

CUPRINS

1. GENERALITĂȚI

2. MĂRIMI ȘI UNITĂȚI DE MĂSURĂ UTILIZATE ÎN TEHNICA FRIGULUI

- 2.1. Sisteme de unități de măsură
- 2.2. Echivalențe între unități de măsură din sisteme diferite
- 2.3. Mărimi fizice utilizate în procesele termodinamice

3. NOȚIUNI DE TERMODINAMICĂ

- 3.1. Energia
- 3.2. Lucrul mecanic
- 3.3. Căldura
- 2.4. Entalpia
- 3.5. Principii termodinamice
- 3.5.1. Principiul I al termodinamicii
- 3.5.2. Principiul II al termodinamicii

4. PROCESE TERMODINAMICE UTILIZATE ÎN TEHNICA FRIGULUI

- 4.1. Transformări de stare
- 4.1.1. Transformare izocoră
- 4.1.2. Transformarea izotermă
- 4.1.3. Transformarea adiabatică
- 4.1.4. Transformarea izobară
- 4.1.5. Transformarea politropică
- 4.1.6. Laminarea
- 4.2. Transformări de fază
- 4.2.1. Topirea - solidificarea
- 4.2.2. Vaporizarea - condensarea

5. TRANSMITEREA CĂLDURII

- 5.1. Noțiuni de bază
- 5.2. Transferul de căldură prin conducție
- 5.2.1. Transferul de căldură prin perete plan
- 5.2.2. Transferul de căldură prin perete cilindric
- 5.3. Transferul de căldură prin convecție
- 5.4. Radiație termică
- 5.5. Transferul global de căldură
- 5.5.1. Diferența medie de temperatură

6. METODE PENTRU PRODUCEREA FRIGULUI ARTIFICIAL

- 6.1. Producerea frigului în sisteme termodinamice deschise
- 6.1.1. Acumulatorul de frig
- 6.1.2. Zăpada artificială
- 6.2. Producerea frigului în sisteme termodinamice închise
- 6.2.1. Destinderea adiabatică
- 6.2.2. Destinderea turbionară
- 6.2.3. Producerea a frigului artificial în sisteme termodinamice închise ciclice
- 6.3. Producerea frigului artificial prin efect termoelectric
- 6.4. Agenți frigorifici
- 6.4.1. Impactul agenților frigorifici asupra mediului înconjurător

7. INSTALAȚII FRIGORIFICE CU COMPRESIE MECANICĂ DE VAPORI

- 7.1. Ciclul frigorific teoretic
- 7.2. Ciclul frigorific real
- 7.3. Instalații frigorifice cu o treaptă de comprimare
- 7.3.1. Instalație frigorifică cu o treaptă de comprimare și subrăcitor
- 7.4. Instalații frigorifice cu mai multe trepte de comprimare

- 7.4.1. Instalații frigorifice cu două trepte de comprimare
- 7.4.1.1 Instalație frigorifică cu două trepte de comprimare și o temperatură de vaporizare
- 7.4.1.1 Instalație frigorifică cu două trepte de comprimare și două temperaturi de vaporizare
- 7.4.2. Instalații frigorifice în cascadă

8. INSTALAȚII FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE

- 8.1. Instalație frigorifică cu absorbție și gaz compensator

9. INSTALAȚII FRIGORIFICE CU RĂCIRE TERMoeLECTRICĂ

- 9.1. Instalație frigorifică cu efect Peltier
- 9.2. Elemente de calcul al unei instalații cu răcire termoelectrică

10. ELEMENTE COMPONENTE ALE INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE

- 10.1. Compresoare frigorifice
- 10.1.1. Compresorul cu piston
- 10.1.2. Compresoare elicoidale
- 10.1.3. Compresorul cu spirale (Scroll)
- 10.1.4. Exploatarea compresoarelor frigorifice
- 10.2. Condensatoare frigorifice
- 10.2.1. Condensatoare răcite cu aer
- 10.2.2. Condensatoare răcite cu apă
- 10.3. Vaporizatoare frigorifice
- 10.3.1. Răcitoare de aer
- 10.3.2. Răcitoare pentru lichide
- 10.4. Ventile de laminare
- 10.4.1. Tubul capilar
- 10.4.2. Ventilului de laminare termostatic

11. ELEMENTE AUXILIARE ALE INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE

- 11.1. Separatorul de ulei
- 11.2. Filtre și deshidratoare
- 11.2.1. Filtre
- 11.2.1. Deshidratoare

12. IZOLAREA INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE

- 12.1. Rolul izolațiilor frigorifice și al barierelor de vapori
- 12.2. Materiale izolatoare și bariere de vapori
- 12.3. Elemente de calcul al izolațiilor frigorifice
- 12.4. Montajul izolațiilor frigorifice

13. EXPLOATAREA INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE

- 13.1. Verificarea instalațiilor după montaj și reparații
- 13.2. Pregătirea și încărcarea instalației cu agent frigorific
- 13.3. Pregătirea și încărcarea instalației cu agent intermediar
- 13.4. Punerea în funcțiune și oprirea instalațiilor frigorifice
- 13.4.1. Instalații cu răcire directă cu vaporizatoare alimentate prin autorecirculare
- 13.4.2. Instalații cu răcire directă cu vaporizatoare alimentate prin circulație forțată
- 13.4.3. Instalații cu răcire indirectă
- 13.5. Principii de exploatare a instalațiilor frigorifice
- 13.6. Întreținerea instalațiilor frigorifice în exploatare
- 13.6.1. Întreținerea compresoarelor
- 13.6.2. Întreținerea suprafețelor de schimb de căldură
- 13.6.3. Verificarea etanșeității instalațiilor
- 13.6.4. Evacuarea uleiului din instalație
- 13.6.5. Evacuarea aerului din instalație
- 13.6.6. Verificarea agentului intermediar
- 13.6.7. Verificarea aparatelor de măsură și siguranță
- 13.7. Defecte, cauze și natura lor întâlnite la o instalație frigorifică

14. MĂSURI DE PROTECȚIE ȘI TEHNICA SECURITĂȚII MUNCII

14.1. Măsuri generale de protecția muncii

14.2. Măsuri speciale de protecție

14.3. Manipularea materialelor toxice

BIBLIOGRAFIE

1. GENERALITĂȚI

Procesele frigorifice presupun producerea artificială a frigului, în vederea preluării căldurii de la diverse produse alimentare sau nealimentare, aflate în stare solidă, lichidă sau gazoasă, în scopul micșorării și menținerii temperaturii acestora sub o anumită limită impusă de condițiile specifice de păstrare, procesare, consum sau, depozitare.

Instalațiile frigorifice sunt destinate în general producerii frigului artificial dar, ele pot fi și parte componentă a unor alte instalații cum ar fi cele de climatizare.

Producerea artificială a frigului are drept scop realizarea și menținerea unor temperaturi scăzute mai mici decât temperatura mediului ambiant, în una sau mai multe incinte. Frigul artificial astfel produs, poate fi utilizat în vederea păstrării, conservării, procesării produselor alimentare. Frigul artificial mai are drept scop îmbunătățirea calităților organoleptice ale produselor alimentare, cum ar fi: fructe, băuturi răcoritoare, băuturi alcoolice diferite preparate etc. Frigul artificial poate fi utilizat și pentru răcirea unor produse nealimentare sau a componentelor unor instalații tehnologice.

Necesitatea producerii frigului artificial este legată încă din cele mai vechi timpuri și de dorința realizării unor condiții cât mai bune de confort.

Un factor esențial, care a determinat utilizarea frigului în alimentație, a fost avantajele pe care le prezintă produsele alimentare conservate pe această cale comparative cu alte metode.

Observațiile făcute de om privind efectul frigului asupra alimentelor datează din cele mai vechi timpuri. De foarte multă vreme, el a folosit gheața și zăpada precum și frigul natural specific anotimpului rece, în scopul păstrării alimentelor. Cei mai vechi dar și cei mai cunoscuți agenți frigorifici sunt gheața, apa și aerul. Din acest punct de vedere, se poate afirma că aplicațiile frigului, ca metodă de conservare, datează din cele mai vechi timpuri. La început, scopul principal privind utilizarea frigului, a fost conservarea hranei. În acest sens, stau mărturie multiple dovezi.

Frescele egiptene (anul 2500 î.Hr.) arată sclavi care cu ajutorul unor evantaie uriașe, agitau aerul de deasupra unor vase pline cu apă. Acesta se răcea, ca urmare a vaporizării apei. Metoda este de actualitate, fiind utilizată în zilele noastre. În curentul de aer generat cu ajutorul unor ventilatoare, se pulverizează apă.

Chinezii au fost primii care au constatat că gheața, mărește durata de păstrare a alimentelor și îmbunătățește gustul băuturilor. Încă din secolul XI î.Hr., decupau calupuri de gheață din lacurile sau albiile râurilor înghețate și le depozitau în beciuri, peșteri, hrube sau în zone umbroase cu expoziție nordică, unde le acopereau cu resturi vegetale uscate. Ei le utilizau ulterior, pentru răcirea unor alimente sau băuturi. Această metodă se mai utilizează și astăzi în unele zone rurale.

Indienii, foloseau vase poroase din lut ars pentru filtrarea și răcirea apei (vezi ulciorul sau vasele pentru filtrarea și răcirea apei de la Muzeul de Arheologie din Histria).

Romanii, în timpul Împăratului Nero, aduceau gheață din Alpi, în vederea răcirii băuturilor sau a alimentelor.

Eschimoșii, oamenii zonelor frigului veșnic, au scos la iveală animale conservate în integritatea lor anatomică.

Astfel, a fost confirmată eficacitatea frigului în privința conservării prin frig a produselor alimentare, ceea ce a dat frâu liber imaginației oamenilor.

Începuturile moderne ale producerii frigului artificial pot fi fixate în anul 1748 când, *William Cullen* profesor la Universitatea din Glasgow - Scoția, efectuează prima demonstrație privind producerea frigului artificial, evaporând eter într-un vid parțial.

Fizicienii francezi *Luis Clauet* și *Gaspard Monge*, în anul 1780 lichefiază dioxidul de sulf (SO₂) și studiază producerea frigului artificial prin vaporizarea acestuia.

De asemenea se cunoșteau diverse amestecuri pentru producerea frigului, cum ar fi amestecul de salpetru cu apă. În secolul XVIII, erau cunoscute aproximativ 15 amestecuri care aveau ca efect, scăderea temperaturii. Unele din acestea, cum ar fi amestecul de clorură de calciu și zăpadă, făcea posibilă scădere a temperaturii până la $-32,8^{\circ}\text{C}$. Fabricarea înghețatei cu ajutorul unui amestec de gheață și sare este de mult cunoscută.

Oliver Evans din Philadelphia – Pennsylvania în anul 1805 propune un sistem de răcire cu circuitul închis, prin compresiune.

În anul 1823, *Michael Faraday* publică prima lucrare științifică cu privire la lichefierea unor gaze (SO_2 , H_2S , CO_2 , NO_2 , NH_3 , HCl , C_2H_2 , C_2H_4 etc.).

În anul 1844, *John Gorrie* din Florida, a realizat prima mașină frigorifică cu compresie mecanică ce funcționa după un ciclu *Carnot* inversat, folosind ca agent frigorific, aerul. El descrie într-o lucrare nouă lui mașina pentru gheață și aer rece necesare spitalului său. Ulterior, a obținut un patent, invenția lui devenind primă mașină pentru răcire și aer condiționat construită în lume.

Ferdinand Carré, unul dintre cele mai mari nume din istoria frigului artificial, construiește în anul 1850 o mașină pentru produs gheața artificială. În anul 1860 pune bazele primei instalații frigorifice cu absorbție-desorbție, folosind apa ca mediu absorbant și amoniacul ca mediu absorbit;

În anul 1862, *William Thompson* și *Jean Pierre Joule* constată că laminarea este un proces endoterm și poate contribui la obținerea unor temperaturi scăzute.

În anul 1880, în SUA au fost date în folosință primele compresoare cu amoniac și s-au realizat instalații frigorifice izolate.

A două jumătate a secolului XIX cunoaște un avânt în domeniul marilor aplicații ale frigului artificial. Un moment important îl reprezintă instalarea agregatelor frigorifice pe nave și transportul surplusului de carne din Austria și Argentina spre Europa. Tot în această perioadă se extinde aplicarea frigului și la alte produse alimentare (lapte, ouă, fructe, legume etc.).

În anul 1895, *Carl von Linde* (Germania) reușește prima dată să lichefizeze aerul.

O altă etapă însemnată a constituit-o descoperirea procedurii de congelare a produselor perisabile în anul 1929, de către *Clarence Birdseye* (SUA).

În anul 1930, *Midgley*, *Henne* și *Mac Nery* (SUA) utilizează pentru prima dată freonii ca agenți frigorifici

După cel de-al II-lea război mondial începe producerea compresoarelor capsulate. Industria produselor conservate prin frig se extinde, apărând utilaje și procedee noi, precum și procedee combinate.

În anul 1958, se perfecționează și începe utilizarea instalațiilor frigorifice de putere mică, ce funcționează pe baza efectului *Peltier*.

La începutul acestui secol, se cunoșteau termenii referitori la bacterii, fermentație, mușcăi, enzime etc. S-a descoperit că înmulțirea microorganismelor este dependentă de temperatură și că ea scade pe măsură ce scade temperatura.

Ca o consecință a acestei observații, a început să se utilizeze refrigerarea pentru conservarea alimentelor, iar prima dată în acest scop a fost utilizată gheața naturală.

USDA (Departamentul pentru agricultură al SUA) recomandă păstrarea alimentelor reci la temperaturi de sub 4°C , iar a celor calde, la temperaturi de peste 54°C . Zona dintre cele două limite este considerată ca periculoasă, deoarece bacteriile își dublează numărul la fiecare 20...30 min. De aceea, alimentele nu pot fi păstrate un timp cumulativ mai mare 2...3 ore în acest interval de timp.

Astfel, înmulțirea devine foarte lentă la temperaturi mai mici de $+10^{\circ}\text{C}$, dar crește exponențial la temperaturi de peste 15°C , așa cum este prezentat în figura 1.

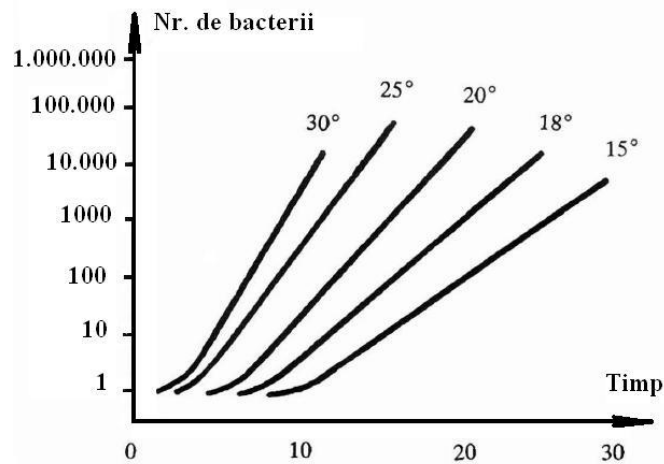


Fig. 1.1. *Dependența creșterii numărului de bacterii în funcție temperatură*

Tehnica frigului și tehnologiile de producere și utilizare ale acestuia în diverse domenii ale activității umane, au suferit dezvoltări și perfecționare continuă.

Viața modernă nu mai poate fi concepută fără existența frigiderului casnic și a unei rețele de instalații frigorifice industriale și comerciale. Acestea pot deservi părți componente ale unor linii tehnologice sau pot echipa mijloacele de transport specializate. De asemenea, dorința pentru un confort mai bun, a impus utilizarea frigului artificial în instalațiile de climatizare.

Astăzi există nenumărate aplicații ale instalațiilor frigorifice, cum ar fi:

- conservarea alimentelor;
- refrigerarea industrială;
- producția de gheață;
- instalații de aer condiționat;
- instalații de uscare;
- instalații de liofilizare;
- instalații de purificare a apei;
- containere frigorifice;
- lichefierea gazelor;
- pompe de căldură.

De fapt, este dificil să ne imaginăm viața fără instalații de răcire sau congelare, impactul acestora asupra existenței noastre fiind mult mai mare decât ne imaginăm.

2. MĂRIMI ȘI UNITĂȚI DE MĂSURĂ UTILIZATE ÎN TEHNICA FRIGULUI

2.1. Sisteme de unități de măsură

Ca și pentru orice fenomen de natură tehnică, procesele care stau la baza producerii temperaturilor scăzute necesită stabilirea unor mărimi care caracterizează fenomenul din punct de vedere fizic. Pentru evaluarea cantitativă a unei mărimi fizice, aceasta trebuie comparată prin măsurare cu o altă mărime fizică, de aceeași natură, stabilită în mod convențional drept unitate de măsură.

Astfel, dintr-un grup de unități de măsură a mărimilor fizice, poate constitui un sistem de unități de măsură. În cadrul unui sistem de unități de măsură, vor exista unități de măsură fundamentale și unități de măsură derivate, corespunzătoare mărimilor fizice fundamentale, respectiv mărimilor fizice derivate.

În cadrul unui sistem de unități de măsură, mărimile fizice fundamentale sunt mărimi independente, adică sunt definite în mod direct, fără ajutorul altor mărimi. Mărimile fizice derivate, sunt definite prin intermediul mărimilor fizice fundamentale.

Datorită multitudinii mărimilor fizice, au rezultat mai multe sisteme de unități de măsură.

Sistemul MKS, care se utilizează în mecanică, are ca unități fundamentale:

- conservarea alimentelor;
- lungime, L - metrul (m);
- masă, m – kilogramul (kg);
- timp, τ - secunda (s).

Sistemul MKfS, care se utilizează în mecanică și termodinamică, numit și sistemul tehnic, are ca unități fundamentale:

- lungime, L - metrul (m);
- masă, m - kilogramul (kg);
- timp, τ - secunda (s);
- temperatură, t – gradul Celsius ($^{\circ}C$)

Sistemul internațional de unități de măsură, denumit S.I., a fost adoptat în anul 1960 la cea de a XI-a Conferință Generală de Măsuri și Greutăți de la Paris. Acest sistem cuprinde șapte unități fundamentale și două suplimentare, precum și 83 unități derivate, prezentate în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1.

Unități de măsură fundamentale și suplimentare din S.I.

Nr. crt.	Denumirea mărimii fizice	Notăție	Unitate de măsură	Simbol	Definiția
A. Unități fundamentale					
1	Lungime	L	metru	m	Lungimea egală cu 1.650.763,73 lungimi de undă în vid al radiației care corespunde tranziției între nivelurile de energie $2p_{10}$ și $5d_5$, ale atomului de Kripton 86.
2	Masă	M	kilogram	kg	Masa egală cu masa prototipului internațional al kilogramului
3	Timp	τ	secunda	(s)	Durata egală cu 9.192.631.770 perioade ale radiației corespunzătoare tranziției între două niveluri de energie hiperfine ale stării fundamentale ale izotopului Cesium 133.

4	Intensitatea curentului electric	I	amper	A	Intensitatea unui curent electric constant, care străbătând doi conductori rectilinii și paraleli, cu secțiunea circulară neglijabilă, situați în vid, la distanța de 1 metru unul de altul, produce între aceștia o forță de $2 \cdot 10^{-7}$ newtoni.
5	Temperatură termodinamică	T	Kelvin	K	Fracțiunea de $1/273,15$ din temperatura termodinamică a punctului triplu al apei.
6	Intensitate luminoasă	I	Candela	cd	Intensitatea luminoasă, într-o direcție dată, a unei surse care emite o radiație monocromatică cu frecvența de $54 \cdot 10^{13}$ Hz și a cărei intensitate energetică este de $1/683$ wați / steradian.
7	Cantitate de substanță	n	Mol	mol	Cantitatea de substanță a unui sistem care conține atâtea entități elementare câți atomi există în 0,012 kilograme de C12.
B. Unități suplimentare					
8	Unghi plan	α, β, γ	radian	rad	Unghiul plan cuprins între două raze, care subîntinde pe circumferința unui cerc un arc al cărui lungime este egală cu raza.
9	Unghi solid	ω, Ω	steradian	st	Unghiul solid care, având vârful în centrul unei sfere, delimitează pe suprafața acesteia o suprafață egală cu aria unui pătrat ce are latura egală cu raza sferei

2.2. Echivalențe între unități de măsură

Deși *S.I.* a fost adoptat, în prezent, fiecare producător de echipamente și instalații frigorifice și nu numai, își rezervă dreptul de a adopta un anumit sistem de unități de măsură, pe care-l consideră mai ușor de înțeles și utilizat. Astfel, spre exemplu firma Danfoss, utilizează sistemul *M.K.f.S.*, menționând în paranteză și unitățile de măsură în *S.I.* Aceasta deoarece, este mult mai ușor de a aprecia presiunea în *kgf/cm²* (at), sau *bar (daN/cm²)*, decât în Pa, ținând cont de faptul că $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$. De aceea, pe majoritatea aparatelor de măsură, presiune este inscripționată și în bar. În tabelul 2.2, sunt prezentate câteva echivalențe dintre mărimile și unitățile de măsură din sisteme diferite

Tabelul 2.2.

Echivalențe dintre unități de măsură din sisteme diferite

Nr. crt.	Mărimea fizică	Notăția	Unitatea de măsură		Relația de echivalență
			În S.I	În alt sistem	
1	Lungime	L	m	ft (foot)	1 ft = 0,3048 m
				in (inch)	1 inch = 0,0254 m
				mile	1 mile = 160,34 m
2	Masă	m	kg	lb (pound)	1 lb = 0,45359237 kg
3	Temperatură	T	K	°C (Celsius)	1° C = 1 K; 0° C = 273,15K
				°F (Fahrenheit)	1° F = (5/9)K=0,(5)K
4	Forță	F	N	kgf	1kgf = 9,80665 N
				lbf	1 lbf = 4,44822 N
5	Presiune	p	Pa (N/m ²)	kgf/cm ² (at)	1 kgf/cm ² = 9,80665 · 10 ⁴ Pa
				mm Hg (torr)	1 mm Hg = 133,322 Pa
				mm H ₂ O	1 mm H ₂ O = 9.806635 Pa
				bar (daN/cm ²)	1 bar = 10 ⁵ Pa
				atm	1 atm = 1,01325 · 10 ⁵ Pa

6	Cantitatea de căldură Lucru mecanic Energie Entalpie	Q L E I	J (Joule)	cal (calorie)	1 cal = 4,1855 J
				kgf·m	1 kgf·m = 9,8066 J
				W·h	1 W·h = 3 600 J
				Btu	1 Btu = 1,05506·10 ³ J
7	Putere Flux termic	P Φ	W, (J/s)	kgf·m/s	1 kgf·m/s = 9,8006W
				Kcal/h	1 Kcal/h = 1,163W
				C.P.(cal putere)	1 C.P.= 745,7W (1 C.P.= 75 kgf·m/s)
				Btu/h	1 Btu/h = 0,293071 W
8	Conductivitate termică	λ	W/m·K	Kcal/m·h·°C	1 Kcal/m·h·°C = 1,163 W/m·K
				Btu/ ft·h·°F	1 Btu/ ft·h·°F = 1,7331 W/m·K
9	Coeficient de transfer termic	α	W/m ² ·K	Kcal/m ² ·h·°C	1 Kcal/m ² ·h·°C = 1,163 W/m ² ·K
				Btu/ ft ² ·h·°F	1 Btu/ ft ² ·h·°F = 5,6782 W/m ² ·K
10	Vâscozitate dinamică	η	N·s/m ² (Pa·s)	cP (centipoise)	1 cP = 0,1Pa·s
11	Vâscozitate cinematică	ν	m ² /s	St (Stokes)	1 St = 10 ⁻⁴ m ² /s

2.3. Mărimi fizice utilizate în procesele termodinamice

Pentru a putea studia fenomenele termice, trebuie introdusă noțiunea de sistem termodinamic.

Prin sistem termodinamic se înțelege un corp delimitat de restul corpurilor care îl înconjoară printr-o suprafață reală sau imaginată, prin care se poate efectua un schimb de energie (sub formă de căldură sau lucru mecanic) și/sau de substanță cu mediul sau corpurile de dincolo de suprafața care le separă.

Clasificarea sistemelor termodinamice, se poate face în funcție de modul în care acestea interacționează cu mediul înconjurător și anume:

- sisteme deschise sau închise, care schimbă sau nu substanță cu mediul înconjurător
- sisteme izolate sau neizolate, care schimbă sau nu, căldură și lucru mecanic cu mediul exterior. Dacă acestea nu schimbă căldură, se numesc adiabatice. Schematic, clasificarea sistemelor termodinamice este prezentată în figura 2.1.

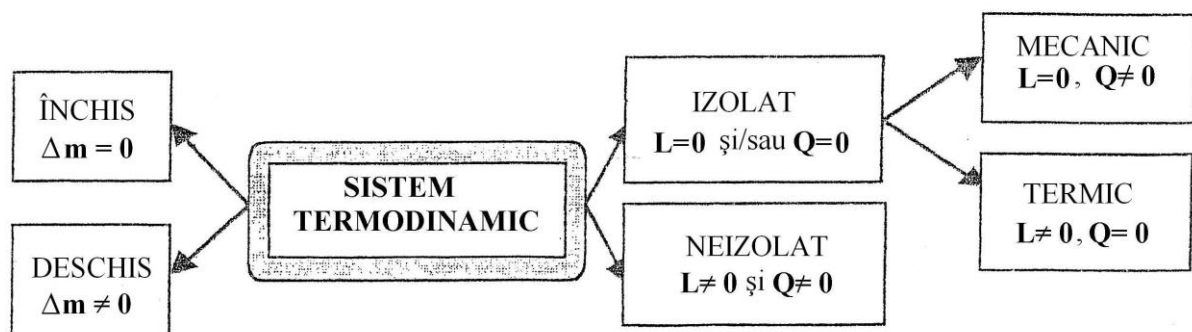


Fig.2.1. Clasificarea sistemelor termodinamice

Pentru exemplificare, în figura 2.2, sunt prezentate două exemple de sisteme termodinamice închise (a) respectiv deschise (b)

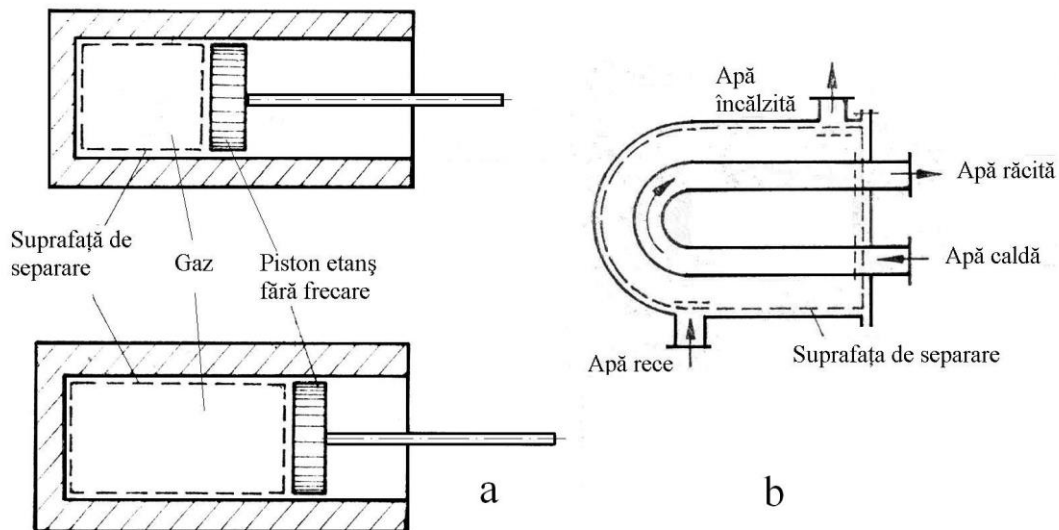


Fig.2.2. Exemple de sisteme termodinamice: a-închis, b- deschis

Sistemele termodinamice, se caracterizează prin mărimi fizice numite parametri sau mărimi de stare. Cum tehnica frigului operează în general cu lichide și gaze, prezintă interes parametri de stare ai fluidelor.

Masa, m a unui fluid, reprezintă o măsură a cantității de substanță.

Presiunea, p este rezultatul ciocnirii moleculelor unui fluid asupra pereților recipientului în care acesta se găsește. Din punct de vedere mecanic, presiunea poate fi definită ca rezultanta acțiunii forțelor care acționează pe direcție perpendiculară pe suprafața unui corp. În cazul unei repartiții uniforme a unei forțe normale F pe o suprafață de arie S , presiunea poate fi exprimată prin relația:

$$p = \frac{F}{S} \quad (2.1)$$

Presiunea exercitată de o coloană de fluid de înălțime h asupra bazei sale numită și presiune statică, este dată de relația:

$$p = \rho \cdot g \cdot h \quad (2.2)$$

unde, ρ este densitatea fluidului;
 g - accelerația gravitațională.

De aici rezultă și legătura dintre unitățile de măsură ale presiunii din sisteme de unități diferite. Altfel, în *S.I.*, presiunea se măsoară în N/m^2 respectiv Pascali ($1 N/m^2 = 1 Pa$) respectiv, $1 bar = 10^5 Pa$. În *MKfS*, presiunea se exprimă în kgf/cm^2 (atmosfera tehnică, *at*) $1 kgf/cm^2 = 9,80665 \cdot 10^4 Pa$. De asemenea, cunoscând densitatea mercurului $\rho_{Hg} = 13.595 kg/m^3$ respectiv a apei, $\rho_{H_2O} = 1000 kg/m^3$, se pot stabili relațiile de echivalență între celelalte unități de măsură.

- În mod normal, presiunea datorată aerului din atmosferă este de $1,033 kp/cm^2$ și reprezintă o atmosferă fizică, notată prin *atm*. În funcție de punctul zero care este ales de referință, vom avea:

- *presiunea absolută*, măsurată față de vidul absolut;
- *presiunea relativă*, măsurată de obicei față de presiunea atmosferică; ea poate fi mai

mare decât presiunea atmosferică fiind numită suprapresiune sau *presiune manometrică*, respectiv mai mică decât aceasta, numită depresiune sau, *presiune vacuumetrică*.

Între cele două presiuni există relația:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h \quad (2.3)$$

unde, p este presiunea absolută;

p_0 - presiunea atmosferică;

produsul $\rho \cdot g \cdot h$, se mai numește și *presiune statică, relativă sau manometrică*.

În practică se utilizează de obicei presiunea relativă, pe când în termodinamică și tehnica frigului, se utilizează presiunea absolută.

Relațiile de echivalență dintre diferitele unități de măsură pentru presiune sunt prezentate în tabelul 2.3.

Tabelul 2.3.

Relațiile de echivalență dintre unitățile de măsură ale presiunii

Unitatea	Kgf/cm ² (at)	N/m ² (Pa)	bar	mm Hg (torr)	mm H ₂ O
1 kgf/cm ² (at)	1	9,81·10 ⁴	0,981	735,6	10 ⁴
1 N/m ² (Pa)	1,02·10 ⁵	1	10 ⁻⁵	7,5·10 ⁻³	0,102
1 bar	1,02	10 ⁻⁵	1	750	1,02·10 ⁴
1 mm Hg (torr)	1,36·10 ⁻³	133,3	1,33·10 ⁻³	1	13,6
1 mm H ₂ O	10 ⁻⁴	9,81	9,81·10 ⁻⁵	0,07356	1

Temperatura T, reprezintă gradul de încălzire al unui corp sau a unui fluid, fiind rezultatul agitației moleculare. Între temperatura T este exprimată în Kelvin și temperatura t în grade Celsius există relația:

$$T = t + 273,15 \text{ [K]} \quad (2.4)$$

Volumul specific v, reprezintă volumul unității de masă și este exprimat prin relația:

$$v = \frac{V}{m} \text{ [m}^3\text{/kg]} \quad (2.5)$$

unde, V este volumul exprimat în m^3 , iar m , masa exprimată în kg .

Volumul specific v , este inversul densității ρ , iar între ele există relația, $v = 1/\rho$.

Relația care exprimă legătura dintre acești parametri se numește ecuația lui Clapeyron și are forma:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.6)$$

unde, R este o constantă specifică fiecărui gaz în parte, fiind exprimată în $J/(kg \cdot K)$.

Atunci când un fluid își schimbă valorile parametrilor, se spune că acesta a suferit o transformare de stare, sau un proces termodinamic. Un proces termodinamic poate fi definit dacă se cunosc parametri inițiali și finali de stare. Fie un fluid corespunzător stării 1, având parametri inițiali p_1, V_1, T_1 . Trecerea fluidului din starea 1 în starea 2, va determina modificarea corespunzătoare a parametrilor care vor fi p_2, V_2, T_2 . Dacă se cunosc și stările intermediare, atunci procesul este perfect determinat. Dacă în cazul trecerii fluidului din starea 2 în starea 1 se parcurg aceleași stări intermediare, atunci procesul este reversibil. Dacă stările intermediare sunt diferite, atunci procesul este ireversibil. Dacă starea inițială corespunde cu starea finală, procesul termodinamic se numește ciclic (figura 2.3)

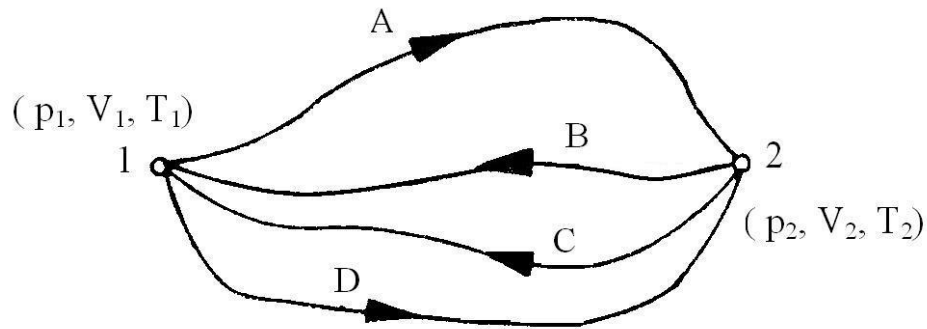


Fig.2.3. Transformări de stare ale unui fluid

Un proces termodinamic poate fi reprezentat într-o diagramă având pe abscisă - volumul și pe ordonată - presiunea, așa cum este prezentat în figura 2.4.

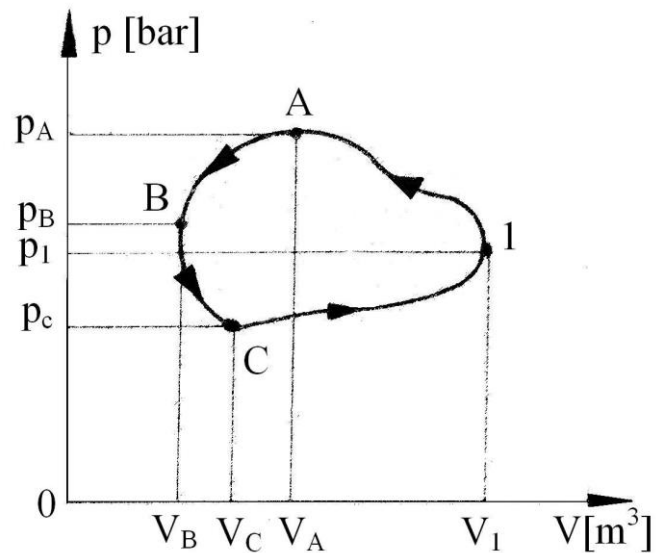


Fig.2.4. Exemplu de ciclu termodinamic reprezentat în diagrama p-V

Un fluid care parcurge un ciclu termodinamic într-o instalație termică se numește agent de lucru.

Trecerea de la o stare la alta, poate avea ca rezultat modificarea tuturor parametrilor sau numai a unora, ceilalți putând rămâne constanți.

3. NOȚIUNI DE TERMODINAMICĂ

3.1. Energia

Energia internă, este o mărime de stare și reprezintă totalitatea formelor de energie care pot fi puse în evidență la un moment dat într-un sistem termodinamic. *Energia internă* se notează cu U și apelând la teoria cinetico-moleculară, ea se poate defini ca suma tuturor formelor de energie care sunt înglobate la un moment dat într-un sistem termodinamic, așa cum este prezentat în relația (3.1):

$$U = U_{cin} + U_{pot} + U_0 \quad [J] \quad (3.1)$$

unde, U_{cin} este suma energiilor cinetice moleculare (de translație, rotație, oscilație etc.);

U_{pot} – suma energiilor potențiale (datorate unor câmpuri de forțe intermoleculare);

U_0 – suma energiilor din interiorul moleculelor și atomilor.

