

C A P I T O L O 9

IL CICLO FRIGORIFERO



Introduzione:

Per alcuni processi tipici del condizionamento dell'aria (raffreddamento e deumidificazione), nonché per applicazioni nel settore della refrigerazione (conservazione e trasporto di sostanze alimentari, impianti produttivi industriali), è necessario ricorrere ad un mezzo refrigerante.

Solo in alcuni casi il mezzo refrigerante può essere l'acqua raffreddata direttamente dall'aria esterna, vedi macchine a freecooling, negli altri casi è necessario produrre il freddo con un ciclo frigorifero.

L'espressione "produrre il freddo" non è corretta in quanto, per un principio fondamentale della termodinamica, il calore si trasferisce sempre da un corpo od un fluido più caldo ad un altro più freddo.

Con un ciclo frigorifero trasferiamo calore da un luogo dove risulta in eccesso o comunque non è desiderato, in un altro dove possa venire smaltito senza arrecare disturbo.

Il ciclo frigorifero più utilizzato è quello denominato ciclo mediante compressione; altri cicli, tipo quello ad assorbimento, o ad eiettori o mediante effetto termoelettrico hanno un impiego molto limitato e non sono trattati in questa pubblicazione.

Diagramma pressione-entalpia

Il modo più usuale per esaminare il comportamento di un fluido frigorifero è quello offerto dal diagramma pressione-entalpia. Nella Fig. 9.1, è riportato il diagramma pressione-entalpia dell'R22.

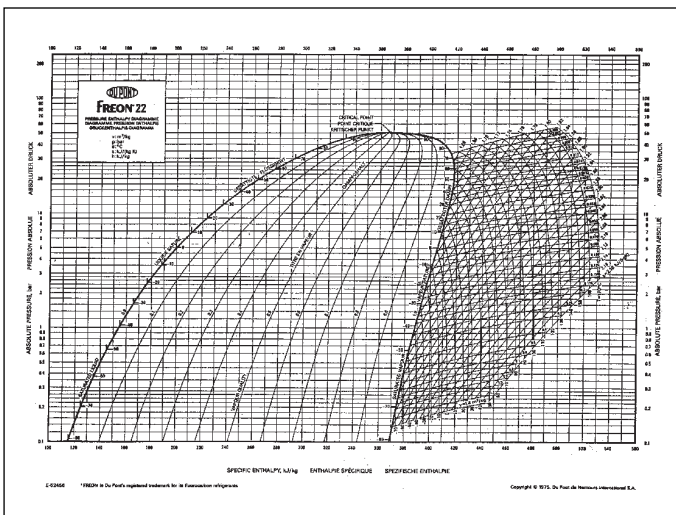


Fig. 9.1

La scala orizzontale riporta il contenuto di calore (entalpia «H»), in KJ/Kg. di fluido. La scala viene utilizzata soprattutto per determinare differenze di entalpia tra due punti (D H).

La scala verticale riporta i valori di pressione assoluta, in bar.

Tale scala viene usata sia per determinare delle differenze di pressione (ΔP) sia dei valori assoluti in punti specifici.

Sul diagramma le condizioni di entalpia costante sono rappresentate da rette verticali, mentre quelle di pressione

costante da rette orizzontali.

La «campana» nel diagramma rappresenta l'insieme degli infiniti punti in cui il frigorifero si trova in condizioni di saturazione, in funzione del proprio contenuto di entalpia e del valore di pressione a cui si trova sottoposto.

La campana è idealmente divisa in due parti (vedi Fig. 9.2):

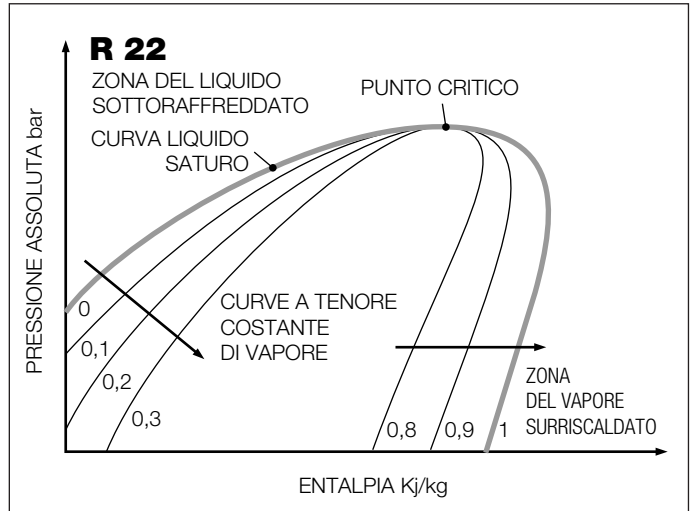


Fig. 9.2

quella di sinistra rappresenta la curva del **liquido saturo** (cioè con il massimo contenuto entalpico per ogni determinato valore di pressione).

La parte di destra rappresenta la curva del vapor saturo (cioè di vapore con il massimo contenuto entalpico per ogni determinato valore di pressione, pur rimanendo nello stato di saturazione).

Le due curve si congiungono in un punto, nella parte alta, detto **punto critico**. Nel punto critico si ritrovano indifferentemente sia liquido che vapore. Basta un lieve aumento del contenuto entalpico per far passare il fluido allo stato di vapore.

Inversamente, una diminuzione porta il fluido allo stato di liquido.

La zona racchiusa entro la campana rappresenta condizioni di miscuglio liquido-vapore. Una serie di curve dette di **tenore costante di vapore** indicano la percentuale di vapore nel miscuglio. Ad esempio, la curva con tenore 0,8 rappresenta un miscuglio composto dall'80% di vapore e dal 20% di liquido (in peso).

All'esterno della campana, sulla sinistra, si trova la zona del **liquido sottoraffreddato** (cioè a temperatura inferiore a quella di saturazione, pur essendo alla medesima pressione).

Sempre all'esterno della campana, sulla destra, si trova la zona del **vapore surriscaldato**. Qui, il vapore presenta una temperatura superiore a quella di saturazione, a parità di pressione.

Un'ulteriore serie di curve si identifica sul diagramma pressione-entalpia. Vedi Fig. 9.3.

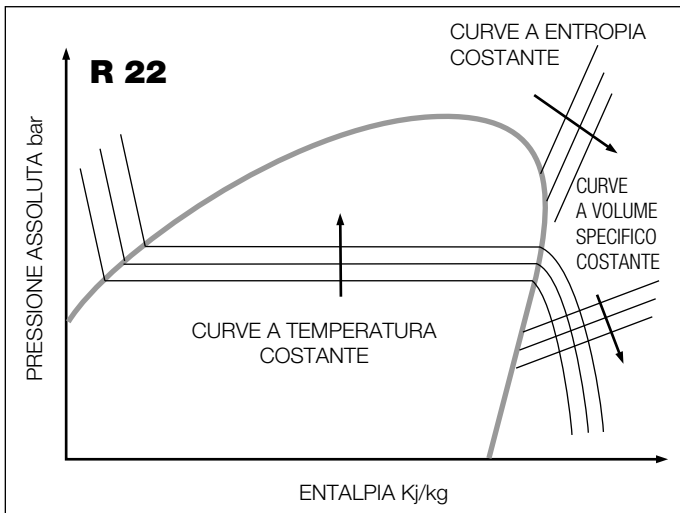


Fig. 9.3

Curve a temperatura costante (Fig. 3)

Definiscono l'andamento della temperatura del frigorifero in rapporto alle varie condizioni di pressione-entalpia. Come si può rilevare l'andamento è orizzontale all'interno della campana. Tende verso l'alto a partire dal ramo della curva del liquido saturo, e tende invece verso il basso dal ramo della curva del vapore saturo, con una curvatura più o meno accentuata. Questa serie di curve evidenzia la costruzione della campana, poiché delimita la zona in cui le temperature di saturazione rimangono costanti per ogni determinato valore di pressione.

Più avanti, a pag. viene descritto il diagramma entalpico delle miscele non azeotropiche, dove, all'interno della campana, le rette a temperatura costante sono invece inclinate, come spiegato nel capitolo 8 a pag.

Curve a volume specifico costante (Fig. 9.3)

Si proiettano verso destra nella zona del vapore surriscaldato. Il volume specifico del vapore varia sensibilmente con il variare della pressione. Si tratta di una caratteristica molto importante. Infatti, a parità di altre condizioni, l'effetto frigorifero è determinato dal quantitativo in peso di refrigerante circolato, mentre il compressore è una macchina volumetrica. Lavorando in condizioni di ridotto volume specifico (perciò con pressioni di evaporazione relativamente elevate), l'effetto frigorifero aumenta. Comprimerne un gas significa ridurre il volume occupato da un certo quantitativo e quindi addensarlo in uno spazio ridotto. Ne consegue che lavorando a temperatura di evaporazione più alta, cioè a pressione di evaporazione più alta, un compressore frigorifero fa circolare una massa superiore di refrigerante. Viceversa, con il ridursi della pressione di evaporazione, aumenta il volume specifico del vapore e diminuisce il quantitativo in peso di refrigerante in circolazione. Il risultato principale è una riduzione della capacità frigorifera con ulteriori conseguenze che si esamineranno.

Curve ad entropia costante (Fig. 9.3)

Si proiettano dalla campana verso la parte destra del diagramma, inclinate verso l'alto.

L'entropia, con definizione semplificata, rappresenta il

grado di reversibilità di ogni trasformazione termodinamica. Le curve sul diagramma, ad entropia costante, rappresentano trasformazioni ideali perfettamente reversibili, in assenza di dispersioni di energia all'esterno del sistema. Queste curve, nei calcoli teorici, vengono assunte come base per l'analisi della **compressione adiabatica**, cioè come si svilupperebbe in un compressore ideale, senza scambio di calore durante la compressione.

Ciclo frigorifero

Il ciclo frigorifero viene abitualmente rappresentato nel diagramma pressione-entalpia.

Nella Fig. 9.4a, è rappresentato un circuito frigorifero elementare.

