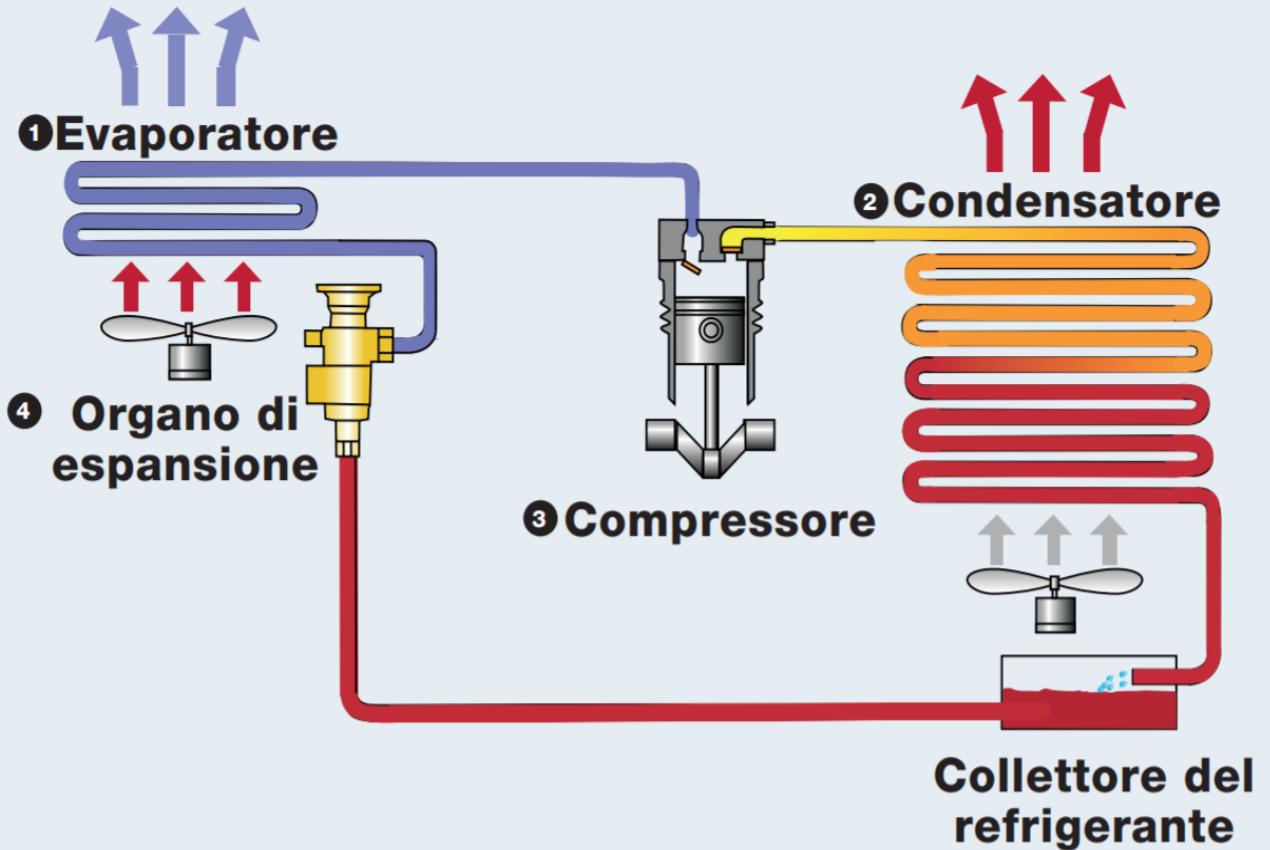


CICLO FRIGORIFERO



35.1 Processi di refrigerazione

La **refrigerazione** è un aspetto particolare della trasmissione del calore; essa coinvolge la produzione e l'utilizzazione di temperature al di sotto di quella ambiente. Il raffreddamento delle sostanze richiede che il loro calore venga trasferito, attraverso una caduta di temperatura, a mezzi solidi o liquidi o gassosi che si trovano naturalmente oppure sono stati portati artificialmente a una temperatura più bassa.

Nelle applicazioni pratiche presenta un interesse rilevante il raggiungimento di temperature più basse per il fluido (chiamato il *refrigerante*) che, circolando continuamente, asporta calore attraverso due processi ^{35.1}:

1. espansione del fluido refrigerante attraverso una caduta di pressione in una strozzatura (la valvola di espansione) *senza* produzione di lavoro esterno ^{35.2};
2. espansione del fluido attraverso un salto di pressione in un turboespansore *con* produzione di lavoro esterno.

I sistemi che realizzano questi due diversi processi prendono nome rispettivamente di:

1. *Compressione di vapore* in quanto l'espansione di un liquido saturo deve venir preceduta dalla compressione del suo vapore. L'evoluzione di questo ciclo avviene prevalentemente nella regione liquido-vapore;
2. *Compressione di gas* in quanto l'espansione del gas deve venir preceduta dalla compressione del gas. L'evoluzione di questo ciclo avviene completamente in fase gassosa.

^{35.1} Più in generale possiamo classificare le macchine frigorifere:

1. a compressione di vapore;
2. a compressione di gas;
3. ad assorbimento;
4. a effetto termoelettrico;
5. a termocompressione.

Oltre ai primi due tipi, presenta interesse per le applicazioni la macchina frigorifera ad assorbimento, che verrà presentata nel *Paragrafo 35.5* e che può essere considerata una variante della macchina frigorifera a compressione di vapore.

^{35.2} Parliamo di *laminazione* quando la presenza di una valvola parzialmente aperta (parzializzazione) oppure la strozzatura creata da un capillare in un condotto portano a una caduta di pressione del gas che si muove con moto stazionario e uniforme. In molti casi questo processo avviene in un tempo talmente breve e in uno spazio talmente ridotto che non vi è tempo sufficiente né una sezione sufficientemente grande per scambiare elevate quantità di calore; il processo può perciò essere considerato adiabatico. Dal momento che non si produce lavoro (le pareti del condotto sono fisse), non vi è variazione di energia potenziale e neppure calore scambiato, l'equazione 18-12 del fluido comprimibile si riduce a:

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} = h_2 + \frac{v_2^2}{2}$$

In molti casi l'incremento di energia cinetica è piccolo e, al limite, trascurabile, se, ad esempio, il diametro della sezione di uscita del condotto è maggiore di quello della sezione di ingresso. Risulta allora $v_1^2/2 = v_2^2/2$ e l'equazione precedente diviene:

$$h_1 = h_2$$

Questa equazione ci dice che l'entalpia finale h_2 è, in una laminazione, uguale all'entalpia iniziale h_1 . La trasformazione è perciò *isoentalpica*; è però *irreversibile*, a causa delle forti dissipazioni generate dalla strozzatura nel moto del fluido.

Ambedue i sistemi contengono, nella loro versione a ciclo chiuso, scambiatori di calore ad alto e basso livello che permettono rispettivamente di cedere calore alla sorgente alla temperatura superiore e di sottrarre calore a quella a temperatura inferiore. A causa di questo continuo ricircolo del fluido di lavoro (il refrigerante), il calore sottratto a bassa temperatura deve essere pompato attraverso un'immissione di energia (è il lavoro meccanico assorbito dal compressore) a un livello più alto in modo da poterlo scaricare alla temperatura dell'ambiente. In questo senso il sistema si comporta come una macchina per trasportare energia. L'effetto che si vuole raggiungere, con il sistema descritto fino a ora, è quello di mantenere la regione desiderata a una temperatura più bassa di quella dell'ambiente esterno. Se al contrario l'effetto è quello di trasferire calore dal fluido di lavoro a una regione che si vuole mantenere a una temperatura più alta di quella dell'ambiente, allora il ciclo rimane lo stesso e il sistema prende il nome di *pompa di calore*, argomento che verrà trattato nel *Paragrafo 35.7*.

35.2 Ciclo inverso

Come abbiamo spiegato nel *Capitolo 17*, il ciclo frigorifero è un ciclo inverso. Ricordiamo che, al contrario di quello che avviene nel ciclo diretto dove l'obiettivo è quello di produrre lavoro, il **ciclo inverso** è un ciclo percorso in senso *antiorario* che assorbe lavoro, prelevando il calore q_l dalla sorgente inferiore e cedendo il calore q_s alla sorgente superiore; l'area del ciclo inverso nel piano $p-v$ rappresenta questa volta un lavoro negativo, fatto cioè dall'esterno sull'unità di massa del fluido durante il ciclo, mentre nel piano $T-s$ rappresenta una quantità di calore negativa, il calore cioè che viene trasmesso dal sistema all'esterno.

Un ciclo inverso viene realizzato collegando tra loro, in un circuito chiuso lungo il quale circola il fluido di lavoro, quattro elementi fondamentali (*Figura 35.1*):

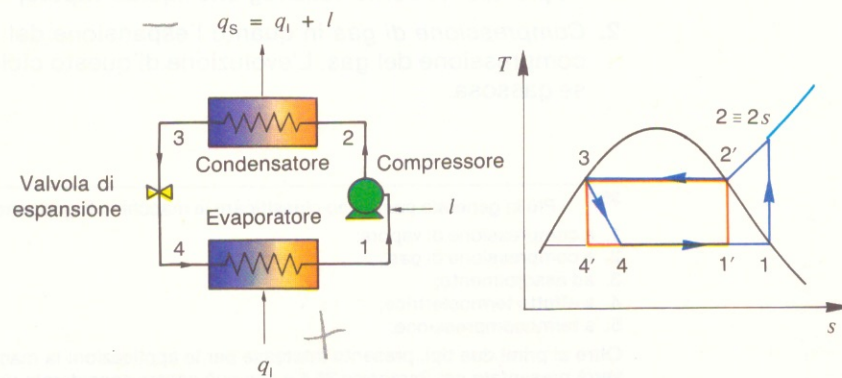


Figura 35.1 - Schema di un impianto che realizza un ciclo inverso e diagramma sul piano $T-s$.

- 1 → 2 vapore saturo, a bassa pressione, entra nel *compressore* e subisce una compressione adiabatica reversibile (*compressione isoentropica*);
- 2 → 3 il calore q_s viene ceduto all'ambiente alla temperatura superiore in un processo di *condensazione a pressione costante* attraverso uno scambiatore di calore, il *condensatore*, da cui il fluido di lavoro esce come liquido saturo;
- 3 → 4 un processo di laminazione adiabatica, che viene realizzato in un organo di espansione, la *valvola di laminazione*, nel quale il fluido passa dalla pressione più alta alla pressione più bassa, diminuendo contemporaneamente la propria temperatura e conservando l'entalpia^{35.2}, che aveva inizialmente (*espansione isoentalpica*);
- 4 → 1 il calore q_l viene ricevuto dall'ambiente a temperatura inferiore in un processo di *evaporazione a pressione costante* attraverso uno scambiatore di calore, l'*evaporatore*, in modo da chiudere il ciclo.

È evidente la somiglianza tra questo ciclo e il ciclo Rankine trattato nel *Capitolo 23*; si tratta infatti dello stesso ciclo, percorso questa volta in senso inverso e con la valvola di espansione che sostituisce la pompa del liquido. Questo processo di *laminazione*, necessario per far espandere il vapore, è *irreversibile*, mentre nel ciclo Rankine ideale il processo di compressione del liquido era un processo reversibile. È altresì evidente la deviazione del ciclo ideale inverso 1-2-3-4-1 da quello di Carnot 1'-2'-3-4'-1' realizzato tra la temperatura inferiore T_1 (tratto 4' → 1') e la temperatura superiore T_s (tratto 2' → 3) ^{35.3}.