Pentru un sistem dat, energia U_0 este constantă și de aceea, la trecerea sistemului dintr-o stare termodinamică în alta, variază numai *energia internă sensibilă*, constituită ca sumă dintre energia cinetică U_{cin} și energia potențială U_{pot} a moleculelor.

$$\Delta U_{sens} = \Delta U_{cin} + \Delta U_{pot} \quad [J] \quad (3.2)$$

Energia internă reprezintă capacitatea unui sistem de a produce lucru mecanic la trecerea ei dintr-o stare în alta. Variația energiei poate fi exprimată prin lucru mecanic.

3.2. Lucrul mecanic

Lucrul mecanic notat cu L , este o mărime care caracterizează un mod a schimba energie sub formă mecanică, adică prin mișcare. El reprezintă deci energia schimbată între un sistem și mediul exterior ca urmare a unei interacțiuni mecanice. În cazul transformărilor termodinamice de stare, lucrul mecanic este întotdeauna însoțit de o variație de volum. Pentru exemplu, se consideră un cilindru închis la un capăt, în interiorul căruia se găsește un gaz închis la celălalt capăt cu un piston mobil, așa cum este prezentat în figura 3.1.

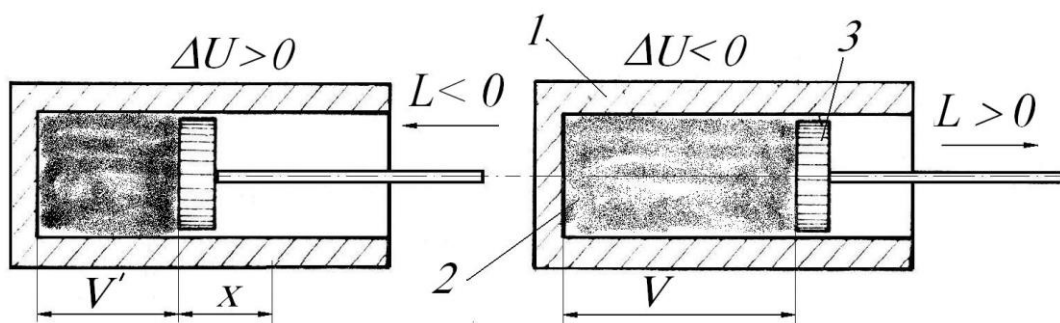


Fig.3.1. Interacțiunea dintre un sistem mecanic închis și mediul exterior:
1-cilindru; 2-gaz; 3-piston.

Dacă gazul din interior se va încălzi de la o sursă de căldură, presiunea lui va tinde să crească acționând asupra pistonului cu forța F , iar pistonul se va deplasa pe distanța x , efectuând lucru mecanic. Similar, dacă pistonul va comprima gazul sub acțiunea unei forțe exterioare, acesta se va încălzi. Cum lucrul mecanic este produsul dintre forță și deplasare, acesta poate fi exprimat prin relația:

$$L = F \cdot x \quad [J] \quad (3.3)$$

Dacă pistonul se va deplasa încet, fără frecare, forța F va fi echilibrată de presiunea p conform relației:

$$F = p \cdot S \quad (3.4)$$

unde, S este suprafața pistonului. Cum produsul $x \cdot S$ este egal cu variația de volum ΔV , rezultă că lucrul mecanic consumat sau efectuat poate fi exprimat prin relația:

$$L = p \cdot \Delta V \quad [J] \quad (3.5)$$

În termodinamică s-a stabilit următoarea convenție de semne:

- dacă sistemul primește energie pe calea interacțiunii mecanice, atunci lucrul mecanic corespunzător este negativ, (la comprimare, $L < 0$ iar energia internă, $U > 0$);
- dacă sistemul cedează energie pe calea interacțiunii mecanice, atunci lucrul mecanic corespunzător este pozitiv (la destindere, $L > 0$ iar energia internă $U < 0$).

3.3. Căldura

Căldura notată cu Q - este o formă de energie care nu poate fi văzută, numai efectul ei este perceptibil. Ea reprezintă o formă microscopică de transmitere a energiei între două sisteme termodinamice cu temperaturi diferite. Transferul de căldură are ca rezultat:

- modificarea temperaturii sistemului;
- transformarea energiei în lucru mecanic;
- modificarea stării de agregare a fluidului sau corpului din sistem.

Deoarece în tehnica frigului se întâlnesc frecvent transformări termodinamice ciclice, cantitatea de căldură schimbată de sistem poate fi egală cu lucrul mecanic efectuat pe ciclu.

Unitatea de măsură pentru căldură în sistemul metric este caloria, definită ca fiind cantitatea de căldură necesară pentru creșterea temperaturii unui gram de apă de la 15°C la 16°C . Cum această cantitate de căldură este foarte mică, în tehnica frigului se utilizează *kilocaloria*. Sugestiv, aceasta este prezentată în figura 3.2.

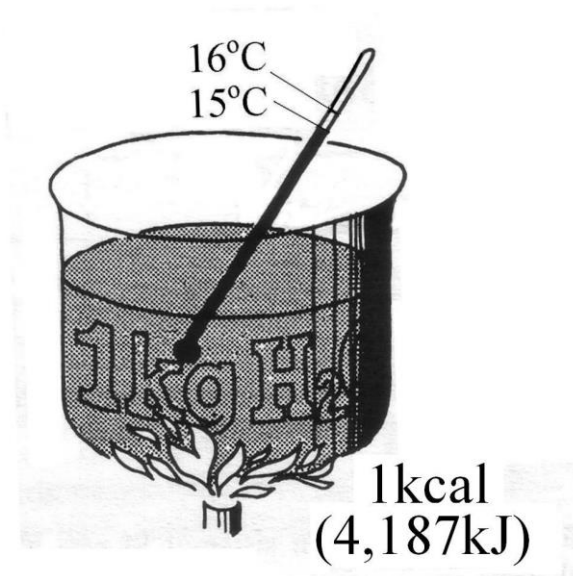


Fig. 3.2. Kilocaloria

În sistemul internațional SI, unitatea de măsură pentru toate formele de lucru mecanic, dar și pentru căldura, este Joule-ul (J).

Transformând din sistemul metric în S.I. avem: $1 \text{ cal} = 4,187J$.

Fiecare tip de substanță are nevoie de o anumită cantitate de căldură pentru a-și majora temperatura cu un grad. Astfel, un kilogram de fier are nevoie de $0,114 \text{ Kcal}$, iar un kilogram aer necesită $0,24 \text{ kcal}$ pentru creșterea temperaturii cu un grad.

Cantitatea de căldură necesară unei substanțe pentru a-și modifica temperatura cu un grad poartă numele de *căldură specifică*, se notează cu c și se exprimă în $\text{kcal} / \text{kg} \cdot \text{grad}$ sau $\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{grad}$. Atâta timp cât nu intervine nici o transformare de fază, cantitatea de căldură schimbată de un corp este proporțională cu masa corpului și poate fi exprimată prin relația:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (3.6)$$

unde, Q este cantitatea de căldură primită sau cedată;

m - masa corpului;

c – căldura specifică;

ΔT – variația de temperatură.

Produsul $m \cdot c$ se numește capacitate calorică și reprezintă cantitatea de căldură primită sau cedată de un corp pentru a-și modifica temperatura cu un grad.

Dacă în urma schimbului de căldură nu se produc transformări de fază, iar temperatura corpului crește (scade), cantitatea de căldură schimbată se numește *căldură sensibilă*.

Dacă în urma schimbului de căldură se produc transformări de fază, iar temperatura corpului rămâne constantă, căldura se numește *căldură latentă*.

Astfel, există *căldură latentă de topire (solidificare)*, *căldură latentă de vaporizare (condensare)* sau, *căldură latentă de sublimare*, numite constante fizice ale substanțelor. Constantele fizice ale unor substanțe utilizate în tehnica frigului prezentate în tabelul 3.1.

Tabel 3.1.

Constante fizice ale unor substanțe

Nr. crt	Substanța	Căldura specifică masică [kJ/kg·grad]	Temperatura de topire [°C]	Căldura latentă de topire [kJ/kg]	Temperatura de fierbere [°C]	Căldura latentă de vaporizare [kJ/kg]
1	Azot	1,043	-210	25,7	-196	200
2	Dioxid de carbon		-78	184	-57	574
3	Heliu	5,234		5,71	-268,93	21
4	Hidrogen	14,24	-259	58	-253	455
5	Oxigen	0,913	-219	13,9	-183	213
6	Amoniac	0,473	-75	339	-33,34	1369
7	R134a		-103,3		-26,3	215,9
8	Acetona	2,16	-94,3	96,3	56,1	523,35
9	Alcool, etilic	2,47	-114,5	104,6	78,3	841,5
10	Toluene	1,675	-95	72,01	110,6	355,88
11	Aluminiu	0,888	658	355,87	2270	11.723
12	Argint	0,233	960,5	104,67	1950	2177,14
13	Cupru	0,381	1083	209,34	2603,15	4647,35
14	Plumb	0,129	327,5	24,5	1750	871

3.4. Entalpia

Entalpia notată cu I , este o mărime termodinamică ce caracterizează un sistem din punct de vedere energetic. Pentru exemplificare, să considerăm un cilindru ce are în el un gaz, închis la partea superioară de un piston de masă m , și cu suprafața activă S . Pistonul se poate deplasa fără frecare și acționează asupra gazului comprimându-l până la presiunea p când sistemul se echilibrează (figura 3.3)

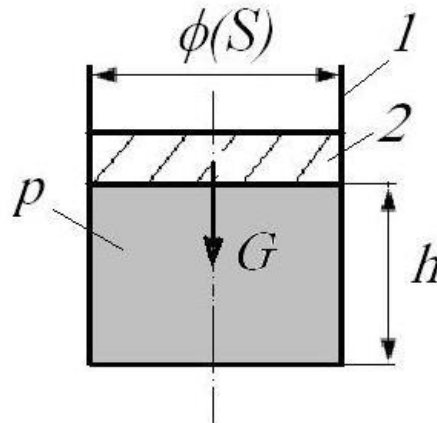


Fig.3.3. Entalpia

Dacă pistonul se găsește la o înălțime h , atunci energia totală a sistemului va fi:

$$E_T = \frac{3}{2} K \cdot T + E_p \quad (3.7)$$

unde, E_p este energia potențială a pistonului, situat la înălțimea h . Termenul $3K \cdot T/2$ este egal cu energia internă U , iar energia totală a sistemului va fi:

$$E_T = U + m \cdot g \cdot h \quad (3.8)$$

Dacă înmulțim și împărțim termenul $m \cdot g \cdot h$ din relația (13) cu S , aceasta devine:

$$E_T = U + m \cdot g \cdot h \cdot \frac{S}{S}$$

Cum produsul $h \cdot S = V$ iar $m \cdot g / S = p$, relația (13) devine:

$$E_T = U + p \cdot V$$

Și cum $p \cdot V = L$, rezultă:

$$I = U + L \quad [\text{J}] \quad (3.9)$$

Relația (3.9) ne arată că pentru un sistem cu energie internă dată, cunoscând sau determinând entalpia I , putem determina lucrul mecanic consumat, dacă sistemul suferă o anumită transformare din punct de vedere energetic.

3.5. Principiile termodinamicii

3.5.1. Principiul I al termodinamicii

Principiul I al termodinamicii, exprimă legea generală a conservării și transformării energiei în procesele termodinamice și cunoaște mai multe formulări.

O primă formulare restrânsă arată echivalența dintre căldură și lucrul mecanic ambele ca forme de energie:

a) *Căldura poate fi produsă din lucru mecanic și poate fi transformată în lucru mecanic, întotdeauna în baza aceluiași raport de echivalență.*

Folosind unitățile de măsură din sistemul tehnic, echivalența dintre căldură și lucrul mecanic, poate fi exprimată prin relația, $1\text{kcal} = 427\text{kgf}\cdot\text{m} \cong 427\cdot 9,81\text{N}\cdot\text{m}$.

La modul general, primul principiu al termodinamicii poate fi enunțat astfel:

b) *Variația energiei interne a unui sistem termodinamic la trecerea dintr-o stare inițială dată într-o stare finală dată, nu depinde de stările intermediare prin care trece sistemul, ci numai de starea inițială și finală.* Acest enunț poate fi exemplificat prin relația:

$$\Delta U = U_2 - U_1 \quad (3.10)$$

c) *Energia unui sistem termodinamic izolat se conservă.*

d) *Nu se poate realiza o mașină termică cu funcționare continuă, care să producă lucru mecanic fără a consuma o cantitate echivalentă de căldură.*

O mașină care ar putea produce lucru mecanic continuu, fără să consume energie a primit numele de *perpetuum mobile de speța I*, de aici și a 5-a formulare a primului principiu al termodinamicii:

e) *Perpetuum mobile de speța I este imposibil de realizat.*

Pe baza experiențelor din fizică și diferite domenii ale tehnicii alte formulări:

f) *Nu se poate realiza o mașină care să producă energie de o anumită formă, fără a consuma o cantitate echivalentă de energie de altă formă.*

g) *Nu se poate realiza o mașină care să consume energie, fără a ceda în exterior o cantitate echivalentă de energie de altă formă.*

Cu toate acestea, până în zilele noastre există cercetători pasionați care încearcă să infirme acest principiu, încercând să realizeze un *perpetuum mobile de speța I*.

3.5.2. Principiul II al termodinamicii

Ca și primul principiu, *Principiul II al termodinamicii* constituie o lege a naturii. O primă formulare a acestui principiu a fost enunțată de inginerul francez Sadi Carnot (Paris 1824):

a) *O mașină termică nu poate produce în mod continuu, ciclic lucru mecanic, decât dacă agentul de lucru schimbă căldură cu două surse de căldură de temperaturi diferite.*

Această formulare rezumă faptul că o mașină termică poate produce lucru mecanic. Agentul termic preia căldura de la o sursă caldă și cedează unei surse reci, efectuând lucru mecanic. De aici rezultă și concluzia că nu se poate transforma integral căldura în lucru mecanic.

A doua formulare a principiului al doilea a fost enunțată de Rudolf Clausius (1850).

b) *Căldura nu poate trece în mod natural de la un corp cu temperatură scăzută, la unul cu temperatură ridicată.*

A treia formulare îi aparține lui W. Thomson:

c) *Nu se poate realiza o mașină termică având o singură sursă de căldură.*

Sau conform formulării lui W. Ostwald:

d) *Un perpetuum mobile de speța a doua este imposibil de realizat.*

Aceste enunțuri nu exclud posibilitatea funcționării instalațiilor frigorifice și a pompelor de căldură care reușesc să preia căldură de la un mediu cu temperatura T_1 ce trebuie răcit, și să o cedeze la un mediu cu temperatura T_2 , deși $T_1 < T_2$. Acesta se face cu ajutorul unor elemente specifice, care consumă energie de la o sursă.

Într-o instalație frigorifică, transformările pe care le suferă agentul de lucru, numit agent frigorific permit ca starea inițială a acestuia să coincidă cu starea finală.

Parcursul unei succesiuni de transformări, astfel încât starea inițială să coincidă cu starea finală, în vederea obținerii unor temperaturi scăzute se numește *ciclu frigorific*. Un ciclu frigorific în diagrama presiune-volum, ($p - V$) poate fi reprezentat printr-o curbă închisă (1-A-2-B-1) așa cum arată în figura 3.4.

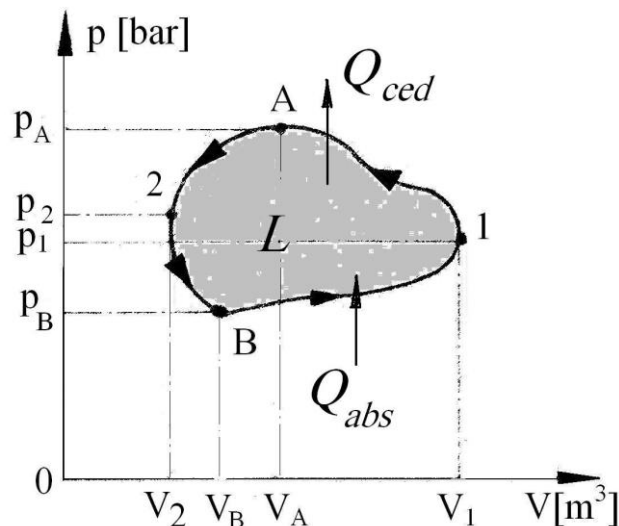


Fig.3.4. Ciclu frigorific reprezentat în diagrama $p - V$

Pe traseul 1-A-2 se cedează cantitatea de căldură Q_{ced} , iar pe porțiunea 2-B-, se absoarbe căldura Q_{abs} .

Deoarece în tehnica frigului se întâlnesc frecvent transformări termodinamice ciclice, se poate particulariza primul principiu al termodinamicii. Astfel se poate enunța că într-un ciclu termodinamic, cantitatea de căldură schimbată de sistem cu exteriorul este egală cu lucrul mecanic efectuat pe ciclu, respectiv, $Q = L$.

Se definește ca fiind *lucrul mecanic tehnic* L_t acea parte din lucrul mecanic total L , care se poate schimba efectiv cu exteriorul. Ținând cont de aceasta, primul principiu se mai poate scrie:

$$Q = \Delta I + L_t \quad (3.11)$$

Deoarece schimbul de căldură depinde de nivelul temperaturilor la care are loc, s-a introdus o nouă noțiune numită *entropie*, notată cu S .

Entropia este mărimea termodinamică ce caracterizează un proces din punct de vedere al reversibilității. Astfel variația entropiei unui sistem este egală cu raportul dintre cantitatea de căldură schimbată într-un proces și temperatura (K) la care acesta a avut loc:

$$\Delta S = \Delta Q / T \quad [J/K] \quad (3.12)$$

sau $\Delta Q = T \cdot \Delta S$

În figura 2.5 sunt prezentate sugestiv trei tipuri de transformări, cu grad de reversibilitate diferiți.

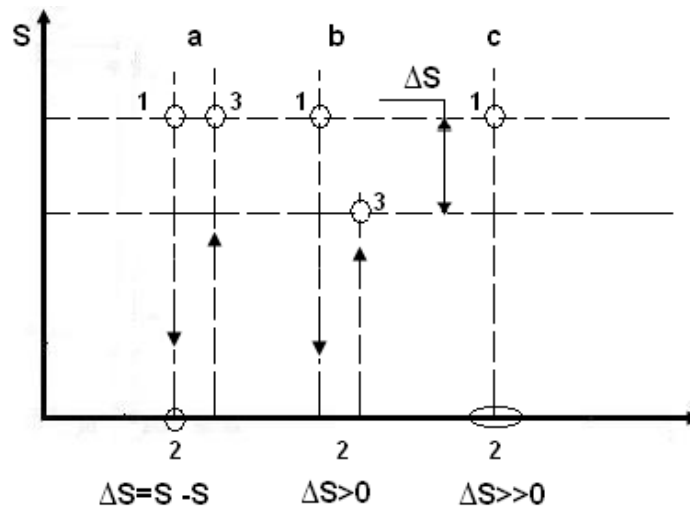


Fig.3.5. Entropia

Să considerăm un corp elastic (minge de cauciuc) situat deasupra solului la o înălțime h , care este eliberat, cade și se ciocnește de sol. Sunt posibile teoretic trei situații:

a – ciocnire perfect elastică, starea finală coincide cu starea inițială, procesul este total reversibil, rezultă $\Delta S = 0$;

b – ciocnire elastică, starea finală nu coincide cu starea inițială, procesul este parțial reversibil, rezultă $\Delta S > 0$;

c – ciocnire total plastică, starea finală este total diferită de starea inițială, proces total ireversibil rezultă $\Delta S \gg 0$.

4. PROCESE TERMODINAMICE UTILIZATE ÎN TEHNICA FRIGULUI

4.1. Transformări de stare

În realitate, agentul frigorific suferă o succesiune de transformări termodinamice de stare, bine definite, specifice și instalațiilor frigorifice. Pentru studiul și înțelegerea lor, se utilizează diagramele $p-V$, $T-s$ sau $p-i$, unde s este entropia specifică iar i , entalpia specifică. Mărimile specifice se referă la unități de masă ale agentului de lucru. Astfel $s = S/m$ și se măsoară în $J/kg \cdot K$ iar $i = I/m$ și se măsoară în J/kg .

Deși diagrama $p-V$ este mai sugestivă relativ la procesele mecanice, în termodinamică și tehnica frigului, cele mai utilizate diagrame sunt $T-s$ și $p-i$.

În diagrama $T-S$, o transformare reversibilă se reprezintă printr-o curbă ce exprimă legea variației entropiei, $S = f(T)$ așa cum este prezentat în figura 4.1.

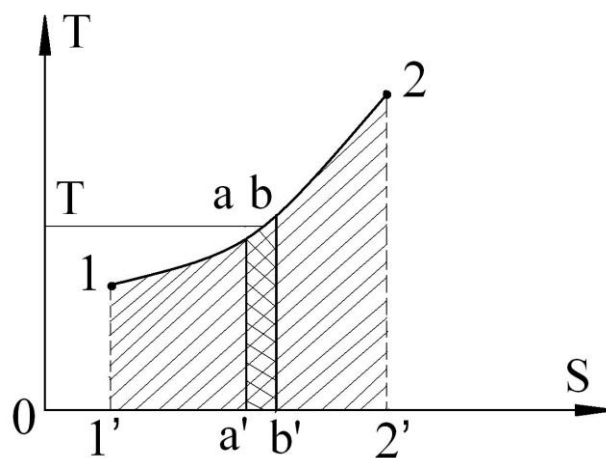


Fig.4.1. Schimbul de căldură în diagrama $T-S$

Căldura schimbată de agentul termic sau frigorific cu exteriorul între stările a și b , este la o anumită scară proporțională cu suprafața $a-b-a'-b'$ și integrând funcția $S = f(T)$ între limitele 1-2, se obține întreaga cantitate de căldură schimbată în timpul transformării.

4.1.1. Transformarea izocoră

Izocora, sau transformarea la volum constant ($V = const.$) este puțin întâlnită ca transformare simplă în instalațiilor frigorifice. Scriind ecuația lui *Clapeyron* dată de relația (2.6) pentru cele două limitele 1-2 vom avea:

$$p_1 \cdot V = m \cdot R \cdot T_1$$

respectiv, $p_2 \cdot V = m \cdot R \cdot T_2$.

Prin împărțirea celor două relații rezultă:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (4.1)$$

Izocora în diagrama $T-S$ are forma unei curbe exponențiale, așa cum este prezentat în figura 4.2.

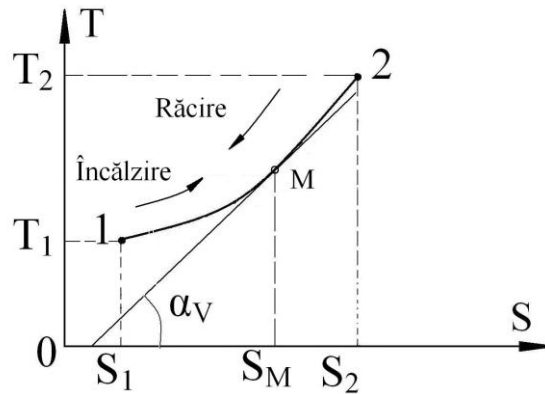


Fig.4.2. Transformarea izocoră în diagrama T-S

Transformarea 1-2 este o încălzire izocoră, iar 2-1, răcire izocoră. Panta tangentei într-un punct oarecare M , va fi:

$$\operatorname{tg} \alpha_V = \frac{T_M}{c_V} > 0 \quad (4.2)$$

unde, c_V este căldura specifică la volum constant.

4.1.2. Transformarea izotermă

Izoterma sau transformarea la temperatură constantă ($T = \text{const.}$), este reprezentată în figura 4.3. Această transformare poate apare la comprimare, destindere sau în orice situație când fluidul evoluează între două stări dar își menține temperatura constantă.

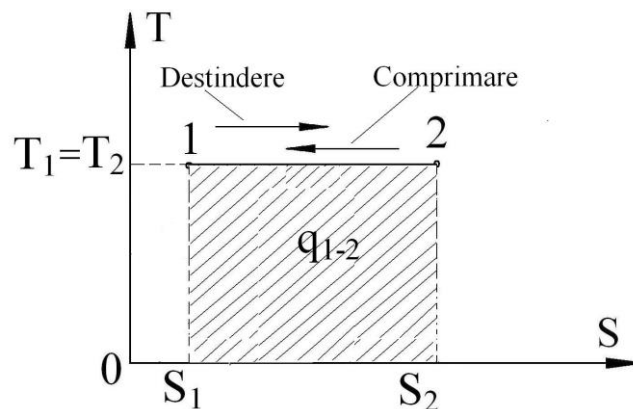


Fig.4.3. Transformarea izotermă în diagrama T-S

Scriind ecuația lui *Clapeyron* dată de relația (1.6) pentru cele două limitele 1-2 vom avea:

$$p_1 \cdot V_1 = m \cdot R$$

respectiv, $p_2 \cdot V_2 = m \cdot R$

sau, egalând cele două relații:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad (4.3)$$

4.1.3. Transformarea adiabatică

Adiabata sau transformarea de entropie constantă, este o transformare în timpul căreia, fluidul de lucru nu schimbă căldură cu mediul exterior. Transformarea 1-2 este o destindere și temperatura scade de la T_1 la T_2 iar transformarea 2-1 este o comprimare iar temperatura crește de la T_2 la T_1 , cum se observă în figura 4.4.

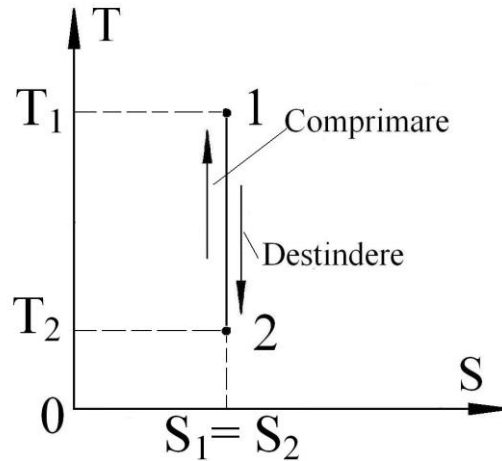


Fig.4.4. Transformarea adiabatică în diagrama T-S

Transformarea adiabatică este caracterizată printr-o ecuație de forma:

$$p \cdot V^\kappa = \text{const.} \quad (4.4)$$

unde, κ este exponent adiabatic.

Transformarea 1-2 este o destindere și temperatura scade de la T_1 la T_2 iar transformarea 2-1 este o comprimare iar temperatura crește de la T_2 la T_1 (figura 2.7)

4.1.4. Transformarea izobară

Izobara sau transformarea de presiune constantă ($p = \text{const.}$), este o transformare în timpul căreia, presiunea fluidului de lucru rămâne constantă. Scriind ecuația lui *Clapeyron* dată de relația (2.6) pentru cele două limitele 1-2 vom avea:

$$p \cdot V_1 = m \cdot R \cdot T_1$$

respectiv, $p \cdot V_2 = m \cdot R \cdot T_2$.

Prin împărțirea celor două relații rezultă:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (4.5)$$

Izobara în diagrama T-S are forma unei curbe exponențiale, asemănătoare cu izocora, așa cum este prezentat în figura 4.5.

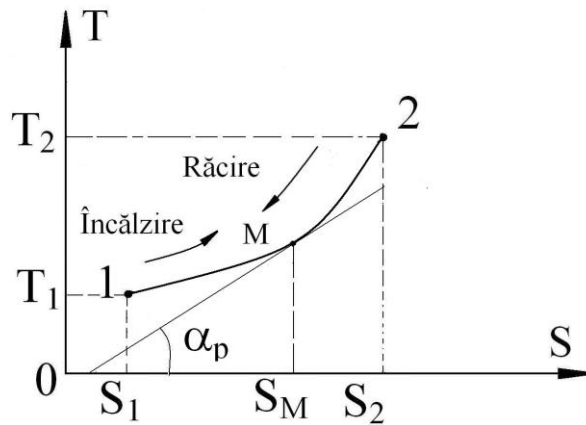


Fig.4.5. Transformarea izobară în diagrama T-S

Transformarea 1-2 este o încălzire sau comprimare izobară, iar 2-1, răcire sau destindere izobară. Panta tangentei într-un punct oarecare M, va fi:

$$tg\alpha_p = \frac{T_M}{c_p} > 0 \tag{4.6}$$

unde, c_p este căldura specifică la presiune constantă.

4.1.5. Transformarea politropică

Transformarea politropică seamănă cu transformarea adiabatică dar spre deosebire de aceasta, în timpul ei apare și un schimb de căldură cu exteriorul.

Politropa este caracterizată printr-o ecuație de forma:

$$p \cdot V^n = const. \tag{4.7}$$

unde, n este exponent politropic.

Transformarea politropică se reprezintă în diagrama T-S printr-o curbă exponențială a cărei formă depinde de valoarea exponentului n .

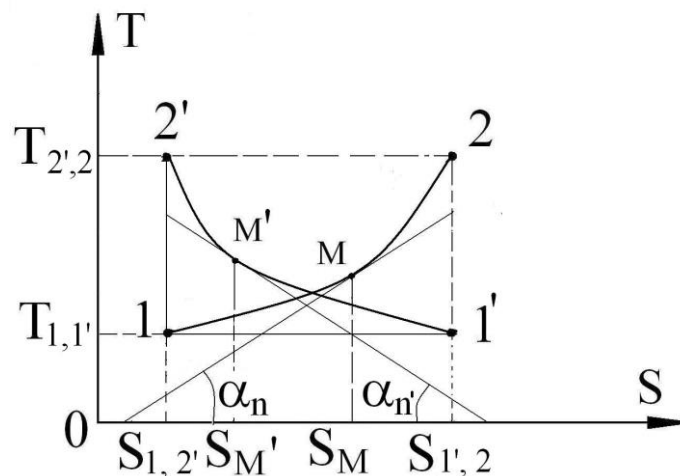


Fig.4.6. Transformarea politropică în diagrama T-S

În figura 4.6, curba 1-2 este o politropă care are exponentul $n < 1$ sau $n > \kappa$, iar curba 1'-2' este o politropă cu exponentul $1 < n < \kappa$, unde κ este exponentul adiabatic.

Panta tangentei la curbă se determină cu relația:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{n-1}{n-\kappa} \frac{T}{c_v} \quad (4.8)$$

Dacă se dau valori corespunzătoare exponenților n și κ , se observă că pentru $1 < n < \kappa$, se obține $\operatorname{tg} \alpha_n < 0$, iar pentru $n < 1$ sau $n > \kappa$, $\operatorname{tg} \alpha_n > 0$, ceea ce justifică forma curbelor din fig. 4.6.

4.1.6. Laminarea

Laminarea este un proces complex, care constă în trecere (curgere) a unui fluid printr-un orificiu cu secțiune foarte redusă. Acest fenomen se produce la trecerea lichidelor prin robineți, vane, supape, diafragme, etc. Dacă această transformare se face adiabatic, adică fără schimb de căldură, conform *principiului I al termodinamicii*, rezultă că variația entalpiei este nulă ($\Delta i = 0$). Aceasta înseamnă că în diagrama $p-i$ acesta va fi o verticală, iar în diagrama $T-s$, va fi o curbă.

Creșterea entropiei se datorează frecărilor dintre straturile de fluid respectiv dintre acesta și suprafața de curgere, entropia va crește. În figura 4.7 este prezentat procesul de laminare în cele două diagrame.

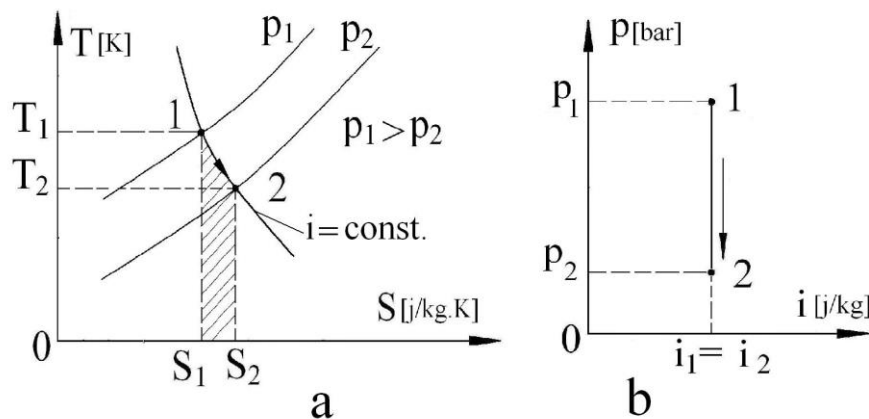


Fig.4.7. Laminarea în diagramele $T-S$ și $p-i$

Variația temperaturii gazelor reale în cursul procesului de laminare adiabatică poartă numele de efectul *Joule - Thomson*. Starea termodinamică a gazului real în care laminarea se face fără variația temperaturii, se numește punct de inversiune. În cazul fluidelor reale, procesul de laminare este însoțit în general de scăderea temperaturii, fapt ce stă la baza obținerii temperaturilor scăzute în instalațiile frigorifice.

4.2. Transformări de fază

Fiecare substanță poate exista în trei forme diferite: solidă, lichidă și gazoasă. Apa este cel mai obișnuit exemplul, observat și cunoscut de toată lumea. Forma sa solidă este gheața, ea se află peste tot în jurul nostru sub formă lichidă, iar sub formă gazoasă, formează vaporii sau norii. Un lucru comun pentru toate aceste trei stări de agregare, este faptul că moleculele de apă rămân neschimbate. În toate cele trei stări de agregare, formula chimică este, H_2O .

Temperatura și presiunea la care este supusă o substanță, determină starea de agregare în care se găsește aceasta: solid, lichid sau gaz. Pentru o anumită valoare a presiunii și temperaturii, o substanță se poate găsi simultan în cele trei stări de agregare. Acesta se numește punct triplu iar

valorile sunt specifice fiecărei substanțe în parte. În figura 4.8 sunt prezentate diagramele de echilibru a fazelor pentru dioxid de carbon - CO_2 și apă - H_2O .

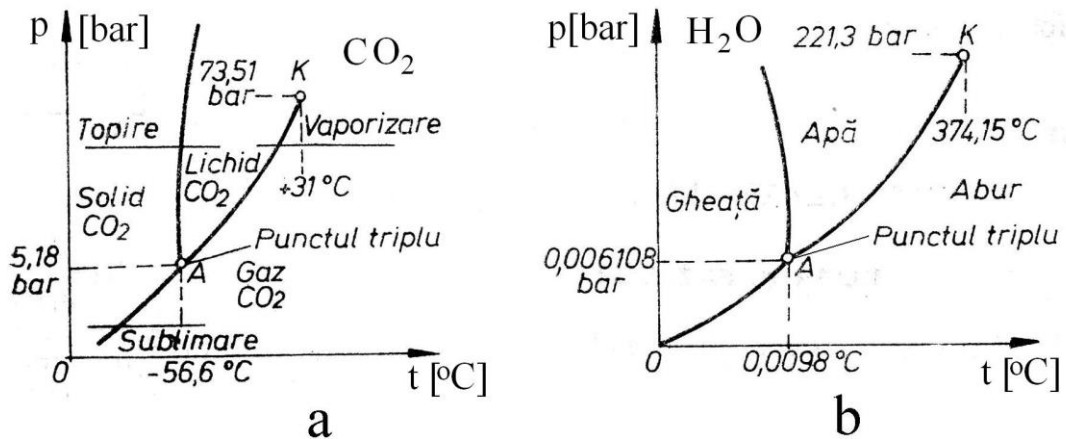


Fig.4.8. Diagramele fazelor: a-dioxid de carbon; b- apa

4.2.1 Topirea - solidificarea

Temperatura la care o substanță solidă se transformă în lichid este numită punct de topire, sau dacă substanța se solidifică, se numește punct de congelare. În timpul topirii (solidificării), temperatura nu se schimbă; toată căldura aplicată este folosită pentru schimbarea stării de agregare a substanței din forma solidă în forma lichidă. În cazul solidificării, substanța degajă căldură. Deoarece în cazul instalațiilor frigorifice prezintă interes topirea, în continuare se va face referire la această transformare.

În timpul topirii, substanțele absorb o anumită cantitate de căldură. Numai atunci când întreaga cantitate de substanță a fost topită, căldura care i se transferă în continuare, va conduce la creșterea temperaturii. Substanțele au în general puncte diferite de topire. Dacă apa se topește la $0^{\circ}C$ în condiții normale de presiune, ciocolata se topește la $26^{\circ}C$.