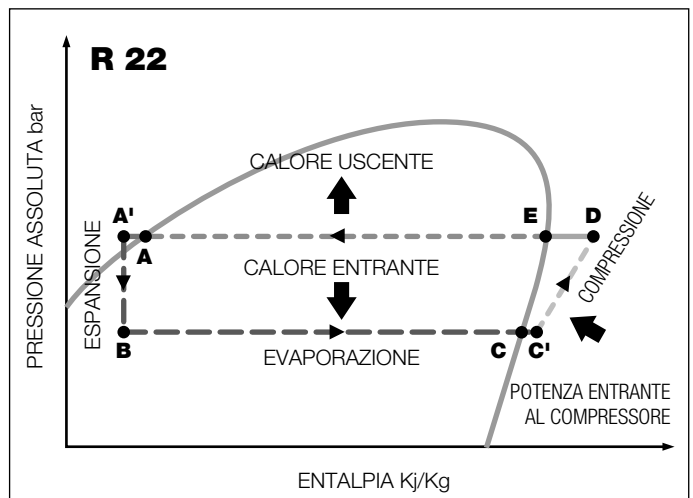


Fig. 9.4a

Nella Fig. 9.4b, è rappresentato un circuito frigorifero equivalente con maggior dettaglio; abbiamo schematizzato un circuito frigorifero relativo ad un refrigeratore d'acqua con condensazione ad aria di tipica produzione Climaveneta. Le lettere individuano dei punti significativi del ciclo e corrispondono a quelli richiamati nella Fig. 9.4a.

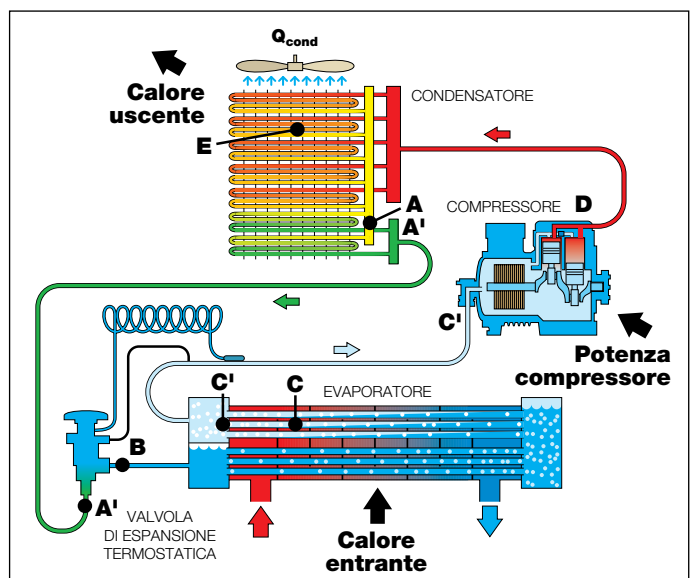


Fig. 9.4b

È utile una sommaria descrizione generale del ciclo stesso prima di approfondire le fasi che lo compongono. Nel punto **A'** il frigorifero è allo stato di liquido sottoraffreddato, all'uscita del condensatore. Il passaggio verso l'evaporatore è reso possibile per effetto della differenza di pressione tra **A'** e **B**. Allo scopo di regolare l'afflusso di frigorifero nell'evaporatore, è interposto un organo di laminazione (valvola di espansione termostatica).

Per effetto della differenza di pressione tra **A'** e **B** una parte del liquido evapora nel passaggio attraverso la valvola, sottraendo calore al liquido immediatamente a monte. La frazione di liquido evaporata costituisce il "flash gas" e non compie lavoro utile ai fini dell'effetto frigorifero. Nell'evaporatore, il miscuglio liquido-vapore inizia a sottrarre calore dall'aria o acqua da raffreddare. Così facendo tutto il frigorifero allo stato liquido passa nella condizione di vapore saturo (Punto **C** sul diagramma). Si verifica quindi una rimozione di calore latente.

Dal punto **C** a **C'** si effettua un surriscaldamento del vapore, con lo scopo di evaporare eventuali goccioline di liquido rimaste, che altrimenti potrebbero venire trascinate fino al compressore danneggiandolo.

L'effetto frigorifero netto è dato dalla differenza di entalpia rappresentata dal tratto **C'B**. All'uscita dall'evaporatore il vapore viene aspirato dal compressore nel quale subisce un aumento di pressione e temperatura (tratto **C'D**).

All'uscita dal compressore il gas detiene un quantitativo di calore costituito dalla somma di quello asportato nell'evaporatore con quello corrispondente al lavoro meccanico del compressore (calore di compressione).

Il gas surriscaldato ed a pressione elevata, passa dal compressore nel condensatore. Qui, per effetto del fluido di raffreddamento (aria o acqua) il gas inizia a cedere il proprio calore. Si verifica dapprima un abbassamento di temperatura per lo smaltimento della frazione sensibile del calore, fino a raggiungere la temperatura di saturazione sulla curva (tratto **DE**). A questa fase segue la condensazione del fluido, cioè il cambiamento di stato, da vapore a liquido saturo (tratto **EA**).

Infine, si effettua un certo sottoraffreddamento del frigorifero allo stato liquido, soprattutto allo scopo di ottenere un maggior effetto frigorifero (tratto **A A'**). Nella Fig. 9.4b è rappresentata una particolare costruzione della batteria condensante impiegata nei chiller Climaveneta. La speciale circuitazione garantisce di ottenere nella parte bassa della batteria circa 6° C di sottoraffreddamento del liquido. Con questo si garantisce sempre l'alimentazione di liquido alla valvola termostatica ed una resa frigorifera superiore di circa il 5%. A questo punto il ciclo ricomincia.

È importante rilevare che il ciclo frigorifero può essere utilizzato indifferentemente per la produzione di freddo o di calore (regime di pompa di calore), a seconda delle condizioni di lavoro a cui viene sottoposto. I principi esposti fin qui, e che verranno approfonditi in seguito, non mutano nella sostanza. Quello che può variare sono gli accorgimenti costruttivi dei sistemi frigoriferi nella realtà. Non la teoria.

Vengono ora approfondite le singole trasformazioni che

compongono il ciclo frigorifero, riferendoci ad un esempio relativo alle seguenti condizioni di funzionamento, tipiche ad esempio di un chiller con acqua all'evaporatore entrante a 12°C, uscente a 7°C e con aria ambiente di 25°C:

CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO:
 Temp. di condensazione = +40°C = 15,3 bar a.
 Temp. di evaporazione = +2°C = 5,3 bar a.
 Surriscaldamento = 8°C
 Sottoraffreddamento = 6°C

Fase di espansione (passaggio del frigorifero attraverso la valvola di espansione termostatica) (Fig. 9.5)

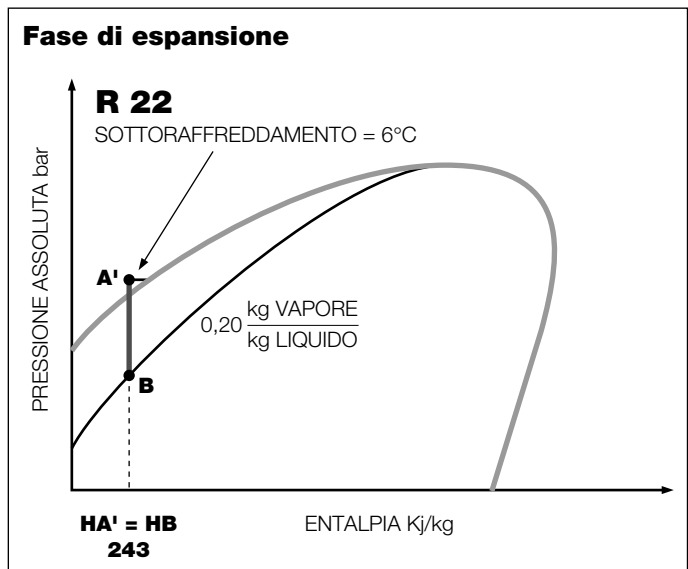


Fig. 9.5

Il frigorifero nel condensatore allo stato di liquido sottoraffreddato, ad alta pressione, tende a portarsi verso l'evaporatore che si trova ad una pressione inferiore.

Allo scopo di dosare la quantità di frigorifero si utilizza comunemente un tubo capillare o una valvola di espansione termostatica. Nell'attraversare l'organo di laminazione verso l'evaporatore, che si trova a pressione più ridotta, il frigorifero tende a raffreddarsi portandosi alla temperatura di saturazione corrispondente al valore di pressione nell'evaporatore.

Per rendere possibile tale raffreddamento, il liquido frigorifero deve cedere calore e questo calore viene ceduto alle proprie molecole più prossime. L'assunzione di calore, a pressione ridotta, provoca la vaporizzazione (o espansione) di una parte del frigorifero, fino al raggiungimento di una condizione di equilibrio tra vapore freddo e liquido freddo, alla temperatura di saturazione corrispondente alla pressione in atto.

Il vapore che ne risulta è detto "flash gas" e non compie lavoro utile ai fini dell'effetto frigorifero riducendo quindi la potenzialità del sistema. (Questo conferma l'esigenza che il calore specifico del frigorifero liquido sia il più ridotto possibile, in modo da contenere al minimo la frazione di "flash gas").

Il valore percentuale di “flash gas” nelle applicazioni di condizionamento è intorno al 20-30%.

Nell’analisi della fase di espansione si assume convenzionalmente che essa si svolga senza né cessioni né rientrate di calore dell’esterno e che risulti perciò isoentalpica (ad entalpia costante).

Pertanto, il frigorifero entra nell’evaporatore con il medesimo contenuto di calore che aveva prima di attraversare l’organo di laminazione.

Nel diagramma pressione-entalpia, in Fig. 9.5, per il ciclo in esame, si legge il titolo di vapore, che vale 0,20; cioè, dopo l’espansione attraverso la valvola termostatica, il refrigerante è composto dal 20% in peso da vapore, il rimanente 80% da liquido.

