SOLUZIONE SECONDA PROVA - TEMA N°2 - TECNICO DEI SISTEMI ENERGETICI 2003

Tema n. 2

Un impianto climatizzatore di un'autovettura utilizza un compressore alternativo assiale a cilindrata fissa, che opera su un fluido frigorigeno, caratterizzato dai seguenti dati:

- n. pistoni: 5;
- diametro alesaggio: d = mm 30;
- corsa: c = mm 20;
- n. giri: n = 600 giri/min;
- rendimento meccanico: $\eta = 0,9$.

Assumendo che la temperatura dell'aria nell'abitacolo debba essere pari a:

$$t_a = 20°C$$

e che il fluido del circuito chiuso operi tra i seguenti valori:

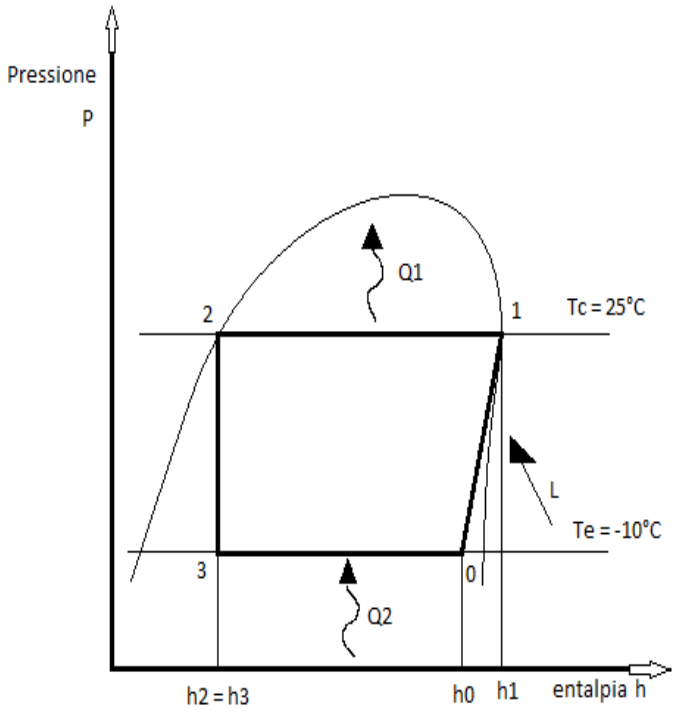
- temperatura di vaporizzazione: $t_v = -10$ °C,
- temperatura di condensazione: $t_c = 25$ °C,

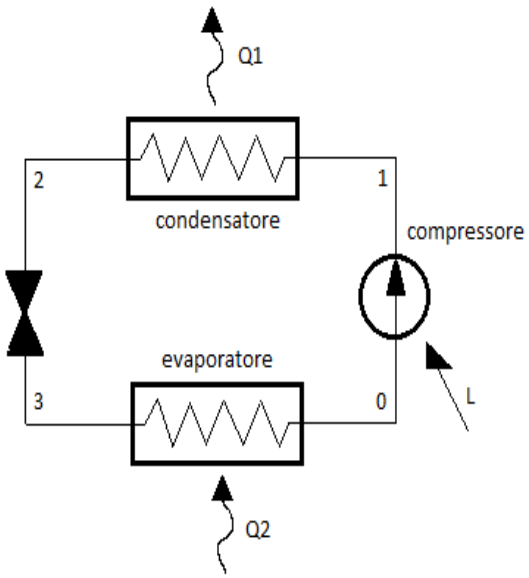
il candidato, dopo aver scelto, opportunamente e con motivati criteri, ogni altro elemento mancante, determini:

1. la potenza del compressore, considerando pari a 10 min il tempo necessario per raggiungere nell'abitacolo la temperatura di regime;
2. la perdita percentuale di potenza del motore dell'autoveicolo, nelle ipotesi che eroghi una potenza di 70 kW e che il rendimento complessivo della trasmissione tra motore e compressore sia pari a 0,83;
3. la potenza frigorifera dell'intero impianto.