Evoluția temperaturii și a stării de agregare a unei substanțe în funcție de entalpia specifică poate fi urmărită în diagrama din figura 4.9.

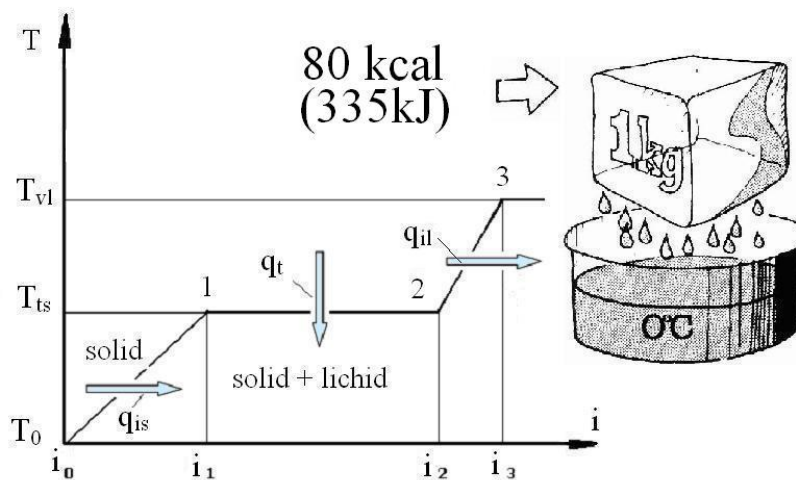


Fig.4.9. Topirea în diagrama temperatură - entalpie specifică

În prima fază ($i_0 - i_1$), substanța aflată în stare solidă (ex. gheață), absoarbe o cantitate de căldură (specifică), q_{is} numită și *căldură sensibilă*, necesară încălzirii acesteia de la o temperatură inițială, T_0 (ex. $-20^{\circ}C$) până la temperatura de topire T_{ts} (ex. $0^{\circ}C$). Se observă că în

acest interval, temperatura crește rapid de la T_0 , la T_{ts} . Din acest moment, deși substanța continuă să absoarbă în continuare o cantitate specifică de căldură q_t , temperatura T_{ts} rămâne constantă.

Cantitatea de căldură absorbită este necesară transformării fazei solide în fază lichidă se numește *căldură latentă de topire*. În cazul apei, această cantitate de căldură este de 335 kJ/kg . Trebuie menționat că, în intervalul $i_1 - i_2$ vom avea un amestec solid + lichid (apă cu gheață).

După ce întreaga cantitate de substanță s-a transformat în lichid (i_2) pentru ca temperatura acestuia să crească, el va absorbi o nouă cantitate de căldură, q_{il} , necesară încălzirii fazei lichide de la temperatura de topire T_{ts} , până la temperatura de vaporizare T_{vl} (ex. 100°C). În cazul apei, aceasta este de $4,187 \text{ kJ/kg}\cdot\text{grad}$ (pentru ai crește temperatura cu un grad) sau pentru ca 1kg de apă să fie încălzit de la 0 la 100°C , avem nevoie de $418,7 \text{ kJ}$ (100 kcal).

- Obs. Deoarece gheața are densitatea de cca. 900 kg/m^3 , căldura specifică este de aprox. $2,1 \text{ kJ/kg}\cdot\text{grad}$. iar căldura latentă de topire este de cca. 335 kJ/kg .

Datorită cantității mari de căldură absorbită în timpul topirii, această transformare de fază este folosită ca sursă de energie în cazul acumulatorilor de frig.

4.2.2 Vaporizarea - condensarea

Vaporizarea ca și condensare, sunt transformări la care dacă presiunea este constantă, și temperatura este constantă. În figura 4.11 este prezentat sugestiv procesul de vaporizare la presiune constantă, în diagrama $T-i$.

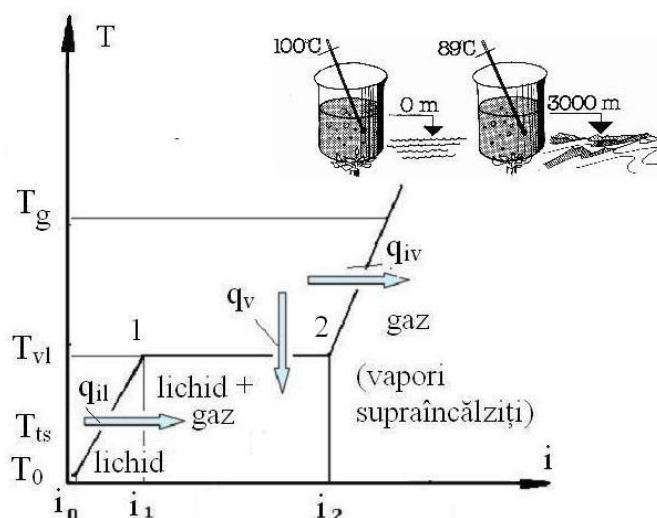


Fig.4.11. Vaporizarea în diagrama temperatură - entalpie specifică

Segmentul 1-2 corespunde transformării a 1 kg de substanță din faza lichidă, în vapori saturați uscați (punctul 2). Căldura latentă de vaporizare a apei la presiunea atmosferică este de $2256,8 \text{ kJ/kg}$ (539 kcal/kg). În continuare, absorbând căldură, vaporii saturați uscați se vor încălzi până la temperatura T_g , devenind *vapori supraîncălziți*. Căldura specifică a vaporilor de apă, este $1,88 \text{ kJ/kg}\cdot\text{grad}$ ($0,45 \text{ kcal/kg}\cdot\text{grad}$).

Starea de echilibru termodinamic între lichid și vapori în cursul unui proces de vaporizare se numește *stare de saturație*, și este dependentă de presiune și temperatură. Curba care delimitează cele două faze, se numește *limită de saturație*, iar temperatura corespunzătoare unui punct de pe curbă, *temperatură de saturație -ts*. În figura 4.10 sunt prezentate curbele de vaporizare $p = f(t)$ pentru diferite substanțe.

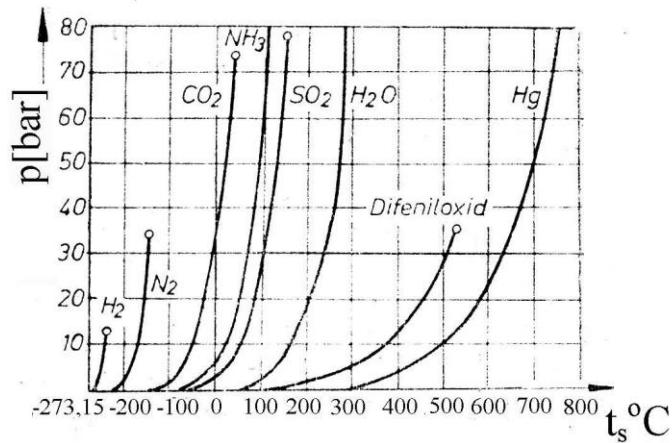


Fig.4.10. Curbele de vaporizare

Cum instalațiile frigorifice funcționează cu fluide reale, la temperaturi și presiuni diferite de presiunea atmosferică, procesele de vaporizare și condensare, se analizează în diagramele $T-s$ (temperatură - entropie) și $p-i$ (presiune – entalpie specifică) prezentate în figura 4.11.

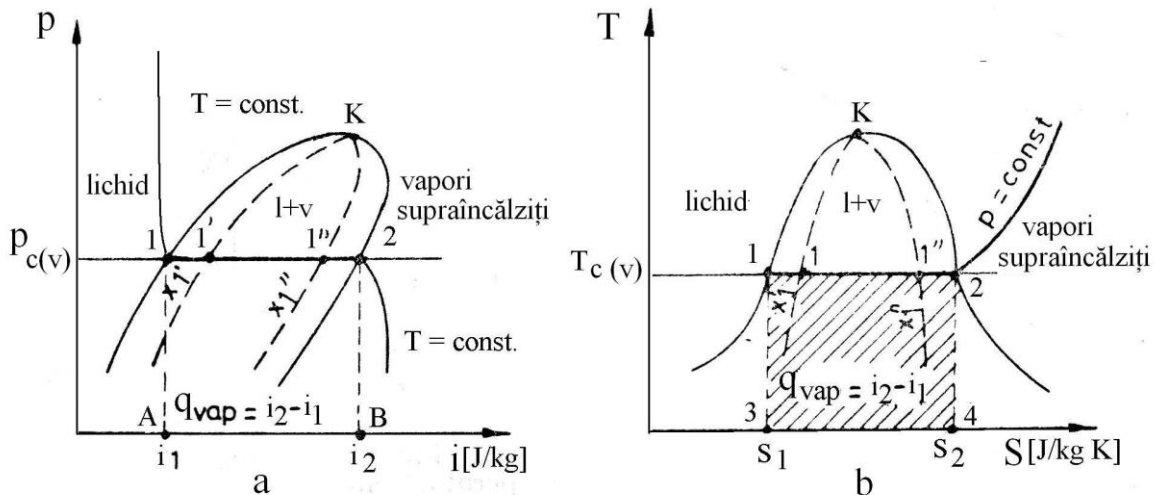


Fig.4.11. Diagramele de stare $p-i$ și $T-S$

Lichidul cu starea de saturație 1 primind căldură, începe să se vaporizeze (segmentul 1-2). Punctul 1' reprezintă un amestec bifazic (l+v) dintre lichidul cu starea 1 și vaporii cu starea 2. Amestecul bifazic se numește *vapori saturați umezi*, în proporția masică dată de titlul x_1 .

Titlul vaporilor saturați umezi, este raportul dintre masa vaporilor saturați uscați și masa totală de vapori saturați umezi (lichid +vapori saturați uscați):

$$x = \frac{m_v}{m} = \frac{m}{m_l + m_v} \tag{4.9}$$

unde, m_l este masa fazei lichide;

m_v – masa vaporilor saturați uscați;

m – masa vaporilor saturați umezi: $m = m_l + m_v$.

Mărimea $1-x = m_l/m$ reprezintă umiditatea vaporilor saturați umezi.

Lichidul saturat (pct.1 în diagrama din fig.4.10) are titlul $x_l = 0$, valoarea titlului x_i a vaporilor saturați umezi variază între 0 și 1, iar vaporii saturați uscați (punctul 2 în diagrama din figura 4.10) au titlul $x_2 = 1$.

Cele două diagrame prezintă interes deoarece segmentul AB în diagrama $p-i$, și aria suprafeței 1-2-3-4 în diagrama T-S reprezintă cantitatea de căldură consumată de 1kg de lichid pentru a se vaporiza, sau cantitatea de căldură cedată de vaporii saturați uscați în procesul de condensare. Cantitate de căldură $(i_2 - i_1) = T_{c(v)} \cdot (S_2 - S_1)$ reprezintă căldura latentă de vaporizare respectiv condensare corespunzătoare presiunii $p_{c(v)}$. Pentru același fluid, căldura latentă de vaporizare respectiv condensare este diferită pentru presiuni diferite.

5. TRANSMITEREA CĂLDURII

5.1. Noțiuni de bază

Transmiterea căldurii este un domeniu al termodinamicii care se ocupă cu schimburile de energie termică între corpuri. Transferul de căldură are loc sub influența unei *diferențe de temperatură*. Conform *principiul al doilea al termodinamicii* în formularea lui *Clausius*, acest transfer se face de la sine doar de la mediul cu temperatura mai mare la temperatura mai mică, și nu încetează decât când atunci când temperaturile devin egale. Principalele trei moduri de transmitere a căldurii sunt: *conducția*, *convenția* și *radiația*. Cele trei moduri de transmitere a căldurii se manifestă de obicei simultan.

Transmiterea căldurii prin conducție reprezintă modul direct de transmitere al căldurii în interiorul unui corp, caracterizată prin lipsa mișcărilor macroscopice. Conducția este modul de transmitere a căldurii în corpurile solide și se bazează pe mișcările moleculare. Intensitatea conducției termice este maximă la metale. La lichide și la gaze intervine numai în stratul limită sau în straturi de grosime foarte mică.

Transmiterea căldurii prin convecție, este caracterizată prin existența mișcărilor macroscopice de curgere ale unui fluid. Convecția este modul de transmitere a căldurii în mediile lichide și gazoase, inclusiv la limitele lor, la contactul cu alte faze. În funcție de natura mișcărilor, (curenți de convecție) convecția poate fi:

- *convecție liberă*, caracterizată prin faptul că mișcările se fac sub acțiunea forțelor arhimedice, determinate de diferențe de densitate;
- *convecție forțată*, caracterizată prin faptul că mișcările se fac sub acțiunea altor forțe generate de mijloace mecanice.

Transmiterea prin radiație este caracterizată prin faptul că transferul termic se realizează prin radiații electromagnetice, din gama infraroșu. Acest transfer se poate face în vid sau în medii optice transparente la radiația infraroșie.

Transferul de căldură între două corpuri sau printr-un corp, poate avea loc în regim staționar (căldura schimbată este constantă în timp) sau în regim tranzitoriu. În cazul regimului staționar, temperatura unui punct oarecare din sistem este constantă în timp, adică: nu se modifică.

Totalitatea temperaturilor dintr-un mediu considerat se numește *câmp de temperatură*. Temperatura este un parametru de stare scalar, care este o funcție de coordonatele spațiale și de timp. Ecuația câmpului de temperatură în coordonate rectangulare este:

$$T=f(x,y,z,t) \quad (5.1)$$

Locul geometric al tuturor punctelor dintr-un corp care au aceeași temperatură formează în spațiu o *suprafața izotermă*.

Gradientul de temperatură reprezintă la limită, raportul dintre variația temperaturii ΔT și distanța Δx dintre izoterma măsurată și normala la izotermă. Unitatea de măsură a gradientului este $[K/m]$.

Căderea de temperatură este o mărime care are mărimea egală în valoare absolută cu cea a gradientului, dar de semn contrar.

Fluxul termic sau de căldură notat cu Φ , este raportul dintre cantitatea de căldură transferată în timp de la un mediu la alt mediu dat de relația:

$$\Phi = \frac{\Delta Q}{\Delta \tau} \quad [J/s] \quad (5.2)$$

Cum unitatea de măsură pentru fluxul de căldură este J/s (W), fluxul se mai numește și putere termică.

Densitate de flux termic q , este raportul dintre fluxul de căldură Φ și suprafața S prin care are loc transferul de căldură și se exprimă în W/m^2 , conform relației:

$$q = \frac{\Phi}{S} \quad [W/m^2] \quad (5.3)$$

5.2. Transferul de căldură prin conducție

Conducția sau *conductivitatea termică* se manifestă la corpurile solide, mediile lichide sau gazoase. În cazul fluidelor nu se poate realiza o conductivitate “pură” deoarece în cazul acestora, este prezent și un transfer termic prin convecția liberă. Din aceasta cauză, se considera că acest mecanism este specific solidelor.

Ecuatia care exprimă fluxul de căldură transferat prin conductivitate în regim staționar, are la bază *Legea Fourier*. În conformitate cu aceasta, fluxului termic, este proporțional cu aria secțiunii normale de transmitere a căldurii, cu diferența de temperatură ΔT și cu un coeficient de conductivitate termică și este dat de expresia:

$$\Phi_{cond} = \lambda \cdot S \cdot \frac{\Delta T}{\delta} \quad (5.4)$$

unde, λ este conductivitatea termică [$W/m \cdot K$];

S – suprafața [m^2]

δ - grosimea stratului din corp prin care are loc transferul de căldură [m].

Conductivitate termică depinde de natura corpului și de condițiile în care are loc transferul de căldură. Ea este o proprietate fizică importantă în practică de care se ține cont la alegerea materialelor de construcție, sau a materialelor cu rol de izolatoare termice.

Pentru majoritatea materialelor, λ variază liniar cu temperatura, conform relației:

$$\lambda = \lambda_0(1 + b \cdot T) \quad (5.5)$$

unde, λ_0 este conductivitatea la $20^\circ C$

b - coeficient de corecție, care depinde de tipul materialului.

În tabelul 5.1 sunt redate câteva valori ale coeficientului λ , pentru diferite materiale uzuale.

Tabelul 5.1

Valori ale conductivității termice pentru unele materiale

Materialul	t [°C]	λ [W/(m·K)]
Metale		
Aluminium 99%	Aluminium 99%	Aluminium 99%
Argint 99,9%	Argint 99,9%	Argint 99,9%
Cupru electrolitic	Cupru electrolitic	Cupru electrolitic
Fontă	Fontă	Fontă
Oțel 0,1 %C	Oțel 0,1 %C	Oțel 0,1 %C
Alamă	Alamă	Alamă
Aluminium 99%	Aluminium 99%	Aluminium 99%

Materiale de construcții		
Beton armat	Beton armat	Beton armat
Cărămidă roșie	Cărămidă roșie	Cărămidă roșie
Cărămidă zgură	Cărămidă zgură	Cărămidă zgură
Carton	Carton	Carton
Rumeguș	Rumeguș	Rumeguș
Materiale izolante termic		
Asbest fibre	Asbest fibre	Asbest fibre
Lemn(bucăți)	Lemn(bucăți)	Lemn(bucăți)
Plută	Plută	Plută
Paie	Paie	Paie
Rogojină de vată de sticlă	Rogojină de vată de sticlă	Rogojină de vată de sticlă
Fibre de sticlă	Fibre de sticlă	Fibre de sticlă

5.2.1 Transferul de căldură prin perete plan

Considerând un perete plan și omogen de grosime δ și de suprafață S , având temperatura T_1 pe o parte, respectiv T_2 pe cealaltă parte ($T_1 > T_2$) și o conductivitate termică λ (fig. 5.1) atunci, legea conducției va fi dată de relația:

$$\Phi_{cond} = \lambda \cdot S \cdot \frac{T_1 - T_2}{\delta} \quad (5.6)$$

iar densitatea de flux sau fluxul unitar va fi:

$$q_{cond} = \frac{\Phi_{cond}}{S} = \lambda \cdot \frac{T_1 - T_2}{\delta} \quad (5.7)$$

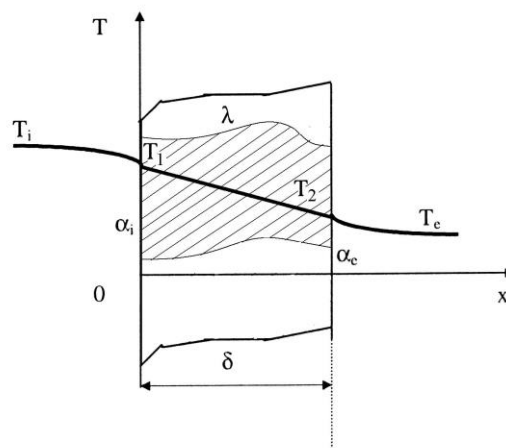


Fig. 5.1. Transmiterea căldurii prin perete plan

5.2.2. Transferul de căldură prin perete cilindric

Se consideră un perete cilindric omogen, cu raza interioară r_i și raza exterioară, r_e , de lungime *nedefinită*, având temperatura T_1 pe suprafața interioară și T_2 pe suprafața exterioară ($T_1 > T_2$), și o conductivitate termică λ (fig. 5.2).

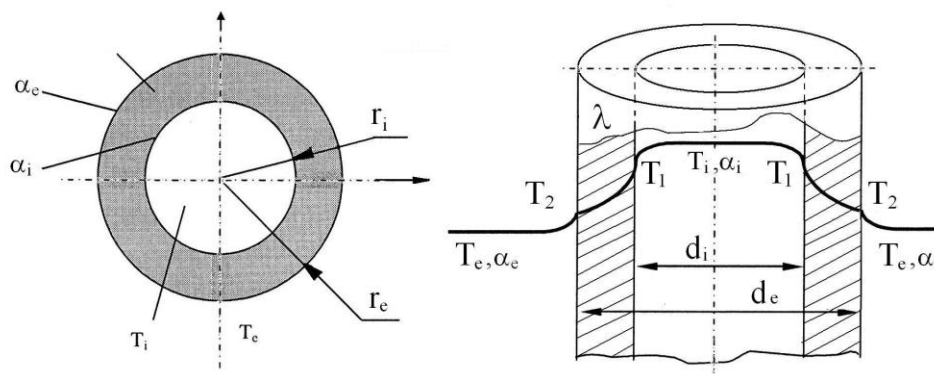


Fig. 5.2. Transmiterea căldurii prin perete cilindric

Legea conducției va fi dată de relația:

$$\Phi_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{2\pi \cdot \lambda} \ln \frac{d_e}{d_i}} \cdot L \quad (5.8)$$

iar densitatea de flux raportată la suprafața interioară, va fi:

$$q_{cond_i} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{2\pi \cdot \lambda} \ln \frac{d_e}{d_i}} \quad (5.9)$$

5.3. Transferul de căldură prin convecție

Convecția termică, este procesul termodinamic ce se realizează între un fluid și suprafața unui solid cu care acesta vine în contact, dacă între ele există o diferență de temperatură, ΔT . Transferul de căldură prin convecție este caracteristic pentru fluide, deoarece are loc *simultan cu deplasarea și amestecarea fluidului la nivel macroscopic*. Conductivitatea însoțește întotdeauna convecția, aportul acesteia la căldura totală transferată depinde de condițiile hidrodinamice.

Legea care stă la baza convecției termice este legea lui Newton care arată proporționalitatea fluxului termic Φ_{cond} cu aria suprafeței S , de transfer termic, cu diferența ΔT dintre temperatura suprafeței T_s și temperatura fluidului, T_f . Dacă $T_s > T_f$, atunci se pot scrie relațiile pentru fluxul termic de convecție Φ_{cond} respectiv pentru densitatea de flux termic, q_{cond} .

$$\Phi_{conv} = \alpha \cdot S \cdot (T_s - T_f) \quad (5.10)$$

$$q_{conv} = \alpha \cdot (T_s - T_f) \quad (5.11)$$

unde, α este un coeficient de convecție termică [$W/m^2 \cdot K$].

În figura 5.3 sunt prezentate ce două variante în care poate avea loc transferul de căldură prin convecție: $T_s > T_f$ (fig. 5.3a), respectiv $T_s < T_f$ fig. 5.3b).

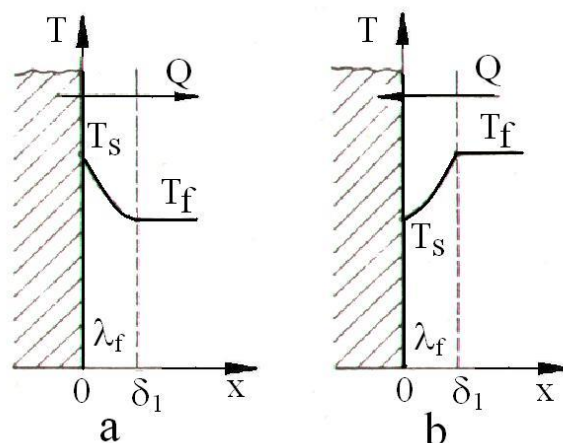


Fig. 5.5. Transmiterea căldurii prin convecție

Convecția forțată se desfășoară în paralel cu convecția liberă și conductivitatea termică, influența acestora din urmă depinzând de regimul de curgere caracterizat prin criteriul *Reynolds*.

S-a constatat experimental că în condițiile curgerii turbulente, intensitatea convecției este maximă și de aceea se recomandă ca vitezele fluidelor să fie astfel aleasă încât curgerea să fie turbulentă.

Mișcarea fluidului poate fi naturală sau indusă și de aceea, pot exista două cazuri:

- *convecție liberă*, sau naturală, caracterizată prin faptul că mișcările se fac sub acțiunea forțelor arhimedice, determinate de diferențe de densitate, care la rândul lor sunt determinate de diferențele de temperatură;
- *convecție forțată*, caracterizată prin faptul că mișcările fluidului (fluidelor) sunt determinate de acțiunea altor forțe exterioare, generate de mijloace mecanice (pompe, ventilatoare etc.)

În cazul instalațiilor frigorifice, se pot întâlni situații când în timpul transferului de căldură prin convecție, starea de agregare a fluidului să se modifice cum este cazul condensatoarelor, sau vaporizatoarelor. Deoarece coeficientul de convecție este influențat de mișcarea fluidului, el poate avea valori foarte diferite în cazul aceluiași fluid. În tabelul 5.2. sunt prezentate câteva valori orientative ale coeficienților de convecție termică pentru diferite situații.

Tabelul 5.2.

Valori orientative ale coeficienților de convecție termică

Nr. crt.	În cazul	Coeficientul α^*	
		kcal/m ² h°C	W/m ² K
1	Răcirii și încălzirii gazelor	1...50	1,16...58
2	Răcirii și încălzirii vaporilor în conducte	20... 100	23,2... 116
3	Răcirii și încălzirii apei	200...2000	232... 2320
4	Vaporizării amoniacului	200... 3000	232... 3480
5	Vaporizării freonului R12	70... 2000	81... 2320
6	Condensării peliculare a amoniacului	1000... 4000	1160... 4640
7	Condensării peliculare a freonului R12	800... 1400	926... 1620

* Limitele largi ale intervalelor date pentru coeficientul α sunt explicabile prin numărul mare de factori care pot influența fenomenul de convecție termică.

5.4. Radiația termică

Radiația termică este unul dintre modurile elementare de transfer termic care are drept suport material radiațiile electromagnetice cu lungimea de undă cuprinsă în intervalul $0,4...400\mu m$. Fenomenul este independent și spre deosebire de conducției și convecției, radiația se poate manifesta și în vid.

Corpurile emit și absorb radiații în proporții diferite și cu lungimi de undă specifice. Mecanismul radiației constă în transformarea unei părți a energiei interne a corpului radiant în energie radiantă, care se propagă sub formă de unde electromagnetice.

Radiațiile termice respectă legile reflexiei și refracției stabilite pentru undele luminoase. Când aceste unde electromagnetice întâlnesc suprafața unui corp, pot să se reflecte, să fie absorbite, sau să străbată corpul respectiv (fig.5.6)

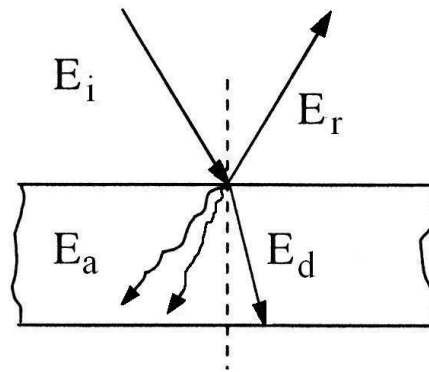


Fig. 5.6. Transmiterea căldurii prin radiație

În funcție de calitatea suprafeței, natura și dimensiunile corpului, radiațiile termice se retransformă parțial în energie termică, iar primul principiu al termodinamicii se aplică și în acest caz.

Fie E_i energia totală (incidentă) primită prin radiație de un corp. Legea conservării energiei se aplicată în acest caz și are forma:

$$E_i = E_r + E_a + E_d \quad (5.12)$$

unde, E_r este energia radiațiilor reflectate;

E_a - energia radiațiilor absorbite;

E_d - energia radiațiilor transmise în interiorul corpului.

Dacă se împarte relația (4.12) la termenul E_i , aceasta devine o relație între coeficienți adimensionali:

$$R + A + D = 1 \quad (5.13)$$

unde, R este coeficientul de reflexie;

A - coeficientul de absorbție;

D - coeficientul de transfer.

Cu ajutorul acestor coeficienți, se pot defini noțiunile de :

- corp alb, pentru $R = 1$; $A = D = 0$;
- corp negru (radiator integral), pentru $R = 0$; $A = 1$; $D = 0$;
- corp diatermal absolut, pentru $R = 0$; $A = 0$; $D = 1$;
- corp cenușiu, pentru $A \neq 0$.

Acste denumiri nu au legătură cu culorile cu același nume din spectrul vizibil. Corpurile tehnice, cu excepția gazelor, se comportă din punct de vedere al radiației ca niște corpuri cenușii.

5.5. Transferul global de căldură

În tehnică, cele trei moduri de transfer termic conducție, convecție și radiație, nu se întâlnesc riguros separat. În cele mai multe cazuri, ele se produc simultan. Spre exemplu, schimbul de căldură dintre două fluide separate de un perete plan, are loc prin convecție și radiație de la fluidul cald la perete, și de la perete la fluidul mai rece, respectiv prin conducție în perete.

Să considerăm un perete plan și omogen (fig. 5.1), de grosime δ și de suprafață S , având temperatura T_1 pe o parte respectiv T_2 pe cealaltă parte, $T_1 > T_2$, o conductivitate termică λ și coeficienții de convecție α_1 și α_2 de cele două părți ale peretelui. Atunci legea conducției va fi dată de relația:

$$\Phi = \frac{(T_1 - T_2) \cdot S}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5.14)$$

Se definește coeficientul total de transfer termic prin relația:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (5.15)$$

Astfel, expresia fluxului termic va fi:

$$\Phi = k \cdot S \cdot (T_1 - T_2) \quad (5.16)$$

Dacă avem un perete neomogen cu mai multe straturi, coeficientul total de transfer termic k va avea expresia:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5.17)$$

Similar, pentru un perete cilindric, de lungime L , cu raza interioară r_i și raza exterioară, r_e (fig.5.2), fluxul de căldură se poate calcula cu relația:

$$\Phi = 2\pi \cdot L \cdot k_L \cdot (T_1 - T_2) \quad (5.18)$$

unde, coeficientul total de transfer termic este dat de relația:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\alpha_e \cdot d_e}} \quad (5.19)$$

Transferul global de căldură se realizează printr-un perete despărțitor, în aparate termice numite schimbătoare de căldură în care, un fluid se poate răcii, încălzi sau să-și modifice starea de agregare, ca urmare a schimbului de căldură.

Cantitatea de căldură Q , schimbată de cel două fluide în cazul în care își păstrează starea de agregare se determină cu relația:

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta T_{med} \tag{5.20}$$

unde, S este aria suprafeței de schimb de căldură

ΔT_{med} – diferența medie de temperatură dintre cele două fluide.

5.5.1. Diferența medie de temperatură

Diferența dintre temperaturile celor două fluide nu este constantă pe toată lungimea suprafeței de schimb de căldură. În relația (5.20), termenul ΔT_{med} reprezintă valoarea medie a acestor diferențe.

Fie un schimbător de căldură, prin care circulă două fluide, în echicurent (figura 5.7.a), respectiv în contracurent (figura 5.7.b).

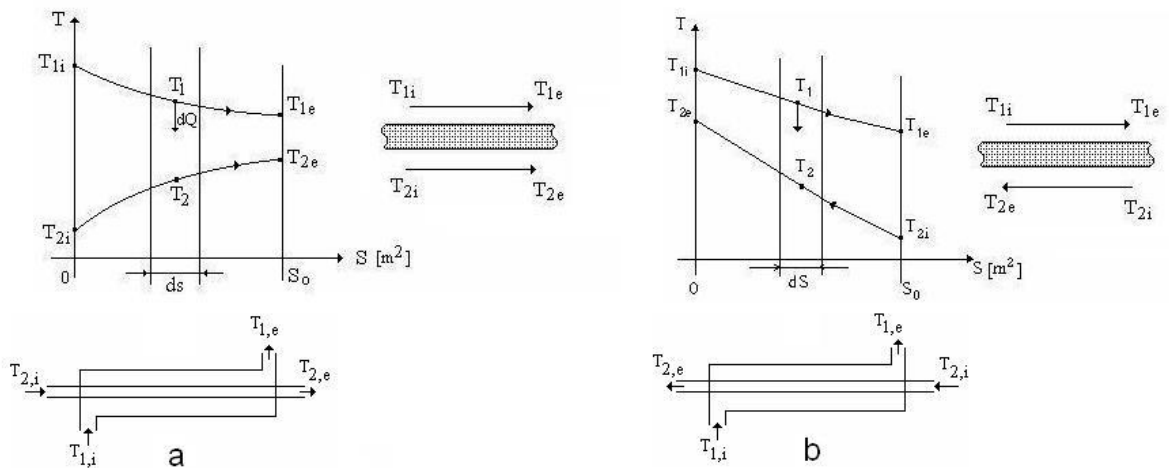


Fig.5.7. Variația temperaturilor în lungul suprafeței:
a - curgerea în echicurent; b – curgerea în contracurent.

În cazul în care fluidele nu își schimbă starea de agregare, diferența medie de temperatură va fi dată de relația:

$$\Delta T_{med} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \tag{5.21}$$

unde, ΔT_{max} și ΔT_{min} sunt diferențele de temperatura maximă și minimă între agenții termici la intrarea, respectiv ieșirea din schimbătorul de căldură.

În tehnica frigului, în cele mai multe cazuri în timpul transferului de căldură, se schimbă starea de agregare a unui fluid. Acest fenomen se întâlnește la condensarea și la vaporizare fluidului frigorific. În figura 5.8 sunt prezentate cele două cazuri: vaporizare (fig.5.8.a), respectiv condensare (fig.5.8.a)

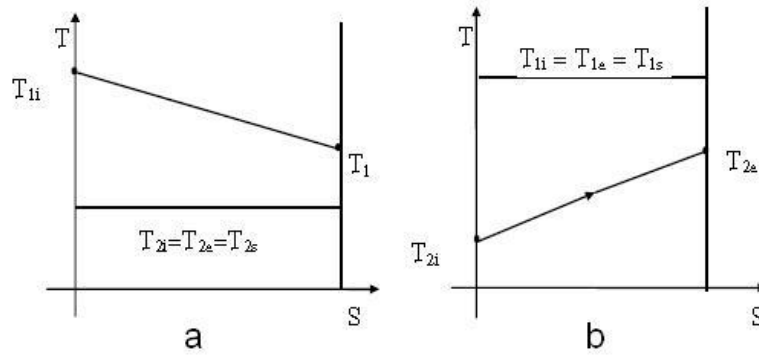


Fig.5.8. Variația temperaturii în lungul suprafeței, cu schimbarea stării de agregare:
 a - fluidul primar nu își schimbă starea de agregare iar cel secundar vaporizează;
 b - fluidul primar condensează iar cel secundar se încălzește.

Relația (5.21) este valabilă și în cazul în care apare o schimbare a stării de agregare a unui fluid, cu condiția ca variația temperaturilor în lungul schimbătorului de căldură, să fie monotonă, crescătoare sau descrescătoare, adică să nu apară creșteri sau descreșteri ale temperaturilor în timpul schimbului termic în cazul aceluiași schimbător de căldură.

6. METODE PENTRU PRODUCEREA FRIGULUI ARTIFICIAL

Producerea frigului artificial, constă în scăderea și menținerea constantă a temperaturii într-o incintă închisă, semiînchisă sau deschisă.

Pentru obținerea temperaturilor scăzute, se cunosc următoarele procedee termodinamice sau fizico-chimice :

1. *Procese termodinamice deschise* (de suprafață):
 - topirea solidelor;
 - vaporizarea lichidelor;
 - desorbția gazelor dintr-un corp sau dintr-un lichid;
 - sublimarea (trecerea solidelor direct în stare gazoasă).
2. *Procese termodinamice închise*:
 - destinderea adiabatică a gazelor;
 - destinderea turbionară a gazelor (efectul Ranqué – Hilsch);
 - laminarea (efectul Joule- Thomson).
3. *Procedee electrice și magnetice*:
 - efectul termoelectric inversat (efectul *Peltier*);
 - demagnetizarea adiabatică a substanțelor paramagnetice;
 - efectul termomecanic;
 - efectul magnetocaloric în superconductori.
4. *Procese termodinamice ciclice* ; acestea au la bază procese termodinamice închise care se succed într-un circuit separat de mediul exterior prin pereți, conducte etc.

Dintre procedeele enumerate, cele mai utilizate pentru temperaturi moderat de joase sunt *procedeele termodinamice deschise* sau de suprafață, *destinderea adiabatică a gazelor* și *destinderea gazelor prin laminare*, pentru temperaturi foarte joase - *desorbția gazelor dintr-un corp sau dintr-un lichid*, iar pentru puteri mici și temperaturi moderat de joase, *destinderea turbionară a gazelor* și *efectul termoelectric inversat*.

Procesele termodinamice ciclice care se desfășoară în sisteme închise, ocupă 80...90% din totalitatea metodelor de producere a frigului artificial.

6.1. Producerea frigului artificial în sistemele termodinamice deschise

Un sistem termodinamic este deschis, dacă el poate comunica în mod direct și nerestricționat cu mediul înconjurător ($\Delta m \neq 0$), cu care realizează cel puțin un schimb de substanță. Pentru aceasta, mediul asupra căruia se produc transformările de fază, poate fi într-o incintă deschisă sau semideschisă, izolată sau neizolată din punct de vedere termic.

