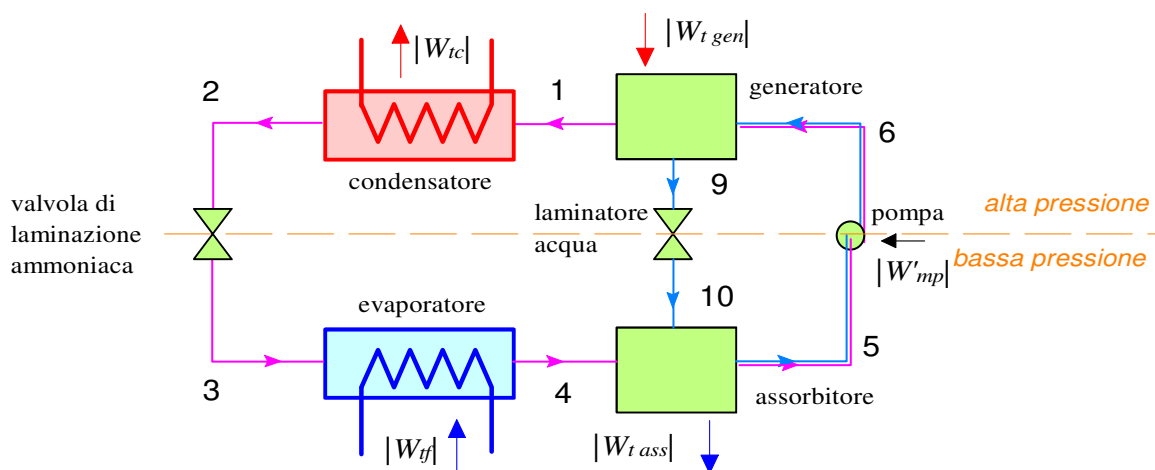


Figura 8.7: Ciclo frigorifero ad assorbimento.

Riferendosi allo schema di Fig.7, nel generatore la soluzione acqua-ammoniaca, riscaldata, libera ammoniaca gassosa ad alta pressione, assorbendo calore ad alta temperatura (intorno ai 100-130 °C). L'ammoniaca liberata viene condensata nel condensatore, dove cede calore, e successivamente laminata e fatta evaporare a bassa temperatura e pressione, sottraendo calore alla sorgente fredda (questa parte del ciclo, 1234, non differisce dal ciclo frigorifero standard). A questo punto l'ammoniaca gassosa viene miscelata nuovamente con l'acqua nell'assorbitore: in esso fluisce anche, previa laminazione, l'acqua impoverita di ammoniaca proveniente dal generatore. Nel processo di soluzione viene liberato calore, che deve essere ceduto all'esterno. Infine la soluzione acqua-ammoniaca, ricostituita, viene ripompata, allo stato liquido, nel generatore, chiudendo il ciclo. In questo processo di pompaggio, dato che il fluido è allo stato liquido, si assorbe una potenza meccanica molto piccola rispetto a quella che sarebbe necessaria per comprimere l'ammoniaca allo stato gassoso.

Il bilancio di energia applicato all'intero ciclo risulta in

$$|W_{tc}| + |W_{tass}| = |W_{tf}| + |W_{tgen}| + |W'_{mp}| \quad (8.18)$$

Il coefficiente di prestazione risulta in questo caso dato da

$$COP_{ass} = \frac{|W_{tf}|}{|W'_{mp}| + |W_{tgen}|} \quad (8.19)$$

ed ha valori tipici intorno a 0.5: vale a dire, visto che W'_{mp} è in genere trascurabile, la potenza termica necessaria è circa doppia di quella ottenuta per la refrigerazione. L'analisi dettagliata del ciclo, che in realtà include anche altri organi di rettificazione e recupero, richiede l'uso di diagrammi di stato per miscele bicomponenti ed esula dagli scopi di questa trattazione.

E' da notare che questo impianto può utilizzare il calore refluo di un impianto cogenerativo: in questo modo, tramite la cosiddetta *trigenerazione*, il calore refluo può essere utilizzato sia per il riscaldamento nei mesi invernali che il per condizionamento in quelli estivi.

Ciclo frigorifero e disponibilità (cenni)

Per concludere queste brevi note, appare utile riconsiderare, almeno in via qualitativa, il ciclo frigorifero sotto l'aspetto dell'analisi di disponibilità: il ciclo frigorifero trasferisce calore da una sorgente a bassa temperatura ad una ad alta temperatura, aumentando quindi la disponibilità di tale energia termica. Poichè la disponibilità non può essere creata, ma solo distrutta, è necessario apportare disponibilità da un'altra fonte: tale disponibilità viene infatti introdotta nel sistema sotto forma di lavoro meccanico nei cicli a compressione, e sotto forma di calore ad alta temperatura nel ciclo ad assorbimento.

BIBLIOGRAFIA

- R. Mastrullo, P. Mazzei, R. Vanoli, *Termodinamica per Ingegneri*, Liguori, cap.3.
- A. Cavallini, R. Mattarolo, *Termodinamica Applicata*, CLEUP, Padova, 1988, cap.12.
- P. Anglesio, *Elementi di Impianti Termotecnici*, Pitagora, Bologna, 1998, cap.4.
- G. Grazzini, A. Milazzo, *Tecnica del Freddo*, Esculapio, 2017.

ESERCIZI

ESERCIZIO 8.1

Un ciclo di refrigerazione utilizza il fluido R-12 per rimuovere 6 kW da un recipiente a bassa temperatura a -7°C ; la temperatura dell'ambiente è di 38°C .

Occorre notare che quando il calore è “rimosso” da un recipiente a bassa temperatura il fluido operativo deve essere ad una temperatura più bassa, mentre nel condensatore, quando il calore è trasferito dal fluido operativo all'ambiente, la temperatura del fluido deve essere superiore a quella dell'ambiente. Una differenza di temperatura di 3 K è quindi richiesta a questo scopo sia nell'evaporatore che nel condensatore. Il rendimento isoentropico del compressore vale $\eta_c = 0.75$ e il suo rendimento elettro-meccanico è pari a $\eta_m = 94\%$.

- a) Descrivere il ciclo in un diagramma pressione-entalpia;
 - b) Trovare il coefficiente di prestazione (COP);
 - c) Determinare la portata di fluido necessaria;
 - d) Determinare la potenza richiesta dalla rete per azionare il compressore.
- [b) 3.03; c) 0.056 kg/s; d) 2.11 kW]