Il candidato tracci, inoltre, lo schema a blocchi dell'intero impianto con una sintetica descrizione del suo funzionamento.

Svolgimento :





Riferendoci alla figura del ciclo reale sul piano entalpico, il calore assorbito nell' eveporatore Q2 e il lavoro realizzato nel compressore L sono espressi in funzione dell' entalpia, ovverosia:

Q2 = h0 - h3 ; L = h1 - h0 .

Assumendo come fluido frigorigeno il FREON R12, 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 25° C e interpolando, si legge il valore dell' entalpia relativa;

2) il punto 1 si trova sulla curva limite superiore allo stato di vapore saturo; quindi, dalla tabella delle proprietà termodinamiche, in corrispondenza dei 25° C e interpolando, si legge il valore dell' entalpia relativa;

3) il punto 0 si trova internamente alla campana in condizioni di vapore saturo umido con un determinato titolo, per cui il valore dell' entalpia viene calcolato tenendo conto del calore di vaporizzazione. Sulla base di quanto esposto, si ha, riepilogando :

h3 = h2 = 223,65 KJ/Kg ;

h1 = 361,68 KJ/Kg ;

mentre per ricavare h0, si dovrà usare la seguente relazione :

$h0 = h\ell + (hv - h\ell) \cdot Xo$;

dove hv e hℓ sono rispettivamente l' entalpia del vapore e quella del liquido a -10° C, e Xo è il valore del titolo nel punto 0. Il titolo può essere ricavato, considerando che la trasformazione 0-1 è adiabatica, quindi

a entropia costante nel punto 0 e nel punto 1, e se si desume che anche l' entropia, nel punto 0, si calcola con una relazione analoga a quella dell' entalpia, ovvero:

$So = S\ell + (Sv - S\ell) \cdot Xo$,

e, tuttavia, conoscendo, perchè ricavabili dalla relativa tabella delle proprietà termodinamiche, sia l' entropia Sv che l' entropia $S\ell$ la quale corrisponde a quella del vapore e del liquido a temperatura di - 10 °C, e sapendo, anche, che l' entropia So coincide con S1, la quale corrisponde a quella del vapore a 20 °C, possiamo, in definitiva, invertendo la formula al punto precedente, determinare il titolo Xo, ovvero:

$Xo = (S1 - S\ell) / (Sv - S\ell) = (1,54 - 0,966) / (1,56 - 0,966) = 0,966$.

Rivcavato il titolo Xo, e conoscendo tutte le incognite, sostituiamo i valori trovati nella relazione ai punti precedenti per determinare ho, ovverosia:

$h0 = h\ell + (hv - h\ell) \cdot Xo = 190,82 + (347,13 - 190,82) \cdot 0,966 = 342$ KJ/Kg .

Noti tutti i valori delle entalpie, verifichiamo il grado di efficacia :

$EER = (h0 - h3) - (h1 - h0) = (342 - 223,65) / (361,68 - 342) = 6$.

La portata Qv del compressore si ottiene con la seguente relazione, che corrisponde alla portata teorica :

$Qv = (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot C \cdot N \cdot n$;

C = corsa ;

N = numero di cilindri ;

n = numero di giri ;

ma, prima di procedere , dobbiamo considerare la portata reale del compressore volumetrico e introdurre il coefficiente di riempimento, che riferito all' espansione politropica, si calcola come :

$\Lambda v = 1 - (\beta c^{1/n} - 1) \cdot m$;

dove m è il coefficiente di spazio nocivo, che assumero, non a torto, pari a : 0,08 ;

βc è il rapporto di compressione, definito come rapporto tra la pressione del fluido allo stato 0 e allo stato 1, ovverosia :

$\beta c = P1/P0$;

dalla tabella delle proprietà termodinamiche, in corrispondenza dei valori delle due temperature, si leggono i seguenti valori di pressione :

P1 = 0,65162 MPa ; P0 = 0,21912 MPa ,

sostituendo i valori cercati, avremo :

$\beta c = 0,65162 / 0,21912 \sim 3$.