Come abbiamo visto nel *Capitolo 17*, le prestazioni di un ciclo inverso frigorifero vengono espresse attraverso il *coefficiente di effetto frigorifero* β_F definito da:

$$\beta_F = \frac{q_1}{l} \quad (17-6) \quad 35-1$$

dove q_1 è chiamato *effetto frigorifero*, rappresenta il calore massico sottratto alla sorgente a temperatura inferiore dall'evaporatore ed è espresso, secondo la 18-17, dalla relativa differenza di entalpia

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad Q_1 \quad 35-2$$

l è il lavoro speso nel ciclo e corrisponde al lavoro interno l_i fornito dal compressore, lavoro che, secondo la 18-16, è dato dalla relativa differenza di entalpia

$$l_i = h_2 - h_1 \quad 35-3$$

Ricordiamo poi, sempre dal *Capitolo 17*, che, in base al primo principio della termodinamica, il lavoro l fornito è legato al calore ceduto dal condensatore q_s e il calore sottratto nell'evaporatore q_1 dalla relazione

$$l = q_s - q_1 \rightarrow q_s = q_1 + l \quad (17-3) \quad 35-4$$

$\epsilon = \frac{11}{10} = 1,1$

dove q_s è per la 18-17 espresso dalla differenza di entalpia per desurriscaldare e successivamente condensare il vapore nel tratto 2 → 3

$$q_s = h_2 - h_3 \quad Q_2 \quad 35-5$$

Ricordiamo infine che la potenza P , sia questa una potenza termica \dot{Q} o una potenza meccanica \dot{L} , si ottiene come prodotto della portata in massa del fluido di lavoro \dot{m} per il calore massico q o per il lavoro massico l

$$P = \dot{Q} = \dot{m}q \quad \text{oppure} \quad P = \dot{L} = \dot{m}l \quad 35-6$$

relazione che viene utilizzata non tanto per ricavare la potenza, di solito assegnata, quanto per ottenere la portata di fluido di lavoro necessaria per soddisfare le richieste di un dato impianto.

^{35.3} Il ciclo inverso ideale 1-2-3-4-1 è diverso da quello di Carnot 1'-2'-3-4'-1' perché è preferibile avere un compressore che tratti solo vapore piuttosto che una miscela liquido-vapore quale quella presente nel tratto 1' → 2' del ciclo di Carnot. È infatti praticamente impossibile comprimere, con la necessaria velocità, la miscela relativa allo stato 1' e mantenere l'equilibrio tra liquido e vapore a causa dei trasferimenti di calore e di massa caratteristici del passaggio di fase. È poi molto più semplice realizzare un processo di espansione che avvenga, sia pure in modo irreversibile, attraverso una valvola di espansione, che un organo di espansione in cui entri del liquido saturo per essere successivamente scaricato nello stato di miscela liquido-vapore, come richiesto dalla trasformazione 3 → 4'.

35.3 Diagramma pressione ed entalpia

La rappresentazione dei cicli inversi viene fatta di solito nel **diagramma pressione p** (in ordinate) ed **entalpia h** (in ascisse), che si presta meglio del diagramma entropico $T-s$ o del classico diagramma di Mollier $h-s$ a descrivere (Figura 35.1) le trasformazioni a pressione costante $2 \rightarrow 3$ e $4 \rightarrow 1$ e la trasformazione isoentalpica $3 \rightarrow 4$. La Figura 35.2 mostra lo scheletro di un diagramma $p-h$ con riportate la curva limite che racchiude la regione liquido-vapore, insieme alla posizione del punto critico, e le linee principali caratterizzate dalla costanza di titolo x , volume massico v , temperatura T , entropia s , pressione p (quest'ultima all'interno della regione liquido-vapore si sovrappone alla linea a T costante); naturalmente i segmenti di retta verticali sono le isoentalpiche, linee cioè a entalpia costante. Un diagramma $p-h$ del Freon-12 è allegato al testo^{35.4}; l'uso di questo diagramma verrà illustrato negli Esempi svolti in questo Capitolo.

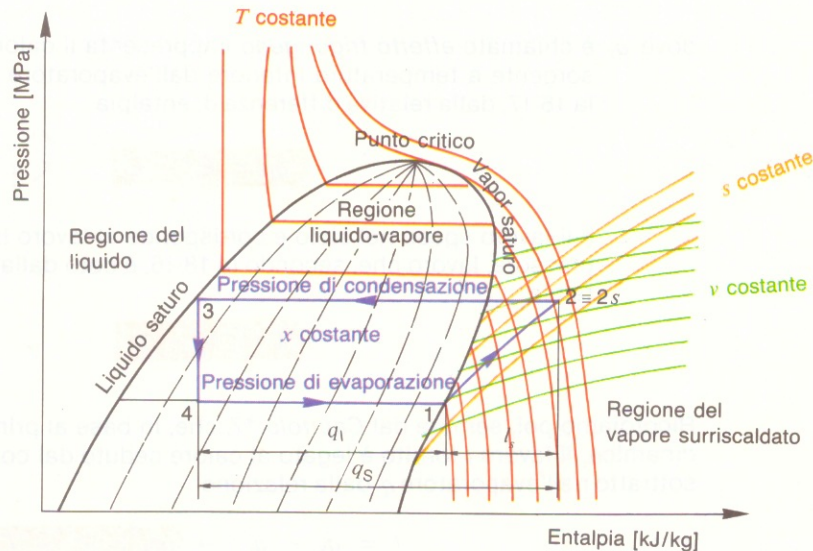


Figura 35.2 - Scheletro del diagramma pressione p ed entalpia h .

35.4 Cicli frigoriferi a compressione di vapore

35.4.1 Ciclo ideale

Seguiamo adesso sul diagramma $p-h$ (Figura 35.3) il **ciclo ideale** descritto nella Figura 35.1.

L'effetto frigorifero q_1 , relativo alla evaporazione del fluido di lavoro a pressione (e temperatura) costante si legge sulle ascisse come differenza tra h_1 e h_4 (35-2).

Il lavoro di compressione l_1 , che avviene lungo la linea a entropia costante piegata verso destra, viene letto, in ascissa, come differenza tra h_2 e h_1 (35-3).

Il calore ceduto dal condensatore q_s , che avviene inizialmente, durante la fase di desurriscaldamento del vapore, a pressione costante e successivamente sempre alla stessa pressione costante (ma anche a temperatura costante), durante la condensazione, viene letto sempre sulle ascisse come differenza di h_2 e h_3 (35-4).

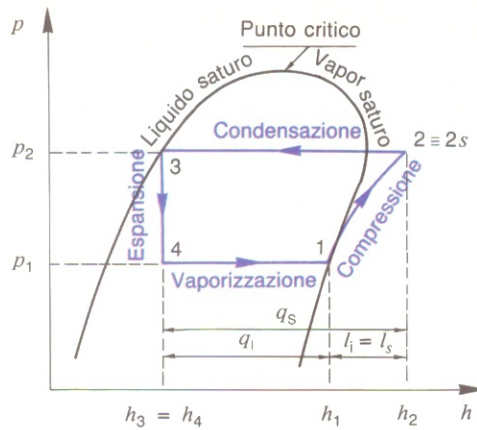
Infine la laminazione da 3 a 4, essendo un'isoentalpica, permette di far individuare il punto 4 scendendo dallo stato di liquido saturo in 3 lungo il tratto verticale $3 \rightarrow 4$ fino a incontrare l'orizzontale, a pressione costante, lungo cui avviene l'evaporazione. Sempre sul diagramma $p-h$ conviene rilevare il volume massico v_1 [m³/kg] nel punto 1 in modo da calcolare, nota la portata in massa \dot{m} [kg/s] del fluido di lavoro, la portata in volume \dot{V}_1 [m³/s].

$$\dot{V}_1 = \dot{m}v_1$$

35-7

35.4 Abbiamo visto più volte che quello che interessa è la determinazione della differenza di entalpia oppure di entropia; ad esempio, il calore e il lavoro scambiati vengono espressi in funzione di una differenza di entalpia. Interessando una variazione di queste proprietà, è indifferente fare riferimento a uno stato o a un altro per porre l'origine dell'entalpia oppure dell'entropia. Si è allora seguito, sia nel diagramma $p-h$ allegato al testo sia nelle Tabelle A.4 e A.5, il criterio di porre, in corrispondenza della temperatura di 0 °C, l'entalpia del liquido saturo h_f pari a 200,00 kJ/kg e l'entropia del liquido saturo s_f uguale a 1,0000 kJ/(kg · K).

Figura 35.3 - Ciclo ideale frigorifero a compressione di vapore.



Questo dato è utile per il dimensionamento del compressore. Nel caso in cui la portata sia inferiore a $0,24 \text{ m}^3/\text{s}$ conviene utilizzare un compressore alternativo, mentre al di sopra di questo valore si preferisce utilizzare un turbocompressore.

Le temperature di evaporazione e di condensazione, evidenziate sul ciclo di *Figura 35.3*, sono necessariamente diverse da quelle dell'ambiente a cui si vuole rispettivamente sottrarre e cedere calore. L'evaporatore e il condensatore sono infatti degli scambiatori e quindi, per garantire lo scambio termico, occorre che, durante l'evaporazione, il fluido si trovi a una temperatura più bassa di quella dell'ambiente dal quale esso assorbe calore, mentre, durante la condensazione, il fluido si deve trovare a una temperatura maggiore di quella dell'ambiente al quale esso cede calore. Queste differenze di temperatura sono in genere dell'ordine di circa $10 \text{ }^\circ\text{C}$; così se, ad esempio, si vuole mantenere la temperatura di una cella per la conservazione di alimenti (vedi *Esempio 35.2*) alla temperatura di $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ con una temperatura dell'ambiente esterno pari a $+20 \text{ }^\circ\text{C}$, la temperatura di evaporazione del fluido nel ciclo dovrà essere di $-20 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre quella di condensazione dovrà essere pari a $+30 \text{ }^\circ\text{C}$. In questo caso la differenza di temperatura tra i due ambienti, la cella fredda e l'esterno caldo, è pari a $30 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre la differenza tra la temperatura di evaporazione e quella di condensazione del fluido nel ciclo è pari a $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

In genere si cerca di tener più bassa possibile la differenza di temperatura tra evaporazione e condensazione per ovvi motivi di risparmio di energia. In alcuni casi tuttavia altre considerazioni di ingombro e di condizioni di lavoro dell'evaporatore e del condensatore intervengono a modificare in modo sostanziale il criterio prima enunciato. Ad esempio, nei condizionatori da finestra (*Esempio 35.1*) l'ambiente dal quale l'evaporatore preleva calore si può trovare a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e il fluido evapora a $0 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre l'ambiente a cui il condensatore cede calore può trovarsi a $35 \text{ }^\circ\text{C}$ e il fluido condensa a $50 \text{ }^\circ\text{C}$; perciò una differenza di temperatura tra i due ambienti di $10 \text{ }^\circ\text{C}$, deve essere amplificata fino a $50 \text{ }^\circ\text{C}$ nel ciclo in cui opera il fluido.

35.4.2 Fluidi frigoriferi

Le caratteristiche dei principali **fluidi frigoriferi** sono riportate nella *Tabella 35.1*. Un fluido frigorifero dovrebbe avere:

- temperatura critica elevata ben al di sopra della temperatura di condensazione che si realizza nel ciclo;
- bassa temperatura di solidificazione in modo da non solidificare nelle normali condizioni di funzionamento;
- calore di vaporizzazione molto elevato per produrre un elevato effetto frigorifero q_i ;
- composizione chimica stabile;
- assenza di caratteristiche tossiche, irritanti e infiammabili.