L’entalpia in ingresso all’evaporatore è:

$$H_{A'} = H_B = 243 \text{ Kj/Kg.}$$

Fase di evaporazione (Fig. 9.6)

Il frigorifero, in condizione di miscuglio liquido-vapore percorre l’evaporatore attraverso il quale viene in contatto indiretto con il fluido da raffreddare (aria o acqua). Il frigorifero ne assorbe il calore contenuto e passa gradualmente allo stato di vapore saturo, percorrendo l’evaporatore stesso.

La cessione di calore dal fluido che occorre raffreddare al frigorifero può avvenire se la temperatura del frigorifero è inferiore a quella del fluido stesso. L’equazione alla base del processo di scambio termico nell’evaporatore, è la seguente:

$$Q_E = k \cdot S \cdot \Delta T_m \quad (2)$$

dove:

- Q_E** = calore all’evaporatore (W);
- k** = coefficiente di scambio termico totale (compresa la resistenza del film d’acqua in prossimità del tubo, del metallo, e del film di frigorifero), W/m²k;
- S** = superficie di scambio termico totale, m²;
- ΔT_m** = differenza di temperatura media logaritmica tra i due fluidi °C.

Questa equazione dimostra che per un dato valore di calore scambiato, se aumenta la superficie **S**, diminuisce la differenza di temperatura **ΔT_m**. Inoltre, per un dato sistema frigorifero, al ridursi del carico termico e perciò del flusso termico **Q_E**, essendo modesta o nulla la variazione di **k**, si produce una riduzione del **ΔT_m**. Questo è importante nell’analisi delle prestazioni a carico parziale, come si vedrà.

Nell’esame del ciclo frigorifero si assume usualmente che la fase di espansione si svolga a pressione costante. Nel diagramma in Fig. 9.6, è rappresentata dal tratto H_C - H_B. In realtà vi è una differenza di pressione tra ingresso e uscita dall’evaporatore che può essere rappresentata dal valore ΔP.

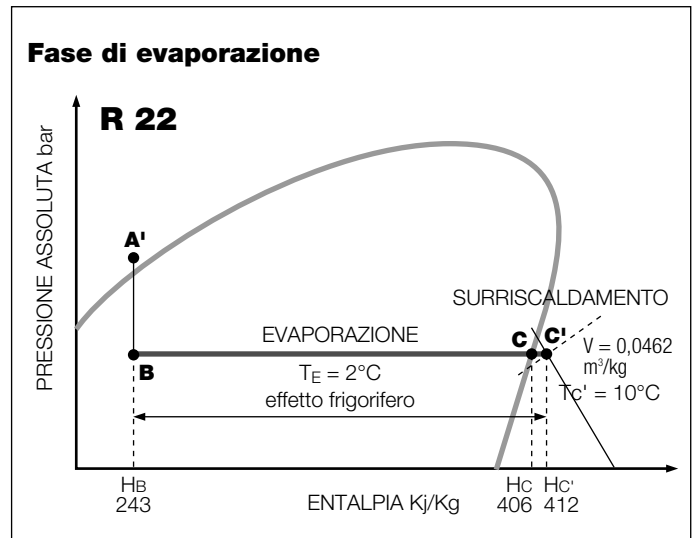


Fig. 9.6

Con il ridursi della pressione tra ingresso e uscita dell’evaporatore si determina una corrispondente diminuzione della temperatura di saturazione.

L’effetto frigorifero

E’ dato dalla differenza di entalpia tra il punto di uscita del frigorifero dall’evaporatore e il punto in cui entra. Per ottenere il massimo effetto frigorifero (e aumentare così la potenzialità del sistema) si deve effettuare la totale evaporazione del frigorifero prima che questi lasci l’evaporatore. Negli evaporatori del tipo a espansione diretta (controllati da capillari o valvola di espansione termostatica) si fornisce al frigorifero un quantitativo addizionale di calore, in modo che lasci l’evaporatore sotto forma di vapore surriscaldato. (Tale accorgimento ha anche un scopo precauzionale: quello di assicurare la completa evaporazione di tutte le goccioline di liquido affinché al compressore pervenga solo gas). Per ottenere il surriscaldamento del vapore occorre in pratica aumentare la superficie di scambio termico dell’evaporatore. Va tenuto presente che il coefficiente di scambio del vapore surriscaldato è inferiore a quello del vapore saturo e, quindi, per ottenere risultati apprezzabili occorre aumentare sensibilmente la superficie di scambio.

Nel diagramma pressione-entalpia in Fig. 9.6, si determina per il ciclo in esame, l’effetto frigorifero. Il calcolo è fatto dapprima nell’ipotesi che il frigorifero lasci l’evaporatore in condizioni di vapor saturo e, successivamente, prevedendo un certo surriscaldamento intorno ad 8 °C.

Vapore saturo, senza surriscaldamento
 Effetto frigorifero = H_C - H_B;
 effetto frigorifero = 406 - 243 = 163 Kj/Kg.

Vapore surriscaldato
 Effetto frigorifero = H_{C'} - H_B
 effetto frigorifero = 412 - 243 = 169 Kj/Kg.
 L’aumento percentuale, in questa seconda situazione, è del 3,6 %.

Fase di compressione (Fig. 9.7)

Il vapore saturo, o surriscaldato, che lascia l'evaporatore viene aspirato dal compressore nel quale è sottoposto ad un aumento di temperatura e di pressione.

Il compressore è azionato da energia meccanica fornita dall'esterno il cui equivalente termico si somma al calore assorbito dal refrigerante nell'evaporatore. L'equivalente termico del lavoro meccanico viene comunemente detto "calore di compressione". Quindi il refrigerante lascia il compressore con un contenuto entalpico maggiore, e ad una pressione, e temperatura più elevate di quelle che aveva all'ingresso.

Il calore di compressione varia di poco per i diversi fluidi refrigeranti. Varia invece notevolmente in funzione dei differenti livelli di pressione e temperatura tra i quali il ciclo può svolgersi.

Sul diagramma pressione-entalpia la fase di compressione si fa coincidere abitualmente con una isoentropica.

Questo sarebbe vero se si disponesse di un compressore perfetto. In realtà la fase di compressione è sempre più inclinata rispetto alla isoentropica quanto "meno perfetto" risulta il compressore.

Sul diagramma pressione-entalpia si determina facilmente l'equivalente termico del lavoro di compressione, come pure la temperatura teorica di scarico del gas refrigerante.

L'equivalente termico del lavoro di compressione si determina come differenza del contenuto entalpico del refrigerante tra l'uscita e l'ingresso al compressore.

Nella Fig. 9.7, è rappresentato dal tratto H_bH_{c1} , pari a:

Calore di compressione = (439 - 412) = 27 Kj/Kg

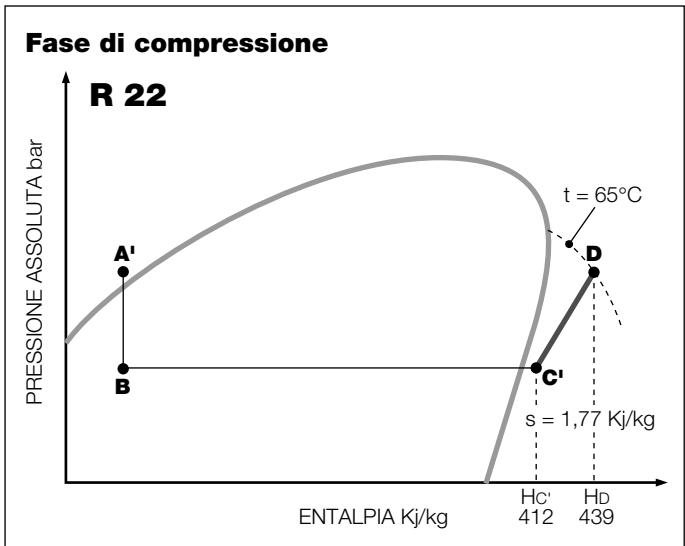


Fig. 9.7

La temperatura teorica del gas di mandata si legge direttamente sul diagramma e risulta pari a 65 °C.

La portata di fluido refrigerante che deve circolare entro il circuito per produrre una voluta potenzialità frigorifera può determinarsi in via di principio con la relazione seguente:

$$M = \frac{\text{Potenzialità frigorifera richiesta (kcal/h)}}{\text{Effetto frigorifero (Kcal/Kg)}} ; \text{dove:}$$

(1Kj = 0,2389 kcal.)

M = portata di fluido refrigerante (Kg/h)

La **portata teorica** di un compressore può determinarsi agevolmente una volta calcolata la portata di fluido refrigerante, secondo la relazione:

$$C = M \times \text{vol. specifico refrigerante (m}^3/\text{Kg)}$$

dove:

C = portata teorica del compressore (m³/h);

M = portata fluido refrigerante (Kg/h).

La portata teorica del compressore non ha un diretto impiego pratico.

Essa serve per confrontare tra loro refrigeranti diversi, allo scopo di determinare orientativamente la necessaria grandezza del compressore, o, all'opposto, per valutare le prestazioni ottenibili da un dato compressore, fatto funzionare con fluidi diversi. La portata teorica del compressore non tiene conto di rendimenti volumetrici e altri fenomeni che intervengono nella pratica.

La **potenzialità frigorifera teorica** del compressore può determinarsi con la relazione:

$$P = (C/V) \times e$$

dove:

P = potenzialità frigorifera teorica (Kcal/h);

C = portata teorica del compressore (m³/h);

V = volume specifico del refrigerante (m³/Kg);

e = effetto frigorifero (Kcal/Kg).

Fase di condensazione (Fig. 9.8)

Con questo termine si raggruppano tre fasi distinte a cui viene assoggettato il fluido refrigerante:

- desurriscaldamento del gas
- condensazione
- sottoraffreddamento del liquido saturo.

Tutte e tre le fasi si svolgono entro il condensatore che risulta variamente configurato per renderle possibili.

Sono di seguito analizzate, singolarmente, con riferimento alla Fig. 9.8.

