**SOLUZIONE SECONDA PROVA - TEMA N°2 - TECNICO DEI SISTEMI ENERGETICI 2015**



 **Svolgimento :**

**PUNTO 1)**



La figura soprastante mostra il circuito frigorifero di una macchina per la climatizzazione; si evidenziano i quattro organi principali :

- 0-1, **IL COMPRESSORE**: trascinato, mediante una frizione, dal motore endotermico, comprime il fluido refrigerante, che si porta ad alta pressione e ad alta temperatura;

- 1-2 **IL CONDENSATORE**: posto subito avanti al radiatore di raffreddamento, è un altro scambiatore di calore che ha il compito di liquefare il gas refrigerante dopo essere stato compresso dal compressore. L' aria che arriva frontalmente alla vettura, infatti, passa attraverso l' alettatura del condensatore sottraendo calore al refrigerante caldo;

- 2-3 **LA VALVOLA DI LAMINAZIONE**: provoca la riduzione repentina della pressione del refrigerante, il quale diventa molto freddo;

- 3-0 **L' EVAPORATORE**: uno scambiatore di calore che, esternamente, viene investito dall' aria spinta da un' elettroventola e diretta all' interno dell' abitacolo. L' aria fornisce calore al refrigerante freddo. Il fluido, che passando attraverso l' alettatura dell' evaporatore, entra in scambio termico con il refrigerante e viene così raffreddato e deumidificato. Abbiamo così realizzato una macchina per il condizionamento.

Per controllare e gestire l' impianto di condizionamento, nel circuito sono inseriti, oltre ai componenti classici visti in precedenza, dei dispotivi di controllo che impediscono il manifestarsi di condizioni critiche per l' impianto.

Il **filtro disidratatore** ha il compito di eliminare ogni minima presenza d' acqua dal gas refrigerante. Il **pressostato** serve a proteggere il sistema di condizionamento nel caso in cui, durante il funzionamento, si generino valori di pressione anomali all' interno del circuito di alta pressione. Più precisamente, interviene quando il valore di pressione del gas è inferiore a circa 3 bar o quando supera i 27 bar. Altro componente importante per la salvaguardia dell' impianto è il **termostato** che controlla la temperatura sull' evaporatore, abilitando o meno il funzionamento del compressore. Il **termostato** e' utilizzato principalmente per evitare la formazione di ghiaccio sull' evaporatore, tale dispositivo viene regolato per interrompere l' alimetazione del compressore quando la temperatura è prossima a 3-4° C per, poi, permettere di nuovo il suo funzionamento quando la temperatura è risalita a 8-10° C .

**PUNTO 2)**



Considerando lo schema rappresentato al punto 1 , l' impianto consta di una macchina motrice, una operatrice e due scambiatori di calore. Il fluido, percorrendo in senso antiorario l' impianto, compie le seguenti trasformazioni :

0 -1', COMPRESSIONE ADIABATICA: eseguita da un compressore ( o macchina operatrice ) che porta il fluido dalla temperatura Te alla temperatura superiore a Tc nello stato fisico 1; il fluido si trova nelle condizioni di vapore saturo, titolo X0 = 1 , dato che è assolutamente da evitare che dentro al compressore vada fluido refrigerante allo stato liquido che, essendo incomprimibile, provocherebbe la rottura degli organi meccanici del compressore; è la fase in cui si spende lavoro meccanico. La compressione segue nel ciclo ideale una curva isoentropica ( curva 0-1 ), visto che nel ciclo ideale si suppone che la compressione avvenga senza dissipazione di energia pregiata. Il compressore comprime il fluido sino alle condizioni 1 ( siamo nel lato di alta pressione del circuito frigorifero ). Si può notare che : il fluido compresso si porta nelle condizioni di vapore surriscaldato, la pressione è aumentata ( effetto diretto della compressione ), la temperatura è aumentata e l' entalpia specifica h del fluido è cresciuta;

1'-1 , ESPANSIONE ADIABATICA: il fluido perde pressione a mano a mano che procede all' interno dei tubi dello scambiatore e, poi, procede a pressione costante di condensazione pari alla pressione alta del ciclo;

1 - 2, CONDENSAZIONE ISOTERMICA: realizzata mediante un condensatore ed è la fase in cui il fluido cede calore Q1 alla fonte calda;

2 - 3, ESPANSIONE ADIABATICA: eseguita da una macchina motrice, nel nostro caso un rubinetto, che porta il fluido allo stato 3 di vapore saturo a temperatura Te < Tc ; è la fase in cui si produce lavoro meccanico;

3 - 0, ESPANSIONE ISOTERMICA: realizzata mediante un evaporatore, il fluido viene vaporizzato fino a condizioni fisiche 0 ed è la fase in cui si assorbe calore Q2 dalla fonte fredda.

Nella fase 2-3, per questioni tecniche di lavoro, si è pensato di sostituire la macchina motrice con un rubinetto, che realizza una trasformazione isoentalpica, cioè a entalpia costante e non più adiabatica. L' isoentalpica è una adiabatica irreversibile con dissipazione in calore dell' energia cinetica durante la fase di espansione con conseguente variazione dell' energia interna del fluido in modo, però, da ritenere costante il contenuto termico complessivo del fluido tra ingresso e uscita dal rubinetto.