Principiul transformărilor de fază se bazează pe proprietatea substanțelor de a absorbi căldură în procesul de transformare a fazelor, care sunt:

- *topirea*, adică transformarea solidelor lor în lichid;
- *vaporizarea*, transformarea lichidelor în vapori;
- *sublimarea*, ceea ce înseamnă, trecerea solidelor direct în stare gazoasă.

Din punct de vedere termodinamic, transformările de fază au fost prezentate în subcapitolul 4.2. Efectul de răcire în cazul transformărilor de fază se datorează absorbției căldurii latente de topire respectiv a căldurii latente de vaporizare.

6.1.1. Acumulatorul de frig

Instalațiile frigorifice care funcționează pe principiul topirii unei substanțe solide, se mai numesc și *acumulatoare de frig*.

Cea mai răspândită substanță utilizată în acest scop și care acumulează frigul natural, este gheața. Deoarece rezervele de gheață naturală sunt reduse, iar pierderile din timpul depozitării sunt mari, s-a trecut la fabricarea gheții artificiale.

Gheața artificială, utilizate pentru dispozitive frigorifice de mici dimensiuni, care se mai numesc și răcitoare. De asemenea, se produce gheață sub formă de fulgi, care se utilizează pentru răcirea directă a unor produse alimentare proaspete, sau pentru răcirea unor produse alimentare în timpul procesării lor (înghețata, mărunțirea produselor din carne etc.).

Folosind apa sub formă de gheață nu se pot obține temperaturi mai mici de 0°C . De aceea, pentru obținerea temperaturilor joase și foarte joase, tot pe principiul transformărilor de fază se utilizează alte substanțe, cum ar fi: dioxidul de carbon sau *gheața carbonică*, azotul lichid, sau aerul lichid.

Gheața carbonică, denumită și gheață uscată, se obține la presiunea atmosferică prin solidificarea CO_2 și permite obținerea unei temperaturi de -79°C . O particularitate a gheții carbonice este că, la presiune atmosferică nu se topește ci sublimează adică, CO_2 trece din stare solidă direct în stare gazoasă, necontaminând produsele cu care vine în contact. Ea are și un efect sterilizant deoarece, marea majoritate a microorganismelor nu rezistă la această temperatură.

Cele mai uzuale domenii în care se utilizează gheața artificială sunt:

- refrigerarea produselor alimentare: legume, fructe, peste, păsări;
- transporturi frigorifice: auto, navale și pe calea ferată;
- în unități de alimentație publică.

Prin utilizarea unor substanțe singulare, performanțele acumulatorilor de frig sunt limitate (timpul în care temperatura produselor supuse răcirii răcirea rămâne scăzută este relativ redus, iar în cazul apei, temperatura este practic peste 0°C). De aceea, pentru extinderea domeniului de utilizare a acumulatorilor de frig se pot utiliza *amestecuri frigorifice* sau *soluții eutectice*.

Soluțiile eutectice sunt amestecuri de apă cu diferite substanțe - în general săruri, care determină scăderea temperaturii de topire (solidificare). *Gheața eutectică*, obținută prin congelarea unor soluții de săruri în apă, se poate utiliza pentru realizarea de temperaturi sub 0°C .

Comportamentul soluțiilor eutectice poate fi studiat în diagramele $T-\zeta$ unde, ζ_x este concentrația unei soluții în componenta c . Concentrația masică în componenta x , dintr-un amestec de soluții $x + y$ se exprimă în procente și este dată de relația :

$$\zeta_x = \frac{m_x}{m_x + m_y} = \frac{m_x}{m_t} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.1)$$

unde, m_x este masa componentei x din amestec ;

m_y - masa componentei y din amestec

m_t - masa totală a amestecului, $m_t = m_x + m_y$

În figura 6.1 este prezentată diagrama $T-\zeta$ pentru un amestec de apă cu clorură de calciu (CaCl_2).

Considerăm o soluție de concentrație ζ_x și temperatură t_i . Coborând temperatura soluției până la nivelul t_{xI} , componenta x (apa) începe să se solidifice, iar în soluție apar primele cristale din componenta x (cristale de gheață). Dacă temperatura continuă să scadă, procentul de componentă x (apă) solidificată crește, iar soluția se concentrează în componenta y (sare) din ce în ce mai mult, evoluând după curba $x_I - E$. Odată ajunsă în punctul E , soluția de concentrație ζ_{xe} ($\zeta_{xe} = 1 - \zeta_{ye}$), soluția se solidifică, fără a se mai separa pe componente.

Dacă soluția la temperatura t_i ar avea concentrația ζ_y , la scăderea temperaturii până la valoarea t_{y1} în soluție ar apărea cristale din componenta y , după care soluția s-ar concentra în componenta x (apă). Continuând răcirea, soluția va evolua după curba $y_1 - E$, crescând cantitatea de cristale de sare, dar și a concentrației de apă din soluție. Ajunsă în punctul E , soluția se solidifică.

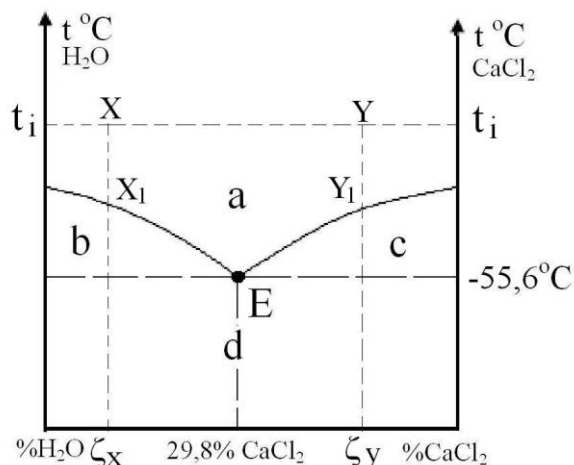


Fig. 6.1. Diagrama soluției eutectice $H_2O + CaCl_2$

Pe diagramă se disting următoarele zone :

- a** - soluție lichidă, $H_2O + CaCl_2$;
- b** - amestec de cristale de gheață (H_2O) + soluție lichidă
- c** - amestec de cristale de sare ($CaCl_2$) + soluție lichidă
- d** - amestec de cristale de gheață (H_2O) + cristale de sare ($CaCl_2$)
- E** - punct eutectic (29,8% $CaCl_2$ în H_2O)

Punctul eutectic se găsește în locul unde se întâlnesc toate cele patru forme ale soluțiilor. În punctul eutectic, fazele lichide trec direct în cele solide $\alpha + \beta$ (formele solide pure A și B), și reprezintă temperatura minimă de topire al oricărui amestec posibil al componentelor A și B . Temperatura ce corespunde acestui punct se numește *temperatură eutectică*.

Pentru a limita efectul coroziv, se impune ca soluțiile cu săruri (saramurile) să fie ușor alcaline, având un $pH = 7...8,5$.

Și alte soluții au un comportament asemănător, din punct de vedere al utilizării ca agent de răcire sau ca acumulator de frig. Acestea sunt: apă + etilenglicol, apă + propilenglicol, sau apă + glicerină. În figura 5.2 este prezentată diagramă eutectică a soluției apă + glicerină.

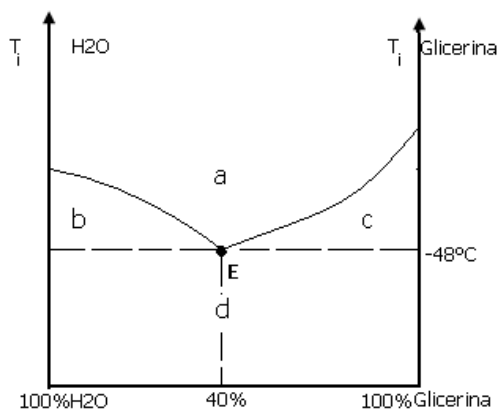


Fig. 6.2. Diagrama soluției eutectice apă + glicerină

În tabelul 6.1. sunt prezentate temperaturile minime care se pot obține cu ajutorul unor amestecuri frigorifice.

Tabelul 6.1

Principalele caracteristici ale soluțiilor frigorifice

Nr. Crt.	Soluții	Concentrația masică [%]		Temperatura de solidificare t [°C]	Densitatea ρ [kg/m ³]	Căldura specifică a soluției C [J/(kg·K)]	Căldura latentă de topire λ [KJ/kg]
		Sare [g]	Apa [g]				
1	ZnSO ₄ +H ₂ O	27,2	72,8	-6,5	1249	3127	213
2	BaCl ₂ +H ₂ O	22,5	77,5	-7,8	1239	3345	246,5
3	Na ₂ S ₂ O ₃ +H ₂ O	30,0	70,0	-11,0	1312	3181	186,3
4	NH ₄ Cl+H ₂ O	19,25	80,75	-11,1	1148	3307	301
5	NH ₄ NO ₃ +H ₂ O	41,2	58,8	-17,35	1188	2972	286,3
6	NaNO ₃ +H ₂ O	37,0	63,0	-18,5	1290	3056	215,6
7	NaCl+H ₂ O	22,4	77,6	-21,2	1170	3336	236,1
8	CaCl ₂ +H ₂ O	29,8	70,2	-55,0	1286	2750	155

6.1.2. Zăpada artificială

Producerea zăpezii artificiale, se bazează pe utilizarea unui procedeu de obținere a unor temperaturi scăzute și anume *vaporizarea*, combinat cu temperaturile joase existente într-un sistem termodinamic.

Producerea a frigului artificial prin vaporizare, ca și topirea, are la bază schimbarea stării de agregare a unui fluid, care trece din stare lichidă în stare de vapori, absorbind căldură de la mediul care trebuie răcit. *Vaporizarea* ca proces termodinamic, a fost prezentată în subcapitolul 3.2.1. La fel ca în cazul precedent, prima substanță care a fost utilizată pentru a produce frig prin vaporizare, a fost apa.

Prin pulverizarea apei într-un curent de aer generat cu ajutorul unor ventilatoare puternice, se mărește suprafața de schimb de căldură a apei care, se vaporizează mai ușor. Dacă temperatura aerului respectiv a apei sunt în jur de 0°C, temperatura apei scade, iar picăturile foarte fine de apă, se solidifică, formând cristale mici de gheață care prin aglomerare formează zăpada artificială. Dacă apa are în jur de 4°C, aerul trebuie să aibă cel mult - 4°C.

Deoarece temperatura de vaporizare a apei la presiune atmosferică este ridicată, vaporizarea ei ca metodă de producere frigului artificial, se poate utiliza doar pentru a obține temperaturi relativ scăzute, dar pozitive. Cum este o substanță ieftină și nepoluantă, în ultimul timp a început să fie reconsiderată și utilizată pentru răcirea aerului din zonele deschise sau semideschise acoperite, cum ar fi copertine, pavilioane etc. Pentru a favoriza fenomenul de vaporizare și pentru a obține temperaturi mai mici decât temperatura mediului ambiant, apa este pulverizată cu mijloace mecanice, cu un gaz propulsor de tip spray sau într-un curent de aer generat de un ventilator.

6.2. Producerea frigului artificial în sisteme termodinamice închise

Un sistem termodinamic este închis, dacă el nu poate comunica în mod direct cu mediul înconjurător. Cu acesta poate schimba numai căldură, fără a face schimb de substanță ($\Delta m = 0$). Aceasta înseamnă că mediul asupra căruia se produc transformările de fază, trebuie să fie într-o încălțată închisă, izolată sau neizolată din punct de vedere termic .

6.2.1. Destinderea adiabatică

În cazul sistemelor termodinamice închise, cea mai utilizată metodă pentru obținerea temperaturilor scăzute, este *destinderea adiabatică*.

Presupunem că avem o incintă cu două secțiuni diferite S_1 și S_2 , $S_1 < S_2$ (fig.6.3). Dacă un fluid trece cu viteză mare de la S_1 la S_2 suferă o destindere bruscă, ceea ce duce la scăderea presiunii dar și a temperaturii, conform principiului prezentat în subcapitolul 4.1.3.

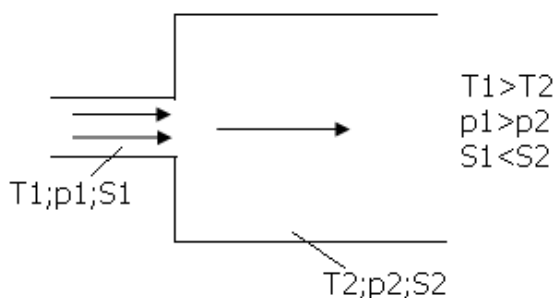


Fig. 6.3. Producerea frigului prin destindere adiabatică

Procesul de obținere a unor temperaturi scăzute prin destindere adiabatică, poate fi urmărit în diagramele presiune volum ($p-V$), temperatură entropie ($T-S$) respectiv presiune entalpie specifică ($p-i$) din figura 6.4.

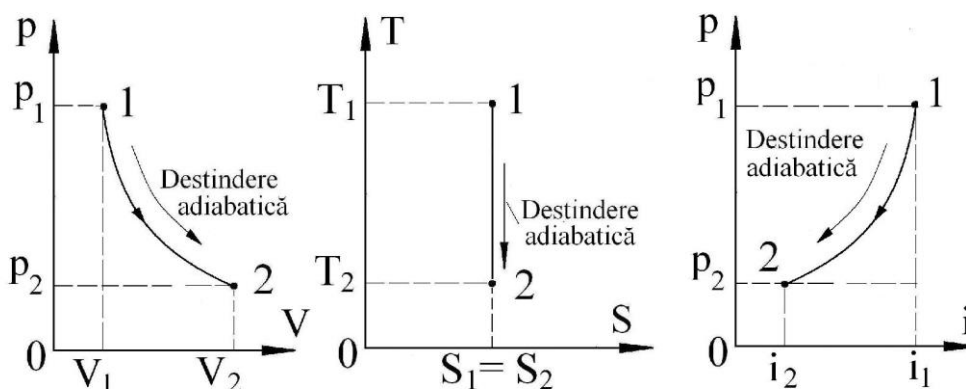


Fig. 6.4. Destinderea adiabatică în diagramele $p-V$, $T-S$, $p-i$

Plecând de la relațiile (2.6) și (4.5) se poate demonstra că se obține diferența dintre temperatura inițială T_1 și temperatura finală, T_2 :

$$\Delta T = T_1 - T_2 = T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (6.2)$$

6.2.2. Destinderea turbionară

Ranqué (1931) a descoperit fenomenul de producere a unor temperaturi scăzute prin efectul care-i poartă numele, bazat pe *destinderea turbionară*. Fenomenul a fost sesizat măsurând temperatura aerului după trecerea printr-un filtru. În figura 6.5. este prezentată schema unui dispozitiv care funcționează pe acest principiu.

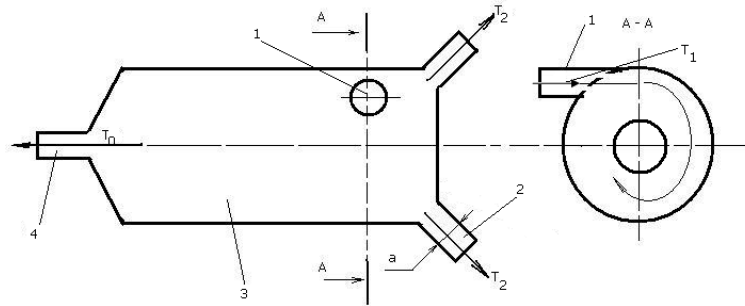


Fig. 6.5. Producerea frigului prin destindere turbionară (tubul Ranqué) ;
 1- ajutoraj de intrare tangențial, 2- ajutoraj de ieșire a aerului cald,
 3- carcasă circulară, 4- ajutoraj de ieșire a aerului rece.

Aerul care intră tangențial prin ajutorajul 1 în tubul *Ranqué*, transferă o parte din energie peretelui circular (prin frecare) și iese prin ajutorajul 2 cu o temperatură mai mare decât T_1 .

În acest timp ca urmare a destinderii turbionare și a echilibrului termodinamic ce nu se modifică, aerul din interior care iese prin ajutorajul 4 va avea o temperatură T_0 mai mică.

Între temperatura T_1 a aerului la intrare în ajutorajul 1 și temperaturile T_2 și T_3 de la ieșirea din ajutorajele 2 și 4 există relația, $T_0 < T_1 < T_2$

Laminarea este o metodă mult utilizată în instalațiile frigorifice pentru transformarea agentului frigorific în vederea obținerii temperaturilor scăzute.

Prin laminare, presiunea fluidului scade foarte mult, pe baza rezistențelor hidrodinamice și/sau gazodinamice, pe care fluidul le întâlnește la trecerea printr-un dispozitiv numit ventil de laminare. Astfel, fluidul este adus în condiții de presiune și temperatură pentru care are loc fenomenul de vaporizare, cu absorbție de căldură. Fiind un procedeu termodinamic complex, laminare a fost prezentată ca transformare, din punct de vedere teoretic în subcapitolul 4.1.6 (fig.4.7), urmând a fi dezvoltată în capitolul cu echipamente specifice instalațiilor frigorifice.

6.2.3. Producere a frigului artificial în sisteme termodinamice închise ciclice

Producerea artificială a frigului în sisteme termodinamice închise, presupune *transportul căldurii de la sursa rece* (mediul care trebuie răcit) *la sursa caldă* (mediul de răcire) prin parcurgerea ciclică a unei succesiuni de transformări termodinamice, având la bază ciclul *Carnot inversat*.

Prin parcurgerea unui *ciclu Carnot inversat*, frigul artificial se realizează cu un consum minim posibil de energie. El este un ciclu reversibil, denumit *ciclu frigorific ideal* și se desfășoară în domeniul de vapori umezi, așa cum se observă în diagramele din figura 6.6.

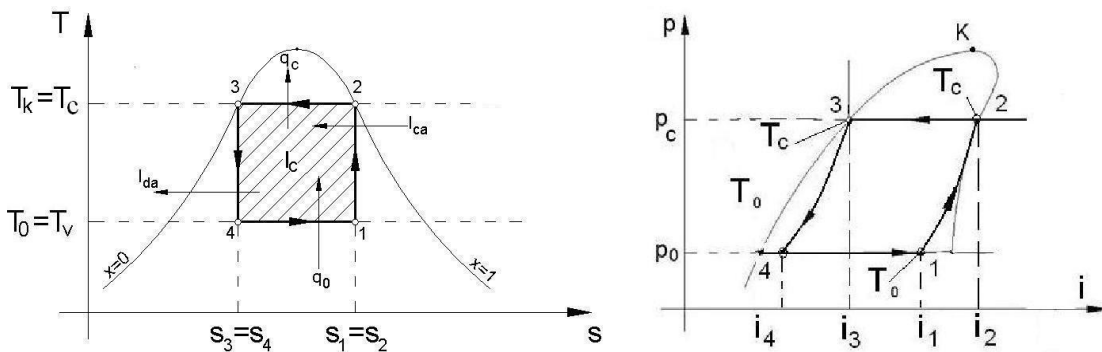


Fig.6.6. Ciclu Carnot inversat reversibil, în domeniul de vapori umezi

Procesul de lucru se desfășoară între temperatura sursei reci T_0 teoretic egală cu temperatura de vaporizare, T_v și temperatura sursei calde T_k teoretic egală cu temperatura de condensare, T_c , egală la rândul ei cu temperatura mediului ambiant și cele două adiabate reversibile ($S = \text{constant}$): de comprimare 1-2, respectiv de destindere 3-4, sensul de parcurgere a ciclului fiind antiorar.

Vaporii de fluid de lucru (agent frigorific) 1, rezultați în urma unui proces de vaporizare, sunt comprimați adiabetic 1-2. După ce este refulat, agentul de lucru sub formă de vapori încălziți, se condensează izobar-izoterm 2-3 și cedează căldura sursei calde. Lichidul rezultat, se destinde adiabetic 3-4, iar fluidul de lucru destins, (agentul frigorific) preia căldura prin procesul de vaporizare izobar-izoterm 4-1 de la mediul care trebuie răcit, după care, vaporii parcurg un nou ciclu, care se repetă.

Considerând 1 kg de fluid de lucru (agent frigorific), se pot fi determinate pentru fiecare transformare componentă a ciclului în parte, cantitatea de căldură schimbată:

- *cantitatea de căldură specifică masică* q_{om} preluată de la sursa rece prin vaporizare la temperatura constantă T_0 și presiunea constantă p_0 este:

$$q_{om} = i_1 - i_4 = T_0 \cdot (s_1 - s_4) \text{ [kJ/kg]} \quad (6.3)$$

- *cantitatea de căldură specifică masică* q_{cm} cedată sursei calde prin condensare la temperatura constantă T_c și presiunea constantă p_c este:

$$q_{cm} = i_2 - i_3 = T_c \cdot (s_2 - s_3) \text{ [kJ/kg]} \quad (6.4)$$

- *lucrul mecanic specific masic* l_{cm} consumat de compresor în procesul de comprimare adiabetică este:

$$l_{cm} = i_2 - i_1 \text{ [kJ/kg]} \quad (6.5)$$

- *lucrul mecanic specific masic* l_{dm} furnizat de detentor în procesul de destindere adiabetică este:

$$l_{dm} = i_3 - i_4 \text{ [kJ/kg]} \quad (6.6)$$

- *lucrul mecanic total specific masic* l_m consumat în ciclul *Carnot inversat* de compresor în procesul de comprimare adiabetică este:

$$l_c = l_{cm} - l_{dm} = q_{cm} - q_{om} = (T_c - T_0) \cdot (s_2 - s_3) \text{ [kJ/kg]} \quad (6.7)$$

Cantitatea de căldură q_{om} absorbită de un kilogram de agent frigorific, de la sursa rece, este denumită *putere frigorifică specifică*.

Raportul dintre *puterea frigorifică specifică* (efectul util al ciclului) și *lucrul mecanic total consumat* se numește *eficiența frigorifică* și este dată de relația:

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{l_c} = \frac{T_0 \cdot (s_1 - s_4)}{(T_c - T_0) \cdot (s_2 - s_3)} = \frac{T_0}{T_c - T_0} = \frac{1}{\frac{T_c}{T_0} - 1} \quad (6.8)$$

Lucrul mecanic minim, necesar pentru ciclu frigorific, este cel consumat într-un ciclu Carnot inversat, și se determină cu relația:

$$l_c = \frac{q_0}{\varepsilon_f} = q_0 \left(\frac{T_c}{T_0} - 1 \right) \quad (6.9)$$

Din analiza relațiilor (6.8) și (6.9) se observă că la aceeași temperatură T_c a mediului ambiant, sau a condensatorului, cu cât scade temperatura T_0 a mediului ce trebuie răcit, cu atât crește lucrul mecanic l_c necesar.

Cu cât crește cantitatea de căldură q_0 absorbită de la mediul ce trebuie răcit, și/sau cu cât scade lucrul mecanic total consumat l_c , cu atât crește eficiența frigorifică.

6.3. Producerea frigului artificial prin efect termoelectric

Efectul *termoelectric* descoperit de *Seebeck* constă în apariția unei t.e.m. într-un circuit format din două conductoare de natură diferită (cu potențial de electrod diferit) conectate la capete, când cele două joncțiuni (puncte de sudură) se află la temperaturi diferite. La stratul limită dintre cele două metale, apare o tranziție de electroni care produce un câmp electric. Aportul de energie prin încălzire în punctul de sudură respectiv, mărește tensiunea de contact în comparație cu punctul rece. Cum tensiunea electromotoare E rezultată este proporțională cu diferența dintre temperaturile celor două puncte de sudură, fenomenul stă la baza funcționării termocuplelor pentru măsurarea temperaturii.

Fie un circuit electric este format din doi conductori a respectiv b ca în figura 6.7. Unul din punctele de sudură va fi încălzit la o temperatură T_1 mai mare decât temperatura celuilalt punct, care are temperatura mediului ambiant T_0 , ($T_1 > T_0$).

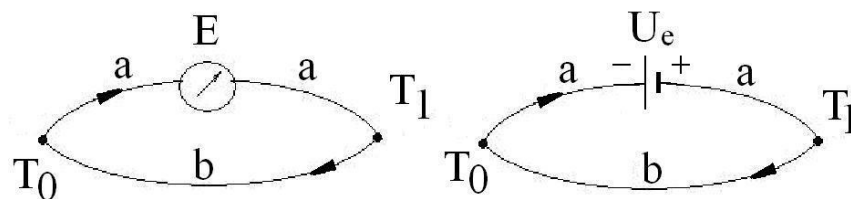


Fig. 6.7. Efectul termoelectric

Astfel, între cele două capete va apărea o t.e.m. care va da naștere unui curent electric.

În tabelul 6.2, este prezentată o parte din scara tensiunilor electromotoare care reprezintă tensiunea electromotoare în milivolți raportată la platină, pentru 100°C .

Tabelul 6.2.

Tensiunea termoelectrică a unor metale raportată la platină

Metalul	Tensiunea [mV]	Metalul	Tensiunea [mV]
Bismut	-7,7	Argint	+0,67...0,79
Constantan	-3,47...-3,4	Cupru	+0,72...+0,77
Cobalt	-1,99...-1,52	Fier	+1,87...1,89
Nichel	-1,94...-1,2	Crom - nichel	+2,2
Mercur	-0,07...+0,04	Antimoniu	+4,7...+4,86
Platină	0	Siliciu	+44,8

Dacă circuitul se alimentează cu o tensiune continuă de un anumit sens, la cele două puncte se va constata o diferență de temperatură, de exemplu, $T_0 < T_1$, când, T_1 este temperatura mediului ambiant.

Fenomenul răcirii termoelectrice a fost descoperit de ceasornicarul francez *Peltier* în anul 1834, care a observat că, dacă, în circuitul unui termocuplu, format din două conductoare din materiale diferite, sudate la capete, galvanometrul se înlocuiește cu o sursă de tensiune, la un

punct de sudură apare o răcire iar la celălalt capăt o încălzire, față de temperatura mediului ambiant. Dacă se schimbă sensul curentului, se vor inversa și temperaturile la cele două suduri.

Fenomenul care se manifestă în acest caz, poartă numele de *efect Peltier*, și constă în absorbția sau degajarea unei cantități de căldură (diferită de cea degajată prin efectul *Joule-Lenz* al curentului electric) într-o joncțiune formată din doi conductori sau doi semiconductori diferiți.

În figura 6.8 este prezentată schema unui element pentru răcire termoelectrică. Distingem la această schemă conductoarele 1 - 2 - 1, care sunt sudate continuu. În condițiile sensului curentului indicat în figură, la un capăt avem degajarea fluxului de căldură Φ_c , la temperatura T_c iar la celălalt capăt, se va produce o absorbție de flux de căldură Φ_0 , la temperatura T_0 ; notațiile utilizate sunt prin analogie cu cele de la o instalație frigorifică clasică.

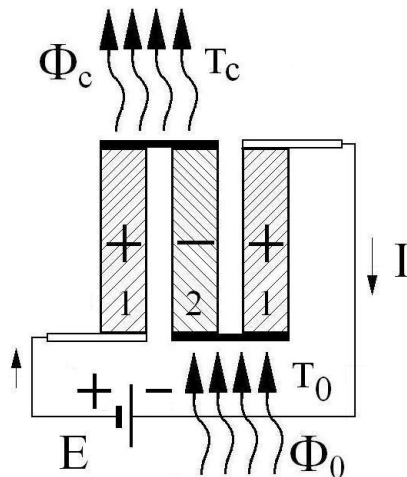


Fig. 6.8. *Efectul Peltier*

Explicarea *efectului Peltier* se face pe baza nivelurile de energie ale electronilor celor două conductoare în contact, care sunt diferite. Dacă, sub acțiunea unui câmp electric, electronii liberi sunt obligați să treacă din conductorul în care nivelul lor energetic este mai mare, în conductorul în care energia lor este mai mică, surplusul de energie se transformă în căldură la locul de contact; la inversarea curentului, trecerea electronilor de la un nivel mai mic la un nivel energetic mai mare se face cu absorbție de energie din afară și deci locul de contact se va răci.

Efectul de răcire este redus la materialele bune conducătoare de electricitate (metale și aliaje), și mult mai mare la semiconductoare.

Semiconductoarele sunt substanțe cu structură cristalină, la care toți electronii sunt legați de nucleele lor, neexistând electroni liberi, mai ales la temperaturi foarte joase. În acest ultim caz, semiconductoarele sunt materiale izolante din punct de vedere electric. Odată cu creșterea temperaturii, apar electroni de conducție care sub influența unei diferențe de potențial, începe să circule formând un curent electric. O altă caracteristică importantă a semiconductoarelor este faptul că rezistivitatea lor se micșorează prin creșterea temperaturii, în timp ce a metalelor se mărește.

O influență deosebită în creșterea conductivității electrice a semiconductoarelor, o are inocularea lor cu impurități sau de *adaosuri*. Există *adaosuri donoare*, care cedează electroni în zona de conducție, și *adaosuri acceptoare*, care creează "goluri" în semiconductor, prin faptul că primesc electronii furnizați de acesta. Inoculate în cantități infime, acestea pot mări conductivitatea electrică a semiconductoarelor de mii sau chiar milioane de ori.

Eficacitatea maximă a unui termocuplu, folosit la răcire, se obține când unul din cele două brațe constă dintr-un semiconductor cu adaosuri donoare (-), iar celălalt dintr-un semiconductor cu adaosuri acceptoare (+).

Pentru brațul pozitiv al termocuplului se folosesc uzual aliaje de Sb_2Te_3 (antimontelurid) și Bi_2Te_3 (bismuttelurid), iar pentru brațul negativ aliaje de Bi_2Te_3 și Bi_2Se_3 . Cu aceste termocuple, au fost obținute diferențe de temperatură între cele două suduri, de până la 60°C .

Cantitatea de căldură schimbată cu mediul ambiant la locul de contact a două semiconductoare, prin *efect Peltier*, se exprimă prin relația:

$$Q_{1-2} = \pi_{1-2} \cdot I \cdot \tau \quad (6.10)$$

unde, π_{1-2} este coeficientul *Peltiér*;

I - curentul electric din circuit, [A];

τ - timpul, [s].

Coeficientul Peltier reprezintă cantitatea de căldură degajată sau absorbită în punctul de sudură, când prin acesta trec un curent electric de 1A în timp de o secundă.

Pentru coeficientul *Peltier*, W. Thomson a stabilit relația :

$$\pi_{1-2} = \alpha_{1-2} \cdot T_{1-2} \text{ [V]} \quad (6.11)$$

unde, α_{1-2} este coeficient de forță electromotoare, [V/K];

T_{1-2} - temperatura absolută a punctului de contact, [K].

Instalațiile de răcire cu efect *Peltiér* se utilizează pentru răcirea unor circuite electronice (răcire locală) pentru incinte frigorifice mici, portabile, etc.

6.4. Agenți frigorifici

Funcționarea ciclică a instalațiilor frigorifice, este asigurată de proprietățile termodinamice ale agenților de lucru din acestea care, preiau căldura de la mediul care trebuie răcit prin vaporizare și o cedează prin condensare, unui mediu de răcire. Cele două procese de transfer termic, se produc la temperaturi care pot fi comparate cu temperatura mediului ambiant. În consecință agenții de lucru din instalațiile frigorifice, trebuie să fie caracterizați de unele particularități, ce îi deosebesc de agenții de lucru din alte tipuri de echipamente termice. De aceea, aceste substanțe poartă numele de *agenți frigorifici*.

Agenții frigorifici sunt substanțele sau amestecuri de substanțe, utilizate ca agent de lucru în instalațiile frigorifice. Ca urmare a proprietăților pe care le posedă, agenții frigorifici suferă transformări de fază reversibile, preluând prin vaporizare căldura de la mediul care trebuie răcit și cedând-o prin condensare la un alt mediu.

Pentru a fi utilizat, un agent frigorific trebuie să îndeplinească următoarele condiții :

- să fie inofensiv pentru om;
- să nu fie inflamabil și să nu formeze amestecuri explozive;
- *presiunea de vapori mică* pentru a putea fi lichefiat ușor la presiuni joase;
- *presiunea de condensare* să fie scăzută pentru a nu apare pierderi de agent frigorific din instalație iar consumurile energetice în procesul de comprimare să fie mici;
- *presiunea de vaporizare* să fie superioară presiunii atmosferice (cu peste $0,1\text{MPa}$);
- *temperatura de vaporizare* să fie joasă (în funcție de necesități);
- *volumul masic* să fie mic (densitate mare) pentru ca dimensiunile de gabarit ale echipamentelor instalațiilor să fie mici;
- *căldura specifică masică mică* atunci când agentul e în stare lichidă, pentru a nu apare pierderi mari prin ireversibilități interne;

- *căldură latentă de vaporizare* mare pentru a rezulta debite volumice și masice vehiculate cât mai mici;
- *putere frigorifică specifică* mare;
- *conductibilitate termică* ridicată;
- să aibă *vâscozitate dinamică* mică;
- să fie inert față de lubrifianți sau compatibil cu aceștia în orice proporție;
- în amestec cu apă să nu formeze gheață și soluții corozive;
- să aibă preț de cost scăzut;
- să nu fie poluanți, fiind cunoscut faptul că unii agenți frigorifici contribuie la distrugerea stratului de ozon al stratosferei terestre;
- să prezinte o contribuție cât mai scăzută la fenomenul de încălzirea globală (efectul de seră).

Este evident că o substanță chimică reală, nu poate îndeplini toate aceste condiții; acesta ar fi agentul frigorific ideal. De aceea pentru a putea fi utilizat în practică, agentul frigorific trebuie să îndeplinească doar o parte din cerințele enumerate mai sus, în funcție de tipul instalației frigorifice și de condițiile obiective de utilizare (temperaturile surselor de căldură).

Deoarece în unele cazuri formulele chimice sunt complicate, în practică agenții frigorifici sunt simbolizați prin majuscula *R*, (din limba engleză - *Refrigerant*) la care s-a asociat un număr determinat în funcție de compoziția chimică.

Amoniacul - NH_3

Este utilizat ca agent frigorific încă din 1873. Având simbolul *R117*, este unul dintre agenții frigorifici cunoscuți și utilizați până în prezent, care răspunde la majoritatea dintre cerințele impuse agenților frigorifici. Are temperatura normală de fierbere de $-33^{\circ}C$ iar densitatea în stare lichidă este mică (680 kg/m^3). Poate fi detectat ușor prin miros, fiind sesizabil dacă în aer, este mai mult de $0,07\text{g/m}^3$. Dacă proporția lui masică depășește 1%, aerul devine irespirabil. Formează amestecuri explozive numai dacă procentul din aer depășește 13,1% (limita superioară de inflamabilitate a amestecului = 26,8%). Este foarte solubil în apă și în amestec cu aceasta (mai mult de 0,1% în H_2O), formează HNO_3 care este coroziv pentru piesele din cupru și aliaje ale acestuia. De aceea, instalațiile frigorifice care funcționează cu amoniac, se realizează din oțel sau fontă. Are exponent adiabatic mare ($\kappa = 1,3$) ceea ce face ca lucrul mecanic de comprimare să fie mare, temperatura de comprimare mare, iar consumul energetic specific la comprimare, relativ mare.

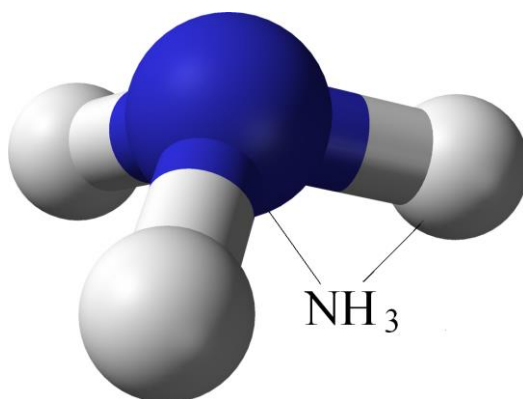


Fig. 6.9 Amoniacul

Temperaturile de condensare mai mari de $40^{\circ}C$, impun presiuni de lucru ridicate care impun piese robuste pentru partea de înaltă presiune a instalațiilor frigorifice.

Cu toate avantajele și dezavantajele, amoniacul ocupă locul I în rândul agenților frigorifici.

Clorura de metil - CH_3Cl .

Clorura de metil se utilizează în special în instalațiile de aer condiționat de putere mică și are simbolul *R40*. Temperatura de vaporizare coboară până la $-60^{\circ}C$ iar cea de condensare, poate atinge $+60^{\circ}C$ (1,32 MPa). Este miscibilă cu uleiul și de aceea, acestea trebuie să aibă vâscozitate ridicată. Nu corodează fierul și aliajele lui (oțelurile), dar în prezența aerului atacă aliajele cu Zn, Al, Mg.