Desurriscaldamento del gas: Il gas surriscaldato passa dal compressore entro il condensatore dove viene a contatto con un fluido a temperatura inferiore (aria esterna o acqua di pozzo o di torre di raffreddamento). Per effetto del raffreddamento il gas refrigerante riduce la propria temperatura fino a raggiungere quella di saturazione. In questa fase non si ha cambiamento di stato, viene solo rimosso calore sensibile.

Nella Fig. 9.8, il tratto **DE** rappresenta la fase di desurriscaldamento.

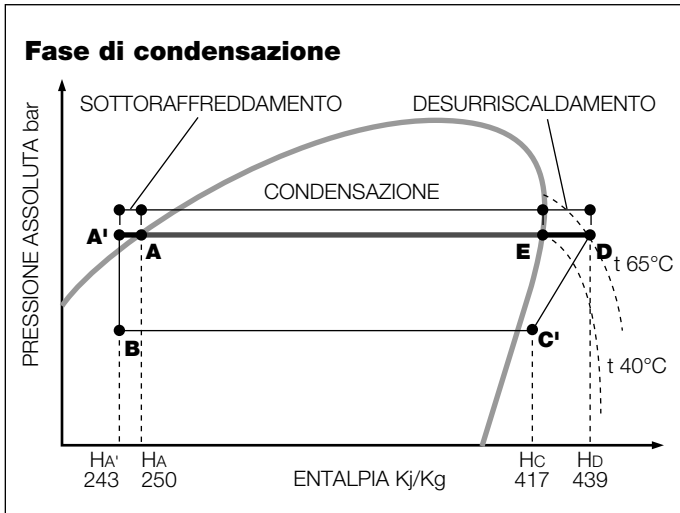


Fig. 9.8

Il calore di desurriscaldamento per Kg è dato da:

$$Q_{DES} = H_D - H_E = 439 - 417 = 22 \text{ Kj/Kg.}$$

Condensazione: Una volta raggiunta la temperatura di saturazione, essa si mantiene costante durante tutta la fase di cambiamento di stato del vapore in liquido, fino a raggiungere la condizione di liquido saturo.

Anche questa fase è resa possibile per effetto del raffreddamento dovuto all'aria, o all'acqua utilizzata. Nella figura essa è rappresentata dal tratto **EA**. In questa fase viene smaltito solo calore latente.

Il calore di condensazione (senza desurriscaldamento e senza sottoraffreddamento) è dato da:

$$Q_{COND} = H_E - H_A = 417 - 250 = 167 \text{ Kj/Kg.}$$

Sottoraffreddamento: Il frigorifero allo stato di liquido saturo subisce un ulteriore raffreddamento che ha l'effetto di ridurre la temperatura, portandolo in condizione di liquido sottoraffreddato, al di fuori della campana, nella zona a sinistra del diagramma. (Tratto **AA'**). Non vi è dunque alcun cambiamento di stato ma solo una riduzione di temperatura, come può essere rilevato nella Fig. 9.8. Viene rimosso perciò solo calore sensibile. Nelle applicazioni di condizionamento, in genere, il sottoraffreddamento conferito al liquido è compreso tra 3-6 °C.

A titolo indicativo per ciascun °C di sottoraffreddamento la capacità del sistema frigorifero aumenta di circa lo 0,9%, a parità di potenza assorbita.

Il sottoraffreddamento, per essere realizzato, richiede un aumento della superficie di scambio termico del condensatore, ed una configurazione particolare, come ad esempio quella adottata nei chiller Climaveneta di Fig. 9.4b.

Il **calore totale da smaltire** al condensatore ($Q_{TOT.COND.}$) è costituito dunque dalla somma del calore

dovuto al desurriscaldamento, condensazione e sottoraffreddamento.

Nella Fig. 9.8, esso è rappresentato dal tratto $H_D H_{A1}$, come differenza tra il contenuto entalpico del frigorifero tra l'ingresso e l'uscita dal condensatore. Il suo valore è di:

$$Q_{TOT.COND.} = 439 - 243 = 196 \text{ Kj/Kg.}$$

Questo dato corrisponde al calore asportato dal frigorifero entro l'evaporatore, più il calore di compressione.

$$\begin{aligned} Q_{EVAP} &= 169 \text{ Kj/Kg.} \\ P_{COMP.} &= 27 \text{ Kj/Kg.} \\ Q_{TOT.COND.} &= Q_{EVAP} + P_{COMP.} \\ Q_{TOT.COND.} &= 169 + 27 = 196 \text{ Kj/Kg.} \end{aligned}$$

Si assume per semplicità che l'intera fase si svolga a pressione costante. Ciò in realtà non è vero poiché esiste una differenza di pressione tra il lato di ingresso e di uscita dal condensatore.

Ciclo frigorifero reale

Diversi fattori intervengono nella realtà a influenzare il ciclo frigorifero teorico. Sul diagramma pressione-entalpia il ciclo subisce delle modifiche ed una sua rappresentazione reale è riportata in Fig. 9.9.

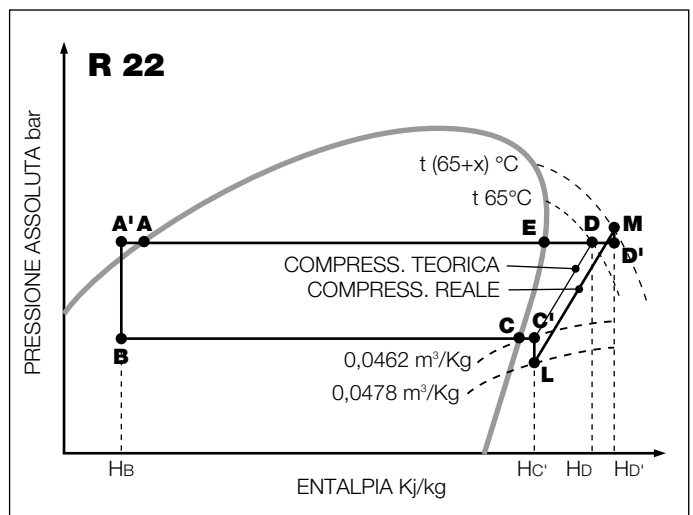


Fig. 9.9

I principali fattori che intervengono a modificare il ciclo sono analizzati di seguito.

Perdite di carico nella linea di aspirazione

Il tratto di tubo che collega l'uscita dell'evaporatore al lato di aspirazione del compressore determina necessariamente una certa perdita di carico per il gas aspirato. Tale perdi-

ta può essere molto limitata, e trascurabile, nelle macchine autonome o frigorifere assemblate in fabbrica, ma può divenire apprezzabile negli impianti a due sezioni, con elevato sviluppo dei tubi di collegamento del circuito frigorifero.

L'entità della perdita di carico nella linea di aspirazione è rappresentata sul diagramma dal tratto **C'L**. Essa determina la pressione effettiva alla quale il compressore dovrà aspirare il refrigerante allo stato di vapore. Non solo, ma aumenta il volume specifico del refrigerante stesso e influenza la capacità frigorifera del compressore.

Per questa ragione le linee di aspirazione sono dimensionate in modo da mantenere la perdita di carico entro limiti ragionevoli.

Nella pratica si fa in modo che la perdita di carico corrisponda a una diminuzione della temperatura di aspirazione saturata non superiore a 0,5-1 °C. A quest'ultimo valore corrisponde una diminuzione della capacità frigorifera del sistema intorno al 4%, alle condizioni tipiche della climatizzazione.

Sul diagramma si è ipotizzata una perdita di carico di 0,2 bar che corrisponde ad 1 °C. Il volume specifico del refrigerante allo stato di vapore aumenta da 0,0462 m³/kg a 0,0478 m³/kg.

E, l'aumento del volume specifico, come si è visto, diminuisce la capacità frigorifera del compressore, diminuendo la massa di refrigerante compressa.

Comportamento reale del compressore

La **temperatura effettiva** di scarico del gas dal compressore differisce da quella corrispondente alla compressione isoentropica, per le inefficienze inevitabili nel funzionamento del compressore stesso. In pratica, la temperatura effettiva di scarico del gas determina lo scostamento della curva di compressione reale rispetto alla compressione isoentropica adiabatica.

L'equazione che permette di determinarne il valore è la seguente:

$$T_m = T_a \cdot \left(\frac{P_m}{P_a}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

dove:

T_m = temperatura di mandata del gas dal compressore, assoluta °K

T_a = temperatura di aspirazione del gas al compressore, assoluta °K;

P_m/P_a = rapporto di compressione (**P_m** = pressione di mandata assoluta; **P_a** = pressione di aspirazione, assoluta);

n = esponente di compressione.

Il valore di **n** è ottenuto sperimentalmente da prove sul compressore.

A titolo indicativo, in Tab 9.1, sono riportati dei valori di **n** pubblicati da un costruttore di compressori.

Tab. 9.1 - Esempio di esponente di compressione n per R22 per una serie di compressori

Rapporto di compressione	2	3	4	5	6
n =	1,325	1,258	1,240	1,234	1,232

La temperatura effettiva di scarico del compressore è necessaria dunque per definire il punto di arrivo della fase di compressione, anche se è nota la pressione di condensazione.

Inoltre, la conoscenza della temperatura effettiva di scarico consente di verificare che non vengano superati i limiti oltre i quali vi è il rischio di carbonizzazione dell'olio, deformazione delle valvole, ecc.

Tale rischio sussiste particolarmente per i sistemi frigoriferi che lavorano con elevati rapporti di compressione, come avviene negli impianti a basse temperature.

Perdite di carico nella linea di mandata

Il tubo di collegamento tra la mandata del compressore e l'ingresso del condensatore introduce, a propria volta, una certa perdita di carico. Anche qui si cerca di limitare l'entità a un valore di 1 °C. Le perdite di carico nella linea di mandata sono peraltro meno importanti, ai fini delle prestazioni del sistema frigorifero, di quelle nella linea di aspirazione.

Sul diagramma, nella figura, la perdita di carico nella linea di mandata è rappresentata dal tratto **MD**.

È evidente che il compressore, per vincere la somma delle perdite di carico nella linea di aspirazione e di mandata dovrà compere un lavoro maggiore, con conseguente più elevata richiesta di energia dall'esterno rispetto a una condizione ideale.