Tabella 35.1

Proprietà di alcuni fluidi frigoriferi

Fluido	Nome	Formula chimica	Massa molecolare	Temp. ebolliz. a press. atm.	Temp. solidificazione	Temp. critica	Press. critica assoluta	Capacità termica massica del liq. fra -10° +25°C	Massa volumica del liq. alla press. atm	γ alla press. atm e a 25°C
			[kg/kmole]	[°C]	[°C]	[°C]	[MPa]	[kJ/(kg·K)]	[kg/dm ³]	
R 717	Ammoniaca	NH ₃	17,03	-33,35	-77,9	132,4	11,3	4,69	0,68	1,312
R 11	Tricloromonofluorometano	CFCl ₃	137,4	+23,7	-111	198,0	4,37	0,85	1,48	1,136
R 12	Difluorodichlorometano	CF ₂ Cl ₂	120,9	-29,8	-155	112,0	4,21	0,96	1,49	1,137
R 13	Trifluoromonoclorometano	CF ₃ Cl	104,5	-81,5	-181	28,8	3,86	1,42	1,53	1,145
R 22	Difluoromonoclorometano	CHF ₂ Cl	86,5	-40,8	-160	96,0	4,93	1,26	1,41	1,184
R 114	Tetrafluorodichloroetano	C ₂ F ₄ Cl ₂	170,9	+3,64	-94	154,7	3,36	1,32	1,52	1,084
R 502	R 22 e R 115		111,6	-45,6	-	90,0	4,26	1,19	1,50	1,132

Nessuno dei fluidi citati nella *Tabella 35.1* riunisce contemporaneamente tutte le caratteristiche citate e quindi, a seconda del tipo di applicazione, viene scelto il fluido frigorifero più adatto. L'ammoniaca è molto interessante dal punto di vista termodinamico: il suo effetto frigorifero q_1 è estremamente elevato, come risulta dalla *Tabella 35.2*, che si riferisce a calcoli fatti tra la temperatura di evaporazione di - 15 °C e la temperatura di condensazione di + 30 °C^{35.5}.

Tabella 35.2

Confronto delle prestazioni di alcuni fluidi frigoriferi; i dati si riferiscono a un ciclo ideale con una temperatura di evaporazione di - 15 °C e una temperatura di condensazione di + 30 °C

Nome	Pressioni di evaporazione	Pressioni di condensazione	Volume massico del vapor saturo	Effetto frigorifero	Coefficiente di effetto frigorifero ideale
	$p_1 = p_4$ [MPa]	$p_2 = p_3$ [MPa]	v_1 [dm ³ /kg]	q_1 [kJ/kg]	β_1 [—]
Ammoniaca	0,236	1,166	509	1102,6	4,75
Freon-11	0,021	0,089	772	157,2	5,14
Freon-12	0,1826	0,7449	91	116,3	4,72
Freon-22	0,2964	1,188	78	162,5	4,56

Sempre nella *Tabella 35.2* è stato anche calcolato l'effetto frigorifero volumetrico $\varphi = q_1/v_1$; è questo un parametro molto importante per stabilire la portata in volume di fluido e quindi le caratteristiche del compressore necessario per ottenere una fissata potenza frigorifera. Così, ad esempio, il Freon-11, che ha un bassissimo valore di effetto frigorifero volumetrico, potrebbe costringere l'utilizzatore ad adottare nell'impianto un compressore centrifugo e non il compressore alternativo per smaltire, a pari potenza frigorifera, la maggiore portata richiesta.

^{35.5} Sulla base della *Tabella A.4*, l'allievo ricostruisca, per esercizio, i dati relativi al Freon-12 della *Tabella 35.2*. Si ricorda che l'effetto frigorifero q_1 è dato da (*Figura 35.3*) $h_1 - h_4$; ma, essendo $h_4 = h_3$, è sufficiente leggere, sulla *Tabella A.4*, l'entalpia del liquido saturo $h_1 = h_3 = h_4$ alla temperatura di condensazione di + 30 °C, mentre, per il vapor saturo, risulta $h_1 = h_g$ alla temperatura di evaporazione di - 15 °C.

L'ammoniaca, nonostante le sue interessanti caratteristiche termodinamiche, è stata soppiantata, negli impianti di modeste dimensioni, dal Freon-12 e dal Freon-22, che non sono praticamente tossici o infiammabili e che non attaccano il rame e le sue leghe.

Tuttavia l'impiego dei diversi Freon, indicati genericamente con la sigla CFC (Cloro-FluoroCarburi) per evidenziare che come costituenti essenziali hanno, oltre ad atomi di carbonio, atomi di cloro e di fluoro, dovrà essere in futuro drasticamente ridimensionata in quanto questi gas, passando agli strati alti dell'atmosfera, erodono il manto di ozono che protegge la Terra dalle radiazioni solari. Sono perciò allo studio altri fluidi, di proprietà similari, ma non contenenti cloro, atomo che è considerato il responsabile della distruzione della barriera di ozono^{35.6}.

^{35.6} Nel settembre del 1987 è stato firmato un trattato internazionale (protocollo di Montreal) che prevede, nel 1989, il congelamento della produzione dei clorofluorocarburi al livello 1986 e, nel 1999, il dimezzamento della produzione. Questi gas infatti, che vengono utilizzati in moltissime applicazioni (come refrigeranti nei frigoriferi e nei condizionatori, come propellenti nelle bombolette di aerosol, ecc...), sono ritenuti responsabili del buco di ozono (è diminuito del 50%) al di sopra dell'Antartide; occorre perciò ridurre progressivamente la produzione in modo da evitare la progressiva rimozione della barriera di ozono che circonda la terra, barriera che ci protegge dalle radiazioni ultraviolette e dalle loro conseguenze (tumori alla pelle). Nel tentativo di conservare le proprietà fondamentali dei clorofluorocarburi (tossicità e infiammabilità estremamente basse), si stanno studiando altri composti di caratteristiche similari. In uno di questi, chiamato CFC-123, un atomo di cloro (la parte della molecola ritenuta responsabile della distruzione del manto di ozono) è sostituito da idrogeno; a differenza degli attuali clorofluorocarburi la cui molecola non si rompe finché non ha raggiunto l'atmosfera terrestre, il CFC-123 è molto meno stabile e si decompone nella parte bassa dell'atmosfera. Un altro composto allo studio è il HFC-134a che non contiene più alcun atomo di cloro e quindi non può attaccare, neanche in parte, l'ozono. La commercializzazione di questi composti alternativi inizierà nel 1992.

ESEMPIO 35.1 · CONDIZIONATORE DA FINESTRA

In un condizionatore da finestra, avente una potenza di 5 kW, il fluido di lavoro, costituito da Freon-12, descrive il ciclo, mostrato nella Figura 35.4, tra una temperatura di evaporazione pari a 0 °C e una temperatura di condensazione pari a 50 °C. Determinare:

- il coefficiente di effetto frigorifero β_F ;
- la portata in massa \dot{m} di fluido refrigerante;
- la portata in volume \dot{V}_1 che deve trattare il compressore;
- la potenza ideale P_{ideale} assorbita dal compressore.

SOLUZIONE

a) Il coefficiente di effetto frigorifero β_F è, per la 35-1, dato dal rapporto tra il calore di evaporazione q_1 e il lavoro l speso nel ciclo, che, essendo la compressione isoentropica, corrisponde al lavoro $l_s = h_2 - h_1$.

$$\beta_F = \frac{q_1}{l} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Occorre perciò determinare i valori di entalpia nei punti 1, 2 e 4 del diagramma tracciato nella Figura 35.4.

Nello STATO 1 (condizioni di vapore saturo) leggiamo dalla Tabella A.4: $p_1 = 0,3086$ MPa, $h_1 = h_g = 351,477$ kJ/kg e $v_1 = v_g = 55,389$ dm³/kg = 0,055389 m³/kg.

Lo STATO 2 viene individuato salendo, sul diagramma $p-h$ del Freon-12 allegato al testo, lungo l'isoentropica passante per il punto 1 ($s_1 = s_2 = 1,5545$ kJ/(kg·K) fino a intersecare l'isobara $p_2 = 1,2193$ MPa, che è (Tabella A.4) la pressione di saturazione corrispondente alla temperatura di condensazione assegnata di 50 °C. Nel punto 2, l'entalpia risulta $h_2 = 376$ kJ/kg, mentre la temperatura è $T_2 = 58$ °C (vapore leggermente surriscaldato).

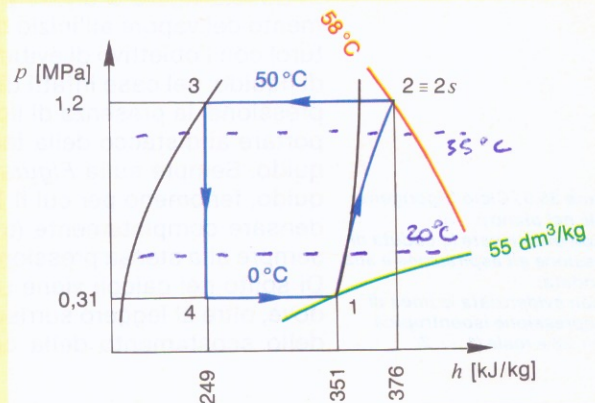


Figura 35.4 - Ciclo relativo all'Esempio 35.1.

L'entalpia nello STATO 4 si ricava da quella dello STATO 3. Qui infatti conosciamo tutte le proprietà perché il liquido è saturo; in particolare sulla Tabella A.4 (oppure sul diagramma) leggiamo, in corrispondenza della temperatura di 50 °C, $h_3 = h_f = 248,884$ kJ/kg. Ma, essendo l'espansione attraverso la valvola di laminazione (posta tra 3 e 4) isoentropica, allora è $h_4 = h_3$.

Il coefficiente di effetto frigorifero è allora dato dal rapporto tra q_1 (35-2) e $l = l_s$ (35-3).

$$q_1 = h_1 - h_4 = 351,477 \text{ kJ/kg} - 248,884 \text{ kJ/kg} = 102,6 \text{ kJ/kg}$$

$$l_s = h_2 - h_1 = 376 \text{ kJ/kg} - 351,477 \text{ kJ/kg} = 24,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\beta_F = \frac{q_1}{l} = \frac{102,6 \text{ kJ/kg}}{24,5 \text{ kJ/kg}} = 4,2$$

b) È assegnata la potenza termica $\dot{Q}_1 = 5 \text{ kW}$ che occorre sottrarre alla cella. La portata in massa \dot{m} di fluido refrigerante si ottiene allora dalla 35-6.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}q_1 \rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}_1}{q_1} = \frac{5 \text{ kW}}{102,6 \text{ kJ/kg}} = 0,049 \text{ kg/s} \quad \blacktriangleleft$$

c) Nello stato 1 abbiamo ricavato il volume massico $v_1 = 0,055389 \text{ m}^3/\text{kg}$; è alle condizioni di ingresso che ci riferiamo per valutare la portata che il compressore deve mandare. La portata in volume di refrigerante \dot{V}_1 si calcola allora con la 35-7.

$$\dot{V}_1 = \dot{m}v_1 = 0,049 \text{ kg/s} \times 0,11 \text{ m}^3/\text{kg} = 0,0054 \text{ m}^3/\text{s}$$

Questo dato permette di dimensionare il compressore da installare nell'impianto.

d) La potenza ideale P_{ideale} assorbita dal compressore alternativo vale (35-6):

$$P_{\text{ideale}} = \dot{m}l_s = 0,049 \text{ kg/s} \times 24,5 \text{ kJ/kg} = 1,2 \text{ kW} \quad \blacktriangleleft$$

COMMENTI

Confrontiamo il coefficiente di effetto frigorifero ricavato ($\beta_F = 4,2$) con quello relativo a un ciclo di Carnot inverso effettuato tra le stesse temperature di evaporazione ($T_1 = 0 \text{ }^\circ\text{C} = 273,15 \text{ K}$) e di condensazione ($T_s = 50 \text{ }^\circ\text{C} = 323,15 \text{ K}$). Il coefficiente del ciclo di Carnot risulta funzione solo di queste due temperature ed è dato da (17-14):

$$\beta_F = \frac{T_1}{T_s - T_1} = \frac{273,15 \text{ K}}{323,15 \text{ K} - 273,15 \text{ K}} = 5,5$$

valore naturalmente più elevato di quello precedente pari a 4,2.