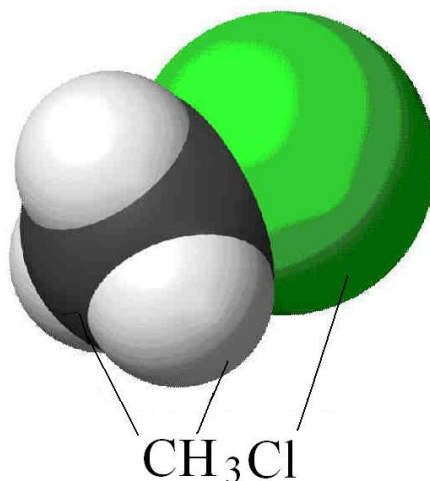


Fig. 6.10 Clorura de metil

Dacă sunt inhalați, vaporii de clorură de metil au efect narcotic, iar cu aerul poate forma amestecuri explozive. De aceea, există tendința de înlocuire a clorurii de metil, cu un freon (R12).

Dioxidul de carbon - CO_2 .

Este cunoscut din perioadele de pionierat în domeniu frigului artificial, fiind utilizat încă din 1897. Dioxidul de carbon, este un gaz incolor, inodor și nu este toxic. Prezența lui în aerul respirat nu afectează sănătatea oamenilor dacă aceștia nu resimt lipsa de oxigen .

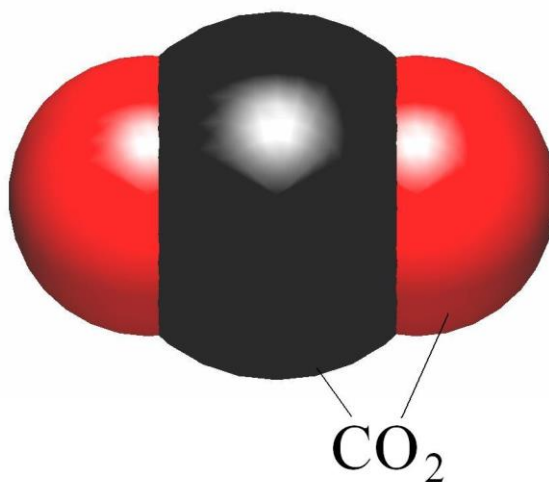


Fig. 6.11 Dioxidul de carbon

Temperatura critică foarte coborâtă ($+31,35^{\circ}C$) cât și presiunea de lucru foarte ridicată de 0,6 MPa (6 bar) la $-50^{\circ}C$ respectiv 7,5 MPa (75 bar) la $31^{\circ}C$ au limitat inițial utilizarea lui.

Tehnologiile moderne pentru realizarea unor componente mecanice cu performanțe ridicate dar și faptul că impactul dioxidului de carbon asupra mediului înconjurător este minim, au determinat reconsiderarea lui ca agent frigorific, având simbolizarea, R744.

Utilizarea lui ca agent frigorific, prezintă următoarele avantaje:

- nu contribuie la poluarea mediului;
- nu este inflamabil și nu formează amestecuri explozive;
- cantitate specifică redusă pentru aceleași performanțe frigorifice;
- eficiență ridicată la răcirea produselor;
- nu interacționează cu produsele cu care vine în contact;
- transfer de căldură foarte bun în vaporizatoare;
- eficiența mărită a compresorului cu cca. 15% (timp de funcționare mai mic, COP mai bun);
- consum mai mic de energie, comparabil cu alte sisteme frigorifice;
- preț mult mai scăzut, comparativ cu R404a, sau alți agenți frigorifici.

Freonii

Sunt halogenuri (derivați dublu halogenați ale unor hidrocarburi saturate având formula generală C_mH_{2m+2} . (metan - CH_4 , etan - C_2H_6 , propan - C_3H_8 , butan) obținuți prin înlocuirea parțială sau totală a atomilor de hidrogen cu atomi de F , Cl , Br etc. Formula lor generală este : $C_mH_vF_xCl_yBr_z$ unde, $v + x + y + z = 2m + 2$.

Ca și ceilalți agenți frigorifici, freonii se simbolizează prin litera R urmate de o grupă de cifre (ex. $R22$) eventual, având trecută în paranteză, formula chimică.

Utilizarea freonilor în instalațiile frigorifice prezintă următoarele avantaje:

- au căldura specifică masică mare;
- exponentul adiabatic mic;
- presiunea de vapori relativ scăzută;
- nu sunt toxici, nu au gust sau miros;
- sunt miscibili cu lubrifianții în orice proporție;
- sunt ieftini.

Dezavantajul lor principal este că împreună cu aerul atmosferic, la altitudini ridicate sub acțiunea radiațiilor UV , eliberează clor, care contribuie la formarea ploilor acide, la diminuarea stratului de ozon și la efectul global de seră.

Din punct de vedere al compoziției chimice, freonii pot fi împărțiți în trei categorii:

- Clorofluorocarbon (CFC) – freoni clasici, derivați din metan sau etan care conțin Cl , foarte instabil;
- Hidroclorofluorocarbon ($HCFC$): freoni de tranziție, derivați din metan sau etan care conțin și hidrogen datorită căruia Cl este mult mai stabil și nu se descompune atât de ușor sub acțiunea radiațiilor UV ;
- Hidrofluorocarbon (HFC) considerați freoni de substituție definitivă, derivați din metan, etan, propan, butan și care nu conțin în moleculă atomi de Cl .

Unii dintre cei mai cunoscuți și utilizați agenți frigorifici din categoria freonilor sunt:

- $R 11$ (CCl_3F) . este folosit mai ales în instalațiile de aer condiționat și în instalațiile cu pompe de căldură deoarece, are un punct de fierbere relativ ridicat (+ 23,8 °C). În viitor se înlocuiește cu un agent de tranziție, $R123$.
- $R 12$ (CCl_2F_2) asemănător cu $R 11$, este un compus chimic al grupului metan și are un punct de fierbere normal la -30 °C. Este folosit în mod obișnuit numai în instalațiile frigorifice mici deoarece, căldura sa specifică masică de vaporizare este relativ mică.
- $R 22$ (CHF_2Cl) este folosit în instalațiile de congelare unde sunt necesare temperaturi scăzute.

- R 502. Este un amestec azeotropic de agenți frigorifici (48,5%R 22 și 51,2%R 115).

Azeotropia este proprietate a unui amestec de lichide de a fierbe la o temperatură constantă pentru o anumită presiune, degajând vapori cu aceeași concentrație ca și lichidului din care provin. Amestecul azeotrop nu păstrează proprietățile inițiale ale substanțelor, ceea ce împiedică separarea prin distilare simplă.

În afară de aceste exemple, există o lungă listă de agenți frigorifici care vor fi scoși definitiv din utilizare, sunt de tranziție sau vor fi utilizați pe mai departe, în funcție de impactul lor asupra mediului înconjurător.

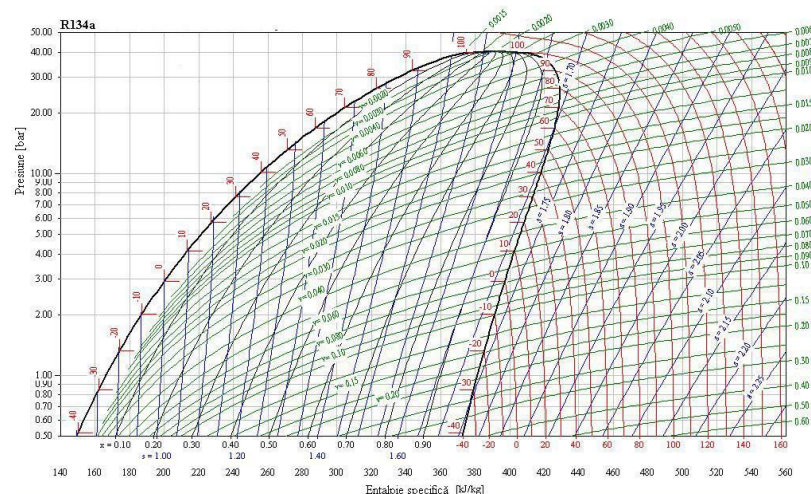
Domeniile de utilizare ale celor mai utilizați agenți frigorifici cât și agenții de substituție sunt prezentați în tabelul 6.3

Tabelul 6.3

Domenii de utilizare și agenți frigorifici de substituție

Agent frigorific	Temperatura de fierbere [°C]	Domeniu de utilizare	Agent de tranziție	Agent definitiv
R11	+23,8	Răcitoare de apă	R123	
R12	-29,8	Aparate casnice	R401A	R134a, R290 (Propan) R600a (Izobutan)
R13	-81,5	Temperaturi joase	R23	R23
R22	-40,8	Răcitoare de apă, climatizare, frig industrial, pompe de căldură	R22	R404A, R407C, R290 (Propan)
R40	-24	Climatizare	R409B	R407C
R114	+3,5	Răcitoare de apă	R142B	
R117 (NH ₃)	-33	Răcitoare de apă, frig industrial	R117 (NH ₃) R404A	R117 (NH ₃)
R500	-28	Climatizare	R409B	R407C
R502	-45,6	Frig comercial	R402A	R404A
R503	-87,5	Temperaturi joase	R23	R23

Alegerea unui tip de freon pentru a fi utilizat într-o instalație frigorifică, depinde de temperaturile între care evoluează și de parametri lui de stare. Pentru aceasta se pot utiliza tabele de valori, programe de calcul (ex. CoolPack) sau diagrame. În figura 5.6. este prezentată diagrama *lgp-i* pentru agentul frigorific R134a. Scara logaritmică pentru presiune se utilizează pentru că intervalul de valori pentru presiuni este disproporționat de mare cu intervalul de valori pentru entalpia specifică.

Fig.6.12. Diagrama *lgp-i* pentru R134a

În tabelul 6.4 sunt prezentate principalele caracteristici termodinamice ale unor substanțe și agenți frigorifici .

Tabelul 6.4.

Principalele caracteristici ale unor substanțe ce pot fi utilizate ca agenți frigorifici

Nr. Crt.	Agenți frigorifici	Formula chimica	Masa moleculară	Temperatura de vaporizare [°C]	Parametrii punctului critic			Temperatura de solidificare [°C]	Concentrația în volum la aprindere în aer [%]	Temperatura de aprindere a amestecului în contact cu sursa de căldură [°C]	Exponent adiabatic $\kappa = c_p/c_v$
					t_k	p_k	v_k				
					[°C]	[MPa]	[m ³ /kg]				
1.	Amoniac	NH ₃	17,03	-33,35	132,4	112,9	4,130	-77,7	16...25	651	1,30
2.	Azot	N ₂	28,01	-195,79	-146,9	3,396		-210			
3.	Apa	H ₂ O	18,02	100,0	374,15	221,3	3,000	0,0	-	-	1,33
4.	Dioxid de sulf	SO ₂	64,06	-10,80	157,2	78,67	0,00192	-75,2			1,26
5.	Dioxid de carbon	CO ₂	44,01	-78,5	-31,0	73,50	0,00216	-56,6			1,30
6.	Metilamina	CH ₃ NH ₂	31,06	-6,7	156,9	72,13	-	-92,5			1,18
7.	Clorura de etil	CH ₃ CH ₂ Cl	64,52	+12,3	187,2	53,7		-138,7	3,7...12		
8.	Clorura de metil R40	CH ₃ Cl	50,49	-23,72	143,1	66,73	0,00270	-97,6	8,7...17,2	632	1,20
9.	Diclorometan	CH ₂ Cl ₂	84,94	40,00	239,0	62,03	-	-96,7			1,18
10.	Diflorodiclorometan R12	CF ₂ Cl ₂	120,92	-29,8	112,04	41,1	1,793	-155,0			1,14
11.	Diflorclorometan R22	CHF ₂ Cl	86,48	-40,8	96,0	49,4	1,905	-160,0			1,16
12.	Triflorclorometan R13	CF ₃ Cl	104,47	-45,6	82,7	40,7	1,787	-			1,205
13.	Monofluoriclorometan R21	CHFC1 ₂	102,92	8,90	178,5	51,6	1,915	-135,0			1,160
14.	Monofluortriclor R11	CFCl ₃	137,39	23,7	198,0	43,7	1,805	-111,0			1,13
15.	Trifluortriclorometan R113	CF ₃ -CCl ₃	187,37	47,68	214,1	34,1	1,735	-36,6			1,09
16.	Amestec azeotrop	-	111,64	-45,6	82,7	40,7	1,787	-			1,205
17.	R 14	CF ₄	88,0	-127,8	-45,45	37,37	-	-190,92			-
18.	R 23	CHF ₃	70,01	-82,2	-	-	-	163,0			1,21
19.	R 114	C ₂ F ₄ Cl ₂	170,91	3,55	145,7	32,70	-	-93,9			1,107
20.	R 142	C ₂ H ₃ F ₂ Cl	100,48	-9,21	-	-	-	-130,8			1,135
21.	R 143	C ₂ H ₃ F ₃	80,04	-47,3	71,4	41,16	-	-111,3			-
22.	n-Butan	C ₄ H ₁₀	58,1	+0,5	152,8	36,2		-135	1,6...6,5	500	
23.	Etan	C ₂ H ₆	30,06	-88,6	32,1	49,29	0,0047	-183,2	3...14	580	1,25
24.	Propan	C ₃ H ₈	44,1	-42,17	96,8	42,52	0,00442	-187,1	2,3...7,3	525	1,13

6.4.1. Impactul agenților frigorifici asupra mediului înconjurător

Ozonul O_3 este o formă alotropică a oxigenului, fiind un gaz care se găsește în straturile superioare ale atmosferei terestre la o altitudine de 16...50 km unde formează o pătură de grosime variabilă, așa cum este prezentat în figura 6.13.

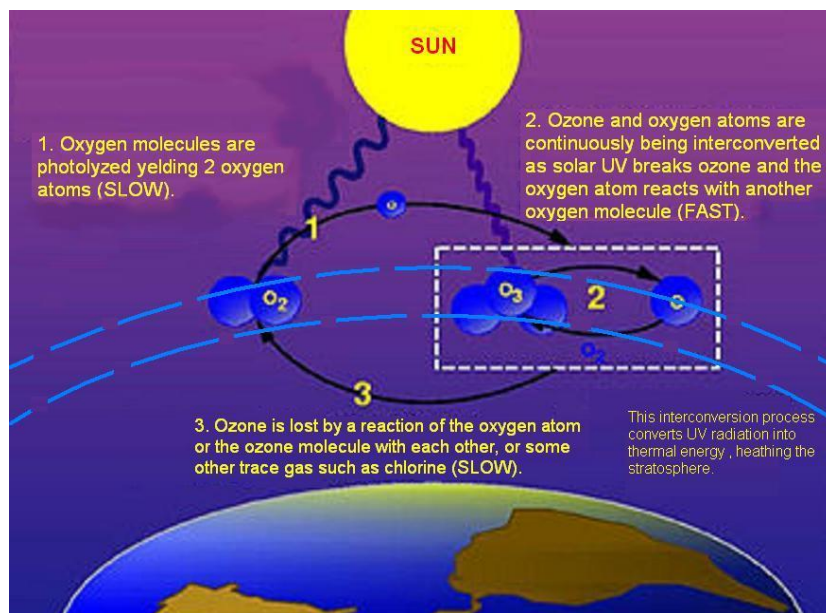
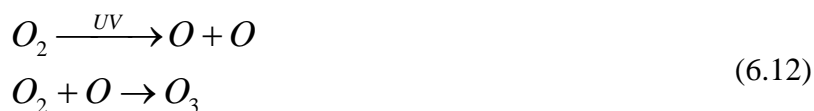
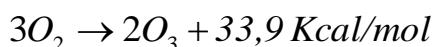


Fig.6.13. Formarea stratului de ozon sub acțiunea razelor UV.

El rezultă ca urmare a acțiunii radiațiilor ultraviolete (UV) cu o lungimea de undă de 240...320nm care determină ruperea legăturilor moleculelor de O_2 (reacție puternic exotermă ce contribuie la încălzirea stratosferei) și recombinarea lor cu alte două molecule de O_2 conform reacției:



sau,



Ozonul, (*ozein* – mirositor în greacă) este un oxidant puternic având în stare lichidă o culoare între bleu pal (30% O_3 + 70% O_2) sau bleu închis (75% O_3 + 25% O_2), în funcție de procentul lui din amestecul cu oxigenul. Se topește la $-192,5^\circ\text{C}$ și fierbe la $-111,9^\circ\text{C}$. Este insolubil în apă dar solubil în freon (CF_2Cl_2) la -25°C . Își face simțită prezența printr-un miros specific (de usturoi) începând de la diluții de 10^{-6} . Este foarte toxic chiar și în concentrații mici și de aceea, distruge microorganismele din apă sau aer fiind un bun dezinfectant. Asupra produselor alimentare are un efect de albire putând fi utilizat pentru decolorare. Ozonul se poate forma și în mediul ambiant dacă între doi electrozi în prezența oxigenului, se produce o scânteie electrică. Fenomenul este pus în evidență de culoarea albastră a scânteii și de mirosul caracteristic ce se degajă.

O parte din radiațiile UV sunt absorbite de stratul de ozon iar restul ajunge în straturile inferioare ale atmosferei contribuind la evoluția vieții pe pământ. Între cantitățile de oxigen și de ozon din atmosferă a existat un echilibru atâta timp cât compoziția chimică a atmosferei nu a fost influențată de factorii poluanți.

Ca urmare a dezvoltării diferitelor ramuri industriale, în atmosferă au ajuns cantități mari de substanțe chimice cu longevitate mare care nu se descompun în troposferă (sub 15.000 m altitudine) și ajung în stratosferă unde catalizează reacția (6.12) inversă, de scindare a moleculelor de ozon în oxigen. Unul din catalizatorii acestor reacții este clorul, un gaz care se găsește în diferite substanțe chimice cu ar fi gaze propulsoare pentru substanțele ambalate în butelii de tip spray sau agenții frigorifici de tipul freonilor *CFC* și *HCFC*. Sub acțiunea razelor *UV*, clorul este eliberat din freoni și ajunge în stare liberă. El reacționează cu ozonul pe care-l transformă în oxigen așa cum este prezentat în figura 6.14.

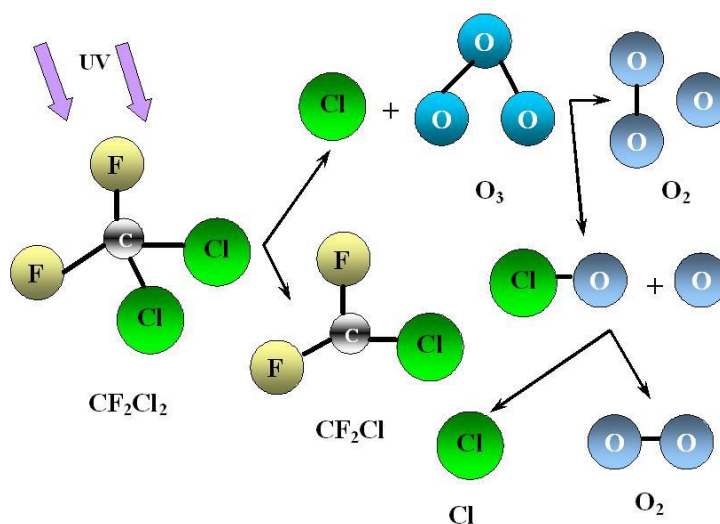


Fig.6.14. Acțiunea razelor *UV* asupra freonilor cu eliberare de clor și transformarea ozonului în oxigen.

Stratul de ozon odată diminuat, a permis ca prin atmosferă să treacă radiații *UV* cu intensitate din ce în ce mai mare. Astfel, se eliberează mai multe molecule de clor care reacționează cu alte molecule de ozon pe care le transformă în oxigen, reacțiile propagându-se în avalanșă. Prin acest mecanism, o singură moleculă de clor poate distruge mii de molecule de ozon. Această teorie elaborată încă din 1974, a fost confirmată odată cu posibilitatea investigării atmosferei din spațiu, ceea ce a pus în evidență faptul că în stratul de ozon există așa-zise găuri - zone întinse unde concentrația de ozon este mai mică. Prima zonă de acest fel a fost semnalată deasupra Antarcticii iar ulterior, a mai apărut una deasupra oceanului Arctic, la limita superioară a peninsulei Scandinave.

În 1987 sub egida Programului ONU asupra Mediului Înconjurător a fost semnat Protocolul de la Montreal revizuit în iunie 1990 care stabilea evoluția limitelor de utilizare și de producere a agenților frigorifici. Acesta a fost urmat de Conferința de la Copenhaga din 1992, protocolul de la Kyoto – 1997 respectiv EC 2037/2000. Aceste protocoale și acorduri au fost ratificate de 127 de țări.

7. INSTALAȚII FRIGORIFICE CU COMPRESIE MECANICĂ DE VAPORI

7.1 Ciclul frigorific teoretic

Studiul instalațiilor frigorifice cu compresie mecanică de vapori, trebuie făcut plecând de la *ciclul Carnot inversat*. Pentru aceasta, se consideră o instalație frigorifică așa cum este prezentat în figura 7.1.

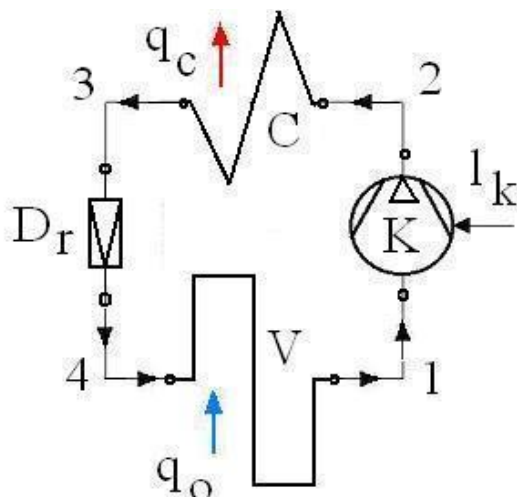


Fig.7.1. Schema instalației frigorifice cu compresie mecanică de vapori;
K- compresor, C - condensator Dr – detentor, V – vaporizator.

Pentru analiza ciclului de funcționare al unei instalații frigorifice, se utilizează diagramele $T-S$ respectiv $p-i$ prezentate în figura 6.2. Punctele 1,2,3,4 din figura 7.1 sunt asociate punctelor din diagramele din figura 7.2, reprezentând stări termodinamice corespunzătoare ale agentului frigorific.

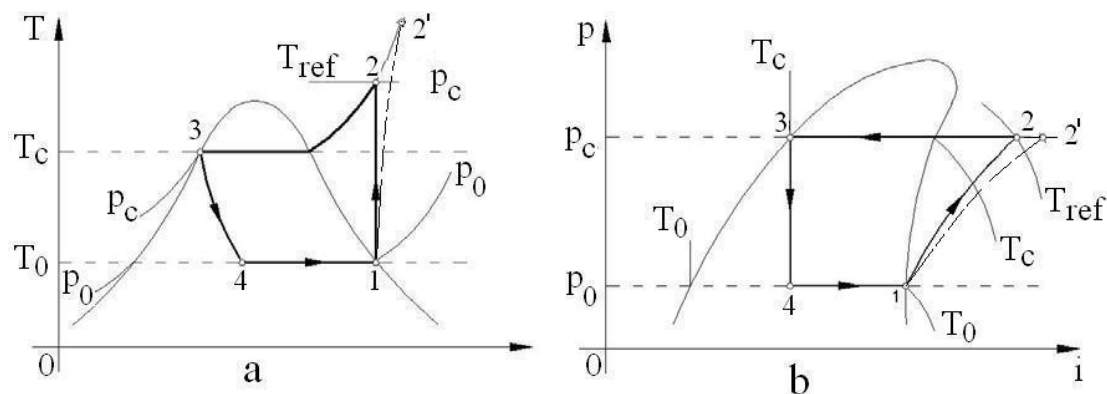


Fig.7.2.Ciclul teoretic de funcționare al instalației frigorifice cu compresie mecanică de vapori.

Vaporii de agent frigorific 1 având temperatura T_0 și presiunea p_0 , rezultați în urma unui proces de vaporizare anterior, sunt comprimați adiabatic 1-2 de compresorul K. În urma comprimării adiabatică, presiunea crește până la valoarea p_c iar temperatura, până la $T_{ref.}$, mai mare decât temperatura de condensare T_c . După ce este refulat, agentul frigorific sub formă de vapori supraîncălziți, ajunge în condensatorul C, unde se condensează izobar-izoterm 2-3 (T_c , $p_c = ct.$) și cedează căldura unui mediu de răcire care are temperatura mai mică decât T_c . Lichidul rezultat trece prin ventilul de laminare Dr unde, suferă un proces laminare adiabatică 3-4 presiunea coborând până la nivelul p_0 iar temperatura la T_0 .

Agentul frigorific adus la parametri p_0 și T_0 , începe un proces de vaporizare izobar-izoterm 4-1 și preia căldura din vaporizatorul V după care, vaporii sunt din nou aspirați în compresorul K , și ciclul se repetă.

7.2 Ciclul frigorific real

În condiții reale de funcționare, se manifestă o serie de abateri de la ciclurile ideale sau teoretice de funcționare ale instalațiilor frigorifice.

Procesul de comprimare în cazul *ciclului Carnot inversat*, are loc în domeniul vaporilor umezi, iar comprimarea ar trebui să se termine exact pe curba vaporilor saturați. Practic acest lucru este imposibil, iar prezența picăturilor de lichid în cilindrul compresorului este nedorită.

Dacă acesta nu se vaporizează complet și sunt aspirate picături de agent frigorific ce ajung în spațiul mort de deasupra pistonului la sfârșitul cursei de comprimare, pot să apară așa numitele *lovituri hidraulice*. Acestea pot deteriora unele părți componente ale compresorului, cum ar fi piston supape, chiulasă. Din acest motiv, în mașinile și instalațiile frigorifice, procesul de comprimare se desfășoară în domeniul *vaporilor supraîncălziți*, ceea ce are ca efect creșterea siguranței în funcționarea compresorului.

Deoarece detentorul corespunzător ciclului *Carnot* ar fi o mașină complexă și scumpă iar recuperarea lucrului mecanic nu s-ar justifica, în practică se utilizează un ventil de laminare, care are o construcție similară cu a unui robinet. Rolul lui este de a determina o scădere a presiunii agentului frigorific lichefiat și de al aduce la parametri de stare care să favorizeze vaporizarea. De aici și asocierea cu droselul care în hidraulică are rolul de a introduce în circuit o rezistență hidraulică ce determină o scădere a presiunii, dar cu rolul de a controla debitul de fluid.

Astfel, la condensator și vaporizator, apar diferențe finite de temperatură (ΔT_c , $\Delta T_0 \cong 1\text{K}$) iar în compresor, comprimarea este o politropă datorită frecărilor și schimburilor de căldură interne, dintre agentul frigorific și elementele componente ale compresorului. De aceea în compresor, crește entropia agentului frigorific ceea ce determină deplasarea spre dreapta a curbei care reprezintă procesul de comprimare (punctul 2' în diagrama T-s din fig.7.2.).

În instalațiile frigorifice de dimensiuni și puteri reduse, destinderea sau laminarea se realizează într-un dispozitiv și mai simplu, numit *tub capilar*. Acesta este realizat dintr-o conductă cu lungimea de peste 1m și cu diametrul interior de aprox. 1mm. La trecerea agentului frigorific lichid prin el, scăderea presiunii se realizează ca și în cazul unui drosel, datorită rezistenței hidrodinamice determinată de lungimea mare comparativ cu secțiunea de curgere. Din punct de vedere termodinamic, transformarea din tubul capilar este considerată tot o laminare adiabatică.

Elementele componente ale instalației frigorifice este prezentat în figura 7.3.

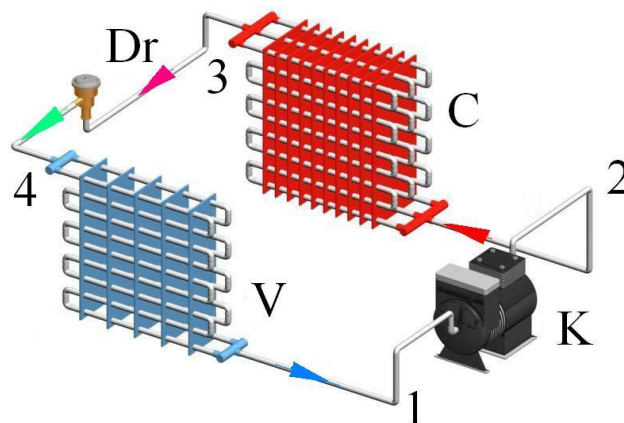


Fig.7.3. Elementele componente ale instalației frigorifice cu compresie mecanică de vapori;
K- compresor, C - condensator Dr - drosel (ventil de laminare) V – vaporizator.

7.3. Instalații frigorifice cu o treaptă de comprimare

Instalațiile frigorifice cu o treaptă de comprimare, se utilizează pentru obținerea unor temperaturi de vaporizare de până la -30°C , utilizând ca agent frigorific amoniacul (NH_3). Față de schema instalației prezentată în figura 7.1, instalația frigorifică ce are o singură treaptă de comprimare, poate avea în plus un separator de lichid, iar schema este prezentată în figura 7.4.

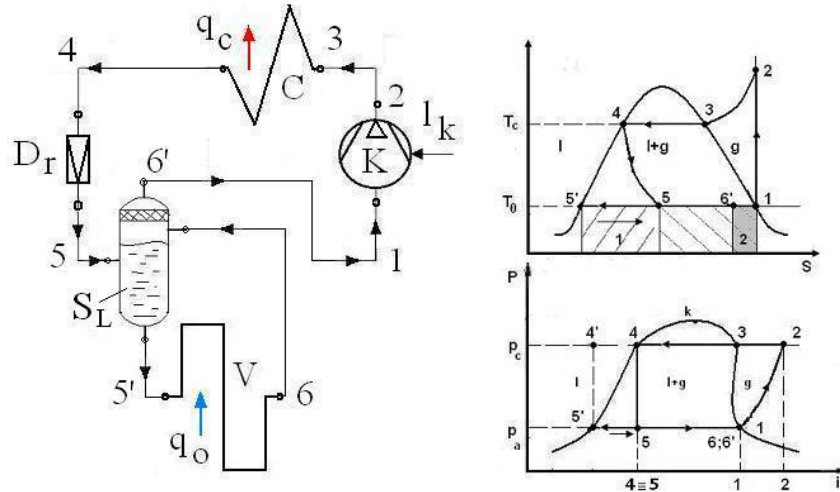


Fig.7.4. Instalație frigorifică cu o treaptă de comprimare și separator de lichid

Agentul frigorific în stare de vapori saturați uscați -1 este comprimat adiabatic de compresorul K până la presiunea p_c , pentru care se consumă lucrul mecanic specific l_k după care urmează răcirea izobară 2-3 și condensarea izobar – izotermă 3-4 în condensatorul C . Agentul frigorific în stare lichidă este laminat 4-5 în ventilul de laminare D_r după care, amestecul de lichid cu vapori umezi rezultat, suferă o separare de faze 5-5' în separatorul de lichid S_L . În continuare, faza lichidă 5' ajunge în vaporizatorul V unde preia căldură de la mediul care trebuie răcit și care are temperatura $> T_0$ și se transformă în vapori 5' – 6 reîntorcându-se în partea superioară a separatorului de lichid. Astfel vaporizatorul funcționează în regim înecat, fapt ce determină un schimb de căldură mai bun. Separatorul de lichid S_L poate fi prevăzut la partea superioară cu un recuperator de picături care va reține eventualele picături aflate în suspensie. Astfel în compresor vor fi aspirați numai vapori saturați uscați, fiind protejat de loviturile hidraulice generate de prezența unor eventuale picături de lichid.

În figura 7.5, sunt prezentate elementele componente ale instalației frigorifice cu separator de lichid și condensator multitubular.

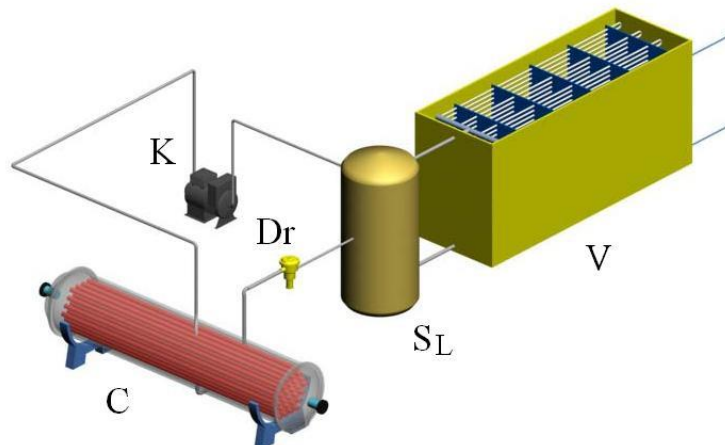


Fig.7.5. Elementele componente ale instalației frigorifice cu separator de lichid:
K- compresor, C – condensator, Dr - ventil de laminare, V - vaporizator

7.3.1 Instalație frigorifică cu o treaptă de comprimare și subrăcitor

Pentru mărirea eficienței frigorifice a ciclului de funcționare al instalației frigorifice într-o singură treaptă de comprimare, ca și pentru reducerea pierderilor datorate proceselor ireversibile din ciclul de funcționare, se poate realiza *subrăcirea* agentului de lucru înainte de laminare. Aceasta se realizează practic, prin introducerea în schema instalației a unui *subrăcitor*, care este un schimbător de căldură ce utilizează ca agent de răcire un fluid cu temperatura mai mică decât a celui de la condensator. În figura 7.6 este prezentată schema de funcționare a instalației frigorifice, unde *Sr* este subrăcitorul.

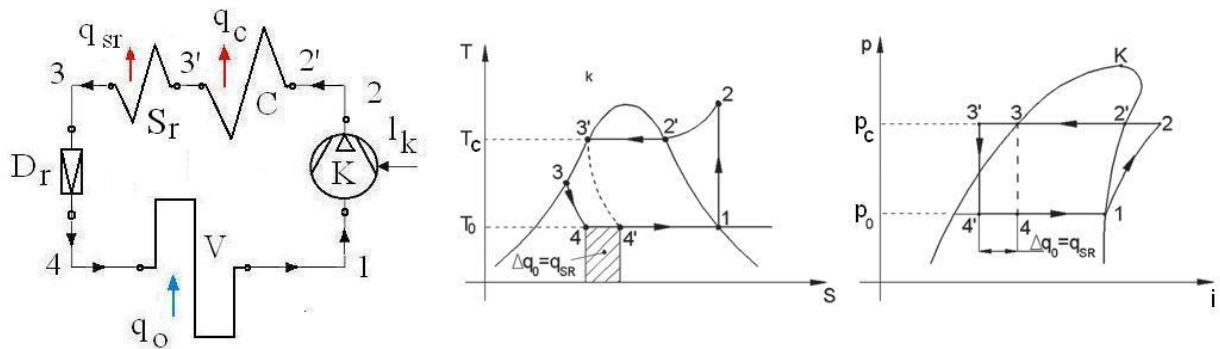


Fig.7.6. Instalație frigorifică cu o treaptă de comprimare și subrăcitor

Ciclul de funcționare al acestei instalații, a fost reprezentat în cele două diagrame termodinamice $T-s$ și $p-i$, din figura 7.6. Se observă că în diagrama $T-s$, procesul de subrăcire $3'-3$, se reprezintă practic pe curba de lichid saturat, deoarece izobara corespunzătoare acestui proces, se apropie foarte mult de curba lichidului saturat, suprapunându-se practic peste aceasta.

În figura 7.7 este prezentată schema cu elementele componente ale instalației, pe care subrăcitorul a fost notat cu *Sr*. Se consideră că în condensatorul instalației *K*, se realizează doar condensarea propriu-zisă a agentului frigorific, nu și subrăcirea acestuia. De multe ori, subrăcirea agentului frigorific este realizată chiar în condensator dacă acesta este dimensionat corespunzător.