Valutazione dell'efficienza del ciclo frigorifero

È evidente l'importanza di valutare con precisione l'efficienza del ciclo frigorifero.

Si definisce:

• **E.E.R.** (Energy Efficiency Ratio = rendimento di trasformazione dell'energia).

Il rapporto tra il calore sottratto all'evaporazione e la potenza elettrica assorbita dal compressore:

$$E.E.R. = \frac{Q_{EVAP.}}{P_{COMP.}} = \frac{Kw}{Kw} = n$$

Nel caso di pompa di calore, dove lo scopo del ciclo è quello di fornire riscaldamento, si definisce:

- **C.O.P.** (Coefficient of Performance - coefficiente di prestazione) il rapporto tra il calore al condensatore e la potenza assorbita:

$$COP = Q_{COND} / P_{COMP.} = \frac{Kw}{Kw} = \eta$$

Varianti al circuito frigorifero fondamentale

Il circuito frigorifero fondamentale, rappresentato nella Fig. 9.4b. può subire in pratica modifiche di carattere diverso per rispondere ad esigenze specifiche.

Sistemi di by-pass

I sistemi di by-pass sono spesso impiegati con funzioni differenti.

Una schematizzazione delle possibilità e applicazioni più comuni è la seguente:

1. by-pass del gas caldo (hot gas by-pass)

- per mantenere la pressione di aspirazione al di sopra di un valore minimo ai bassi carichi termici;
- per mantenere la pressione di condensazione al di sopra di un valore minimo alle temperature esterne ridotte (macchine raffreddate ad aria);

2. by-pass del gas freddo

- per mantenere la pressione di aspirazione al di sopra di un valore minimo ai bassi carichi termici.

By-pass del gas caldo per mantenere la pressione di aspirazione al di sopra del valore minimo consentito.

Al ridursi della potenzialità frigorifera richiesta al sistema di refrigerazione la pressione, e quindi la temperatura di evaporazione tende a diminuire, a causa del ridotto volume di gas frigorifero prodotto nell'evaporatore. L'intervento dei dispositivi di protezione (pressostato di bassa pressione) potrebbe determinare arresti e avviamenti troppo frequenti, e pericolosi, del compressore. Per evitare tale rischio si può adeguare l'erogazione di potenza alla domanda.

Questo si effettua con dispositivi di parzializzazione del compressore, o con altri sistemi. Se, nonostante questi interventi, la domanda dovesse risultare ancora troppo ridotta si può procedere in due modi:

- arrestare il compressore per reinserirlo alla successiva crescita della domanda. In diverse situazioni l'arresto del compressore non risulta accettabile. Esso può comportare la perdita di controllo dell'umidità relativa ambiente e, in impianti di processo, intollerabili variazioni della temperatura dei fluidi trattati.
- bypassare del gas ad alta pressione, dalla mandata del compressore verso il lato a bassa pressione del circuito, al fine di mantenere a un valore corretto la pressione di aspirazione. Il by-pass del gas caldo assicura il funzionamento continuativo del sistema di refrigerazione e offre quindi un preciso controllo delle variabili dell'impianto. Consente di mantenere il flusso di frigorifero nel quantitativo necessario per il raffreddamento del motore del compressore ermetico o semiermetico. Il by-pass del gas caldo può realizzarsi in due soluzioni diverse, a seconda del punto in cui lo stesso gas caldo

viene reintrodotta nel circuito frigorifero.

a. by-pass tra la linea di mandata e l'ingresso dell'evaporatore, a valle della valvola di espansione termostatica, prima dell'eventuale distributore vedi Fig. 9.10a

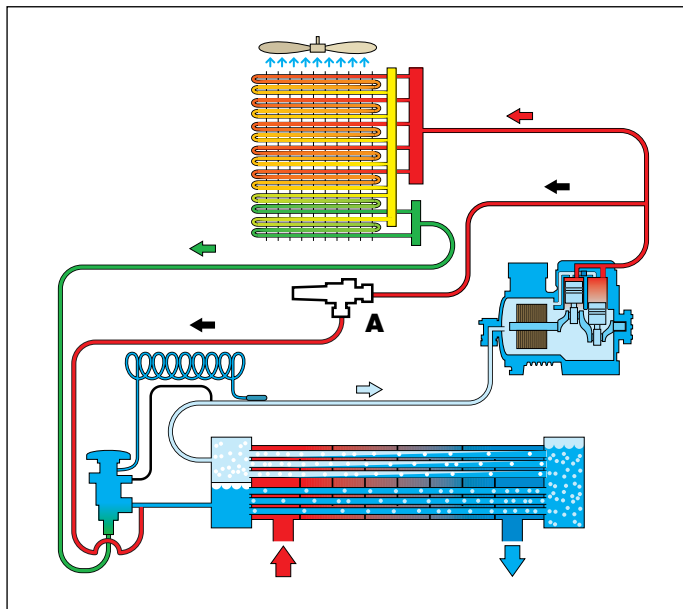


Fig. 9.10a

Questo sistema impone un carico fittizio sull'evaporatore, provocando l'apertura della valvola di espansione termostatica, per effetto dell'aumento del surriscaldamento che si produce all'uscita dell'evaporatore stesso. Viene così assicurata la corretta velocità del gas entro l'evaporatore e il ritorno dell'olio al compressore.

Con riferimento sempre al circuito in Fig. 9.10a, quando la pressione di aspirazione scende al valore di taratura, la valvola A inizia ad aprire producendo il by-pass del gas caldo. Con il risalire della pressione di aspirazione al limite superiore del valore di taratura, la valvola chiude.

Sul diagramma pressione-entalpia (Fig. 9.10b) il processo è rappresentato dal tratto **NO**. Si rileva l'innalzamento che si produce nella pressione di evaporazione

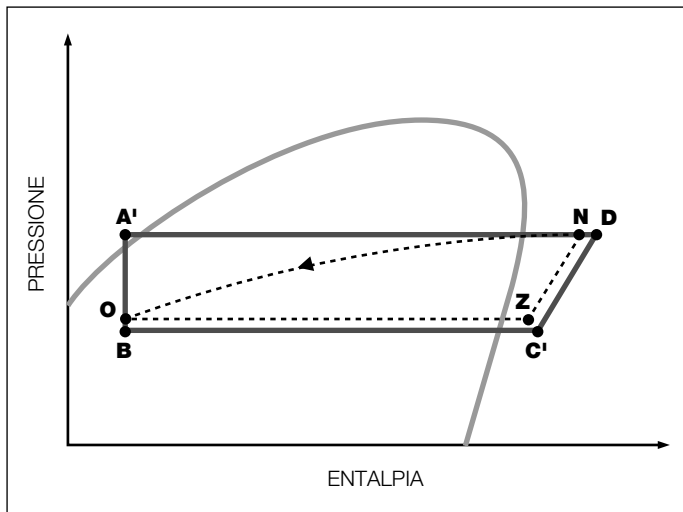


Fig. 9.10b

b. by-pass tra la linea di mandata e l'uscita dell'evaporatore vedi Fig. 9.11a.

Questo sistema generalmente si applica quando si vogliono limitare le perdite di pressione all'interno dell'evaporatore.

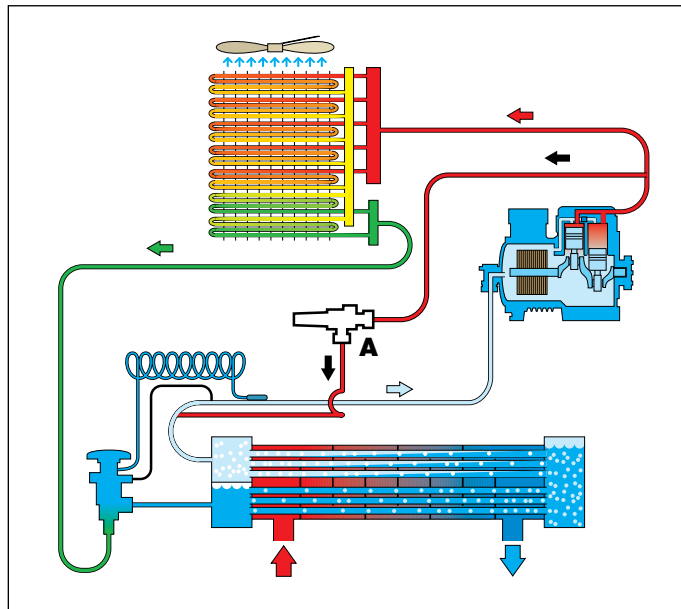


Fig. 9.11a

Si realizza, in pratica, come nel caso precedente. Sul diagramma pressione-entalpia in Fig. 9.11b, il processo è rappresentato dal tratto **NO**.

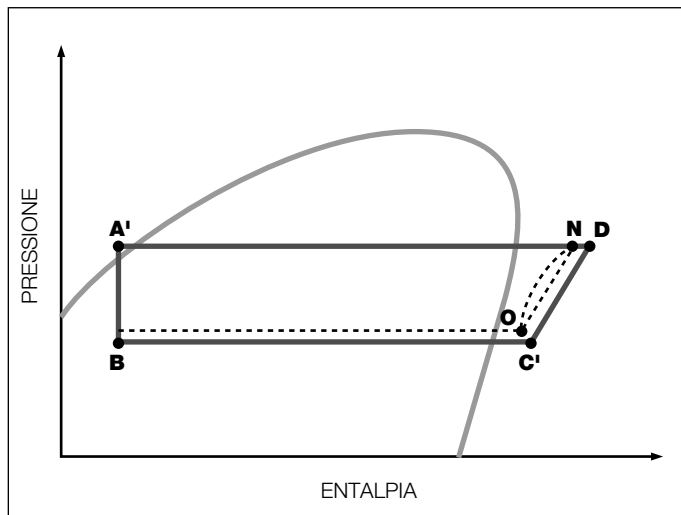


Fig. 9.11b

By-pass del gas freddo per mantenere costante la pressione di aspirazione

Rappresenta una variante dei sistemi precedenti e prevede l'adduzione di limitati quantitativi di gas freddo (dal ricevitore) all'uscita dell'evaporatore. Vedi Fig. 12.