**PUNTO 3)**

Ora, analizzeremo le possibili cause del malfunzionamento dell' impianto studiando singolarmente i due casi, nel diagramma entalpico, di quando il fluido frigorigeno evolve tra la pressione massima e minima. Il caso 1 con pressioni di massima e minima in condizioni normali, e il caso 2 con pressioni di massima e minima che creano uno scarso raffreddamento dell' abitacolo.

**diagramma entalpico; caso 1 : il fluido evolve tra le pressioni di 2,5 e 15 bar .**



Riferendoci alla figura del ciclo reale sul piano entalpico, il fluido evolve tra le pressioni di 2,5 e 15 bar, il calore assorbito nell' eveporatore Q2 è espresso in funzione dell' entalpia, ovverosia:

Q2 = h0 - h3 .

Assumendo come fluido frigorigeno l' R134a , stabilito dal testo ministeriale, dove i valori delle entalpie si desumono dalla tabella delle proprietà termodinamiche del gas in questione, e facendo le seguenti considerazioni del caso:

1) h3 e h2 sono uguali poiché la trasformazione è isoentalpica; quindi, trovandosi il punto 2 sulla curva limite inferiore allo stato liquido, dalla tabella delle proprietà termodinamiche, in corrispondenza dei 56° C ( 15 bar ) e interpolando, si legge il valore dell' entalpia relativa;

2) il punto 0 si trova sulla curva limite superiore nelle condizioni di vapore saturo secco; dalla tabella delle proprietà termodinamiche, in corrispondenza dei -4° C ( 2,5 bar ) e interpolando, si legge il valore dell' entalpia relativa;

3) il punto 1 si trova sul campo dell' esistenza del vapore surriscaldato; dalla tabella delle proprietà termodinamiche, in corrispondenza dei 65° C ( 15 bar ) e interpolando, si legge il valore dell' entalpia relativa. Sulla base di quanto esposto, possiamo determinare :

h3 = h2 = 280 KJ/Kg ;

h0 = 390 KJ/Kg ;

h1 = 440 KJ/Kg .

Prima di determinare la potenza frigorifera, ci accingeremo a calcolare la portata massica del fluido operante nel compressore, considereremo, a propria discrezione, una portata reale del compressore volumetrico pari a :

Qv = 3 m³/h .

Il volume specifico del vapore, per il punto 0, desunto dalle proprietà termodinamiche, corrisponde a :

Vv = 0,079 m³/Kg ;

per cui 1 Kg di miscela occupa un volume di 0,079 m³ ; grazie a questo ultimo dato, possiamo ricavare la portata massica definito come rapporto tra la portata volumetrica del compressore e il volume specifico del vapore, ovverosia :

Gm = Qv / Vt = 3 / 0,079 ~ 38 Kg/h .

Adesso, possiamo determinare la potenza frigorifera dell' impianto o calore assorbito, ovvero :

Pimp = ( ho - h3 ) · Gm = ( 390 - 280 ) · 38 = 4180 KJ/h → 1161 W .

**diagramma entalpico; caso 2 : il fluido evolve tra le pressioni di 0,7 e 8,6 bar .**



Riferendoci alla figura del ciclo reale sul piano entalpico, il fluido evolve tra le pressioni di 0,7 e 8,6 bar, e si faranno, come per il caso 1, le medesime considerazioni, ovverosia:

Q2 = h0 - h3 .

1) h3 e h2 sono uguali poiché la trasformazione è isoentalpica; quindi, trovandosi il punto 2 sulla curva limite inferiore allo stato liquido, dalla tabella delle proprietà termodinamiche, in corrispondenza dei 34° C ( 8,6 bar ) e interpolando, si legge il valore dell' entalpia relativa;

2) il punto 0 si trova sulla curva limite superiore nelle condizioni di vapore saturo secco; dalla tabella delle proprietà termodinamiche, in corrispondenza dei -32° C ( 0,7 bar ) e interpolando, si legge il valore dell' entalpia relativa;

3) il punto 1 si trova sul campo dell' esistenza del vapore surriscaldato; dalla tabella delle proprietà termodinamiche, in corrispondenza dei 45° C ( 8,6 bar ) e interpolando, si legge il valore dell' entalpia relativa. Sulla base di quanto esposto, possiamo determinare :

h3 = h2 = 250 KJ/Kg ;

h0 = 375 KJ/Kg ;

h1 = 430 KJ/Kg .

Prima di determinare la potenza frigorifera, ci accingeremo, come per il caso 1, a calcolare la portata massica del fluido operante nel compressore, ricordando che la portata reale del compressore volumetrico corrisponde a :

Qv = 3 m³/h .

Il volume specifico del vapore, per il punto 1, corrisponde a :

Vv = 0,245 m³/Kg ;

per cui 1 Kg di miscela occupa un volume di 0,245 m³ ; grazie a questo ultimo dato, possiamo ricavare la portata massica definito come rapporto tra la portata volumetrica del compressore e il volume specifico del vapore, ovverosia :

Gm = Qv / Vt = 3 / 0,245 ~ 12,5 Kg/h .