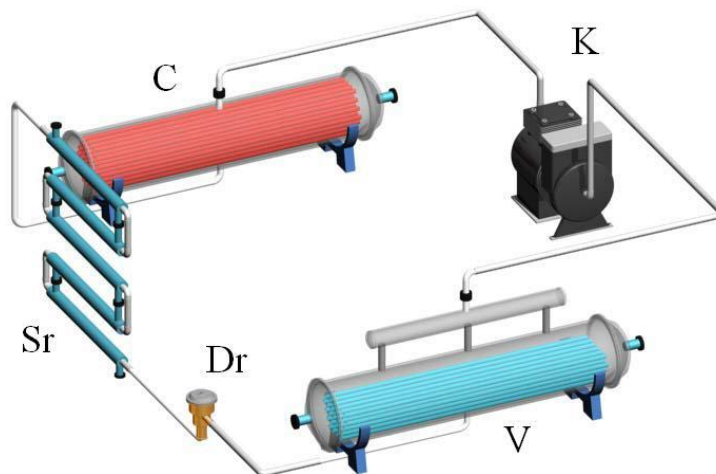


Fig.7.7. Elementele componente ale instalației frigorifice cu subrăcitor;
K - compresor, C - condensator, Sr - subrăcitor, Dr - ventil de laminare, V - vaporizator

Schema instalației cu subrăcire, prezentată aici, este specifică instalațiilor frigorifice de puteri mari și foarte mari, în care agentul frigorific este amoniacul. De regulă în aceste instalații, agentul de răcire al condensatorului este apa. Tot apa se poate utiliza și pentru răcirea subrăcitorului.

7.4. Instalații frigorifice cu mai multe trepte de comprimare

Instalațiile cu o treaptă de comprimare, limitează temperatura minimă care poate fi obținută datorită raportului presiunilor p_{ref} / p_0 care pentru compresoarele convenționale nu depășește $1,5 - 2 MPa$. Pentru obținerea unor temperaturi mai scăzute, este nevoie de comprimarea agentului frigorific în mai multe trepte. De aceea, în instalațiile cu mai multe trepte de comprimare, sunt caracterizate prin realizarea unei comprimări plecând de la presiunea de vaporizare p_0 , până la un nivel intermediar p_i , urmată de o nouă comprimare, de la presiunea intermediară p_i , până la presiunea de condensare p_c .

7.4.1. Instalații frigorifice cu două trepte de comprimare

Comparativ cu instalațiile frigorifice într-o singură treaptă, *instalațiile frigorifice cu două trepte de comprimare*, pot realiza mai economic, temperaturi scăzute, de până la $-25...-60^\circ C$. Diferența dintre temperatura de vaporizare și cea de condensare, trebuie să fie mare, iar raportul presiunilor p_{ref} / p_0 poate ajunge la valori ce nu pot fi realizate de compresoarele convenționale.

Pentru ca procesul de comprimare să se desfășoare cu randament ridicat, între cele două procese de comprimare, trebuie să existe și o răcire intermediară a vaporilor refuțați după prima treaptă de comprimare. Dacă aceasta nu s-ar realiza, lucrul mecanic consumat ar fi foarte mare și în plus, s-ar putea ajunge în apropierea punctului critic K de pe curba de saturație, peste care condensarea este practic imposibilă.

Comparativ, în figura 7.8 sunt prezentate schematic două compresoare K_1 și K_2 legate în serie, fără și cu răcitor intermediar S_i , respectiv diagramele aferente.

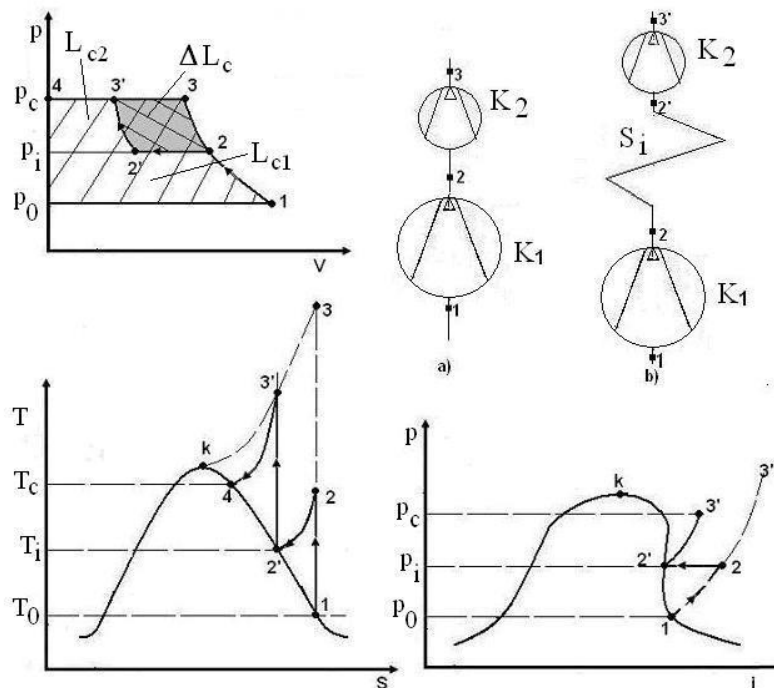


Fig. 7.8. Comprimarea în două trepte; K_1 – compresor treapta I, K_2 – compresor treapta II, S_i – schimbător de căldură intermediar

Considerând că cele două compresoare consumă în procesul de comprimare lucrul mecanic L_{c1} respectiv L_{c2} , lucrul mecanic total consumat va fi $L_{tc} = L_{c1} + L_{c2}$.

Prezența schimbătorului de căldură intermediar S_i va determina ca lucrul mecanic total consumat L_{tc} să fie mai mic cu ΔL_c corespunzător suprafeței hașurate, așa cum se observă și în diagrama p - V ,

Valorile presiunilor și ale temperaturilor intermediare se aleg ca media aritmetică sau geometrică între valorile pe care le au acestea la condensare respectiv vaporizare. Dacă p_i este presiunea intermediară și T_i este temperatura intermediară, atunci ele se determină cu relațiile:

$$P_i = \frac{p_c + p_0}{2} \quad \text{și} \quad T_i = \frac{T_c + T_0}{2}$$

sau,

$$p_i = \sqrt{p_c \cdot p_0} \quad \text{și} \quad T_i = \sqrt{T_c \cdot T_0}$$
(7.1)

7.4.1.1 Instalație frigorifică cu două trepte de comprimare și o temperatură de vaporizare

Schema unei instalații frigorifice cu comprimare în două trepte, și o temperatură de vaporizare este prezentată în figura 7.9.

Vaporii reci proveniți de la vaporizatorul V , trec prin separatorul de lichid S_L , și după reținerea eventualelor picături, sunt preîncălziți în schimbătorul de căldură recuperator S_{rr} . Schimbul de căldură se realizează în contracurent cu agentul frigorific condensat care vine de la condensatorul C și trece prin subrăcitorul S_r . În urma schimbului de căldură, scade temperatura agentului frigorific înainte de laminare și crește temperatura vaporilor înainte de comprimare. Astfel, compresor aspiră numai vapori supraîncălziți și este protejat deoarece funcționează uscat.

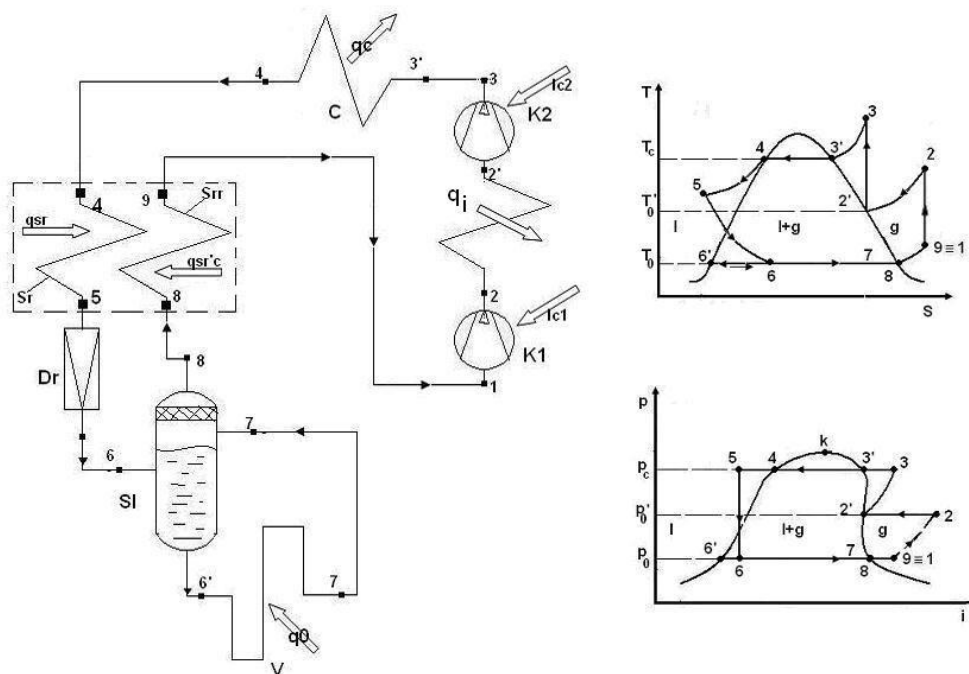


Fig.7.9. Instalație frigorifică cu comprimare în două trepte, și o temperatură de vaporizare
 K_1 – compresor treapta I, K_2 – compresor treapta II, C – condensator S_r – subrăcitor,
 D_r – ventil de laminare, S_L – separator de lichid, V – vaporizator,
 S_{rr} – schimbător de căldură recuperator S_i – schimbător de căldură intermediar

Agentul frigorific răcit suplimentar în subrăcitorul S_r este laminat și ajunge la o temperatură scăzută în vaporizatorul V , unde circulația agentului frigorific se realizează prin termosifon.

7.4.1.1 Instalație frigorifică cu două trepte de comprimare și două temperaturi de vaporizare

În cazul în care se urmărește obținerea a două temperaturi de vaporizare, instalația este prevăzută cu două vaporizoare. Schema unei instalații frigorifice cu două trepte de comprimare și două temperaturi de vaporizare este prezentată în figura 7.10.

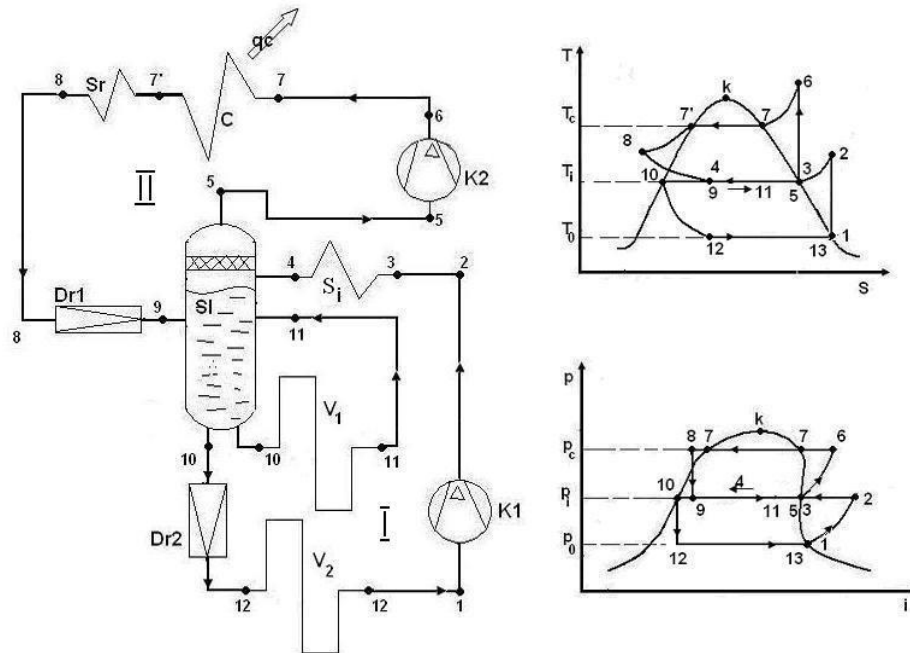


Fig.7.10. Instalație frigorifică cu comprimare în două trepte, și două temperaturi de vaporizare
 K_1 – compresor treapta I, K_2 – compresor treapta II, C – condensator S_r – subrăcitor,
 Dr_1 , Dr_2 – ventile de laminare, S_L – separator de lichid, V – vaporizator,
 S_i – schimbător de căldură intermediar

Cele două temperaturi de vaporizare sunt asigurate de prezența a două ventile de laminare. După cum se observă în schema din figura 7.10, prima treaptă de comprimare este realizată prin parcurgerea circuitului K_1 , S_i , S_L , Dr_2 , V_2 și se obține cea mai joasă temperatură T_0 , iar pentru treapta a doua se parcurge circuitul K_2 , C , S_r , Dr_1 , S_L , V_1 și se obține temperatura intermediară T_i .

Instalațiile frigorifice cu trei trepte de comprimare, pot realiza temperaturi scăzute, de până la cca. -90°C , fiind caracterizate prin existența a două nivele intermediare de presiune între presiunea de vaporizare p_0 și cea de condensare p_c . Pentru obținerea unor temperaturi mai scăzute, se utilizează instalațiile frigorifice în cascadă.

7.4.2. Instalații frigorifice în cascadă

Instalațiile frigorifice în cascadă, sunt o categorie aparte de instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori, caracterizate prin prezența unui număr de cel puțin două circuite frigorifice distincte, în care evoluează câte un alt agent frigorific. Ca și în cazul instalațiilor frigorifice cu trei trepte de comprimare, instalațiile în cascadă pot obține temperaturi scăzute, de până la cca. -90°C . Dacă se urmărește ajungerea în domeniul *criogeniei* adică la temperaturi mai mici de -150°C (123 K), numărul circuitelor în cascadă trebuie să fie mai mare iar pentru fiecare circuit frigorific din cascadă se utilizează un agent frigorific distinct deoarece, la temperaturi așa de scăzute unii agenți frigorifici ajung la temperatura de solidificare.

Cuplarea circuitelor frigorifice distincte ale acestor instalații, denumite și cascade, se realizează prin intermediul unor schimbătoare de căldură particulare, denumite condensatoare-vaporizatoare care fac legătura între acestea, din punct de vedere termic. În aceste schimbătoare de căldură, agentul frigorific al treptei inferioare (care realizează un nivel mai scăzut de temperatură) condensează, iar agentul frigorific al cascadei superioare (care realizează un nivel mai ridicat de temperatură) vaporizează, preluând căldura furnizată de agentul frigorific al cascadei inferioare, prin prerăcire și condensare.

În figura 7.11 este prezentată o instalație frigorifică în cascadă cu patru circuite. Pentru fiecare circuit sunt date tipul agentului frigorific, presiunea și temperatura la condensare, presiunea și temperatura la vaporizare. Se poate observa, pentru fiecare schimbător de căldură condensator-vaporizator care face legătura între două trepte consecutive, diferența dintre temperaturile $T_{C_{i-1}} - T_{0i}$.

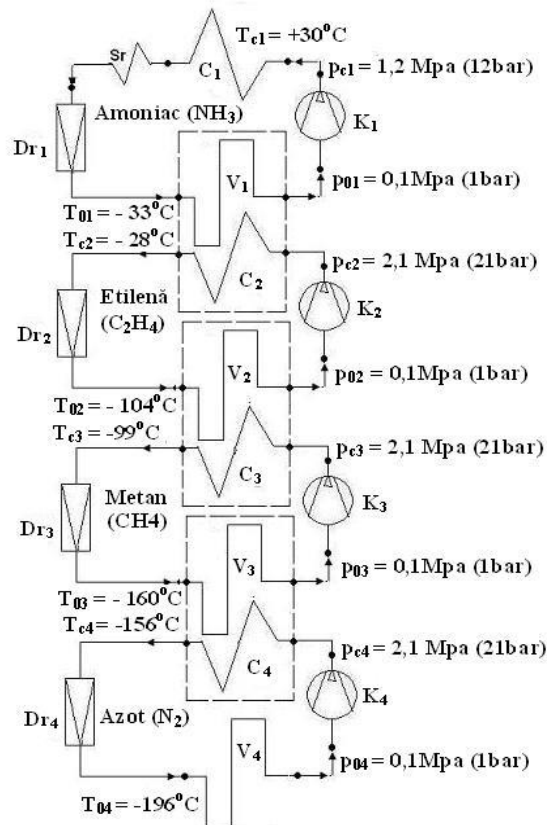


Fig.7.11. Schema unei instalații frigorifice în cascadă

Alegerea agenților frigorifici se face în funcție de temperatura finală și de diferențele de temperatură din condensator-vaporizator la trecerea de la o treaptă la alta. Pentru a obține temperaturi cât mai scăzute, fiecare circuit poate fi la rândul lui în mai multe trepte.

Câteva dintre motivele pentru care instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică de vapori sunt extrem de răspândite la ora actuală, pot fi următoarele:

- permit preluarea căldurii de la mediul ce trebuie răcit și cedarea căldurii unui mediu de răcire prin schimbarea stării de agregare, ceea ce are ca efect reducerea substanțială a debitelor masice și a cantității de agent frigorific din instalație;
- procesele de transfer termic realizate prin schimbarea stării de agregare, sunt caracterizate de coeficienți de transfer termic ridicați, ceea ce permite utilizarea, unor schimbătoare de căldură cu suprafețe de transfer termic reduse;
- permit preluarea căldurii de la mediul ce trebuie răcit și cedarea căldurii către mediul de răcire, prin procese izoterme, ceea ce are ca efect posibilitatea reducerii ireversibilităților datorate transferului de căldură la diferențe finite de temperatură.

8. INSTALAȚII FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE

Absorbția este una dintre cele mai vechi metode de producere a frigului artificial, fiind cunoscută încă din 1777.

Producerea frigului prin absorbție, se bazează pe funcționarea compresorului termochimic, după prin parcurgerea unui ciclu de tipul absorbției, dilatare, vaporizare, rectificare, condensare.

Agentul de lucru este un amestec binar, de substanțe, agentul frigorific și mediul absorbant. Agentul frigorific poate fi amoniacul (NH_3) iar mediul absorbant, apa. Fenomenul pe care se bazează funcționarea instalațiilor de acest tip, este *absorbția* agentului frigorific de mediul absorbant. Fenomenul de *absorbție* apare atunci când vaporii unei substanțe (agentul frigorific) sunt absorbiți (dizolvați) în absorbant, care este o soluție cu concentrație scăzută în agent frigorific. Cele două substanțe au temperaturi de fierbere diferite și sunt miscibile în orice proporție (cu excepția amestecului apă + bromură de litiu).

Procesul de absorbție este *exoterm* ca și condensarea, iar căldura degajată numită căldură de absorbție, trebuie eliminată din sistem.

Fenomenul de absorbție, este format din procese termodinamice și chimice simple, care se pot reprezenta într-o diagramă temperatură - concentrație ($T - \xi$) ca în figura 8.1.

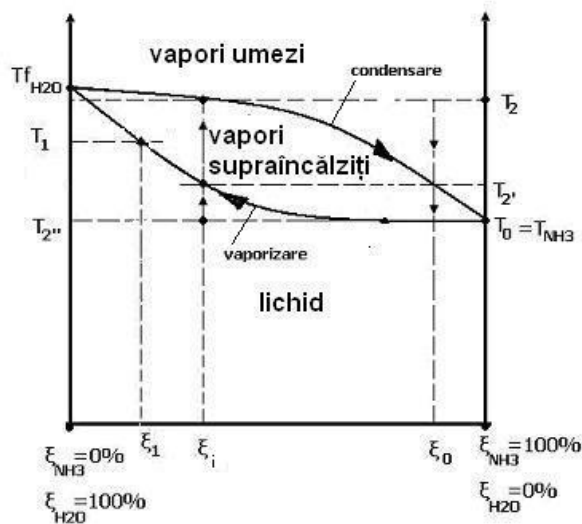


Fig. 8.1. Diagrama $T-\xi$ pentru soluția $H_2O - NH_3$

Vaporii supraîncălziți se răcesc de la temperatura T_2 până la temperatura de saturație T_s , corespunzătoare presiunii p_0 . Ca urmare, cantitatea de căldură extrasă va fi:

$$q_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1) \text{ [kJ/kg]} \quad (8.1.)$$

unde, c_p este căldura specifică masică a vaporilor de amoniac.

Vaporii se vor lichefia, cedând căldura latentă de vaporizare, $q_2 = c_v = r$. Agentul frigorific în stare lichidă are temperatura $T_s < T_1$ și ca urmare, se vor încălzi până la temperatura soluției, T_1 , primind cantitatea de căldură:

$$q_3 = c_p \cdot (T_1 - T_s) \text{ [kJ/kg]} \quad (8.2.)$$

unde, c_p este căldura specifică masică a lichidului.

În continuare, agentul frigorific se dizolvă în soluție (este absorbit) de mediul absorbant, de unde rezultă căldura de reacție, $q_4 = l$. Efectul termic total al procesului de absorbție va fi:

$$q = q_1 + q_2 - q_3 + q_4 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (8.3.)$$

sau, neglijând termenii q_1 și q_3 a căror pondere este mică în comparație cu q_2 și q_4 ;

$$q = r + l \quad [\text{kJ/kg}] \quad (8.4.)$$

Această cantitate de căldură trebuie amestecului pentru separarea vaporilor de amoniac în procesul de distilare și *rectificare*.

Rectificarea este un proces de creștere a conținutului de vapori a unui produs (agentul frigorific) dintr-un amestec format din două produse. Este un proces de vaporizări și condensări parțiale.

8.1. Instalație frigorifică cu absorbție și gaz compensator

Pentru aparate frigorifice de putere mică (până la 200 W) cum sunt frigiderul casnic sau deplasabile, se utilizează instalații frigorifice cu absorbție și difuzie, sau cu gaz inert sau compensator. În figura 7.2 este prezentată schema unei instalații frigorifice cu absorbție și gaz compensator.

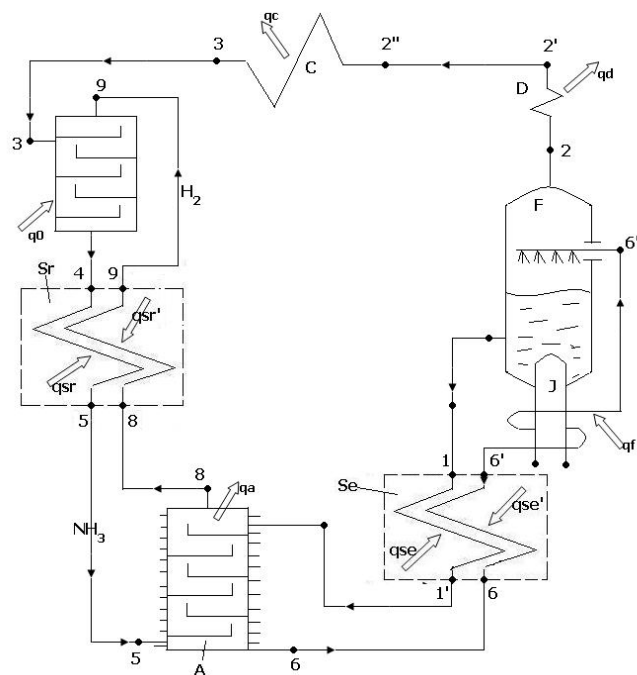


Fig. 8.2. Instalație frigorifică cu absorbție și gaz compensator

Principiul de funcționare al instalației realizată prima dată de *Platen* și *Munters* este încă de actualitate, modificările fiind doar de natură constructivă.

În interiorul instalației, presiunea totală este aceeași, respectând legea amestecurilor de gaze a lui *Dalton*; $p_{tot} = p_{NH_3} + p_{H_2} + p_{H_2O}$. Ca urmare a aportului de căldură de la sursa *I* din fierbătorul *F*, se degajă vaporii de amoniac care sunt rectificați în deflegmatorul *D*. Ei determină eliminarea gazului inert (hidrogen) din condensator unde, $p_{H_2} = p_{H_2O} = 0$. După condensare, amoniacul lichid curge gravitațional și ajunge în vaporizatorul *V*, unde amoniacul se vaporizează preluând căldura de la mediul ce trebuie răcit și difuzează în gazul inert.

Procesul de vaporizare rezultă ca urmare a diferenței de presiune parțială dintre vaporii din stratul superficial de lichid și vaporii difuzați în gazul inert.

Pentru exemplu, dacă la început $p_{H_2} = 1,1\text{MPa}$ și $p_{NH_3} = 0,1\text{MPa}$, în funcție de temperatură (ex. $T_0 = 5^\circ\text{C}$), $p_{H_2} = 0,85\text{MPa}$ și $p_{NH_3} = 0,35\text{MPa}$.

Deoarece amestecul $H_2 + NH_3$ est mai greu decât hidrogenul pur, coboară în vaporizator de unde pleacă spre absorbitor, gravitațional. În absorbitor, vaporii de amoniac sunt absorbiți iar hidrogenul rămas, mai ușor, se întoarce în vaporizator. Cum procesul de absorbție este exoterm, căldura degajată trebuie eliminată în exterior prin răcirea lui cu aer atmosferic. Soluția bogată în amoniac iese din absorbitor și fiind preîncălzită, ajunge prin termosifon înapoi în fierbător. Aici datorită fierberii și evaporării amoniacului, soluția săracă se reîntoarce în absorbitor, circulația fiind determinată de diferența dintre densități; soluția săracă are densitate mai mare decât soluția bogată.

Ca sursă de căldură (energie) pentru fierbător , se poate utiliza curentul electric, un combustibil gazos, o sursă de căldură reziduală sau, energia solară.

Instalațiile frigorifice cu absorbție prezintă următoarele avantaje:

- au o funcționare continuă;
- utilizează ca sursă energetică căldura reziduală (apă, abur, gaze arse și chiar energie solară);
- concomitent, produc atât frig cât și căldură, ca de altfel orice instalație frigorifică;
- nu au elemente cinematice în mișcare și nu sunt supuse uzurii fizice.

9. INSTALAȚII FRIGORIFICE CU RĂCIRE TERMOELECTRICĂ

Instalațiile frigorifice care funcționează pe baza efectului termoelectric, cunoscut sub numele de *efect Peltier*, au cunoscut o dezvoltare accentuată în ultimul timp, devenind foarte accesibile, ca urmare a scăderii prețului semiconductoarelor și al celorlalte componente electrice și electronice. Dacă în trecut instalațiile de răcire cu efect termoelectric erau utilizate pentru răcirea locală a unor componente din circuitele electronice ale sateliților sau vehiculelor spațiale, astăzi există foarte multe instalații frigorifice care funcționează pe acest principiu.

9.1. Instalație frigorifică cu efect Peltier

Aceste instalații frigorifice sunt în general de putere mică, destinate răcirii unor aparate care necesită o termostatare deosebită, pentru răcirea circuitelor electronice din centralele de telecomunicații, și mai nou, pentru controlul temperaturii procesoarelor calculatoarelor. Iar în ultimii ani și pentru răcirea unor produse alimentare.

În figura 8.1 este prezentată schema electrică unei instalații frigorifice cu efect Peltier, utilizată pentru răcirea unor incinte destinate pentru păstrare produselor alimentare.

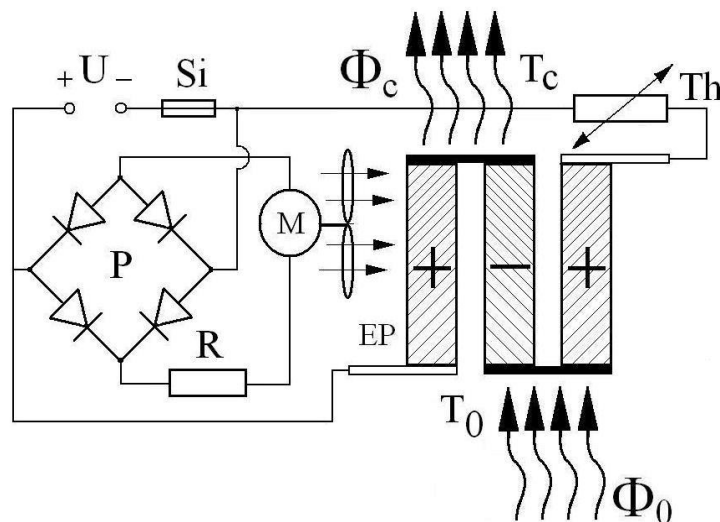


Fig.9.1. Schema electrică a unei instalații frigorifice cu efect Peltier;

U - sursă de tensiune, Si -siguranță termică, Th - termistor, R - rezistor, P -punte redresoare, M - electroventilator, EP - element Peltier

Elementul Peltier EP , este realizat sub forma unui monobloc având două suprafețe radiante; suprafața rece care are temperatura T_0 și absoarbe fluxul de căldură Φ_0 de la mediul ce trebuie răcit, respectiv suprafața caldă ce are temperatura T_c și cedează fluxul de căldură Φ_c la un mediu de răcire. Pentru a putea obține o temperatură T_0 cât mai scăzută și pentru a evita fenomenul de *transfer intern prin conducție* a căldurii de la suprafața caldă spre cea rece, suprafața caldă este răcită cu ajutorul unui electroventilator. Siguranța termică Si are rolul de a proteja circuitul în cazul creșterilor excesive a curentului absorbit de la sursa de tensiune. Termistorul Th , asigură o funcționare stabilă a circuitului, iar rezistorul R , limitează curentul absorbit de motorul electroventilatorului. Motorul este alimentat prin intermediul unei punți redresoare P_r , pentru a putea funcționa corect la schimbarea polarității sursei de tensiune.

În cazul în care se schimbă polaritatea tensiunii de alimentare, se schimbă și raportul temperaturilor. Astfel suprafața cu temperatura T_0 va deveni suprafața caldă, iar cea cu T_c ,

suprafață rece. Suprafața rece va absorbi căldură de la mediul exterior și o va ceda prin intermediul suprafeței calde, mediului ce trebuie încălzit. Ventilatorul va accentua fenomenul de absorbție a căldurii de la mediul exterior, instalația funcționând ca o pompă de căldură.

În vederea creșterii performanțelor termodinamice, se pot monta serie – paralel mai multe unități *EP*. În acest caz, tensiunea de alimentare se multiplică cu numărul de elemente conectate în serie, iar curentul absorbit, cu numărul de elemente legate în paralel.

9.2. Elemente de calculul al unei instalații cu răcire termoelectrică

Efectul de răcire este micșorat de două fenomene auxiliare :

- degajarea de căldură în semiconductoare și în punctele de conectare ale elementului *EP* prin efectul Joule-Lenz;
- transferul de căldură prin conducție de la sudura caldă la cea rece.

Fluxul de căldură dezvoltat prin efectul Joule-Lenz este :

$$\Phi_j = R \cdot I^2 \text{ [W]} \quad (9.1)$$

unde, *R* este rezistența totală a elementului *EP*;

Se poate aproxima că jumătate din această căldură se transmite punctului de sudură cald și mediului ambiant și cealaltă jumătate, se transmite punctului sudură rece și deci contribuie la reducerea efectului de răcire.

Transferul de căldură de la sudura caldă la cea rece, reduce efectul de răcire și se exprimă prin relația:

$$\Phi_j = K(T_c - T_0) \text{ [W]} \quad (9.2)$$

unde, *K* reprezintă un coeficient de conductivitatea a elementului *EP*.

Puterea frigorifică obținută prin efect Peltier este:

$$\Phi_0 = \pi_{1-2} \cdot I - K(T_c - T_0) - R \cdot I^2 / 2 \text{ [W]} \quad (9.3)$$

unde, π_{1-2} este coeficientul Peltier;

I - curentul electric ce trece prin elementul Peltier [A].

Eficiența frigorifică a sistemului de răcire este:

$$\varepsilon = \frac{\Phi_0}{P} \quad (9.4)$$

unde, *P* este puterea consumată pentru realizarea puterii frigorifice Φ_0 .

Puterea consumată de elementul *EP* poate fi determinată cu relația :

$$P = R \cdot I^2 + (\alpha_2 - \alpha_1)(T_c - T_0) \quad (9.5)$$

unde, α_1 și α_2 sunt coeficienții mutuali de forță electromotoare, specifici celor două semiconductoare din elementul *EP* [V/K].

Temperaturile minime realizate până în prezent cu un singur element, sunt în jur de -30°C , adică $(T_c - T_0)_{\text{max}} \cong 60$ grd. Pentru a obține temperaturi mai scăzute, se folosesc baterii de răcire cu mai multe trepte, legate în serie.

În figura 8.2 este prezentat un minifrigider care funcționează pe baza efectului Peltier, și care are următoarele caracteristicile tehnice:

- temperatura minimă $4...12^{\circ}\text{C}$, pentru temperatura exterioară de max. 21°C ;
- putere absorbită, 70w;
- tensiune de alimentare 220V/50Hz (12Vcc).



Fig. 9.2 Minifrigider cu răcire termoelectrică

Sistemele termoelectrice pot să producă atât frig cât și căldură. De aceea, ele utilizează foarte mult pentru controlul și menținerea constantă a temperaturii. În figura 9.3, este prezentată o instalație de termostatare a sistemelor electronice. Ca agent termic se utilizează aerul antrenat de microventilatoare, iar producerea frigului se realizează termoelectric.



Fig. 9.3 Instalație control al temperaturii cu răcire termoelectrică

Și în cazul instalațiilor frigorifice cu răcire termoelectrică, se poate utiliza ca agent de răcire apa. Refractometru din figura 9.4, are un sistem de răcire termoelectric, prezentat alături care utilizează ca agent termic apa.



Fig. 9.4 Refractometru termostatat cu sistem termoelectric

Principalele *avantaje* ale răcirii termoelectrice sunt următoarele:

- simplitatea constructivă ;
- lipsa totală a uzurilor;
- posibilitatea reglării continue a temperaturii de răcire T_o , prin variația intensității curentului electric;
- posibilitatea de inversare a funcționării din răcire în încălzire, prin inversarea sensului curentului (schimbarea polarității tensiunii de alimentare).

Ca *dezavantaje*, se pot enumera:

- costul ridicat al semiconductoarelor;
- fragilitatea termoelementelor la șocuri și vibrații cu amplitudine mare;
- necesitatea funcționării continue, fără întreruperi, pentru preîntâmpinarea conducției căldurii din exterior.

Până în prezent, răcirea termoelectrică se utilizează pentru răcirea unor componente greu accesibile ale circuitelor electrice, la frigidere de capacitate mică, frigidere auto, microfrigidere.

Reversibilitatea în funcționare din sursă de frig în sursă de căldură, face ca sistemele termoelectrice să se preteze pentru a fi utilizate ca pompă de căldură.

10. ELEMENTE COMPONENTE ALE INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE

10.1. Compressoare frigorifice

Compressoarele frigorifice au rolul a comprima agentul frigorific pe care îl aspiră cu presiunea p_0 de la vaporizator, și de a-l refuza spre condensator, la presiunea p_c .

După principiul de funcționare, compresoarele frigorifice pot fi : mecanice se clasifică în următoarele tipuri:

- *mecanice*;
- *cu jet* sau ejectoare;
- *termochimic* (la instalațiile frigorifice cu absorbție).

La rândul lor, compresoarele mecanice pot fi:

- *volumice* cu piston;
- *rotative* cu palete sau rotoare profilate (elicoidale, spirale, cu lobi);
- *centrifugale* (turbocompressoare).

După puterea frigorifică Φ_0 pe care o realizează, compresoarele pot fi:

- mici, $\Phi_0 = 0,35...6$ kW;
- medii, $\Phi_0 = 6...115$ kW;
- mari, $\Phi_0 = 115...350$ kW;
- foarte mari, $\Phi_0 >350$ kW.

După modul de etanșare și poziția compresorului față de motor:

- *deschise*, cu motorul de tip electric sau termic la presiune atmosferică, separat de compresor, pot utiliza orice tip de agent frigorific și sunt utilizate în toată gama de puteri frigorifice, de la mici la mari și foarte mari;
- *semideschise*, cuplate direct la un motor electric închis într-un carter demontabil comun, în atmosferă de agent frigorific, pot utiliza orice agent frigorific și se utilizează pentru puteri medii și mari;
- *închise* sau ermetice, închise împreună cu motorul în vapori de agent frigorific într-o carcasă etanșă nedemontabilă (sudată), nu pot vehicula decât freoni și se utilizează pentru puteri mici și medii.

Domeniile în care sunt utilizate instalațiile frigorifice deservite, pot fi:

- *casnic*, compresoare ermetice cu piston;
- *răcire*, compresoare cu piston, rotoare profilate;
- *comercial*, compresoare cu piston, rotoare profilate;
- *climatizare*; compresoare cu piston, rotoare profilate, centrifugale;
- *industrial*, compresoare cu piston, rotoare profilate, centrifugale.

După cum se observă din clasificarea de mai sus, compresoarele cu piston ocupă cel mai larg domeniu. El stă la baza studiului majorității transformărilor termodinamice și de aceea prezintă un interes deosebit.