L' esponente delle politropiche può essere considerato per un vapore poli-atomico pari a n= 1,3 , per cui, conoscendo tutti i termini incogniti, possiamo calcolare il coefficiente di riempimento :

$\lambda v = 1 - (3^{1}/^{1,3} - 1) \cdot 0,08 \sim 0,90$.

In fine, la portata reale del compressore volumetrico corrisponde a :

$Qv = (\pi \cdot d^2 / 4) \cdot C \cdot N \cdot n \cdot \lambda v = (\pi \cdot 0,03^2 / 4) \cdot 0,02 \cdot 5 \cdot 600 \cdot 0,90 = 0,0382\ m^3/min \rightarrow 2,30\ m^3/h$.

La conoscenza del titolo del vapore umido Xo, ci permette di calcolare, seppur approssimativamente, il suo volume specifico; se infatti è Xo il titolo del vapore, ciò significa che 1 Kg di miscela contiene Xo Kg di vapore, il cui volume è :

$Vv = \varrho v \cdot Xo = 76,65 \cdot 0,966 = 74\ dm^3$,

e (1 - Xo) Kg di liquido, il cui volume è invece :

$V\ell = \varrho\ell \cdot (1 - Xo) = 0,7 \cdot (1 - 0,966) = 0,0238\ dm^3$.

Il volume della miscela totale è la somma dei volumi dei fluidi componenti, ovvero :

$Vt = Vv + V\ell = (74 + 0,0238) \sim 74\ dm^3$;

per cui 1 Kg di miscela occupa un volume di 74 dm^3 ; grazie a questo ultimo dato, possiamo ricavare la portata massica definito come rapporto tra la portata volumetrica del compressore e il volume della miscela totale, ovverosia :

$Gm = Qv / Vt = 2,30 / 0,074 \sim 31\ Kg/h$.

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

$Pimp = (ho - h3) \cdot Gm = (342 - 223,65) \cdot 31 = 3669\ KJ/h \rightarrow 1019\ W$.

La potenza meccanica Pm spesa o lavoro fornito nell' unità di tempo corrisponde a :

$Pm = (h1 - h0) \cdot Gm = (361,68 - 342) \cdot 31 = 610\ KJ/h \rightarrow 169\ W$.

Il lavoro effettivo speso dal compressore, considerando pari a 10 minuti il tempo necessario per raggiungere nell' abitacolo la temperatura di regime e considerando il rendimento meccanico della macchina operatrice, citato nel testo ministeriale, corrisponde a :

$Ls = (Pm / 60 \cdot \eta m) \cdot t = (610 / 60 \cdot 0,90) \cdot 10 = 113\ KJ$.

La potenza assorbita dal compressore Pa risulta :

$Pa = Pm / \eta m = 169 / 0,90 = 188\ W$.

Conoscendo il rendimento complessivo della trasmissione tra motore e compressore $\eta t = 0,83$, determiniamo la potenza assorbita all' asse dell' albero motore :

$Pam = Pa / \eta t = 188 / 0,83 = 226,5\ W \rightarrow 0,226\ Kw$.

La perdita percentuale, rapportata alla potenza del motore, corrisponde a :

$P\% = 0,226 \cdot 100 / 70 = 0,32\ \%$.

Considerando lo schema rappresentato all' inizio dello svolgimento del tema , 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 Tc nello stato fisico 1; è la fase in cui si spende lavoro meccanico;

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.

Proprietà termodinamiche del Freon-12 (diclorodifluorometano): liquido saturo – vapore saturo in funzione della temperatura di saturazione.