Adesso, possiamo determinare la potenza frigorifera dell' impianto o calore assorbito, ovvero :

Pimp = ( ho - h3 ) · Gm = (375 - 250 ) · 12,5 = 1562,5 KJ/h → 434 W .

Come si evince, nel secondo caso, quando il fluido evolve tra le pressioni 0,7 e 8,6 bar, a causa della insufficiente portata massica, la potenza frigorifera ( 437 W ) risulta inferiore rispetto al primo caso ( 1086 W ), quando il fluido evolve tra le pressioni 2,5 e 15 bar . Quindi, in questo ultimo caso, la potenza frigorifera non è sufficiente a raffreddare l' abitacolo, oppure, il tempo necessario per raggiungere nell' abitacolo la temperatura di regime risulta maggiore che nel primo caso ( se nel primo caso ci impiegassimo un' 1 h per raggiungere la temperatura di regime , nel secondo caso ci impiegheremo circa 2,5 h ) . Ciononostante, una prima diagnosi, della corretta funzionalità di un qualsiasi impianto di climatizzazione, deve essere fatta attraverso la corretta lettura e interpretazione delle pressioni. Non esistono valori di pressione standard sempre validi: i valori cambiano in funzione delle condizioni ambientali quali temperatura e grado di umidità . Comunque, tanto per avere un' idea, con una temperatura di 35° C e umidità normale, la bassa pressione dovrebbe essere intorno a 1 - 2 bar e l' alta sui 14 - 16 bar . Il fatto di operare, nel nostro caso 2 , attraverso pressioni nell' ordine di 0,7 - 8,6 bar con raffreddamento scarso o assente, potrebbe dipendere, come è stato dimostrato dai calcoli ai punti precedenti, dalla carica del rifrigerante insufficiente ( bassa portata massica del fluido); ribadendo che :

caso 1 : Gm = 38 Kg/h e potenza frigorifera Pimp = 1161 W ;

caso 2 : Gm = 12,5 Kg/h e potenza frigorifera Pimp = 434 W .

**PUNTO 4)**

L' intervento da eseguire, se c' è un' insufficiente carica del rifrigerante, è di cercare, dapprima, l' eventuale perdita e, poi, ricaricare l' impianto.

**PUNTO 5)**

Nel campo della climatizzazione dell' aria il fluido che è stato sempre usato è l' R22, si tratta di un fluido sintetico ottenuto dalla molecola del metano. La presenza del cloro rende però l' R22 un fluido dannoso per la fascia di ozono stratosferico ed è stato per questo bandito a livello della Comunità Europea: cosicchè i produttori di macchine per il condizionamento hanno riprogettato i climatizzatori per funzionare con i nuovi fluidi refrigeranti ecologici a danno zero per l' ozono : R134a, R407C, R600a ed R410A in testa.

L' **R134a** è un refrigerante puro, quindi senza effetto glide, ha un basso impatto sull' ozono e sull' effetto serra. Le sue prestazioni sono similari a quelle del CFC-12, ed è il fuido frigorigeno che ha sostituito il CFC-12 nella refrigerazione civile. A causa delle sue prestazioni, lo rendono inadatto a sostituire il HCFC-22 nella climatizzazione: si renderebbe necessario riprogettare tutti gli impianti, adottando componenti di maggiore potenzialità. L' **R407C** è una miscela zeotropa composta di R32,R125 E R134a. E' il fluido che, nei prossimi anni, sostituirà l' R22 grazie alla scarsa riprogettazione degli impianti e dei macchinari necessaria per convertire la produzione a questo nuovo gas. Presenta però lo svantaggio di un elevato effetto glide ( 5,4 ° K ) che, unitamente ad una maggiore efficienza, non lo rendono il fluido ideale. L' **R410a** è una miscela composta di R32 e R125 con un comportamento quasi azeotropico e con un' effetto glide quasi trascurabile. Rappresenta un ottimo sostituto dell' R22 negli impianti di climatizzazione grazie alla sua maggiore resa frigorifera ( + 50 - 55 % rispetto al R22 ) dovuta alla maggiore densità e alle maggiori pressioni di lavoro. Queste caratteristiche, se da un lato permettono di utilizzare componenti ( compressori, tubi, ecc...) di minori dimensioni, dall' altro richiedono una completa riprogettazione degli impianti. L' **R600a** è un idrocarburo estremamente stabile e dalle ottime performance come refrigerante. A causa delle sue controindicazioni ( è altamente infiammabile e tossico alle alte concentrazioni ) il suo uso è limitato a piccoli impianti di refrigerazione domestica dove i bassissimi quantitativi utilizzati ( meno del contenuto di un accendino ) non rappresentano un problema.

**Autore: Guarda Luca, progettista meccanico presso SAVIO MACCHINE TESSILI SPA di Pordenone; ( indirizzo mail : l.guarda@libero.it ) .**