A causa della ridotta pressione, il liquido evapora istantaneamente e riporta la pressione di aspirazione al valore corretto. La sua realizzazione è analoga nel principio a quella descritta per i casi precedenti.

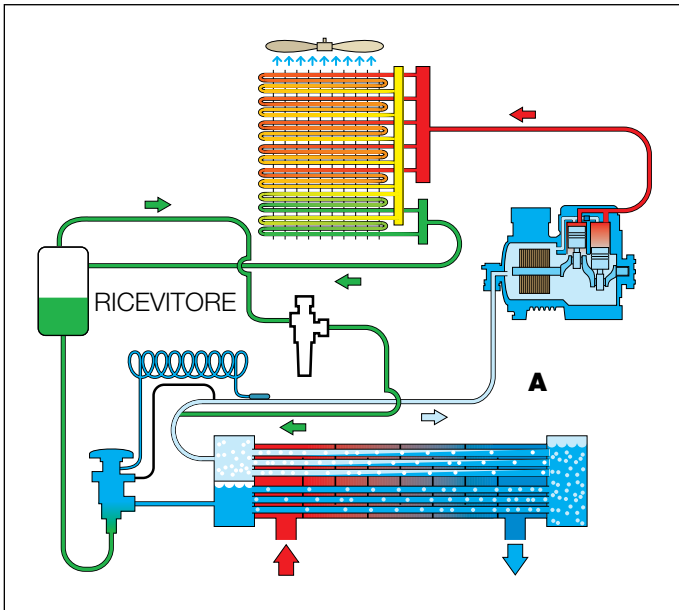


Fig. 9.12

Esso può coesistere con i sistemi precedenti. Tutti i sistemi di by-pass per il controllo della pressione di aspirazione non costituiscono dei reali metodi di regolazione della capacità frigorifera, bensì un mezzo per mantenere a un valore costante la pressione di aspirazione. Devono di norma venire impiegati in unione a sistemi di controllo sulle centrali di trattamento d'aria. Inoltre può essere richiesto l'impiego di sistemi di controllo della pressione di condensazione, data la minor portata di gas circolata. In generale, l'applicazione di questi sistemi può essere consigliabile sulle macchine monocompressore. Non lo è sulle unità con compressori multipli.

Il consumo energetico è piuttosto elevato dovendo mantenere in moto il compressore in modo continuo.

By-pass del gas caldo per il controllo della pressione di condensazione

Nelle macchine con condensatori raffreddati ad aria, il ridursi della temperatura esterna comporta una diminuzione intollerabile della pressione di condensazione. Infatti, se tale pressione scende al di sotto di un valore minimo, non è assicurato il necessario flusso di refrigerante all'evaporatore e si produce quindi una riduzione di potenzialità. Negli impianti di tipo "split system", con linee molto lunghe, esiste il rischio di cambiamento di stato, del refrigerante, con formazione di gas per effetto della caduta di pressione.

Per prevenire tali anomalie, si effettua un parziale allagamento della batteria del condensatore riducendone la superficie effettiva di scambio termico, in modo da mantenere la pressione di condensazione al valore previsto. A questo scopo si applica una forma di by-pass del gas caldo, come indicato in Fig. 9.13.

Sull'uscita del condensatore è posta una valvola limitatrice (A) tarata per mantenere la pressione di condensazione ad un certo valore.

Tra la mandata del compressore e l'ingresso del ricevitore è effettuato il by-pass con interposta una valvola di non ritorno (B). Quando la pressione entro il condensatore

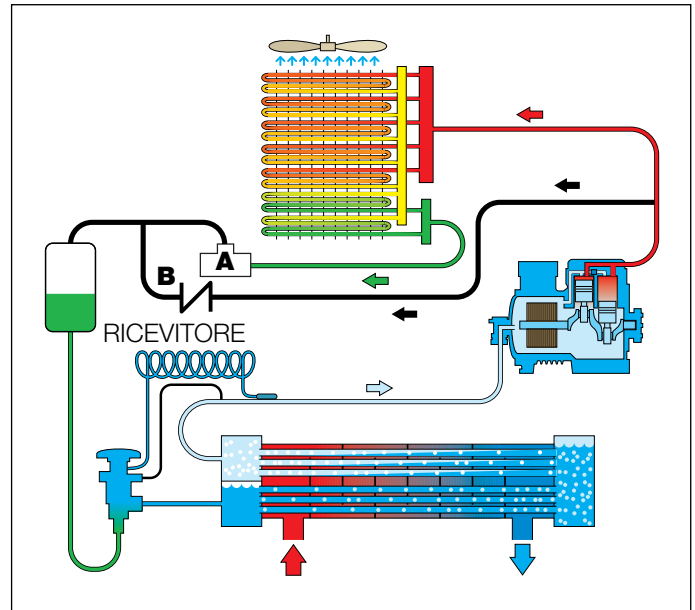


Fig. 9.13

scende al di sotto del valore di taratura della valvola A, questa inizia a chiudere producendo un graduale allagamento dei tubi del condensatore. Al tempo stesso si produce la riduzione della pressione nel ricevitore, a un valore inferiore a quello di taratura della valvola B sul by-pass. Pertanto, il gas caldo del compressore accede direttamente entro il ricevitore, ristabilendone la pressione.

Quando, per effetto dell'allagamento del condensatore, la pressione, al suo interno, si ristabilisce, la valvola A apre e la B chiude, ristabilendo le condizioni iniziali di svolgimento del ciclo.

Compressori multipli in parallelo su un medesimo circuito frigorifero

È questa una soluzione oggi ampiamente applicata che presenta una serie di vantaggi. Nello schema in Fig. 9.14 è riportato un tipico circuito frigorifero nel quale sono inseriti due compressori in parallelo. Essi hanno in comune il condensatore e l'evaporatore tra i quali mantengono la circolazione del fluido frigorifero. Se i compressori sono di ugual grandezza ciascuno mantiene in circolazione la metà della portata di refrigerante. Quando la domanda di potenzialità si riduce del 50%, uno dei due compressori viene arrestato e, per conseguenza, si dimezza la portata di refrigerante in circolo.

Questa portata dimezzata di refrigerante continua, tuttavia, ad usufruire dell'intera superficie di scambio termico del condensatore ed evaporatore.

In pratica è come se per fornire la potenzialità richiesta le superfici degli scambiatori di calore fossero aumentate del 200%, rispetto ai valori di progetto.

Tale situazione è molto positiva, infatti, come si è visto nella precedente equazione (2), un aumento delle superfici di scambio termico produce una diminuzione della differenza di temperatura tra i fluidi.

In pratica, a parità di altre condizioni si produce una riduzione della temperatura di condensazione di 3-5 °C e un aumento della temperatura di evaporazione di 1,5-3 °C. Il

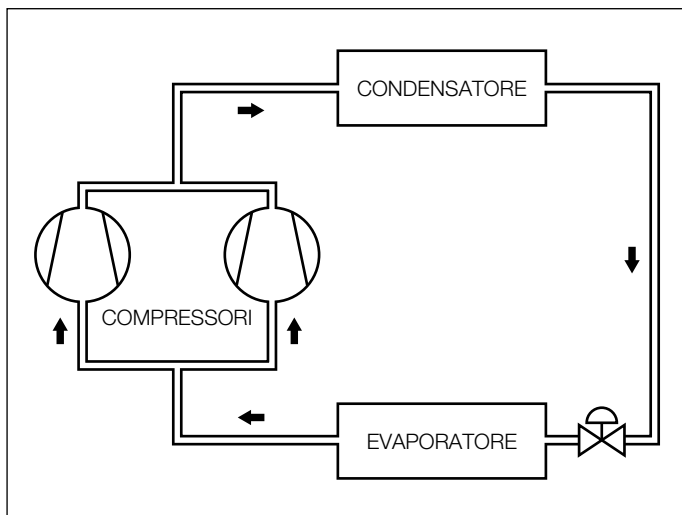


Fig. 9.14

risultato è un maggior effetto utile del ciclo, con E.E.R. più elevato. Infatti ogni °C di riduzione della temperatura di condensazione produce un aumento della capacità del sistema intorno al 2% e, ogni °C di aumento della temperatura di evaporazione produce un aumento di capacità del 5%; entrambi a parità di potenza assorbita.

Sul diagramma pressione-entalpia in Fig. 9.15 sono riportati i due cicli di funzionamento.

Il ciclo all'esterno è per entrambi i compressori in funzione, quelli all'interno per il funzionamento di uno solo di essi.

Si rileva come migliori l'effetto frigorifero (per il diminuire del volume specifico del gas aspirato) e diminuisca l'equivalente termico del lavoro di compressione. Aumenta perciò l'effetto utile, o E.E.R. del ciclo.

La soluzione con due o più compressori in parallelo, su un medesimo circuito, offre un comportamento particolarmente favorevole ai carichi termici parziali che, com'è noto si presenta

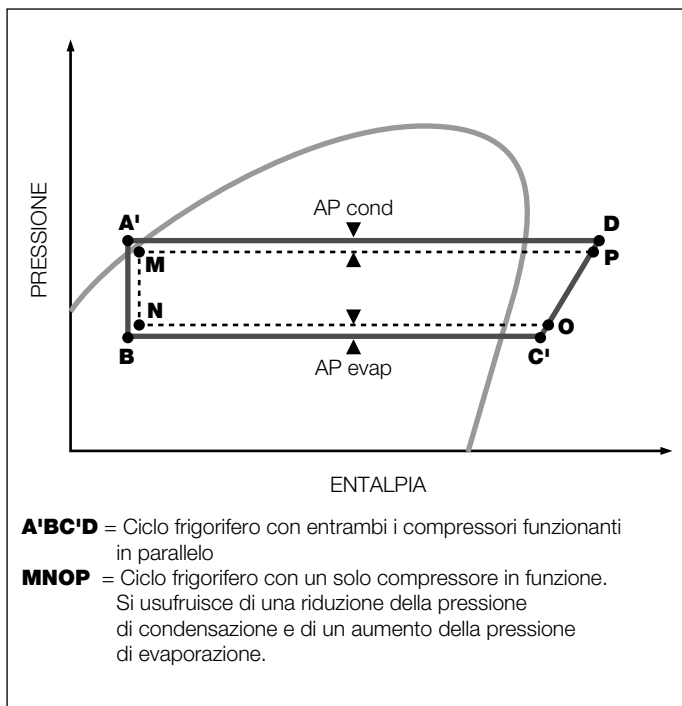


Fig. 9.15

con maggiore frequenza negli impianti di climatizzazione. Essa offre sostanziali risparmi di energia, rispetto ad altre soluzioni, e trova oggi ampio consenso.