10.1.1. Compresorul cu piston

În instalațiile frigorifice, comprimarea este procesul de mărire a presiunii vaporilor de la nivelul presiunii din vaporizator p_0 , până la nivelul presiunii din condensator p_c . Deoarece durata în care se realizează procesul este foarte scurtă, într-o primă aproximație se poate considera că agentul frigorific nu schimbă căldură nici cu părțile componente ale compresorului și nici cu mediul ambiant, deci comprimarea este adiabatică. În realitate, aspirația vaporilor de agent frigorific în cilindrii și prima parte a procesului de comprimare, sunt caracterizate de încălzirea vaporilor, deoarece aceștia preiau căldură de la pereții cilindrilor, iar ultima parte a procesului de

comprimare, respectiv refularea sunt caracterizate de răcirea vaporilor, deoarece aceștia cedează căldură pereților cilindrilor. În figura 10.1 este prezentată schema de principiu a compresorului cu piston unde pot fi urmărite procesele termodinamice, care au loc în cilindrul compresorului.

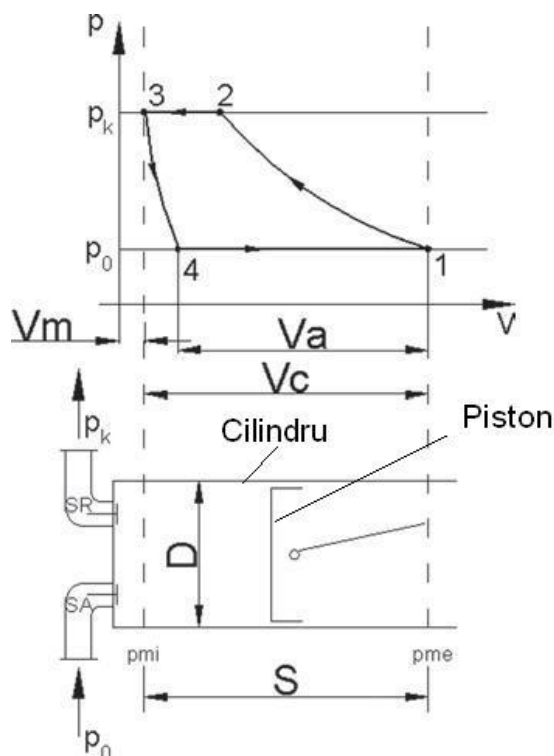


Fig. 10.1. Schema principală de funcționare a compresorului cu piston

Mărimile caracteristice ale geometriei compresorului cu piston sunt:

D – alezajul sau diametrul cilindrului;

S – cursa pistonului, care se realizează între *punctul mort interior* (p.m.i.) și *punctul mort exterior* (p.m.e.);

V_c – cilindreea sau volumul cursei, descris de piston între p.m.i. și p.m.e. Între D , S și V_c există relația:

$$V_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad (10.1)$$

V_m – volumul spațiului mort, dintre pistonul aflat în p.m.i., pereții cilindrului și chiulasă, numită în acest caz și blocul supapelor;

V_{cil} – volumul total al cilindrului; $V_{cil} = V_c + V_m$.

În general, cilindreea este exprimată în cm^3 sau litri dar pentru calcule, este nevoie ca ea să fie exprimată în m^3 .

În cazul compresoarelor policilindrice, numărul de cilindri este mai mare ca 1. Atunci, cilindreea totală va fi, $V_T = N \cdot V_c$ unde, N este numărul de cilindri.

Presiunile între care se realizează funcționarea compresoarelor frigorifice sunt:

p_0 – presiunea de aspirație, cu care vine agentul frigorific de la vaporizator;

p_k – presiunea de refulare, cu care agentul frigorific este trimis spre condensator.

Funcționarea compresorului este următoarea:

Mecanismul bielă – manivelă antrenează pistonul în mișcarea rectilinie – alternativă de cursă S , între p.m.i. și p.m.e. La deplasarea de la p.m.i. la p.m.e. în cursa de aspirație, ca urmare a

depresiunii create în cilindru, se deschide supapa de aspirație S_A și agentul frigorific la presiunea p_0 , intră în cilindru. În cursa de compresie de la p.m.e la p.m.i., pistonul comprimă agentul frigorific, supapa de refulare S_R se deschide și agentul frigorific este refulat la presiunea p_k .

Supapele de aspirație S_A și de refulare S_R , se deschid în funcție de rapoartele dintre presiunea din cilindru și cea de pe conducta de aspirație, respectiv de refulare. Teoretic, atunci când presiunea din cilindru devine egală cu cea din conducta de refulare, se deschide S_A , iar când presiunea din cilindru devine egală cu cea din conducta de aspirație, se deschide S_R . În rest, supapele sunt închise.

Pentru fiecare cursă completă efectuată de piston, compresorul ar trebui să vehiculeze V_c volume de agent frigorific, furnizând un debit volumic teoretic, Q_v , dat de relația:

$$Q_v = n \cdot V_c \quad (10.2)$$

unde, n este turația arborelui cotit exprimată în rot/min.

Debitul volumic se poate exprima în l/s , l/min . dar pentru calcule, el se exprimă în m^3/s .

Raportul dintre presiunea de refulare p_k și și presiunea de aspirație p_0 , se numește raport de comprimare și se notează cu ε_p :

$$\varepsilon_p = \frac{p_k}{p_0} \quad (10.3)$$

Creșterea raportului de comprimare p_k / p_0 indiferent dacă este datorată măririi presiunii de condensare, sau micșorării presiunii de vaporizare, conduce la creșterea lucrului mecanic necesar funcționării compresorului.

Raportul dintre volumul spațiului mort și volumul definit de cursa pistonului, se numește *coeficientul relativ al spațiului mort*, este notat cu ε_0 și este o mărime caracteristică pentru geometria compresorului:

$$\varepsilon_0 = \frac{V_0}{V_c} \quad (10.4)$$

El este o mărime adimensională, având valori uzuale în intervalul (3...8)% din cilindree.

Mărimea spațiului mort și nivelul presiunilor de aspirație, respectiv refulare, influențează valoarea volumului V_a de vapori efectiv aspirați în timpul cursei pistonului între p.m.i. și p.m.e.

Raportul dintre volumul V_a de vapori efectiv aspirați în timpul cursei de aspirație și volumul cursei pistonului V_c , reprezintă un parametru funcțional al compresorului, denumit *coeficient de debit*, sau uneori *randament volumetric*, notat cu λ .

$$\lambda = \frac{V_a}{V_c} \quad (10.5)$$

Coeficientul de debit λ , al compresorului cu piston, depinde și de alți factori, în afară de mărimea spațiului mort V_m , sau de *coeficientul relativ a spațiului mort*, ε_0 . Valoarea *coeficientului de debit*, este influențată și de condițiile de lucru ale compresorului, adică de presiunile de refulare, respectiv de aspirație. Orice creștere a presiunii de condensare, respectiv orice scădere a presiunii de vaporizare, are ca efect reducerea volumului de vapori efectiv aspirați.

În diagrama din figura 10.2 se poate urmări dependența lui λ de raportul de comprimare ε_p și de tipul agentului frigorific. Producătorii de compresoare, indică de obicei în cărțile tehnice

ale acestora, diagramele de variație a coeficientului de debit, în funcție de valoarea raportului de comprimare și de natura agentului frigorific, de tipul celei prezentate în figura 10.2.

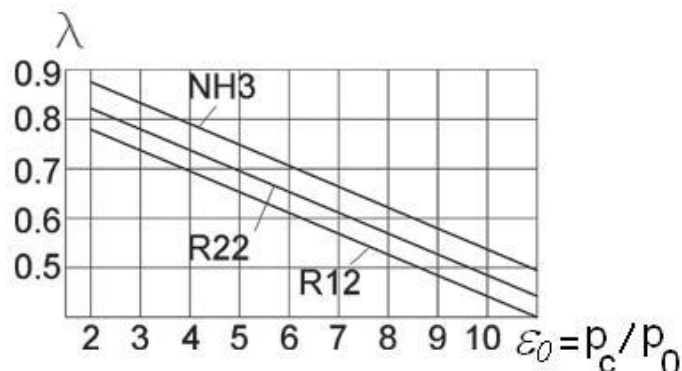


Fig. 10.2. Variație a coeficientului de debit, în funcție de raportul de comprimare și de natura agentului frigorific

În realitate, funcționarea compresorului, este influențată atât de caracteristicile constructive, cât și de parametrii funcționali ai acestuia.

Puterea teoretică necesară funcționării compresorului, se determină cu relația:

$$P_t = Q_m \cdot l_t \text{ [W]} \quad (10.6)$$

unde Q_m este debitul masic de agent frigorific, vehiculat de compresor [kg/s];

l_t – lucrul mecanic tehnic masic [J/kg]

Puterea frigorifică este de asemenea influențată de condițiile de lucru ale compresorului. Astfel, se evidențiază o pierdere de putere frigorifică de 3...5%, pentru 1°C de scădere a temperaturii de vaporizare și o pierdere de cca. 1%, pentru 1°C de creștere a temperaturii de condensare.

Puterea reală necesară funcționării compresorului, se determină cu relația:

$$P_r = P_t / \eta_T \text{ [W]} \quad (10.7)$$

unde η_T este randamentul total al compresorului.

Puterea reală este o mărime de care trebuie să se țină seama la alegerea motorului electric de acționare a compresorului. Puterea motorului trebuie să fie mai mare decât puterea reală consumată și trebuie ținut cont de randamentul transmisiei mecanice dintre motor și compresor, în cazul compresoarelor deschise. De asemenea, la alegerea motorului de antrenare a compresorului, se va ține seama și de faptul că la pornire, intensitatea curentului electric absorbit de motor, poate fi până la de 8 ori mai mare decât intensitatea curentului absorbit în timpul funcționării normale.

Intensitatea curentului electric absorbit de motorul electric al compresorului, depinde sensibil de condițiile de lucru. Astfel pentru 1°C de creștere a temperaturii de condensare, se va constata o creștere a intensității curentului electric absorbit de cca. 3%.

În figura 10.3 este prezentată schema constructivă a unui compresor cu piston, iar principalele elemente componente ale compresorului, sun următoarele:

- 1- carterul, pe care sunt fixate celelalte organe și care reprezintă piesa de bază a compresorului;
- 2- baia de ulei, care la unele compresoare poate să lipsească;
- 3- dispozitiv de aerisire, pentru recuperarea vaporilor de agent frigorific scăpați ca urmare a neetanșităților;
- 4- pistonul, organ care efectuează comprimarea gazelor;

5- mecanismul *biela - manivelă* , format din *bielă* și *arbore cotit*, servește la transformarea mișcării de rotație a arborelui cotit (antrenat de un motor) în mișcare de translație a pistonului;

6- *cilindrul*, în care se deplasează rectiliniu – alternativ, pistonul realizând procesul de comprimare;

7- *chiulasa*, piesă fixă ce închide cilindrul la partea superioară;

8- *supapa de aspirație* care permite intrarea agentului frigorific în cilindru;

9- *canalul de aspirație* pe unde sunt aspirați vaporii de agent frigorific în compresor;

10- *supapa de refulare* care permite ieșirea vaporilor din cilindru;

11- *canalul de refulare* pe unde ies vaporii de agent frigorific din compresor;

12- *supapa de siguranță*, care protejează compresorul și celelalte componente de eventualele suprapresiuni.

Carterul, cilindrul și chiulasa constituie părțile fixe a compresorului, pistonul, biela și arborele cotit formează părțile mobile, iar supapele sunt organe de distribuție.

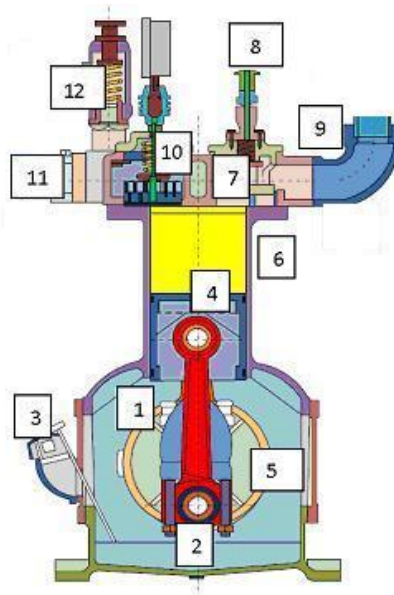


Fig. 10.3. Schema constructivă a compresorului cu piston.

În figura 10.4. este prezentată o secțiune printr-un compresor policilindric, deschis, cu piston.

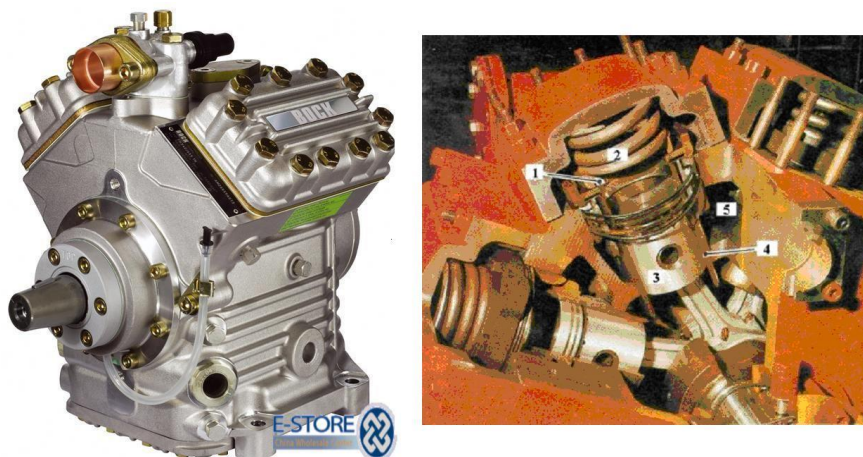


Fig. 10.4. Interiorul unui compresor deschis cu piston:
1- supapa de aspirație; 2- arc pentru prevenirea loviturilor hidraulice;
3- piston; 4- cămașa cilindrului; 5- canal de aspirație

Cilindrul - poate fi prelucrat prin procedee de precizie ridicată, direct în corpul carterului prin alezare urmată de honuire, până la suprafața oglină, sau poate fi realizat din cămașă amovibilă prelucrată din fontă cu grafit nodular sau lamelar turnată prin centrifugare.

Pistonul - este realizat din aliaj de aluminiu, cu o prelucrare particulară a capului, conformă cu forma supapelor, în scopul reducerii la minim a spațiului mort.

Pentru a menține viteza vaporilor la trecerea acestora prin supape într-un domeniu de valori convenabile, raportul D/S trebuie să fie de ordinul 1,3...1,4. În plus, în general nu se depășește o viteză medie liniară a pistoanelor de 4 m/s. Pistonul este prevăzut cu doi sau trei segmenti din fontă cromată numiți segmenti de compresie și un segment raclor pentru uleiul de ungere, necesar pentru a forma prin raclare, o peliculă de ulei pe suprafața interioară a cilindrului.

În fusta pistonului sunt prevăzute orificiile pentru montarea bolțului, realizat sub formă tubulară din oțel de îmbunătățire sau cementare.

Supapele - ca și la majoritatea compresoarelor pentru diverse gaze, sunt realizate din discuri înelare concentrice, cele de aspirație la periferie, iar cele de refulare în zona axială. Cursa supapelor este redusă, iar secțiunile de trecere se calculează pe baza următoarelor viteze ale agenților frigorifici: 30...40 m/s pentru freoni respectiv, 50...60 m/s pentru amoniac.

În general, toate compresoarele cu piston au la bază o structură asemănătoare cu compresorul din figura 10.3. Părțile componente ale unui compresor cu piston, sunt prezentate detaliat în figura 10.5.



Fig.10.5. Părți componente ale compresoarelor cu piston

În figura 10.6 este prezentat un compresor semiermetic cu piston și principalele elemente componente.

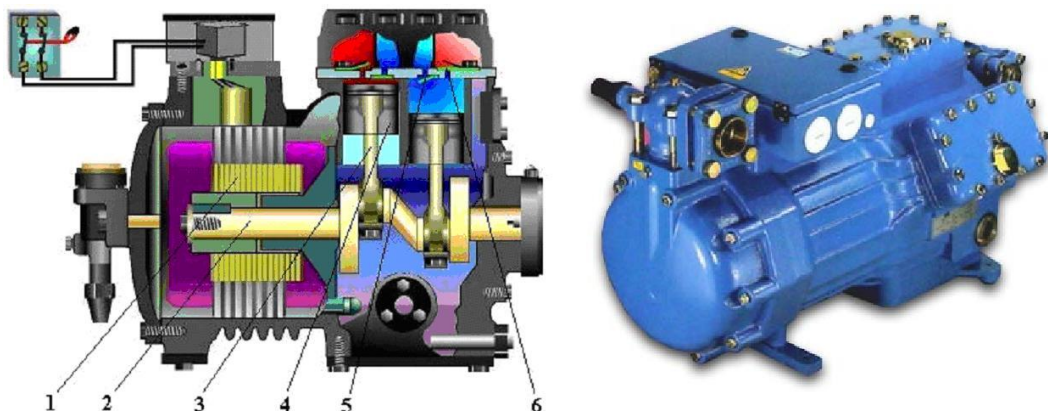


Fig. 10.6 Compresor frigorific semiermetic
1 - bobinajul statorului; 2 - rotor arbore cotit; 3 - biela; 4 - piston;
5 - supapa de aspirație; 6 - supapa de refulare

Se poate observa compactitatea acestui compresor și faptul că motorul electric se găsește la presiunea de aspirație a agentului frigorific.

Compressoarele cu piston în construcție ermetică (închise), sunt prezentate în figura 10.7.

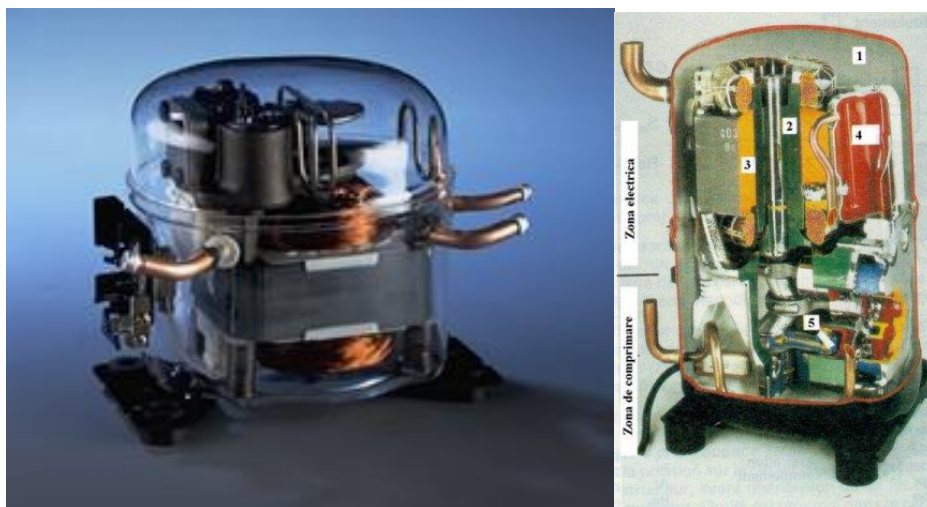


Fig. 10.7 Compresor frigorific ermetic

10.1.2. Compressoare elicoidale

Compresorul elicoidal sau cu șurub, a fost construit prima dată de suedezul *Lysholm* în 1934. Acest model de compresor s-a impus în ultimul timp, înlocuind compresorul cu piston la instalațiile frigorifice de puteri medii, mari și foarte mari, datorită performanțelor ridicate, în contextul în care s-a reușit proiectarea și realizarea unor organe active performante.

Cele mai importante elemente constructive de care depinde procesul de comprimare sunt rotoarele a căror geometrie este foarte complexă.

Rotoarele (fig. 10.8) au cel mai adesea geometria realizată după licența Sveridge Rotor Maskiner (SRM), cu un rotor tată având 4-5 lobi și un rotor mamă având 6-7 canale. Debitul acestor compresoare depinde de diametrul, lungimea, și de turația rotoarelor acestora.



Fig. 10.8. Rotoarele compresorului elicoidal
1- șurub tată, 2- șurub mamă

Începând din anul 1980, odată cu reducerea diametrelor rotoarelor până la cca. 100 mm și creșterea turației acestor rotoare mici până la 2950 *rot/min*, au fost create noi tipuri de profile pentru rotoare, denumite *Sigma*. S-a demonstrat că pentru un anumit profil dat, există o anumită

viteză periferică optimă: $u = 50 \text{ m/s}$ pentru rotoarele SRM, și respectiv $u = 15\text{-}20 \text{ m/s}$ pentru rotoarele Sigma.

Cele două rotoare se rostogolesc unul peste celălalt, fără să se atingă, într-o carcasă comună, profilată. Între spirele lor și carcasă, se definesc niște volume elementare și ca urmare a profilului elicoidal, aceste volume sunt transferate din zona de aspirație, în zona de refulare. Debitul de agent frigorific furnizat, se poate regla continuu, cu ajutorul unui sertar care modifică lungimea activă a zonei de aspirație. etanșeitatea rotoarelor este asigurată prin injectarea de ulei în zona de aspirație. În figura 10.9 este prezentată o secțiune printr-un compresor elicoidal.

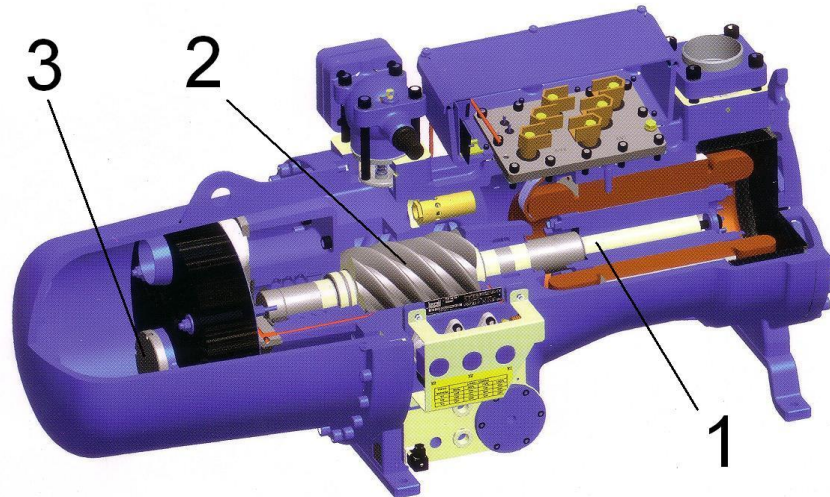


Fig. 10.9. Compresor elicoidal
1-motor electric de acționare; 2-rotor; 3 – sertar de reglaj

Principalele avantaje ale compresoarelor elicoidale, față de cele cu piston sunt următoarele:

- dimensiuni mai reduse;
- masă specifică mai mică;
- siguranță mai mare în funcționare;
- întreținere mai redusă;
- nivel de vibrații redus;

Dezavantajele sunt următoarele:

- prețul mai ridicat (serii de fabricație mai reduse, deci mai scumpe);
- necesitatea unui circuit de ungere mai complex;
- nivelul de zgomot mai ridicat.

10.1.3. Compresorul cu spirale (Scroll)

Acest tip de compresor, a fost inventată și brevetată în anul 1905 în S.U.A. și tot aici a fost dezvoltată ulterior, în anii '70. La început, a fost utilizat la frigiderul casnic (de putere frigorifică redusă) de firma DWM-Copeland, iar apoi în climatizare de firma Trane, în agregate cu puterea frigorifică de 35 kW, pentru răcirea apei. La ora actuală cele mai numeroase utilizări ale acestor compresoare sunt pentru agregatele de răcire din instalațiile de aer condiționat, dar și pentru supraalimentarea motoarelor cu ardere internă.

Un compresor Scroll este prezentat în figura 10.10. Piesele principale sunt practic din două spirale, amplasate frontal, care se întrepătrund.



Fig.10.10. *Spirala fixa (stator) respectiv spirala mobilă (rotor)*

În spirala fixă se găsește orificiul de refulare, iar spirala mobilă, este antrenată într-o mișcare orbitală. Aspirația se realizează prin zona periferică, iar refularea prin orificiul situat în centrul spiralei fixe.

Modul de funcționare al compresorului cu spirale, este prezentat în figura 10.11.

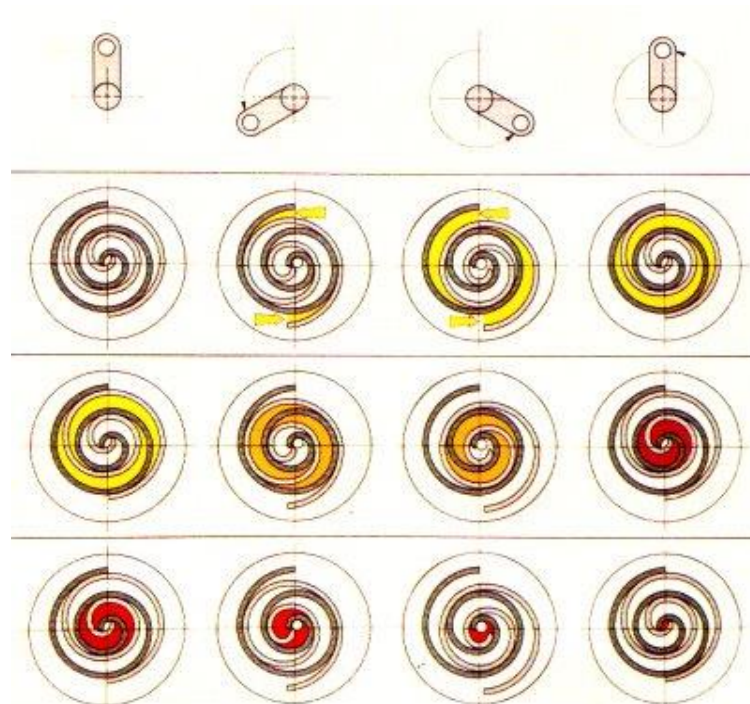


Fig. 10.11. *Principiul de funcționare al compresorului Scroll.*

Aspirația, se realizează în timpul deplasării spiralei mobile, deoarece se formează două zone prin care sunt aspirați vaporii de agent frigorific, până în momentul în care cele două zone se închid. Mișcarea spiralei antrenează vaporii spre zona centrală, iar volumul ocupat de vaporii se reduce treptat, ceea ce duce la *comprimarea* acestora. Vaporii comprimați sunt *evacuați* prin orificiul din zona centrală.

Se observă că în timpul funcționării, cele trei faze, *aspirația*, *comprimarea* și *refularea*, se desfășoară simultan, simetric și continuu, ceea ce reprezintă o caracteristică importantă a acestui tip de compresor, și de aceea, variațiile momentului rezistent la arborele de antrenare vor fi mai reduse decât în cazul compresorului cu piston.

În figura 10.12, este prezentată o secțiune printr-un compresor Scroll.



Fig.10.12. *Compresor Scroll*

Compresorul cu spirale prezintă avantajul că nu necesită supape, fiind suficientă o simplă clapetă (supapă) unisens, care să împiedice reîntoarcerea vaporilor refuțați. Raportul de comprimare este fix, iar coeficientul de debit este foarte bun, pentru că nu există spațiu mort.

Compresorul nu are decât trei piese în mișcare, dar pune probleme deosebite din punct de vedere al etanșeității axiale, radiale și pentru evitarea rotației inverse a spiralei mobile.

10.1.4. Exploatarea compresoarelor frigorifice

O problemă deosebită în exploatarea compresoarelor este funcționarea în *cicluri scurte*, pornire - oprire. În momentul pornirii, când solicitările mecanice sunt foarte mari, ungerea este defectuoasă, (în special la compresoarele cu piston) ceea ce contribuie la producerea unor uzuri mecanice importante ale organelor mobile, aflate în mișcare relativă. La fiecare oprire, uleiul care servește la ungere, are tendința de a se reîntoarce gravitațional în carter, părăsind zonele pe care le lubrifiază în timpul funcționării normale, iar la pornire, uleiul nu poate ajunge instantaneu în zonele care trebuie lubrifiate.

În aceste condiții, este evident că tocmai la pornire, când se produce o foarte puternică solicitare mecanică, lubrifierea pieselor în mișcare relativă, este defectuoasă. De aceea, se estimează că aproximativ 80% din uzura mecanică a compresoarelor se produce în perioadele de pornire.

În cazul ciclurilor scurte de funcționare ale compresoarelor, deoarece, perioadele de oprire fiind prea scurtă motorul nu are timp să se răcească și pornește „la cald“, bobinajul statoric al acestuia, suportă de fiecare dată o supraîncălzire deloc neglijabilă. Când această încălzire

devine critică, singurul element care mai poate proteja motorul, este sistemele de protecție (termostatul) ale compresorului, care în mod normal, vor decupla motorul de la rețea.

Curenții mari, repetați, absorbiți la fiecare pornire, determină o încălzire foarte importantă, care riscă să provoace fisuri în izolația bobinajului. Aceste fisuri pot genera scurtcircuite între 2 spire alăturate, ceea ce poate provoca distrugerea motorului electric. De aceea, cele mai multe scurtcircuite ale bobinajelor motoarelor compresoarelor ermetice, sau semiermetice, se produc la pornire.

10.2. Condensatoare frigorifice

Condensarea este procesul termodinamic prin care un fluid în stare de vapori își schimbă starea de agregare în lichid, cedând căldura de condensare unui mediu de răcire care poate fi lichid (apă), gaz (aer) sau mixt, având temperatura mai joasă decât a fluidului sub formă de vapori. Din punct de vedere calitativ, pentru comportarea agentului frigorific în procesul de condensare, nu există diferențe fundamentale relativ la tipul mediului de răcire. Schimbătorul de căldură în care se realizează acest proces termodinamic, se numește *condensator*.

Procesele termodinamice care au loc în condensator pe partea agentului frigorific, răcire, condensare și subrăcire, pot fi urmărite în diagramele termodinamice T-S și p-i, (fig. 10.13).

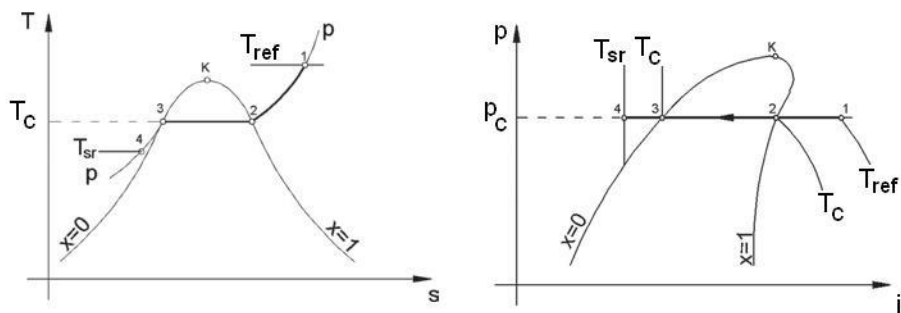


Fig. 10.13. Condensarea în diagramele termodinamice T-S și p-i

Vaporii supraîncălziți refuțați de compresor, au temperatura T_{ref} și urmează un prim proces de răcire 1-2 până la saturație, după care începe condensarea propriu-zisă 2-3 la temperatura de condensare T_c . După ce întreaga cantitate de vapori s-a transformat în fază lichidă (3), în măsura în care condensatorul asigură un schimb de căldură eficient, se poate produce o subrăcire 3-4, a fazei lichide, după care agentul frigorific lichefiat, părăsește condensatorul.

10.2.1. Condensatoare răcite cu aer

În cazul în care răcirea condensatorului se face cu aer, condensarea se realizează în interiorul unor conducte, construite sub forma unor serpentine. Pentru *condensatoarele răcite cu aer*, procesul de condensare este reprezentat în figura 10.14. Se observă că în interiorul țevilor, are loc întâi răcirea vaporilor până la saturație, apoi cantitatea de lichid crește treptat spre ieșirea agentului frigorific din aparat. Ultima porțiune a serpentinei este integral umplută de lichid. La intrarea în condensator, aerul (*a.i.*) este rece, iar la ieșirea din acesta (*a.e.*) devine cald, deoarece preia căldura cedată de agentul frigorific.

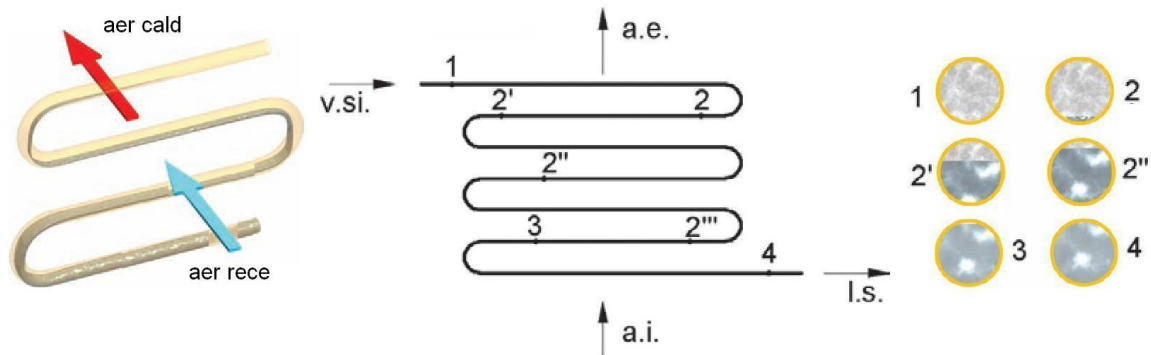


Fig. 10.14. Schema condensatorului răcit cu aer

Regimul termic al condensatorului răcit cu aer este determinat de caracteristicile constructive ale aparatului (materiale, dimensiuni geometrice, starea suprafețelor, etc.), de regimul de curgere (debite, respectiv viteze de curgere), modul de amplasare a ventilatoarelor care asigură circulația aerului, etc. și este prezentat un exemplu în figura 10.15.

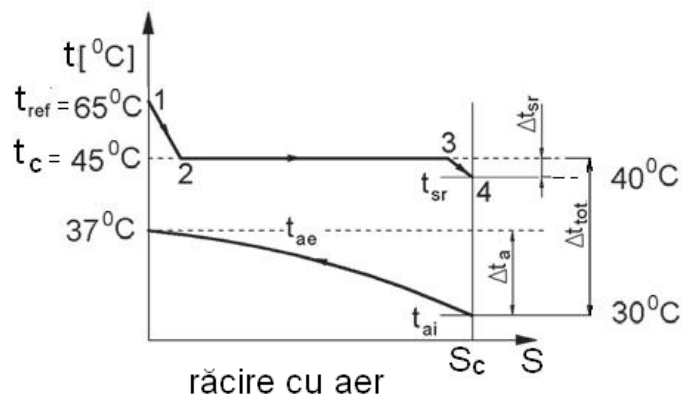


Fig. 10.15. Regimul termic al condensatorului răcit cu aer

Pentru răcirea vaporilor supraîncălziți care vin de la compresor cu temperatura t_{ref} până la atingerea stării de saturație 1-2, este necesară o suprafață de schimb de căldură de cca. 10-20% din suprafața totală a condensatorului.

Condensarea propriu-zisă începe în momentul în care vaporii ajung la temperatura de condensare t_c , iar în țevă apare prima picătură de lichid saturat (2). Din acest moment, cantitatea de lichid din interiorul țevii crește continuu (2' - 2''), până când la sfârșitul condensării, întreaga cantitate de agent frigorific este sub formă lichidă (3).

Pe toată durata procesului de condensare 2-3, temperatura rămâne constantă, iar vaporii de agent frigorific sunt saturați și se găsesc în echilibru cu lichidul, care de asemenea este saturat. Deoarece rezistențele la curgerea fluidelor sunt foarte scăzute, presiunea agentului frigorific în condensator, este considerată constantă și are valoarea presiunii de condensare p_c .

Pentru condensarea propriu-zisă este utilizată aproximativ 60-80% din suprafața totală a condensatorului. În ultima parte a condensatorului, lichidul obținut, continuă să rămână în contact termic cu aerul rece și astfel condensul va continua să cedeze căldură, ajungând ca la ieșirea din aparat să fie ușor subrăcit (3-4), până la temperatura t_{sr} . Pentru subrăcire, este utilizată cca. 10-20% din suprafața totală a condensatorului.

Variațiile și diferențele de temperatură, caracteristice regimului termic sunt specifice, în funcție de destinația vaporizatoarelor răcitoare de aer. La intrarea în vaporizator, vaporii umezi de agent frigorific (1) au temperatura de vaporizare t_0 , iar la ieșire (3), vaporii obținuți sunt ușor supraîncălziți, valoarea temperaturii acestora purtând denumirea de temperatură de supraîncălzire t_{si} .

Variația temperaturii aerului în cazul condensatorului răcit cu aer, în cazul unor construcții uzuale și condiții de lucru normale, are valori cuprinse în intervalul, $\Delta t_{ac} = 5 \dots 10^\circ\text{C}$.