		Volume massico $[dm^3/kg]$		Entalpia $[kJ/kg]$			Entropia $[kJ/(kgK)]$	
Temp. T [°C]	Pressione assoluta p [MPa]	Liquido saturo v_f	Vapore saturo v_g	Liquido saturo h_f	Vaporizz. h_{fg}	Vapore saturo h_g	Liquido saturo s_f	Vapore saturo s_g
-90	0,00284	0,60779	4415,55	120,665	189,746	310,410	0,64942	1,68534
-85	0,00424	0,61230	3037,32	124,944	187734	312,678	0,67247	1,67017
-80	0,00617	0,61694	2138,35	129,228	185,737	314,965	0,69493	1,65647
-75	0,00879	0,62171	1537,65	133,519	183,748	317,268	0,71685	1,64410
-70	0,01227	0,62662	1127,28	137,821	181,762	319,583	0,73828	1,63293
-65	0,01680	0,63167	841,166	142,135	179,771	321,907	0,75925	1,62284
-60	0,02262	0,63689	637,911	146,463	177,771	324,236	0,77977	1,61373
-55	0,02998	0,64226	491,000	150,808	175,759	326,567	0,79990	1,60552
-50	0,03915	0,64782	383,105	155,169	173,728	328,897	0,81964	1,59810
-45	0,05044	0,65355	302,683	159,549	171,674	331,226	0,83901	1,59142
-40	0,06417	0,65949	241,910	163,948	169,593	333,541	0,85805	1,58539
-35	0,08071	0,66563	195,398	168,369	167,480	335,849	0,87676	1,57996
-30	0,10041	0,67200	159,375	172,810	165,333	338,143	0,89516	1,57507
-25	0,12368	0,67860	131,166	177,275	163,147	340,422	0,91327	1,57068
-20	0,15093	0,68547	108,847	181,764	160,918	342,682	0,93110	1,56672
-15	0,18260	0,69261	91,0182	186,279	158,641	344,920	0,94868	1,56317
-10	0,21912	0,70004	76,6464	190,822	156,312	347,134	0,96601	1,55997
-5	0,26096	0,70780	64,9629	195,395	153,926	349,321	0,98311	1,55710
0	0,30861	0,71590	55,3892	200,000	151,477	351,477	1,00000	1,55452
5	0,36255	0,72438	47,4853	204,642	148,959	353,600	1,01670	1,55220
10	0,42330	0,73327	40,9137	209,323	146,363	355,686	1,03322	1,55010
15	0,49137	0,74262	35,4133	214,048	143,683	357,730	1,04958	1,54819
20	0,56729	0,75246	30,7802	218,821	140,907	359,729	1,06581	1,54645
25	0,65162	0,76286	26,8542	223,650	138,026	361,676	1,08193	1,54484
30	0,74490	0,77386	23,5082	228,540	135,026	363,566	1,09795	1,54334
35	0,84772	0,78556	20,6408	233,498	131,894	365,392	1,11391	1,54191
40	0,96065	0,79802	18,1706	238,535	128,611	367,146	1,12984	1,54051
45	1,0843	0,81137	16,0316	243,659	125,158	368,818	1,14575	1,53913
50	1,2193	0,82573	14,1701	248,884	121,512	370,396	1,16170	1,53770
55	1,3663	0,84125	12,5421	254,222	117,644	371,865	1,17772	1,53620
60	1,5259	0,85814	11,1113	259,690	113,519	373,210	1,19384	1,53457
65	1,6988	0,87667	9,84740	265,309	109,097	374,406	1,21013	1,53275
70	1,8858	0,89716	8,72502	271,102	104,325	375,427	1,22665	1,53066
75	2,0875	0,92009	7,72258	277,100	99,134	376,234	1,24347	1,52821
80	2,3046	0,94612	6,82143	283,341	93,436	376,777	1,26069	1,52526
85	2,5380	0,97621	6,00494	289,879	87,106	376,985	1,27845	1,52164
90	2,7885	1,01190	5,25759	296,788	79,960	376,748	1,29691	1,51708
95	3,0569	1,05581	4,56341	304,181	71,706	375,887	1,31637	1,51113
100	3,3441	1,11311	3,90280	312,261	61,809	374,070	1,33732	1,50296
105	3,6509	1,19670	3,24216	321,467	49,048	370,515	1,36089	1,49058
110	4,0180	1,36431	2,46186	333,496	28,445	361,941	1,39138	1,46562

Autore: Guarda Luca.