Anomalie nel funzionamento del ciclo frigorifero

Si è considerato finora un funzionamento del circuito frigorifero privo di anomalie. nella realtà spesso intervengono una serie di cause che, in misura maggiore o minore, ne alterano o modificano lo svolgimento. Senza affrontare gli aspetti di natura meccanica od elettrica delle anomalie possibili, si intende solo dimostrare la loro influenza sullo svolgimento del ciclo.

Vengono esaminati di seguito:

1. effetti dovuti a insufficiente carica di refrigerante;
2. effetti dovuti ad aria nel circuito;
3. effetti dovuti a pressione di condensazione eccessiva;
4. effetti dovuti a perdite di carico eccessive nella linea di aspirazione.

Effetti dovuti a insufficiente carica di refrigerante

In queste condizioni il refrigerante nel compressore non riesce a passare completamente allo stato liquido, prima di accedere nella valvola di regolazione. Si riduce perciò l'effetto frigorifero netto ottenibile, come può vedersi sul diagramma pressione-entalpia in Fig. 9.16.

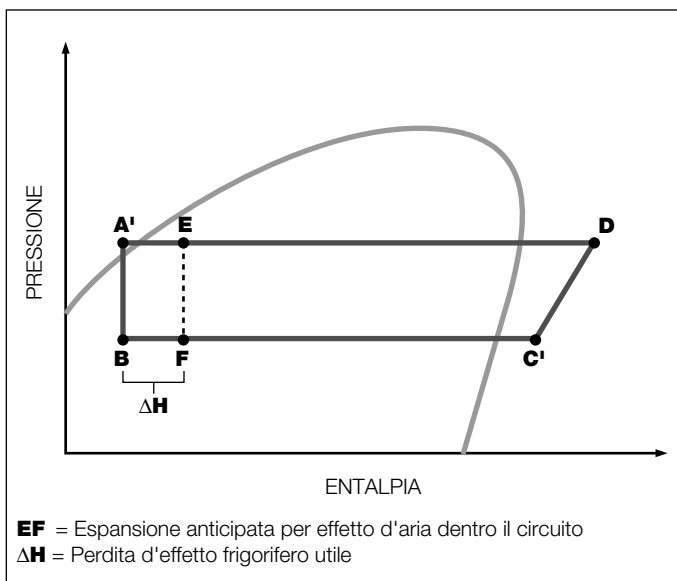


Fig. 9.16

Inoltre, poiché del vapore riesce a passare attraverso la valvola, questa perde, in certa misura, la capacità di controllo.

Il quantitativo di refrigerante che deve passare attraverso un orifizio è molto inferiore se all'ingresso si trova allo stato gassoso anziché liquido.

Avviene di conseguenza che la quantità di refrigerante nell'evaporatore possa risultare insufficiente, determinando una riduzione eccessiva della pressione di evaporazione.

Infine, il passaggio di vapore ad alta velocità attraverso la valvola provoca un'usura accelerata della stessa.

Effetti dovuti ad aria nel circuito

L'aria che entra nel sistema tende a portarsi verso il punto a pressione più elevata, il condensatore. Qui produce un aumento della pressione totale. In presenza di aria il frigorifero condensa comunque alla pressione di progetto ma, ad essa si somma la pressione dell'aria. Vedi Fig. 9.17.

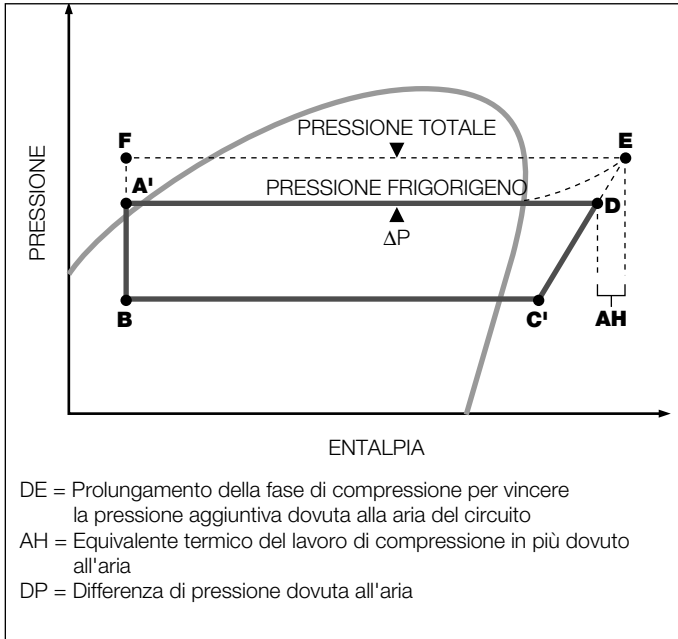


Fig. 9.17

Pertanto, il compressore è forzato ad esercitare una pressione di mandata superiore a quella di progetto, per spingere il gas entro il condensatore. Ciò aumenta, ovviamente, il lavoro di compressione e la richiesta di energia dall'esterno. Viene ad aumentare altresì la temperatura di fine compressione del gas con i potenziali problemi già accennati.

Effetti dovuti a pressione di condensazione eccessiva

Un aumento della pressione di condensazione può determinarsi per cause svariate. (Nelle macchine ad aria: ostruzioni della batteria del condensatore; ricircoli d'aria; passaggio di fumi o scarichi d'aria calda attraverso la batteria; guasto di ventilatori; aumento eccessivo della temperatura esterna, ecc. Nelle macchine ad acqua: insufficiente portata d'acqua attraverso il condensatore; incrostazioni interne; funzionamento della torre di raffreddamento in condizioni improprie; ecc. Per entrambi i tipi: errato e insufficiente dimensionamento del condensatore).

L'aumento della temperatura di condensazione produce una riduzione dell'effetto frigorifero e un aumento del lavoro di compressione con richiesta maggiore di energia dall'esterno. Vedi Fig. 9.18.

Inoltre si ha una crescita della temperatura di fine compressione del gas. L'effetto utile del ciclo diminuisce in modo drastico in queste condizioni.

Effetti dovuti a perdite di carico eccessive nella linea di aspirazione

Eccessive perdite di carico possono imputarsi a errata pro-

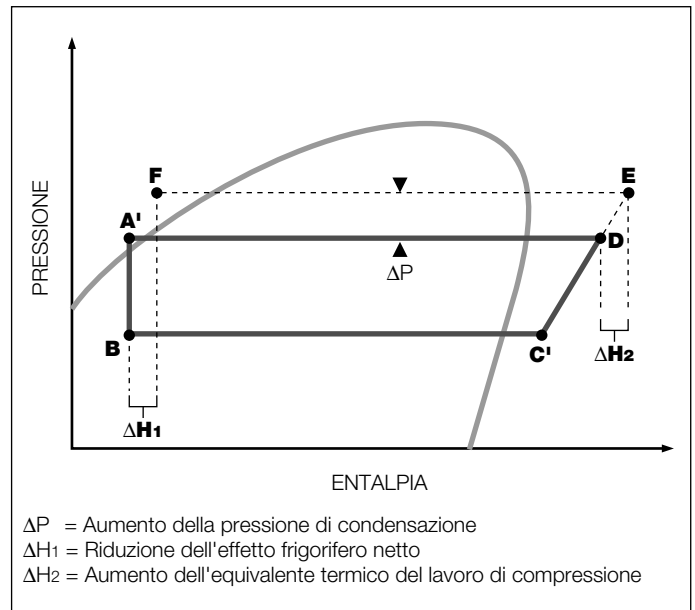


Fig. 9.18

gettazione o a fatti accidentali (deformazione del tubo di aspirazione, intasamento del filtro meccanico sul gas frigorifero, ecc.). Esse producono una riduzione della pressione di aspirazione. Vedi Fig. 9.19

In conseguenza il compressore aspirerà un quantitativo di frigorifero, in peso, inferiore a quello di progetto perché con volume specifico più elevato e, quindi, manterrà in circolo una portata oraria (ponderale) più ridotta.

La potenzialità frigorifera del sistema verrà quindi a decrescere. (Questo non appare nel diagramma poiché il ciclo è comunque riferito a un kg di frigorifero).

Aggrava la situazione il fatto che per l'accresciuto volume specifico, il gas, subisce un più spiccato aumento di temperatura durante la fase di compressione e lascia il compressore a valori che possono risultare pericolosi.

Un rischio ulteriore si verifica nei compressori semiermetici

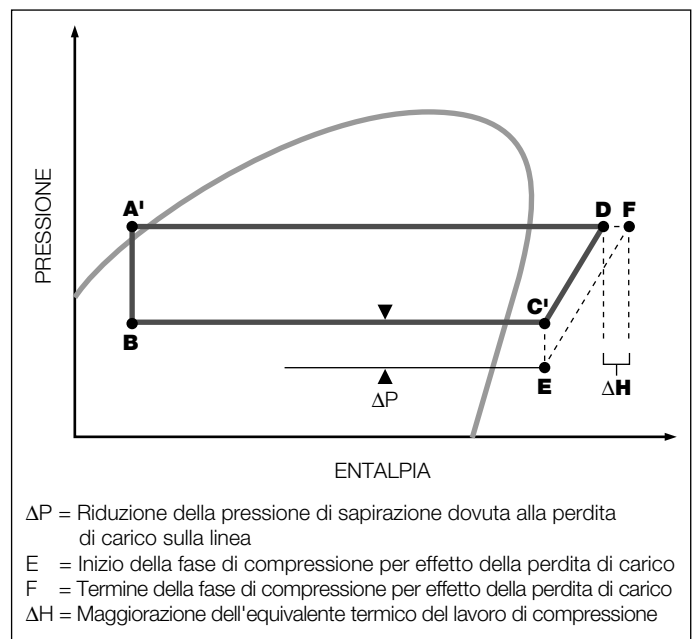


Fig. 9.19

(o ermetici): sempre per l'aumento del proprio volume specifico il refrigerante aspirato non risulta più in grado di raffreddare adeguatamente il motore, che può quindi subire la bruciatura degli avvolgimenti.