35.4.3

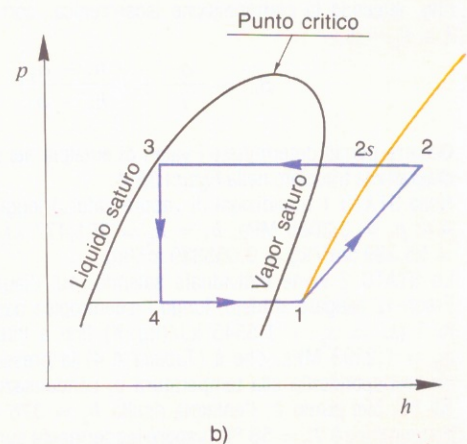
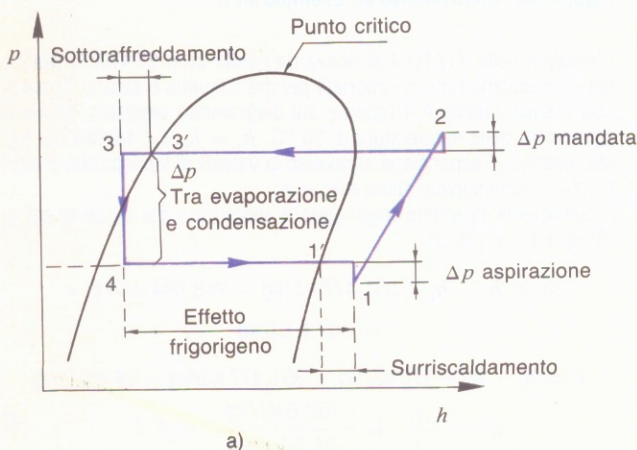
Ciclo reale

Il ciclo reale di refrigerazione differisce dal ciclo ideale, illustrato dalla *Figura 35.3*, principalmente a causa della caduta di pressione che il fluido incontra nel muoversi all'interno delle tubazioni che collegano i vari elementi dell'impianto e per il trasferimento di calore verso oppure dall'esterno. La *Figura 35.5-a* mette in rilievo la caduta di pressione all'aspirazione e quella relativa alla mandata.

In questa figura è anche possibile osservare la leggera condizione di surriscaldamento del vapore all'inizio della compressione (1 al posto dello stato 1' di vapore saturo) con l'obiettivo di evitare che il fluido aspirato dal compressore contenga tracce di liquido; nel caso infatti di un compressore alternativo, alla fine della corsa di compressione, la presenza di liquido nello spazio morto del cilindro potrebbe addirittura portare al distacco della testa del cilindro per la mancanza di comprimibilità del liquido. Sempre sulla *Figura 35.5-a*, si osserva il leggero sottoraffreddamento del liquido, fenomeno per cui il fluido cede calore nel condensatore non solo fino a condensare completamente (tratto 2 → 3'), ma si raffredda ulteriormente (da 3' a 3), sempre alla stessa pressione.

Di solito nei calcoli viene utilizzato il ciclo reale schematizzato nella *Figura 35.5-b*, dove, oltre al leggero surriscaldamento del vapore nello stato 1, si tiene conto anche dello scostamento della compressione reale (1 → 2) rispetto alla compressione

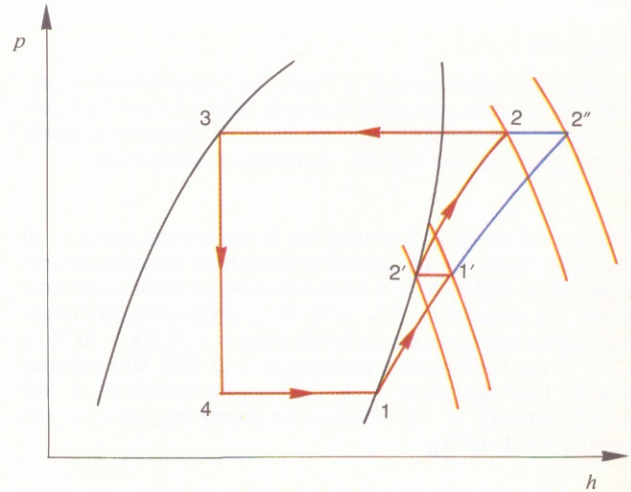
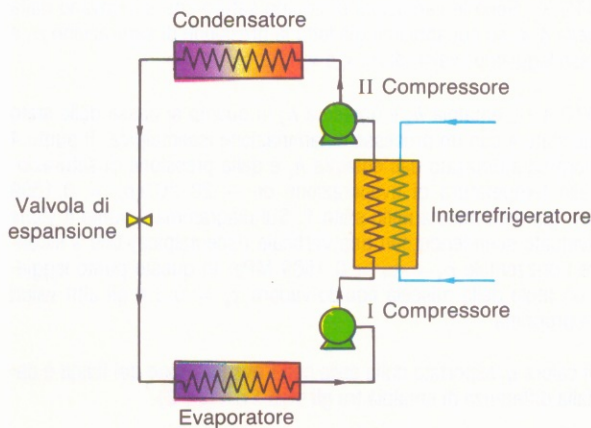
Figura 35.5 - Ciclo frigorifero reale nel piano $p-h$:
a) con evidenziate la caduta di pressione all'aspirazione e alla mandata;
b) con evidenziata la linea di compressione isoentropica (1 → 2s) e reale (1 → 2).



ideale isoentropica ($1 \rightarrow 2_s$)^{35.7}. Si tiene inoltre presente il rendimento organico del compressore (vedi *Esempio 35.2*).

Fino a ora abbiamo trattato il caso di impianti che lavorano con differenze di temperatura tra evaporazione e condensazione piuttosto modeste. Nelle applicazioni si trova spesso la necessità di realizzare un'elevata differenza di temperatura, a cui naturalmente va associato un alto valore del rapporto tra la pressione iniziale e finale del vapore. Si fa uso allora di una compressione in due stadi. Rispetto alla compressione in un solo stadio (con punto finale $2''$), la compressione in due stadi permette di raggiungere temperature più basse alla fine della compressione ($T_2 < T_{2''}$) con un lavoro di compressione più modesto, espresso da $l = (h_{1'} - h_1) + (h_2 - h_{2'})$ al posto di $l = h_{2''} - h_1$, a causa del raffreddamento intermedio (*Figura 35.6-a*), che fa scendere la temperatura da T_1 a T_2 (*Figura 35.6-b*).

Figura 35.6 - Ciclo frigorifero con doppia compressione:
a) schema dell'impianto;
b) rappresentazione del processo.



35.7 Durante il processo di compressione vi sono delle irreversibilità e il calore può essere trasferito o verso l'esterno o dall'esterno, in funzione della temperatura del refrigerante e dell'ambiente esterno. Perciò l'entropia può aumentare (caso della *Figura 35.5-b*) oppure diminuire, dal momento che le irreversibilità e lo scambio termico dall'esterno verso il refrigerante porta a un aumento dell'entropia, mentre lo scambio termico dal refrigerante verso l'esterno porta a una diminuzione di entropia. Molto spesso è per questo motivo che, nei calcoli di prima approssimazione, si considera ancora la compressione isoentropica.

ESEMPIO 35.2 - REFRIGERAZIONE DI UNA CELLA PER ALIMENTI

Si vuole mantenere una cella per la conservazione di alimenti alla temperatura di $-10\text{ }^\circ\text{C}$ con una temperatura dell'ambiente esterno pari a $+20\text{ }^\circ\text{C}$. La quantità di calore da asportare nell'unità di tempo è pari a 100 kW . Poiché occorre realizzare una differenza di temperatura tra il fluido refrigerante e le due zone con cui si scambia calore (la cella e l'ambiente) prendiamo una temperatura di condensazione del refrigerante pari a $+30\text{ }^\circ\text{C}$ e una temperatura di evaporazione di $-20\text{ }^\circ\text{C}$. Come fluido di lavoro utilizziamo il Freon-12. D'accordo con la normale pratica, il fluido entra nel compressore con $5\text{ }^\circ\text{C}$ di surriscaldamento (cioè $5\text{ }^\circ\text{C}$ al di sopra della temperatura di saturazione corrispondente alla pressione di ingresso nel compressore). Determinare:

- le proprietà principali nei punti del ciclo (il rendimento interno del compressore alternativo è $\eta_c = 0,92$);
- il calore scambiato nell'evaporatore e quello scambiato nel condensatore;
- il coefficiente di effetto frigorifero β_F ;

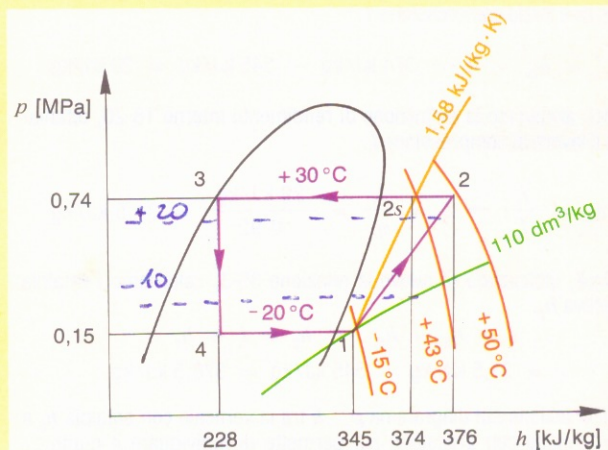


Figura 35.7 - Ciclo relativo all'Esempio 35.2.

- d) la portata in massa \dot{m} di fluido refrigerante;
 e) la cilindrata complessiva del compressore alternativo a sei cilindri a V avente un rendimento volumetrico $\eta_v = 0,75$;

- f) la potenza assorbita dal compressore che ha un rendimento organico $\eta_o = 0,95$.

STATO	T [°C]	p [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]	v [dm³/kg]	CONDIZIONI DEL FLUIDO
1	-15	0,1509	≈ 345	≈ 1,58	≈ 110	vapore surriscaldato
2s	≈ +43	0,7449	≈ 374	≈ 1,58	≈ 28	vapore surriscaldato
2	≈ +50	0,7449	≈ 376,5	≈ 1,59	≈ 30	vapore surriscaldato
3	+30	0,7449	228,539	1,0979	774	liquido saturo
4	-20	0,1509	228,539	≈ 1,01	33	liquido-vapore (x ≈ 0,3)

Il segno ≈ (equivalente a "circa") precede i dati ricavati dal diagramma $p-h$ e indica che si tratta di valori approssimati, meno precisi dei valori letti sulle Tabelle A.4 e A.5.

SOLUZIONE

a) Seguendo il ciclo tracciato in Figura 35.7, determiniamo le proprietà nei vari punti utilizzando in parte le Tabelle A.4 e A.5 e in parte il diagramma allegato al testo sul Freon-12. Otteniamo la tabella di cui, nelle note che seguono, è riportata la spiegazione.

STATO 1 - È assegnata la temperatura di evaporazione pari a -20 °C. Sulla Tabella A.4 leggiamo la corrispondente pressione di saturazione $p = 0,1509$ MPa. Il fluido è però leggermente surriscaldato con una temperatura $T = -15$ °C. L'intersezione tra l'isoterma (immaginaria compresa tra le due curve a -20 e a -10 °C) a -15 °C con l'orizzontale a pressione $p_1 = 0,1509$ MPa individua il punto 1 sul diagramma $p-h$. Qui leggiamo entalpia $h_1 \approx 345$ kJ/kg, entropia $s \approx 1,58$ kJ/(kg·K) e volume massico $v_1 \approx 110$ dm³/kg = $0,11$ m³/kg.