Ciclo frigorifero con miscele non azeotropiche

La rappresentazione del ciclo frigorifero in un diagramma pressione-entalpia relativo ad un refrigerante non azeotropico è identica a quella appena vista per un fluido ad un solo componente come l'R22.

Occorre però fare attenzione alla lettura di alcune grandezze per tenere conto del fenomeno "Glide", caratteristico di queste miscele: la temperatura durante la fase di evaporazione e di condensazione non rimane costante, ma va aumentando durante l'evaporazione e diminuendo durante la condensazione.

Ipotizzando che il ciclo frigorifero lavori alle stesse pressioni di evaporazione e di condensazione dell'esempio riportato nelle pagine precedenti relativo ad R22, pur impiegando R407c:

Pressione di condensazione = 15,3 bar a
 Pressione di evaporazione = 53 bar a

Aiutandoci con il diagramma pressione entalpia dell'R407 ed la tabella pressione-temperatura inseriti nel capitolo 8, i punti più significativi del ciclo assumono le seguenti grandezze: (vedi anche Fig. 9.20)

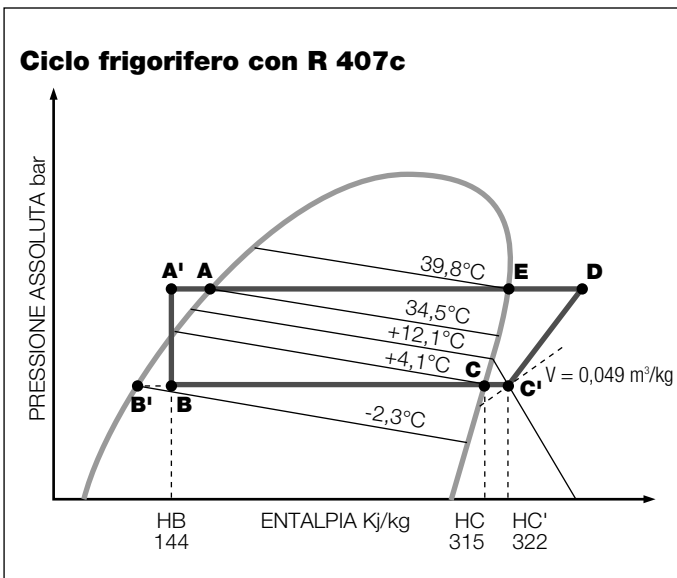


Fig. 9.20

- **A** $P_{COND} = 15,3$
 $t_{liquido} = 34,5^{\circ}C$
- **A1** Sottoraffreddamento = $6^{\circ}C$
 $t_{liquido\ sottoraffreddato} = 34,5 - 6 = 28,5^{\circ}C$
 $HA' = 144\text{ Kj/Kg}$
- **B** $HB = HA' = 144\text{ Kj/Kg}$
- **B'** $t_{liquido\ B'} = -2,3^{\circ}C$
- **C** $t_{vapore} = +4,1^{\circ}C$

- **C'** $t_{vapore\ surriscaldato} = 4,1 + 8 = 12,1^{\circ}C$
 $HC' = 322\text{ Kj/Kg}$
 $VC' = 0,049\text{ m}^3/\text{Kg}$

Effetto frigorifero con vapore surriscaldato

$$HC' - HB = 322 - 144 = 178\text{ Kj/Kg.}$$

Effetto frigorifero per ogni metro cubo aspirato dal compressore

$$\frac{178}{0,049} = \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} \cdot \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 3633 \frac{\text{Kj}}{\text{m}^3} \quad (\text{R407c})$$

L'effetto frigorifero per ogni metro cubo aspirato dal compressore nell'esempio con R22 era pari a:

$$\frac{169}{0,0462} = 3658 \frac{\text{Kj}}{\text{m}^3} \quad (\text{R22})$$

Dal confronto tra questi 2 valori teorici con R407c ed R22 risulta che a parità di pressione di evaporazione e di pressione di condensazione l'effetto frigorifero per unità di volume aspirato è molto simile tra i due diversi refrigeranti.

Quando però si confronta il ciclo frigorifero reale occorre considerare anche il diverso comportamento degli scambiatori di calore con i due diversi fluidi in considerazione anche del "Glide" e dell'influenza dei diversi oli utilizzati (minerale per R22, estere con R407c).

Appendice - definizioni

Pressioni

La pressione viene definita come una forza per unità di superficie ed è espressa nel sistema tecnico in chilogrammi per centimetro quadrato (kg/cm²).

Pressione è la forza esercitata da un liquido sulle pareti del recipiente che lo contiene (ad esempio). pressione è pure la forza esercitata da un gas sulle pareti di un cilindro. Pressione è anche la forza esercitata dagli strati d'aria sopra di noi sulle superfici che ci circondano: essa è detta pressione atmosferica e, al livello del mare vale 1,033 kg/cm².

La pressione ha un'importanza fondamentale nello svolgimento dei cicli frigoriferi. Il comportamento dei fluidi impiegati nella refrigerazione viene profondamente influenzato dalla pressione e dalla temperatura. La pressione viene misurata mediante il manometro: le sue indicazioni corrispondono ai valori effettivi al di sopra della pressione atmosferica (che è posta uguale a zero). Vengono pertanto detti Bar relativi i valori di pressione indicati dal manometro. Vengono invece detti Bar assoluti i valori di pressione relativi sommati alla pressione atmosferica.

Pertanto i valori Bar assoluti corrispondono a: valori Bar relativi più un bar. Nel sistema tecnico è comune l'impiego del mm o m di colonna d'acqua (m C.A.).

Calore specifico

Il calore specifico di una sostanza rappresenta la quantità di calore necessaria per elevare di 1 °C la temperatura di 1 kg della sostanza medesima. Il calore specifico dell'acqua è di 1 kcal/kg. Invece, per sostanze diverse questo valore cambia anche notevolmente. Ad es. per l'alluminio il calore specifico è di 0,21 kcal/kg, mentre per l'alcool è di 0,60 kcal/kg. Nel S.I. il calore specifico si misura in Joule/kg.

Calore latente di fusione

Il calore latente di fusione di una sostanza rappresenta il quantitativo di calore necessario per provocare il passaggio dallo stato solido allo stato liquido di 1 kg della sostanza medesima, a temperatura costante. Nel caso del ghiaccio d'acqua, ad es., il calore latente di fusione è di 80 kcal/kg. Durante la fusione si ritiene che la temperatura rimanga a 0 °C e la pressione sia quella atmosferica. Nel S.I. il calore latente di fusione si misura in Joule/kg.

Calore latente di vaporizzazione

Il calore latente di vaporizzazione di una sostanza rappresenta il quantitativo di calore da fornire per provocare il passaggio di 1 kg, di una data sostanza, dallo stato liquido allo stato di vapore.

Una sostanza passa dallo stato liquido a quello di vapore assorbendo calore. nella refrigerazione questo calore viene fornito dal fluido da raffreddare (acqua o aria o soluzioni incongelabili).

Il fenomeno del cambiamento di stato rappresenta la chiave di volta dei sistemi di refrigerazione meccanica. Ad es., il calore latente di vaporizzazione dell'R22 è di 53,47 kcal/kg e, dell'R12 è di 38,96 kcal/kg (misurati nel sistema tecnico).

Anche il calore latente di vaporizzazione nel S.I. si misura in Joule/kg.

Entalpia

Costituisce la quantità di calore contenuta in 1 kg di una data sostanza ad una data temperatura. L'entalpia aumenta con l'aumentare della temperatura e diminuisce con il diminuire di questa.

Ad esempio, per l'R22 l'entalpia del liquido a 0 °C e di 100 kcal/kg, mentre quella del vapore a +40 °C è di 152,12 kcal/kg.

Nel S.I. l'entalpia si misura in Joule/kg.

Volume specifico

Il volume specifico di una sostanza costituisce il volume occupato da 1 kg della stessa, a definite condizioni di temperatura e pressione. Ad es., il volume specifico dell'R22 allo stato di vapore, a 0 °C, è di 0,0471 m³/kg; mentre a -18 °C è di 0,0864 m³/kg.

Temperatura di saturazione

Le condizioni di temperatura e pressione alle quali possono esistere simultaneamente liquido e vapore sono dette di saturazione. Un liquido, o vapore, saturo si trova al punto di ebollizione. La temperatura di saturazione aumenta con l'aumentare della pressione e diminuisce con il diminuire di questa.

Vapore surriscaldato

Dopo la trasformazione di un liquido in vapore ogni ulteriore somministrazione di calore produce solo un aumento di temperatura fin tanto che rimane costante la pressione alla quale il vapore è sottoposto. L'aumento di temperatura che si produce corrisponde a calore sensibile.

Il termine di vapore surriscaldato sta ad indicare un gas la cui temperatura è superiore al proprio punto di ebollizione o saturazione.

Liquido sottoraffreddato

Si definisce liquido sottoraffreddato ogni liquido che si trovi a temperatura inferiore a quella di saturazione corrispondente alla medesima pressione a cui è sottoposto.

Nel caso dell'acqua, ad es., a pressione atmosferica, la temperatura di saturazione (o ebollizione) è di 100 °C. Alla stessa pressione, per ogni valore di temperatura inferiore a 100 °C, l'acqua potrebbe essere detta "sottoraffreddata".