STATO 2s - La compressione è isoentropica e quindi è $s_{2s} = s_1$. D'altra parte è assegnata la temperatura di condensazione nel punto 3 ($T_3 = +30$ °C); a questa temperatura corrisponde la pressione di saturazione $p_3 = 0,7449$ MPa; questa è anche la pressione che esiste nei punti 2s e 2 (Figura 35.7). Spostandoci allora, sul diagramma $p-h$, dal punto 1 lungo la linea arancio $s_1 = \text{costante}$ fino a incontrare l'orizzontale caratterizzata dalla pressione $p_3 = p_{2s}$, viene individuato il punto 2s. Qui leggiamo $T \approx 43$ °C, $h \approx 374$ kJ/kg e $v \approx 28$ dm³/kg = $0,028$ m³/kg.

STATO 2 - È assegnato il rendimento interno del compressore $\eta_c = 0,92$. Calcoliamo allora per prima cosa il lavoro ideale di compressione l_s che, per la 35-3, è uguale alla differenza di entalpia tra fine 2s e inizio compressione 1,

$$l_s = h_{2s} - h_1 = 374 \text{ kJ/kg} - 345 \text{ kJ/kg} = 29 \text{ kJ/kg}$$

e poi, attraverso la definizione di rendimento interno 18-20, otteniamo il lavoro di compressione l_1 .

$$\eta_c = \frac{l_s}{l_1} \rightarrow l_1 = \frac{l_s}{\eta_c} = \frac{29 \text{ kJ/kg}}{0,92} = 31,5 \text{ kJ/kg}$$

Quindi, utilizzando di nuovo la relazione 35-3, calcoliamo l'entalpia effettiva h_2 .

$$l_1 = h_2 - h_1 \rightarrow h_2 = l_1 + h_1 = 31,5 \text{ kJ/kg} + 345 \text{ kJ/kg} = 376,5 \text{ kJ/kg}$$

L'intersezione sul diagramma $p-h$ tra la verticale con entalpia h_2 e l'orizzontale con pressione p_2 , permette di individuare il punto 2, condizioni del fluido all'uscita dal compressore. In questo punto leggiamo la temperatura $T_2 \approx 50$ °C e il volume massico $v_2 \approx 30$ dm³/kg = $0,03$ m³/kg.

STATO 3 - Sono le condizioni di liquido saturo che si ricavano dalla Tabella A.4, su cui abbiamo già letto la pressione di saturazione p_3 e adesso leggiamo i valori di h_3 , s_3 e v_3 .

STATO 4 - L'entalpia h_4 è uguale a h_3 in quanto si passa dallo stato 3 allo stato 4 con un processo di laminazione isoentalpica. Il punto 4 è allora caratterizzato dall'entalpia h_4 e dalla pressione di saturazione alla temperatura di evaporazione di -20 °C ($p_4 = 0,1509$ MPa), già determinata nello stato 1. Sul diagramma il punto 4 viene individuato scendendo con una verticale (isoentalpica) fino a incontrare l'orizzontale $p_4 = p_1 = 0,1509$ MPa. In questo punto leggiamo un titolo della miscela liquido-vapore $x_4 \approx 0,3$ e gli altri valori delle proprietà.

b) Il calore q_1 asportato dalla cella con l'evaporazione del fluido è dato dalla differenza di entalpia tra gli stati 1 e 4 (35-2).

$$q_1 = h_1 - h_4 = 345 \text{ kJ/kg} - 228,539 \text{ kJ/kg} = 116,5 \text{ kJ/kg}$$

La quantità di calore q_s che deve venir rimossa dal condensatore è data da (35-5):

$$q_s = h_2 - h_3 = 376,5 \text{ kJ/kg} - 228,539 \text{ kJ/kg} = 148 \text{ kJ/kg}$$

c) Il coefficiente di effetto frigorifero β_F è per definizione (35-1) dato dal rapporto tra il calore sottratto q_1 e il lavoro speso nella compressione $l = l_1 = 31,5$ kJ/kg.

$$\beta_F = \frac{q_1}{l} = \frac{116,5 \text{ kJ/kg}}{31,5 \text{ kJ/kg}} = 3,7$$

Quindi l'energia che viene sottratta dalla cella è pari a 3,7 volte l'energia richiesta dal compressore. Inoltre tutta l'energia immessa nella cella sotto forma di calore e di lavoro ($q_1 + l$) viene rimossa dal condensatore; possiamo infatti scrivere, anche per controllare q_s , (35-4):

$$q_1 + l = q_s$$

$$116,5 \text{ kJ/kg} + 31,5 \text{ kJ/kg} = 148 \text{ kJ/kg}$$

e riotteniamo il valore di 148 kJ/kg calcolato prima.

d) È assegnata la potenza termica $\dot{Q}_1 = 100$ kW che occorre sottrarre alla cella. La portata in massa \dot{m} di fluido refrigerante si ottiene allora dalla 35-6.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} q_1 \rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}_1}{q_1} = \frac{100 \text{ kW}}{116,5 \text{ kJ/kg}} = 0,86 \text{ kg/s}$$

e) Si conosce dalla risposta alla prima domanda il volume massico $v_1 = 0,11 \text{ m}^3/\text{kg}$. La portata in volume di refrigerante \dot{V}_1 , mandata dal compressore e riferita alle condizioni di ingresso, è data dalla 35-7.

$$\dot{V}_1 = \dot{m}v_1 = 0,86 \text{ kg/s} \times 0,11 \text{ m}^3/\text{kg} = 0,095 \text{ m}^3/\text{s}$$

Questo dato permette di calcolare la cilindrata del compressore che deve essere installato nell'impianto. Supponendo di impiegare un compressore con sei ($z = 6$) cilindri a V avente una velocità di rotazione $n = 20$ giri/s e un rendimento volumetrico $\eta_v = 0,75$, la cilindrata complessiva zV è data dalla 32-14.

$$zV = \frac{\dot{V}_1}{\eta_v n} = \frac{0,095 \text{ m}^3/\text{s}}{0,75 \times 20 \text{ giri/s}} = 0,00633 \text{ m}^3 = 6,33 \text{ dm}^3 \blacktriangleleft$$

g) Il prodotto (35-6) del lavoro interno l_i per la portata in massa dà la potenza interna P_i . Dividendo (30-21) la potenza interna P_i per il rendimento organico $\eta_o = 0,95$, si ottiene la potenza P_a assorbita dal compressore alternativo.

$$P_a = \frac{P_i}{\eta_o} = \frac{\dot{m}l_i}{\eta_o} = \frac{0,86 \text{ kg/s} \times 31,5 \text{ kJ/kg}}{0,95} = 28,5 \text{ kW} \blacktriangleleft$$

COMMENTI

1. Il rendimento interno del compressore $\eta_c = 0,92$ è piuttosto elevato in quanto si tratta di un compressore alternativo; se fosse stato un compressore centrifugo il rendimento sarebbe stato circa 0,8. È stato scelto un compressore a stantuffi perché la portata di refrigerante $\dot{V}_1 = 0,095 \text{ m}^3/\text{s}$ è al di sotto di $0,25 \text{ m}^3/\text{s}$, valore per cui diviene interessante l'uso del compressore centrifugo.
2. Se si considerano tutte le perdite presenti nel ciclo reale, e in particolare la caduta di pressione nei tubi che collegano i vari elementi dell'impianto, il coefficiente di effetto frigorifero β_F risulta ancora inferiore al valore calcolato precedentemente.
3. Immaginiamo adesso di impiegare il sistema di raffreddamento, descritto nell'Esempio, come pompa di calore per mantenere un edificio alla temperatura di 20°C . In un giorno molto freddo (-15°C di temperatura esterna), la pompa di calore può fornire all'edificio il calore nell'unità di tempo \dot{Q}_s (35-6)

$$\dot{Q}_s = \dot{m}q_s = 0,86 \text{ kg/s} \times 148 \text{ kJ/kg} = 127,3 \text{ kW}$$

potenza termica confrontabile con quella fornibile da un impianto di riscaldamento a gas o a gasolio. Il proprietario dell'edificio deve tuttavia pagare il consumo di energia elettrica necessario per fornire al compressore la potenza richiesta, potenza che è pari a $28,5 \text{ kW}$. La differenza di potenza potrebbe portare, in pochi inverni freddi, a realizzare un risparmio di energia tale da giustificare il costo iniziale per l'acquisto e la successiva manutenzione dell'impianto a pompa di calore.

35.5 Le macchine frigorifere ad assorbimento

Il ciclo ad assorbimento differisce dal ciclo di refrigerazione a compressione di vapore per il modo con cui viene realizzata la compressione. Nel ciclo ad assorbimento il vapore di ammoniaca (NH_3) a bassa pressione è assorbito in acqua e quindi la soluzione *liquida* viene portata ad alta pressione da una *pompa* (e non dal compressore che prima veniva utilizzato per il vapor saturo).

La **macchina ad assorbimento** classica lavora con una miscela di acqua e ammoniaca (Figura 35.8); ma più recentemente viene utilizzata la coppia di fluidi bromuro di litio (LiBr) e acqua.

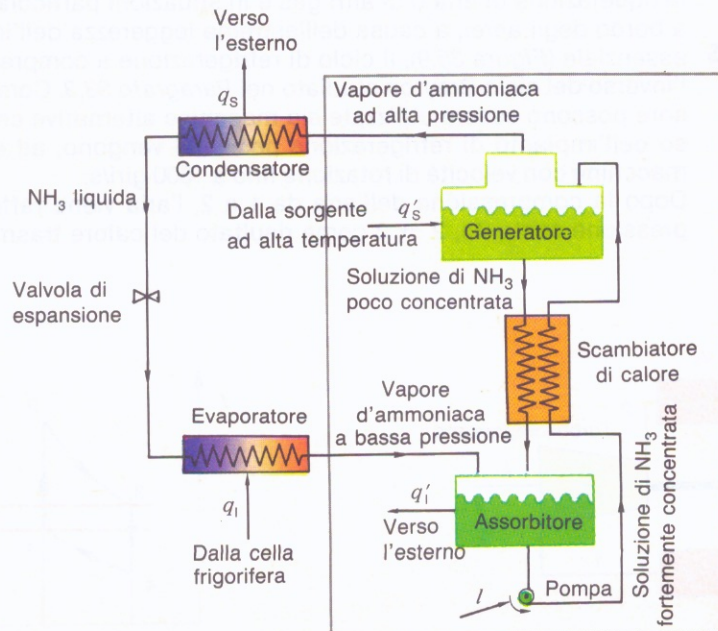


Figura 35.8 - Schema di impianto ad assorbimento.

Il vapore di ammoniaca a bassa pressione, che esce dall'evaporatore, entra nell'*assorbitore* dove, venendo assorbito dalla soluzione a bassa concentrazione di ammoniaca, la arricchisce e la trasforma in una soluzione ad alta concentrazione di ammoniaca. Questo processo avviene a una temperatura leggermente superiore a quella esterna e quindi occorre sottrarre dall'assorbitore la quantità di calore q_i , trasferendola all'esterno. La soluzione ad alta concentrazione di ammoniaca, che esce dall'assorbitore, è quindi pompata, passando attraverso uno scambiatore di calore, al *generatore* dove alla soluzione di acqua e ammoniaca viene somministrata la quantità di calore q_s . L'ammoniaca più volatile vaporizza e il vapore di ammoniaca ad alta pressione entra in un circuito analogo a quello del ciclo a compressione di vapore: qui prima viene fatto condensare nel condensatore dove cede all'esterno il calore q_s e successivamente viene fatto espandere nella valvola di laminazione fino all'evaporatore dove produce l'effetto frigorifero q_i . Parallelamente nel generatore la soluzione di ammoniaca a bassa concentrazione rimasta (si è infatti impoverita dei vapori di ammoniaca che hanno alimentato l'impianto tradizionale a sinistra per la generazione del freddo) viene restituita all'assorbitore, passando attraverso lo scambiatore di calore.

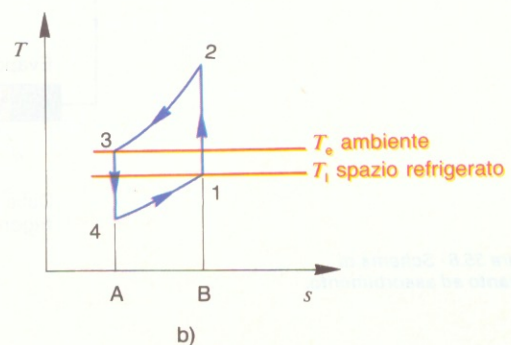
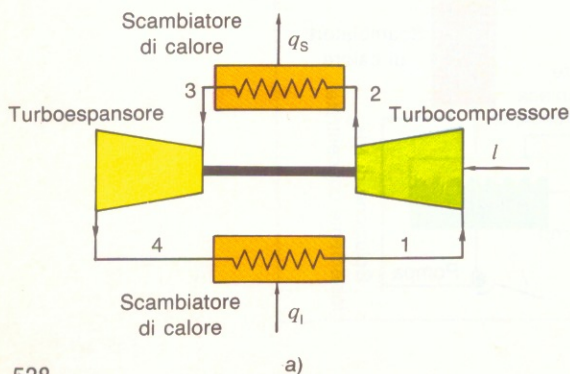
L'aspetto essenziale di questo sistema è che il lavoro di compressione è estremamente modesto dal momento che viene fatto su un liquido, che per definizione è pressoché incompressibile; per contro occorre una sorgente a temperatura relativamente elevata ($100 + 120$ °C). Inoltre le apparecchiature richieste per la refrigerazione ad assorbimento hanno un ingombro maggiore di quelle del sistema a compressione di vapore. In sostanza il coefficiente di effetto frigorifero raggiungibile con la macchina ad assorbimento è nettamente inferiore a quello della macchina a compressione di vapore; viene infatti utilizzata, al posto dell'energia meccanica del compressore, l'energia termica, meno pregiata del generatore. Ciò nonostante le macchine ad assorbimento si sono molto diffuse, specie nel caso di grossi impianti di condizionamento (con potenze fino a 5000 kW), nel caso in cui è possibile impiegare sorgenti di energia facilmente disponibile (come ad esempio il vapore prodotto dalle stesse caldaie installate per il riscaldamento invernale) o non altrimenti utilizzabile.

35.6 Cicli frigoriferi a compressione di gas

Il **ciclo a compressione di gas** è un ciclo che trova la sua maggiore applicazione nella liquefazione di aria o di altri gas e in situazioni particolari, come la refrigerazione a bordo degli aerei, a causa dell'estrema leggerezza dell'impianto. Nella sua forma essenziale (Figura 35.9), il ciclo di refrigerazione a compressione di gas costituisce l'inverso del ciclo Brayton studiato nel *Paragrafo 33.3*. Come compressore ed espansore possono essere utilizzate sia macchine alternative che turbomacchine; nel caso dell'impianto di refrigerazione per aerei vengono, ad esempio, utilizzate turbomacchine con velocità di rotazione fino a 1800 giri/s.

Dopo la compressione dell'aria da 1 a 2, l'aria viene raffreddata lungo il tratto, a pressione costante, 2 → 3 come risultato del calore trasmesso all'ambiente che si

Figura 35.9 - Ciclo di refrigerazione ad aria:
a) schema dell'impianto;
b) ciclo ideale.



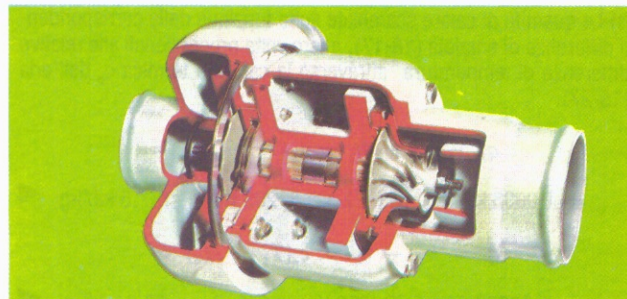
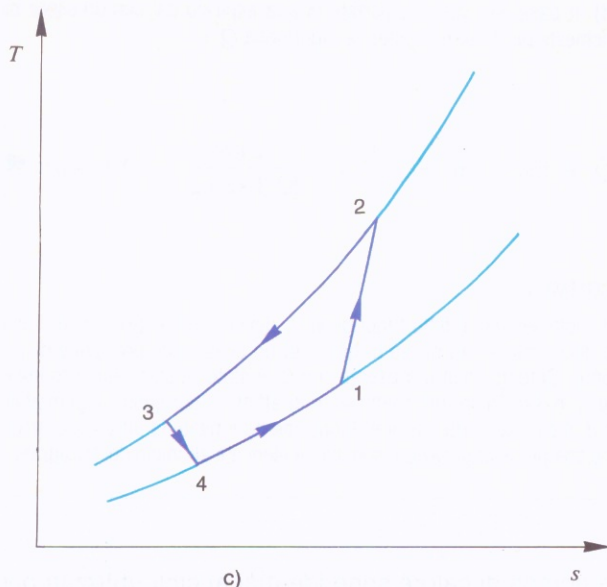


Figura 35.9-c - Ciclo reale con evidenziate le linee inclinate di compressione (1 → 2) ed espansione (3 → 4); d) negli impianti di condizionamento degli aerei si impiegano turbine con cuscinetti ad aria per evitare che finisca dell'olio nell'aria di condizionamento (Garrett).

trova alla temperatura T_e . L'aria quindi viene fatta espandere da 3 a 4 fino al valore della pressione con cui poi entrerà nel compressore, mentre la temperatura nell'espansione scende fino al valore T_4 . Nel tratto 4 → 1, a pressione costante, il calore viene sottratto dalla regione che si vuole refrigerare fino al punto in cui si raggiunge la temperatura T_1 . Il lavoro assorbito nel ciclo l è rappresentato dall'area 1 → 2 → 3 → 4 → 1, mentre l'effetto frigorifero q_i è rappresentato dall'area 4 → 1 → B → A → 4; il coefficiente di effetto frigorifero β_F è perciò dato dal rapporto di queste due aree.

ESEMPIO 35.3 - IMPIANTO FRIGORIGENO A COMPRESIONE DI GAS

Con riferimento al ciclo ideale di refrigerazione della Figura 35.9-b, l'aria viene aspirata dal compressore a pressione atmosferica ($p_1 = p_4 = 0,1 \text{ MPa}$) e temperatura $T_1 = 253 \text{ K}$ ($\approx -20 \text{ }^\circ\text{C}$), esce con pressione $p_2 = p_3 = 0,6 \text{ MPa}$ ed entra nell'espansore con temperatura $T_3 = 285 \text{ K}$ ($\approx 12 \text{ }^\circ\text{C}$). Determinare:

- il lavoro l assorbito dal ciclo;
- le quantità di calore q_s e q_i trasferite rispettivamente dagli scambiatori ad alta e a bassa temperatura;
- il coefficiente di effetto frigorifero del ciclo β_F ;
- la portata di aria aspirata dal compressore in richiesta per fornire una potenza frigorifera $\dot{Q}_1 = 15 \text{ kW}$.

SOLUZIONE

a) Seguiamo la procedura illustrata nel caso dell'impianto motore con turbina a gas (Capitolo 33), tenendo presente che nel nostro caso il ciclo è inverso e il lavoro l non viene prodotto bensì assorbito dal ciclo. Il lavoro l è dato allora dalla differenza tra il lavoro richiesto dal compressore l_c e quello svolto nell'espansore l_e .

$$l = l_c - l_e$$

Sia il lavoro del compressore che quello dell'espansore sono funzione delle corrispondenti differenze di entalpia che, a loro volta, considerando l'aria un gas perfetto con capacità termica $c_p = 1,4 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, sono rappresentate dal prodotto della capacità termica per le relative temperature:

$$l_c = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$$

$$l_e = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4)$$

Sono assegnate le temperature T_1 e T_3 ; calcoliamo le altre temperature applicando l'equazione della trasformazione adiabatica (15-53) con $\gamma = 1,4$ dal momento che sia la compressione che l'espansione sono considerate isoentropiche.

$$\begin{aligned} \frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{0,6 \text{ MPa}}{0,1 \text{ MPa}}\right)^{(1,4-1)/1,4} = \\ &= 6^{0,286} = 1,669 \rightarrow T_2 = 1,669 T_1 = \\ &= 1,669 \times 253 \text{ K} = 422 \text{ K} \end{aligned}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{0,6 \text{ MPa}}{0,1 \text{ MPa}}\right)^{(1,4-1)/1,4} = 1,669 \rightarrow$$

$$T_4 = \frac{T_3}{1,669} = \frac{285 \text{ K}}{1,669} = 171 \text{ K}$$

$$l_c = 1,0035 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} (422 \text{ K} - 253 \text{ K}) = 169,6 \text{ kJ/kg}$$

$$l_e = 1,0035 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} (285 \text{ K} - 171 \text{ K}) = 114,4 \text{ kJ/kg}$$

$$l = l_c - l_e = 169,6 \text{ kJ/kg} - 114,4 \text{ kJ/kg} = 55,2 \text{ kJ/kg}$$

b) Le quantità di calore scambiate sono funzione delle corrispondenti differenze di entalpia (18-17), a loro volta proporzionali alle relative differenze di temperatura, attraverso la capacità termica c_p dell'aria (15-27).

$$q_s = h_2 - h_3 = c_p(T_2 - T_3) = 1,0035 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) (422 \text{ K} - 285 \text{ K}) = 137,5 \text{ kJ}/\text{kg} \leftarrow$$

$$q_1 = h_1 - h_4 = c_p(T_1 - T_4) = 1,0035 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) (253 \text{ K} - 171 \text{ K}) = 82,3 \text{ kJ}/\text{kg} \leftarrow$$

c) Il coefficiente di effetto frigorifero β_F è per la 35-1 dato da:

$$\beta_F = \frac{q_1}{l} = \frac{82,3 \text{ kJ}/\text{kg}}{55,2 \text{ kJ}/\text{kg}} = 1,5 \leftarrow$$

d) In base alla 35-6, la portata di aria aspirata dal compressore \dot{m} richiesta per fornire la potenza frigorigena \dot{Q}_1 è:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}q_1 \rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}_1}{q_1} = \frac{15 \text{ kW}}{82,3 \text{ kJ}/\text{kg}} = 0,18 \text{ kg}/\text{s} \leftarrow$$

COMMENTI

Il coefficiente di effetto frigorifero β_F del ciclo a compressione d'aria è decisamente più basso di quello di un ciclo a compressione di vapore. Si tenga inoltre presente che β_F è stato valutato sul ciclo ideale. Il basso valore del coefficiente di effetto frigorifero raggiungibile con il ciclo a compressione di gas, ne ha limitato la diffusione, tranne che per le applicazioni specifiche elencate all'inizio del Paragrafo.

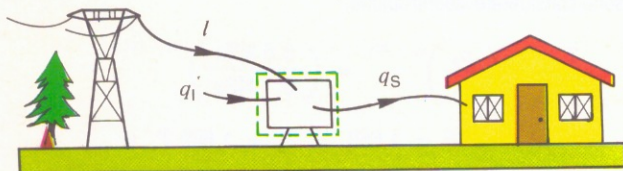
35.7 Pompa di calore

In senso termodinamico, i cicli a pompa di calore sono identici ai cicli utilizzati per la refrigerazione. La differenza principale, tra l'uno e l'altro ciclo, è l'effetto desiderato: nel caso della refrigerazione l'effetto desiderato è di mantenere la temperatura di una data regione inferiore a quella esterna, trasferendo calore dalla regione al refrigerante quando questo passa nell'evaporatore, mentre il calore ceduto alla sorgente alla temperatura superiore è disperso all'aria o all'acqua e non è utilizzato; nel caso della pompa di calore questo calore non viene disperso, viene bensì utilizzato per il riscaldamento, essendo l'effetto desiderato quello di trasferire calore a una data regione quando il fluido passa nel condensatore. Quando il ciclo realizza quest'ultimo effetto, esso viene indicato come **pompa di calore**, per analogia all'operazione di sollevamento di un fluido da una quota inferiore a una quota superiore per mezzo di una pompa, operazione che questa volta viene effettuata trasportando calore da un livello più basso a uno più elevato di temperatura. Lo stesso impianto di *Figura 35.1* può perciò essere utilizzato o per raffreddare oppure per riscaldare: è solo l'effetto desiderato che è diverso, di refrigerazione in un caso e di riscaldamento nell'altro. La combinazione ottima sarebbe allora quella di utilizzare la stessa unità per riscaldare la casa, durante l'inverno, e per raffreddarla, durante l'estate.

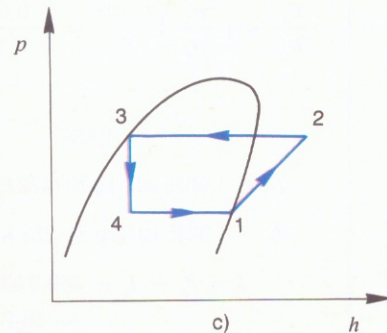
Si indica (*Figura 35.10*) come *coefficiente di effetto utile di una pompa di calore* il rapporto

$$\beta_P = \frac{q_s}{l}$$

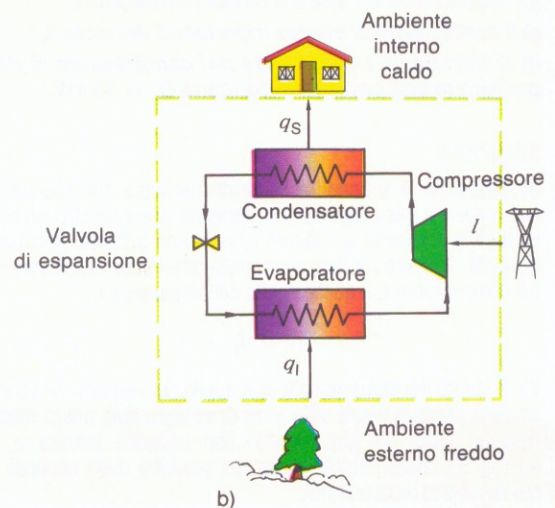
(17-5) 35-8



a)



c)



b)

Figura 35.10 - Pompa di calore:
a) il sistema;
b) il circuito;
c) la rappresentazione del processo.

Figura 35.10-b

legato, a sua volta, al lavoro l dalla 35-4 e al coefficiente di effetto frigorifero dalla 35-1

$$\beta_p = \frac{q_1 + l}{l} = \beta_F + 1 \quad 35-8'$$

Il coefficiente di effetto utile di una pompa di calore è perciò sempre maggiore di uno ed è uguale al coefficiente di effetto frigorifero β_F dello stesso ciclo inverso aumentato di 1.

Le pompe di calore vengono classificate sulla base del fluido al quale viene sottratto calore e del fluido al quale viene ceduto calore. Nel campo dei piccoli condizionatori da finestra le pompe di calore sono del tipo aria-aria, mentre nel campo dei grossi impianti di riscaldamento centralizzato le pompe di calore sono del tipo acqua-acqua. In quest'ultimo caso la sorgente a temperatura inferiore è acqua fredda di pozzo o di lago, mentre la sorgente a temperatura superiore in cui il fluido di lavoro riversa calore durante la condensazione è rappresentata dall'acqua dell'impianto di riscaldamento (vedi *Esempio 35.4*).

Dei vari tipi di pompa di calore, di particolare interesse sono quelle azionate da un motore alternativo a combustione interna. Qui, al calore che può essere recuperato dai gas di scarico, si aggiunge l'azione della pompa di calore che consente di raggiungere rendimenti particolarmente elevati.

ESEMPIO 35.4 - IMPIANTO A POMPA DI CALORE

Un impianto di riscaldamento a pompa di calore con Freon-12 come fluido di lavoro, ha a disposizione un lago con acqua fredda alla temperatura di 14 °C per fornire 1500 kW con acqua calda a 45 °C. Dovendosi realizzare una differenza di temperatura tra il Freon e le due zone con cui si scambia calore (l'impianto di riscaldamento in cui entra l'acqua calda e la sorgente di acqua fredda), occorre considerare nel ciclo una temperatura di condensazione pari a 60 °C e una temperatura di evaporazione pari a 5 °C. Il fluido descrive il ciclo della Figura 35.11, entrando, come vapore saturo, in un compressore centrifugo avente un rendimento interno $\eta_c = 0,8$. Determinare:

- il coefficiente di effetto utile β_p della pompa di calore;
- la portata in massa \dot{m} di Freon-12;
- la portata in massa dell'acqua che circola nell'impianto di riscaldamento \dot{m}_{H_2O} , sapendo che l'acqua entra a 45 °C (dopo lo scambio termico nel condensatore) ed esce dall'impianto alla temperatura di 35 °C;
- la potenza P_a assorbita dal compressore, avente un rendimento organico $\eta_o = 0,98$.

SOLUZIONE

a) Il coefficiente di effetto utile della pompa di calore è per definizione (35-8) dato da:

$$\beta_p = \frac{q_s}{l}$$

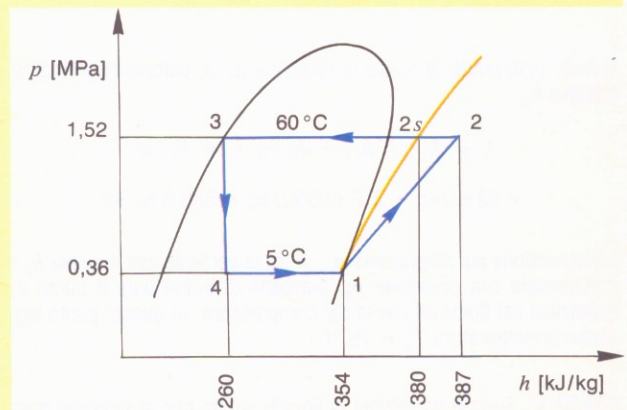


Figura 35.11 - Ciclo relativo all'Esempio 35.4.

$$\text{con } q_s = h_2 - h_3 \quad (35-5)$$

$$l = l_1 = h_2 - h_1 \quad (35-3)$$

Determiniamo allora le entalpie nei punti 1, 2 e 3 (Figura 35.11), utilizzando le Tabelle A.4 e A.5 e il diagramma $p-h$ allegato al testo. I dati sono stati riportati nella tabella sottostante, di cui nelle note che seguono è riportata la spiegazione.

STATO	T [°C]	p [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]	CONDIZIONI DEL FLUIDO
1	5	0,3626	353,600	1,5522	vapore saturo
2s	≈ 68	1,5259	≈ 380	1,5522	vapore surriscaldato
2	≈ 75	1,5259	≈ 386,6	—	vapore surriscaldato
3	60	1,5259	259,690	1,1938	liquido saturo
4	5	0,3626	259,690	—	liquido-vapore ($x \approx 0,37$).

Il segno ≈ (equivale a «circa») precede i dati ricavati dal diagramma $p-h$ e indica che si tratta di valori approssimati, meno precisi dei valori letti sulla Tabella A.4.

STATO 1 - È assegnata la temperatura di evaporazione pari a 5 °C. Sulla *Tabella A.4* leggiamo pressione di saturazione $p = 0,3526$ MPa, entalpia h_g , entropia s_g e volume massico v_g .

STATO 2s - La compressione è isoentropica e quindi è $s_{2s} = s_1$. D'altra parte è assegnata la temperatura di condensazione nel punto 3 ($T_3 = 60$ °C); a questa temperatura corrisponde la pressione di saturazione $p_3 = 1,5259$ MPa; questa è anche la pressione che esiste nei punti 2s e 2 (*Figura 35.11*). Spostandoci allora, sul diagramma $p-h$, dal punto 1 lungo la linea arancio $s_1 =$ costante fino a incontrare l'orizzontale caratterizzata dalla pressione $p_3 = p_{2s}$, viene individuato il punto 2s. Qui leggiamo $T \approx 68$ °C, $h \approx 380$ kJ/kg.

STATO 2 - È assegnato il rendimento interno del compressore $\eta_c = 0,8$. Calcoliamo allora per prima cosa il lavoro ideale di compressione l_s che, per la 35-3, è uguale alla differenza di entalpia tra fine 2s e inizio compressione 1:

$$l_s = h_{2s} - h_1 = 380 \text{ kJ/kg} - 353,600 \text{ kJ/kg} = 26,4 \text{ kJ/kg}$$

e poi, attraverso la definizione di rendimento interno 18-20, otteniamo il lavoro interno di compressione l_1 .

$$\eta_c = \frac{l_s}{l_1} \rightarrow l_1 = \frac{l_s}{\eta_c} = \frac{26,4 \text{ kJ/kg}}{0,8} = 33 \text{ kJ/kg}$$

Quindi, utilizzando di nuovo la relazione 35-3, calcoliamo l'entalpia effettiva h_2 .

$$l_1 = h_2 - h_1 \rightarrow h_2 = l_1 + h_1 = 33 \text{ kJ/kg} + 353,600 \text{ kJ/kg} = 386,6 \text{ kJ/kg}$$

L'intersezione sul diagramma $p-h$ tra la verticale con entalpia h_2 e l'orizzontale con pressione p_2 , permette di individuare il punto 2, condizioni del fluido all'uscita dal compressore. In questo punto leggiamo la temperatura $T_2 \approx 75$ °C.

STATO 3 - Sono le condizioni di liquido saturo che si ricavano dalla *Tabella A.4*, su cui abbiamo già letto la pressione di saturazione p_3 e adesso leggiamo i valori di h_3 , s_3 e v_3 .

STATO 4 - L'entalpia h_4 è uguale a h_3 in quanto si passa dallo stato 3 allo stato 4 con un processo di laminazione isoentalpica. Il punto 4 è allora caratterizzato dall'entalpia h_4 e dalla pressione di saturazione alla temperatura di evaporazione di 5 °C ($p_4 = 0,3626$ MPa), già determinata nello stato 1. Sul diagramma il punto 4 viene individuato scendendo con una verticale (isoentalpica) fino a incontrare l'orizzontale $p_4 = p_1 = 0,3626$ MPa. In questo punto leggiamo un titolo della miscela liquido-vapore $x_4 \approx 0,37$.

Il calore q_s che il Freon cede all'acqua per il riscaldamento, attraverso il processo di condensazione, è allora:

$$q_s = h_2 - h_3 = 386,6 \text{ kJ/kg} - 259,69 \text{ kJ/kg} = 126,9 \text{ kJ/kg}$$

e il coefficiente di effetto utile della pompa vale:

$$\beta_p = \frac{q_s}{l} = \frac{126,9 \text{ kJ/kg}}{33 \text{ kJ/kg}} = 3,8$$

b) La potenza termica che, attraverso la condensazione del Freon, occorre fornire all'acqua che circola nell'impianto di riscaldamento è assegnata ($\dot{Q}_s = 1500$ kW = 1500 kJ/s). Allora la portata \dot{m} del Freon-12 vale (35-6):

$$\dot{Q}_s = \dot{m} q_s \rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}_s}{q_s} = \frac{1500 \text{ kJ/s}}{126,9 \text{ kJ/kg}} = 11,82 \text{ kg/s}$$

c) All'acqua \dot{m}_{H_2O} , che circola nell'impianto di riscaldamento, viene fornita la potenza termica \dot{Q}_s in modo tale che, dopo aver circolato nell'impianto fino a scendere alla temperatura di 35 °C, possa essere riportata alla temperatura di 45 °C. La potenza termica \dot{Q}_s deve allora essere uguale al prodotto della portata in massa \dot{m}_{H_2O} , della capacità termica $c_{H_2O} = 4,18$ kJ/(kg · K) e della differenza di temperatura tra ingresso e uscita $\Delta T_{H_2O} = 45$ °C - 35 °C = 10 °C = 10 K.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{H_2O} c_{H_2O} \Delta T_{H_2O} \rightarrow \dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{Q}_s}{c_{H_2O} \Delta T_{H_2O}}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{1500 \text{ kJ/s}}{4,18 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \times 10 \text{ K}} = 35,88 \text{ kg/s}$$

d) La potenza P_a assorbita dal compressore (35-6) è data da:

$$P_a = \frac{P_1}{\eta_o} = \frac{\dot{m} l_1}{\eta_o} = \frac{11,82 \text{ kg/s} \times 33,1 \text{ kJ/kg}}{0,98} = 399,23 \text{ kW}$$

COMMENTI

La quantità di calore q_1 che il Freon assorbe dall'acqua fredda durante l'evaporazione è data da (35-2):

$$q_1 = h_1 - h_4 = 353,60 \text{ kJ/kg} - 259,69 \text{ kJ/kg} = 93,9 \text{ kJ/kg}$$

La somma del calore di evaporazione q_1 , avvenuta a spese dell'acqua fredda, più il lavoro del compressore l deve dare (35-4) il calore di condensazione q_s che, ceduto all'acqua calda, viene utilizzato per alimentare il circuito di riscaldamento:

$$q_1 + l = q_s$$

$$93,9 \text{ kJ/kg} + 33 \text{ kJ/kg} = 126,9 \text{ kJ/kg}$$

e ritroviamo così il valore di q_s che avevamo calcolato prima. Questo bilancio tuttavia, oltre che per controllare quanto fatto, è estremamente utile per mettere in evidenza che, del fabbisogno totale di calore richiesto $q_s = 126,9$ kJ/kg, soltanto 33 kJ/kg è la parte messa a disposizione dal compressore, mentre la quota maggiore $q_1 = 93,9$ kJ/kg viene messa a disposizione dall'acqua fredda.

In un ciclo inverso un vapore saturo viene compresso in modo adiabatico in un compressore (1 → 2), esce come liquido saturo dopo aver ceduto nel condensatore il calore q_s all'ambiente che si trova a temperatura superiore durante la condensazione a pressione costante (2 → 3), subisce un'espansione isoentalpica nella valvola di laminazione (3 → 4) e infine sottrae il calore q_l dall'ambiente a temperatura inferiore subendo un'evaporazione a pressione costante nell'evaporatore (4 → 1). Le prestazioni di un ciclo inverso frigorifero vengono espresse attraverso il coefficiente di effetto frigorifero β_F

$$\beta_F = \frac{q_l}{l}$$

con q_l effetto frigorifero (uguale alla differenza di entalpia $h_1 - h_4$) e l lavoro speso nel ciclo dal compressore (uguale alla differenza di entalpia $h_2 - h_1$). Dall'espressione della potenza P [W], sia questa una potenza termica \dot{Q} o una potenza meccanica \dot{L} prodotto della portata in massa del fluido di lavoro \dot{m} [kg/s] per il calore massico q [kJ/kg] o per il lavoro massico l [kJ/kg],

$$P = \dot{Q} = \dot{m}q \quad \text{oppure} \quad P = \dot{L} = \dot{m}l$$

si ricava la portata di fluido di lavoro \dot{m} (ad esempio $\dot{m} = \dot{L}/l$) necessaria per soddisfare le richieste di un dato impianto.

La rappresentazione dei cicli inversi viene fatta di solito nel diagramma pressione p (in ordinate) ed entalpia h (in ascisse), che si presta meglio del diagramma entropico $T-s$ o del classico diagramma di Mollier $h-s$ a descrivere le trasformazioni a pressione costante 2 → 3 e 4 → 1 e la trasformazione isoentalpica 3 → 4. Sul diagramma $p-h$ si rileva il volume massico v_1 [m³/kg] nel punto 1 in modo da calcolare, nota la portata in massa \dot{m} [kg/s] del fluido di lavoro, la portata in volume \dot{V}_1 [m³/s]:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}v_1$$

Con la portata in volume \dot{V}_1 si procede al dimensionamento del compressore, tenendo presente che se la portata è inferiore a 0,24 m³/s conviene utilizzare un compressore alternativo, mentre al di sopra di questo valore si preferisce utilizzare un turbocompressore.

Quando vi sia la necessità di realizzare un'elevata differenza di temperatura tra evaporazione e condensazione si ricorre alla compressione in due stadi; in questo modo si raggiungono, rispetto alla compressione in un solo stadio, temperature più basse alla fine della compressione con un lavoro di compressione più modesto, a causa del raffreddamento intermedio.

I cicli a pompa di calore sono identici ai cicli utilizzati per la refrigerazione. La differenza principale, tra l'uno e l'altro ciclo, è l'effetto desiderato: nel caso della refrigerazione si desidera mantenere la temperatura di una data regione inferiore a quella esterna, trasferendo calore dalla regione al refrigerante quando questo passa nell'evaporatore, mentre il calore ceduto alla sorgente alla temperatura superiore è disperso all'aria o all'acqua e non viene utilizzato; nel caso della pompa di calore questo calore non viene disperso, viene bensì utilizzato per il riscaldamento, essendo l'effetto desiderato quello di trasferire calore a una data regione quando il fluido passa nel condensatore. In analogia all'operazione di sollevamento di un fluido da una quota inferiore a una quota superiore per mezzo di una pompa, la pompa di calore consente di trasferire calore da un livello più basso a uno più elevato di temperatura. Lo stesso impianto può perciò essere utilizzato o per raffreddare oppure per riscaldare: è solo l'effetto desiderato che è diverso, di refrigerazione nel caso del ciclo frigorifero e di riscaldamento nel caso della pompa di calore. La combinazione ottima è allora quella di utilizzare la stessa unità per riscaldare la casa, durante l'inverno, e per raffreddarla, durante l'estate.

Il coefficiente di effetto utile di una pompa di calore è il rapporto:

$$\beta_P = \frac{q_s}{l}$$

legato, a sua volta, al coefficiente di effetto frigorifero da:

$$\beta_p = \beta_F + 1$$

Il coefficiente di effetto utile di una pompa di calore è perciò sempre maggiore di uno e uguale al coefficiente di effetto frigorifero β_F dello stesso ciclo inverso aumentato di 1.

ESERCIZI PROPOSTI

- 35.1** Una portata di 0,04 kg/s di Freon-12 descrive un ciclo frigorifero ideale. La temperatura del refrigerante nell'evaporatore è uguale a $-20\text{ }^\circ\text{C}$ mentre quella nel condensatore è uguale a $+40\text{ }^\circ\text{C}$. Con riferimento alla Figura 35.4, determinare le proprietà (temperatura T , pressione p , entalpia h , entropia s) nei diversi punti del ciclo, il coefficiente di effetto frigorifero β_F , la portata in volume \dot{V}_1 che deve trattare il compressore e la potenza ideale P_{ideale} assorbita dal compressore.

$$\begin{aligned} T_1 = T_4 &= -20\text{ }^\circ\text{C}; \\ p_1 = p_4 &= 0,1509\text{ MPa}; \\ h_1 &= 342,68\text{ kJ/kg}; \\ s_1 = s_2 &= 1,5667\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}; \\ T_2 &= +51\text{ }^\circ\text{C}; \\ p_3 = p_2 &= 0,9607\text{ MPa}; \\ h_2 &= 375\text{ kJ/kg}; \\ T_3 &= +40\text{ }^\circ\text{C}; \\ h_3 = h_4 &= 238,535\text{ kJ/kg}; \\ \beta_F &= 3,2; \\ \dot{V}_1 &= 0,0043\text{ m}^3/\text{s}; \\ P_{\text{ideale}} &= 1,3\text{ kW} \end{aligned}$$

- 35.2** In un ciclo frigorifero, descritto da 0,04 kg/s di Freon-12, l'entalpia, durante l'evaporazione del Freon, passa da 342,68 kJ/kg a 238,535 kJ/kg. Calcolare l'effetto frigorifero q_1 e la potenza termica \dot{Q}_1 che il Freon è in grado di sottrarre durante l'evaporazione.

$$\begin{aligned} q_1 &= 104,14\text{ kJ/kg}; \\ \dot{Q}_1 &= 4,16\text{ kW} \end{aligned}$$

- 35.3** Un ciclo ideale di refrigerazione (Figura 35.4), che usa ammoniaca come fluido di lavoro, si svolge tra la temperatura di evaporazione di $-18\text{ }^\circ\text{C}$ e la temperatura di condensazione di $+32\text{ }^\circ\text{C}$ secondo le caratteristiche riportate nella Tabella che segue.

Stato	T [$^\circ\text{C}$]	p [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg \cdot K)]	v [m ³ /kg]	Condizioni del fluido
1	-18	207,71	1440,6	5,87	0,5743	vapore saturo
2s = 2	—	1237,41	1703,9	5,87	—	vapore surriscaldato
3	+32	1237,41	351,5	—	—	liquido saturo
4	-18	207,71	351,5	—	—	liquido-vapore

È assegnata la potenza di refrigerazione ($\dot{Q}_1 = 70\text{ kW}$). Calcolare coefficiente di effetto frigorifero β_F , portata in massa di refrigerante \dot{m} , portata in volume \dot{V}_1 che deve trattare il compressore e potenza ideale P_{ideale} assorbita dal compressore.

$$\begin{aligned} \beta_F &= 3,21; \\ \dot{m} &= 0,064\text{ kg/s}; \\ \dot{V}_1 &= 0,037\text{ m}^3/\text{s}; \\ P_{\text{ideale}} &= 16,85\text{ kW} \end{aligned}$$

35.4 Calcolare effetto frigorifero q_1 e lavoro massico l del ciclo ideale illustrato dalla tabella riportata nell'enunciato dell'Esercizio 35.3.

$$q_1 = 1089,1 \text{ kJ/kg};$$

$$l = 263,3 \text{ kJ/kg}$$

35.5 Un impianto di riscaldamento a pompa di calore con ammoniaca lavora tra una temperatura di condensazione pari a 50°C e una temperatura di evaporazione pari a 4°C (Figura 35.4) per fornire una potenza termica $\dot{Q}_s = 1500 \text{ kW}$. Le proprietà principali del ciclo (da considerarsi ideale) sono riportate nella tabella che segue.

Stato	T [$^\circ\text{C}$]	p [MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg·K)]	Condizioni del fluido
1	4	497,49	1466,5	5,5707	vapore saturo
$2_s \equiv 2$	—	2032,62	1668,9	5,5707	vapore surriscaldato
3	50	2032,62	440,6	—	liquido saturo
4	4	497,49	440,6	—	liquido-vapore

Calcolare lavoro ideale del ciclo l_s , calore massico q_s scambiato per riscaldare l'ambiente, portata in massa \dot{m} di ammoniaca, potenza ideale P_{ideale} e potenza P_a assorbita dal compressore avente un rendimento complessivo η_c pari a 0,7.

$$l_s = 202,4 \text{ kJ/kg};$$

$$q_s = 1228,3 \text{ kJ/kg};$$

$$\dot{m} = 1,22 \text{ kg/s};$$

$$P_{\text{ideale}} = 247 \text{ kW};$$

$$P_a = 316,7 \text{ kW}$$