Temperatura aerului la ieșire din condensator va fi dată de relația:

$$t_{ae} = t_{ai} + \Delta t_{ac} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (10.8)$$

Diferența dintre temperatura de condensare și temperatura aerului la ieșirea din aparat, este pentru construcții uzuale și condiții normale este: $t_c - t_{ae} = 5 \dots 10^\circ\text{C}$.

Diferența totală de temperatură din condensator, este diferența dintre temperatura de condensare și cea a aerului la intrare în acesta, iar în condițiile prezentate, se poate constata că valorile normale pentru aceasta sunt: $\Delta t_{totc} = t_c - t_{ai} = 10 \dots 20^\circ\text{C}$.

Schema de realizare a unui condensator răcit cu aer este prezentată în figura 10.16 El este realizat din spirale conectate și dispuse în paralel (a) și susținute de aripioarele de răcire (b). Aripioarele au rolul de a majora suprafața de transfer termic. Ventilatorul (c), generează un curent de aer, care contribuie la intensificarea schimbului de căldură cu mediul de răcire și evacuează căldura preluată de la agentul frigorific în mediul exterior.

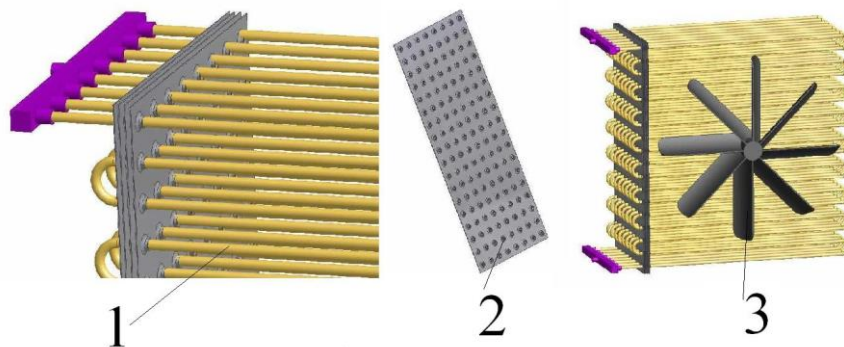


Fig.10.16. Elemente componente ale unui condensator răcit cu aer;
1- serpentine , 2 – aripioară de răcire 3- ventilator

În figura 10.17, este prezentat un condensator industrial răcit cu aer, realizat de firma ROLLER.



Fig. 10.17. Condensator răcit cu aer

10.2.2. Condensatoare răcite cu apă

Dacă răcirea condensatorului se face cu apă, condensarea se realizează în spațiul dintre un fascicul de conducte și carcasă, în aparate de construcție multitubulară, cel mai adesea dispuse orizontal. O altă diferență față de condensatoarele răcite cu aer, este reprezentată de

regimul termic al agenților de lucru (agentul frigorific și agentul de răcire), între cele două tipuri de aparate, existând unele diferențe.

Schema de principiu, alături de schema constructivă a unui *condensator răcit cu apă*, este prezentată în figura 10.18.

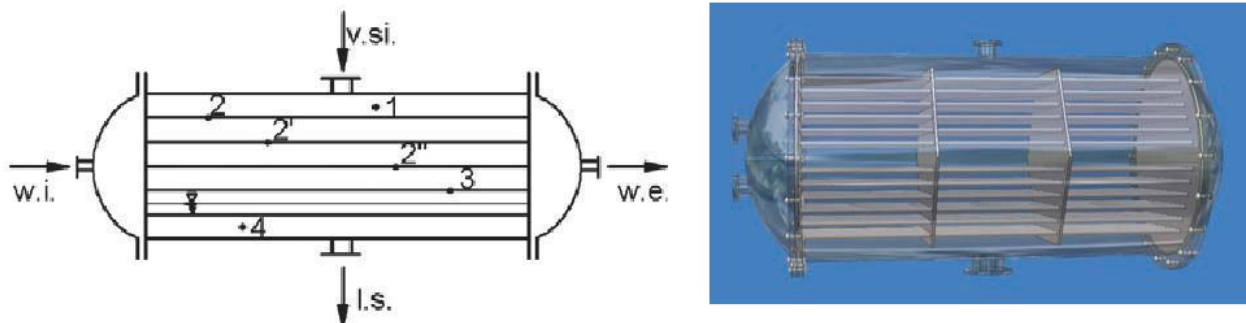


Fig. 10.18. Schema unui condensator răcit cu apă.

Agentul frigorific intră în condensator sub formă de vapori supraîncălziți (v.si.), refulați de compresor și iese din acesta sub formă de lichid subrăcit (l.s.). Apa la intrarea în condensator (w.i.) este rece, iar la ieșirea din acesta (w.e.) devine caldă, deoarece prin intermediul conductelor prin care circulă, preia căldura cedată de agentul frigorific. Ca și în cazul condensatorului răcit cu aer, presiunea agentului frigorific pe parcursul trecerii prin condensator, este constantă și are valoarea presiunii de condensare p_c .

Spre deosebire de condensatoarele răcite cu aer, în cele răcite cu apă, condensarea se realizează pelicular, pe suprafețele exterioare, reci, ale conductelor schimbătoare de căldură. Pelicula de condens se formează pe primele rânduri de conducte și condensul curge de pe țevile superioare pe cele inferioare, grosimea peliculei crescând treptat de sus în jos.

În figura 10.19, este redată o imagine a modului în care se formează condensul, pe suprafața exterioară a țevilor condensatoarelor răcite cu apă.

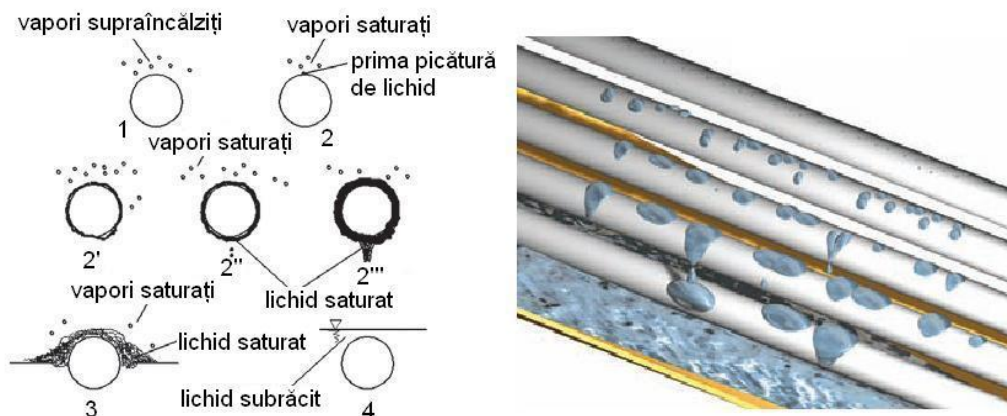


Fig. 10.19. Formarea condensului la un condensator răcit cu apă.

După intrarea în condensator, în contact termic cu conductele reci, temperatura vaporilor supraîncălziți se reduce, așa cum se poate observa pe diagrama din figura 10.20, care prezintă variația temperaturii celor doi agenți de lucru, în lungul suprafeței de transfer termic.

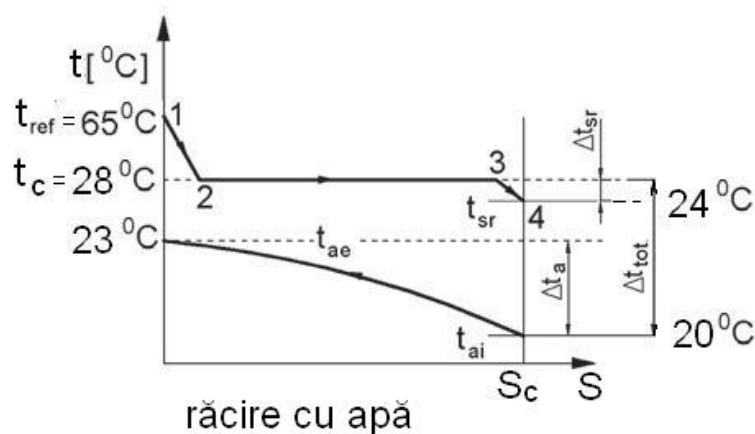


Fig. 10.20. Regimul termic al condensatorului răcit cu apă

Prima răcire 1-2 de la temperatura de refulare t_{ref} cu care agentul frigorific vine de la compresor, se realizează pe primele țevi, din partea superioară a condensatorului, pe o suprafață de schimb de căldură de cca. 10% din suprafața totală a condensatorului. Condensarea propriu-zisă începe în momentul în care vaporii ajung la temperatura de condensare t_c , moment în care apare pe țevă prima picătură de lichid saturat (2). Din acest moment, cantitatea de lichid formată pe exteriorul țevilor crește continuu (2', 2'', 2''' fig. 10.19), până când la sfârșitul condensării, pe țevile din partea inferioară a condensatorului, vaporii își schimbă integral starea de agregare (3). Pe toată durata procesului de condensare 2-3, temperatura rămâne constantă la valoarea t_c , iar vaporii de agent frigorific sunt saturați și se găsesc în echilibru cu lichidul, care de asemenea este saturat. Pentru condensarea propriu-zisă este utilizată aproximativ 80% din suprafața totală a condensatorului.

Pe ultimele țevi din partea inferioară a condensatorului, agentul termic va continua să se găsească în contact termic cu apa rece din interiorul țevilor și astfel, el va continua să cedeze căldură, ajungând ca la ieșirea din aparat să fie ușor subrăcit. Subrăcirea este realizată pe cca. 10% din suprafața totală a condensatorului.

Variația temperaturii aerului în cazul condensatorului răcit cu apă, în cazul unor construcții uzuale și condiții de lucru normale, are valori cuprinse în intervalul, $\Delta t_{wc} = 3 \dots 5^\circ\text{C}$.

Temperatura apei la ieșire din condensator va fi dată de relația:

$$t_{we} = t_{wi} + \Delta t_{wc} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (10.9)$$

Diferența dintre temperatura de condensare și temperatura apei la ieșirea din condensator, este pentru construcții uzuale și condiții normale este: $t_c - t_{we} = 3 \dots 5^\circ\text{C}$.

Diferența totală de temperatură din condensator, este diferența dintre temperatura de condensare și cea a aerului la intrare în acesta, iar în condițiile prezentate, se poate constata că valorile normale pentru aceasta sunt: $\Delta t_{totc} = t_c - t_{wi} = 6 \dots 10^\circ\text{C}$.

Pentru ambele tipuri de condensatoare, valorile normale ale gradului de subrăcire, se încadrează în intervalul, $\Delta t_{sr} = 4 \dots 7^\circ\text{C}$

Sa constatat că există o corelație între gradul de subrăcire și cantitatea de lichid existentă în condensator:

- creșterea gradului de subrăcire, determină creșterea cantității de lichid din condensator;
- scăderea gradului de subrăcire, determină scăderea cantității de lichid din condensator.

Cantitatea de lichid din condensator, depinde și de temperatura agentului de răcire de la intrarea în condensator. Cu cât temperatura agentului de răcire a condensatorului este mai redusă,

cu atât crește cantitatea de lichid și gradul de subrăcire. Astfel, pe timp de iarnă, gradul de subrăcire va fi mai mare decât pe timp de vară.

În figura 10.21, este prezentată schema constructivă a unui condensator multitubular orizontal, răcit cu apă.

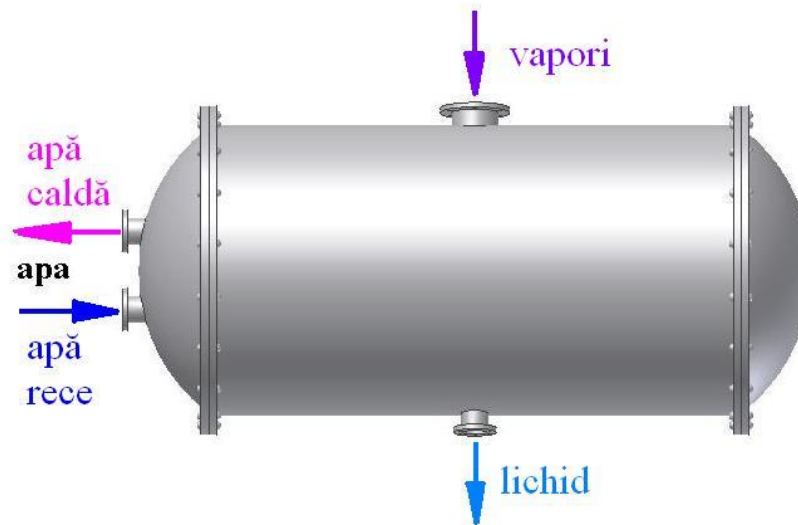


Fig. 10.21. Condensator multitubular orizontal, răcit cu apă.

10.3. Vaporizatoare frigorifice

Vaporizarea este procesul termodinamic prin care un fluid (agentul frigorific) își schimbă starea de agregare din lichid în vapori, absorbind căldură de la mediul ce trebuie răcit, (aerul sau un agent termic lichid). Schimbătorul de căldură în care se realizează acest proces termodinamic, se numește *vaporizator*.

Procesele termodinamice care au loc în vaporizator pe partea agentului frigorific, pot fi urmărite în diagramele termodinamice T-S și p-i, din figura 10.22.

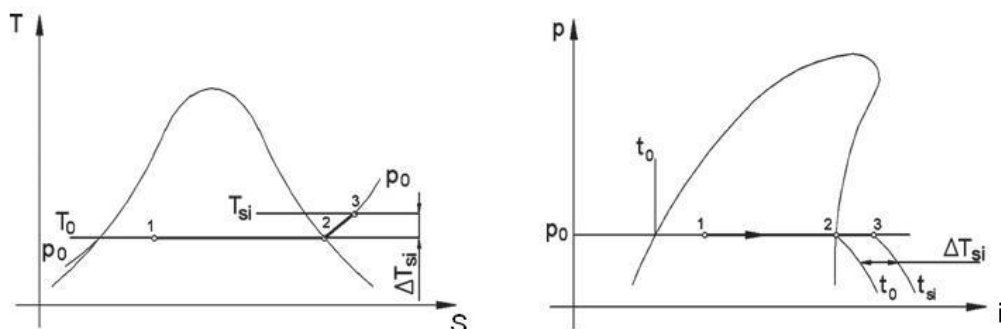


Fig.10.22.Vaporizarea în diagramele termodinamice T-S și p-i

Agentul frigorific lichefiat și laminat (1) cu temperatura T_0 intră în vaporizator și urmează un proces de vaporizare 1-2 și se transformă în vapori umezi (2). Dacă întreaga cantitate de lichid s-a transformat în vapori înainte de ieșirea din vaporizator, se poate produce o încălzire 2-3 până la temperatura T_{si} , vaporii umezi devenind supraîncălziți, după care agentul frigorific vaporizat, părăsește vaporizatorul.

Ceea ce se întâmplă în vaporizator, este efectul util al instalației frigorifice, și anume absorbție de căldură sau, producere de frig. În mod uzual, în funcție de destinație și temperatura minimă pe care o produc, vaporizatoarele poartă numele de *răcitoare* sau *congelatoare*.

Ca și în cazul condensatoarelor, procesul de vaporizare se poate desfășura în interiorul unor conducte sau în spațiul dintre conducte și o carcasă numită și manta.

La vaporizatoarele construite din conducte sub formă de serpentine și care sunt destinate răcirii aerului sau lichidelor, vaporizarea este realizată în interiorul conductelor.

La vaporizatoarele destinate răcirii lichidelor, de construcție multitubulară, vaporizarea se realizează în spațiul dintre un fascicul de țevi și manta (carcasă) cel mai adesea dispuse orizontale.

Răcirea aerului, sau eventual ale altor gaze, poate fi realizată numai prin vaporizarea agentului frigorific în interiorul unor conducte, înconjurată de gazul ce trebuie răcit.

Răcirea lichidelor poate fi realizată atât prin vaporizarea agentului frigorific în interiorul unor conducte concentrice cu cele prin care circulă lichidul de răcit, dar și prin vaporizarea agentului frigorific între fasciculul de conducte și mantaua care le înconjoară. Dacă se dorește răcirea lichidelor la temperaturi negative, acestea trebuie să fie soluții frigorifice de tip antigel, sau saramuri, toate având temperaturi de solidificare negative. În tehnica frigului, aceste substanțe sunt denumite *agenți frigorifici intermediari* și sunt destinate transportului frigului la locul de utilizare.

10.3.1. Răcitoare de aer

Procesul de vaporizare este reprezentat în figura 10.23, unde se observă că în interiorul serpentinei, cantitatea de lichid se reduce treptat spre ieșirea agentului frigorific din aparat, ultima porțiune a serpentinei fiind umplută integral de vapori.

Agentul frigorific provenit de la ventilul de laminare, intră în vaporizator sub formă de vapori umezi (v.u.) (amestec de lichid și vapori saturați) și iese din aparat sub formă de vapori supraîncălziți (v.si.). Aerul la intrarea în vaporizator (a.i.) este cald, iar la ieșirea din acesta (a.e.) devine rece, deoarece în răcitor, aerul cedează căldura preluată de agentul frigorific. Presiunea agentului frigorific în vaporizator, este considerată constantă și are valoarea presiunii de vaporizare p_0 , în condițiile în care se neglijează pierderile de presiune din vaporizator, datorate curgerii în condiții reale a agentului frigorific.

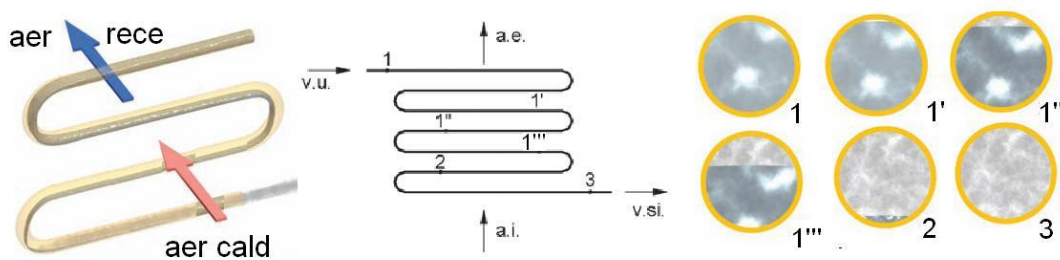


Fig.10.23. Evoluția procesului de vaporizare în serpentina de răcire

La intrarea în vaporizator (1) titlul vaporilor umezi, este de cca. 75...85%. Această stare poate fi considerată cea de ieșire a agentului frigorific din dispozitivul de laminare. Ponderea vaporilor în amestecul cu lichidul crește continuu, de la intrarea spre ieșirea agentului frigorific (1', 1'', 1'''). Astfel cantitatea de lichid din țevă scade continuu, iar cantitatea de vapori crește permanent.

Vaporizarea se încheie odată cu trecerea ultimei picături de lichid în stare de vapori (2). Pe toată durata procesului de vaporizare 1-2, temperatura rămâne constantă, la valoarea temperaturii de vaporizare t_0 , iar vaporii de agent frigorific sunt saturați și se găsesc în echilibru cu lichidul, care de asemenea este saturat. Pentru vaporizarea propriu-zisă este utilizată aproximativ 85-90% din suprafața totală a vaporizatorului.

În ultima parte a suprafeței de transfer termic a vaporizatorului, agentul frigorific aflat în stare de vapori, continuă să rămână în contact cu aerul cald și astfel va continua să absoarbă

căldură mărindu-și temperatura cu câteva grade și ajungând ca la ieșirea din vaporizator, să fie ușor supraîncălzit (3). Pentru supraîncălzire este utilizată cca. 10-15% din suprafața totală a vaporizatorului.

Răcitoarelor de aer, au *particularități constructive*, în funcție de domeniul pentru care sunt utilizate: instalații și echipamente de condiționare a aerului, sau instalații și echipamente pentru producerea frigului industrial. Particularitățile sunt datorate comportării diferite a aerului răcit în aceste vaporizoare, datorată temperaturilor diferite ale suprafețelor de răcire, și coeficientului global de transfer termic mai redus. De aceea, pentru majorarea suprafeței de transfer termic, serpentinele vaporizoarelor se nervurează.

Pentru producerea *frigului industrial*, chiar dacă temperatura care trebuie menținută în spațiile răcite este pozitivă, cel mai adesea temperatura medie a suprafeței răcitoarelor, coboară sub 0°C, ceea ce determină acumularea pe vaporizator a unor depuneri de gheață (zăpadă). Acest fenomen, denumit și *givrare*, este des întâlnit în practica instalațiilor frigorifice. Depunerile de zăpadă sau gheață, au două efecte negative majore; pe de-o parte reduc intensitatea transferului termic dintre aer și agentul frigorific datorită faptului că zăpada sau gheața au un coeficient de transfer termic mai redus decât metalele și pe de altă parte, reduc secțiunea de curgere a aerului printre serpentine. De aceea, răcitoarele de aer pe care în timpul exploatarei se poate depune zăpadă sau gheață, trebuie prevăzute cu dispozitive pentru degivrare, care să încălzească zăpada până la topire și cu dispozitive pentru colectarea și evacuarea apei produse în timpul degivrării.

În *aparatele de condiționare a aerului*, temperatura medie a suprafeței răcitoarelor, este de regulă pozitivă, dar inferioară temperaturii punctului de rouă, ceea ce determină condensarea umidității din aer pe suprafața vaporizoarelor. Această umiditate trebuie colectată și evacuată, fiind cunoscut faptul că din aparatele de condiționare a aerului, picură adesea apă.

Regimul termic al vaporizatorului răcitor de aer, este determinat de caracteristicile constructive ale aparatului (materiale, dimensiuni geometrice, starea suprafețelor, etc.), de regimul de curgere (debite, respectiv viteze de curgere), modul de amplasare a ventilatoarelor care asigură circulația aerului, etc. și este prezentat în figura 10.24.

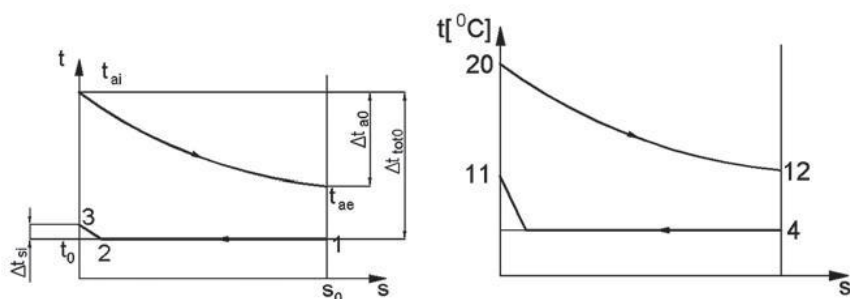


Fig. 10.24. Regimul termic al vaporizatorului răcitor de aer

Variațiile și diferențele de temperatură, caracteristice regimului termic sunt specifice, în funcție de destinația vaporizoarelor răcitoare de aer. La intrarea în vaporizator, vaporii umezi de agent frigorific (1) au temperatura de vaporizare t_0 , iar la ieșire (3), vaporii obținuți sunt ușor supraîncălziiți, valoarea temperaturii acestora purtând denumirea de temperatură de supraîncălzire t_{si} .

Variația temperaturii aerului în vaporizator, are în cazul unor construcții uzuale și condiții de lucru normale, următoarele valori:

- pentru răcitoare de aer utilizate în climatizare: $\Delta t_{a0} = \Delta t_{ae} = 6 \dots 10^\circ\text{C}$;
- pentru răcitoare de aer utilizate în aplicații industriale: $\Delta t_{a0} = \Delta t_{ae} = 3 \dots 5^\circ\text{C}$.

Temperatura aerului la ieșire din vaporizator va fi dată de relația:

$$t_{ae} = t_{ai} + \Delta t_{a0} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (10.10)$$

Temperatura de *supraîncălzire*, cea la care ies vaporii de agent frigorific din vaporizator, se poate calcula cu relația:

$$t_{si} = t_0 + \Delta t_{si} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (10.11)$$

și are următoarele valori:

- pentru răcitoare de aer utilizate în climatizare: $t_{si} = t_0 + 5 \dots 8 \text{ [}^\circ\text{C]}$;
- pentru răcitoare de aer utilizate în aplicații industriale: $t_{si} = t_0 + 3 \dots 6 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

În figura 10.25, este prezentat un vaporizator amplasat vertical, destinat răcirii aerului și un detaliu legat de schimbătorul de căldură. Ca agent frigorific se utilizează CO₂ (R 744).



Fig. 10.25. Răcitor pentru aer utilizând ca agent frigorific CO₂

În figura 10.26, este prezentat un vaporizator orizontal (1) destinat răcirii aerului. Se poate observa modul de amplasare al serpentinei (3) și elementul pentru degivrare (2).



Fig. 10.26. Răcitor pentru aer cu elemente de degivrare

10.3.2. Răcitoare pentru lichide

Pentru răcirea unor lichide, vaporizatorul poate fi realizat sub forma unei serpentine imersate în lichidul ce trebuie răcit sau, se poate realiza sub forma unui schimbător de căldură multitubular. Schema de principiu a unui vaporizator imersat într-un bazin de răcire a lichidelor, este prezentată în figura 10.27.

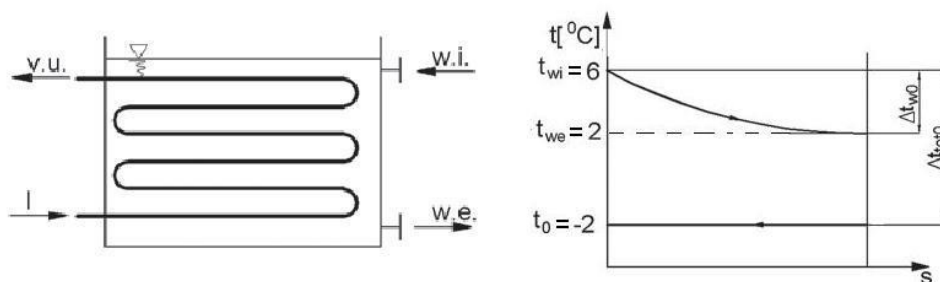


Fig.10.27. Schema unui bazin de răcire a lichidelor, cu vaporizator imersat

Variația temperaturilor în vaporizatoarele destinate răcirii lichidelor, pentru construcții uzuale și condiții de lucru normale, are valori cuprinse în intervalul, $\Delta t_{w0} = 2 \dots 6^\circ\text{C}$.

Temperatura lichidului la ieșire din vaporizator va fi dată de relația:

$$t_{we} = t_{wi} - \Delta t_{w0} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (10.12)$$

Diferența dintre temperatura lichidului la ieșire din vaporizator și temperatura de vaporizare, pentru construcții uzuale și condiții normale este: $t_{we} - t_0 = 4 \dots 8^\circ\text{C}$.

Diferența totală de temperatură din vaporizator, este diferența dintre temperatura lichidului la intrare în acesta și temperatura de vaporizare, iar în condițiile prezentate, valorile normale pentru aceasta sunt: $\Delta t_{tot0} = t_c - t_{wi} = 6 \dots 12^\circ\text{C}$.

Din punct de vedere constructiv, spre deosebire de răcitoarele de aer, cele pentru lichide nu sunt prevăzute cu nervuri. Această particularitate este ușor explicabilă prin faptul că în cazul lichidelor coeficientul de convecție este mult mai mare decât în cazul aerului, deci nu mai trebuie prevăzute soluții constructive pentru intensificarea transferului termic. În bazinele pentru răcirea lichidelor, care sunt izolate termic, deoarece se găsesc la temperaturi sub cele ale mediului ambiant, sunt plasate mai multe serpentine, legate în paralel pe circuitul de agent frigorific.

Din punct de vedere al agentului frigorific, acesta se comportă în vaporizatoarele destinate răcirii lichidelor, asemănător ca în răcitoarele pentru aer, cu deosebirea că la intrarea în vaporizator (i), agentul frigorific se găsește adesea în stare de lichid saturat, iar la ieșirea din vaporizator (vu) se obține de regulă un amestec de lichid și vapori, vaporizarea fiind incompletă. De aceea, vaporizatorul se alimentează cu agent frigorific dintr-un separator de lichid, iar vaporii umezi rezultați, se reîntorc în separatorul de lichid, circulația realizându-se prin termosifon.

Răcirea lichidelor este posibilă și prin vaporizarea agentului frigorific în exteriorul țevilor. În acest caz, apa sau lichidul răcit curge prin interiorul țevilor, dispuse într-un fascicul, montat într-o manta.

În figura 10.28 este reprezentată schema de montaj în circuitul frigorific a unui vaporizator multitubular orizontal.

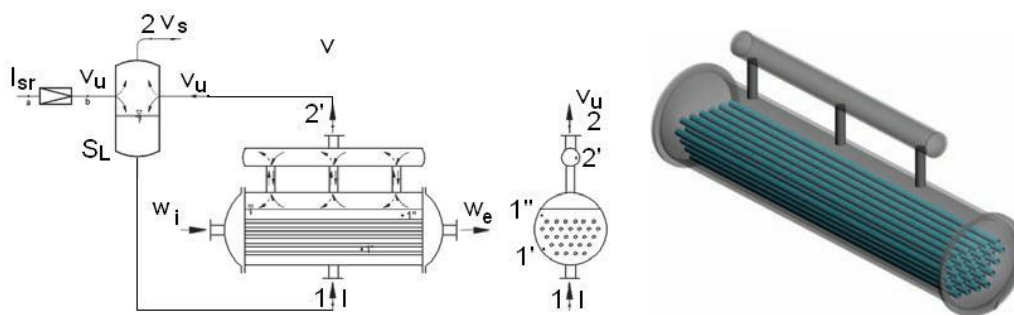


Fig.10.28. Vaporizator multitubular orizontal.

În figura 10.29, sunt prezentate două vaporizatoare ale unor instalații frigorifice de tip comercial respectiv casnic, cu unu sau două nivele de temperatură.



Fig. 10.29. Vaporizatoare de tip casnic.

Vaporizatoarele instalațiilor de răcire comerciale sau casnice, reprezintă o categorie particulară de racitoare. Din punct de vedere tehnologic, acestea se realizează din plăci de aluminiu îmbinate prin presare la cald. Traseele de curgere ale agentului frigorific, sunt protejate în prealabil cu o soluție care nu le lasă să se lipească prin presare. Ulterior utilizând un fluid sub presiune, zonele nelipite se gonflează, realizând canalele de curgere pentru agentul frigorific.

După cum s-a constatat, în anumite condiții, în cazul vaporizatoarelor destinate răcirii aerului și foarte rar în vaporizatoarele destinate răcirii lichidelor, la ieșirea din vaporizator, pot apărea vapori supraîncălziți. Există o corelație între gradul de supraîncălzire și cantitatea de lichid existentă în vaporizator. *Cu cât crește gradul de supraîncălzire, cu atât scade cantitatea de lichid din vaporizator. Cu cât scade gradul de supraîncălzire, cu atât crește cantitatea de lichid din vaporizator.* La limită, dacă gradul de supraîncălzire este nul, se poate considera că procesul de vaporizare se termină exact la ieșirea din vaporizator, sau chiar că din vaporizator, ies vapori umezi, adică un amestec de lichid saturat și vapori saturați.

Lichidul care ar ajunge pe conducta de aspirație, ar reprezenta un mare pericol pentru compresor, putând determina producerea loviturilor hidraulice în cilindrii acestuia. Pentru evitarea unei asemenea situații, vaporizatoarele sunt prevăzute cu dispozitive specializate de alimentare cu lichid, care controlează simultan și procesul de supraîncălzire. Aceste dispozitive realizează și laminarea agentului frigorific lichid, de la presiunea de condensare, până la cea de vaporizare, purtând denumirea de ventile de laminare termostactice.

10.4. Ventile de laminare

Laminarea este procesul termodinamic specific instalațiilor frigorifice, care se realizează atunci când agentul frigorific lichid trece printr-o secțiune îngustată. Datorită acestui fapt, se modifică presiunea agentului frigorific, având loc o scădere de presiune de la valoarea presiunii de condensare p_c a lichidului obținut în condensator, până la valoarea presiunii de vaporizare p_o a agentului frigorific ce urmează să ajungă în vaporizator.

Acest proces se realizează în ventilul de laminare, care din punct de vedere constructiv se aseamănă cu un robinet, o diafragmă sau mai corect cu un *drosel* (rezistor hidraulic) având orificiul de curgere calibrat.

Laminarea este considerată adiabatică, deoarece se desfășoară fără interacțiuni termice cu mediul ambiant, deși datorită rezistențelor hidrodinamice generate de secțiunea mică de curgere, se dezvoltă forțe de frecare atât în fluid cât și între acesta și elementele componente ale ventilului.

În instalațiile de putere frigorifică redusă, cum sunt de exemplu echipamentele frigorifice casnice, sau unele aparate de condiționare a aerului, laminarea adiabatică se poate realiza și în tuburi capilare.

Indiferent de dispozitivul fizic în care este realizată, *laminarea adiabatică* este un proces ireversibil. Pierderile care se manifestă în cadrul acestui proces, sunt datorate curgerii cu *frecări, turbulențe și omogenizări*. Ireversibilitățile interne ale procesului de laminare adiabatică, duc la creșterea entropiei agentului frigorific. În figura 10.30, este prezentat procesul de laminare a unui agent frigorific, în cele două diagrame termodinamice, $T-S$ și $p-i$.

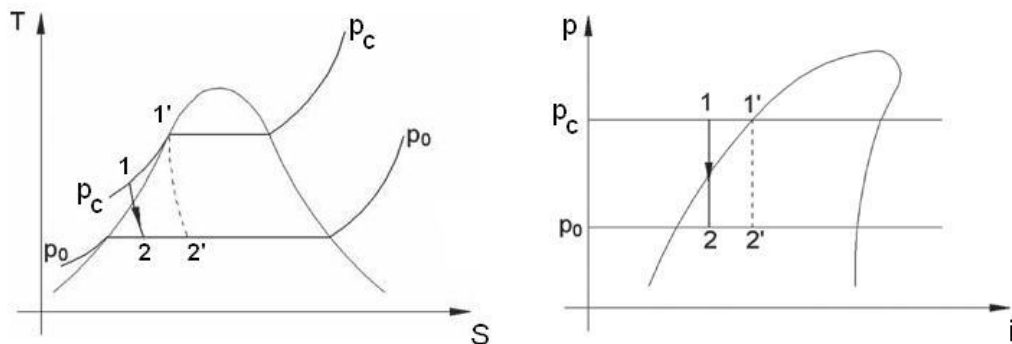


Fig. 10.30. Procesul de laminare adiabatică în diagramele $T-S$ respectiv $p-i$.

10.4.1. Tubul capilar

Tubul capilar asigură alimentarea vaporizatorului cu agent frigorific pregătit pentru vaporizare. Acesta este realizat sub forma unei conducte cu lungime foarte mare în comparație cu diametrul. Spre exemplu, în cazul frigiderelor casnice, tubul capilar are o secțiune interioară cu diametru $\phi_i = 1 \text{ mm}$, iar lungimea este $l = 1 \text{ m}$, rezultând între cele două dimensiuni un raport de $1/1000$. Lungimea mare și secțiunea interioară mică, în comparație cu celelalte secțiuni de curgere din instalația frigorifică, determină ca agentul frigorific lichid să întâmpine în deplasarea lui spre vaporizator, o rezistență hidrodinamică. Aceasta este suficient de mare ca să genereze o cădere de presiune $\Delta p = p_c - p_o$, de la presiunea de condensare p_c până la presiunea de vaporizare p_o , astfel încât, agentul frigorific să fie adus la parametri de stare specifici vaporizării.

Lungimea mare și secțiunea mică, permit ca tubul capilar să poată fi montat concentric în conducta de ieșire a agentului frigorific din vaporizator. Astfel s-a realizat un schimbător de căldură tubular în contracurent, care răcește suplimentar agentul frigorific laminat și încălzește vaporii umezi de agent frigorific ce sunt aspirați de compresor.

10.4.2. Ventilul de laminare termostatic

Ventilul de laminare furnizează agentul de lucru cu care urmează să fie alimentat vaporizatorul. Simplitatea constructivă și funcțională a acestui dispozitiv, permite modificarea ușoară a condițiilor de realizare a curgerii, cu toate implicațiile care determină modificări ale condițiilor de lucru din instalație. De aceea, în instalațiile frigorifice, ventilul de laminare poate fi folosit și ca dispozitiv de automatizare, în vederea controlării procesului de alimentare cu lichid a vaporizatorului. Este evident, că în mod indirect, prin cantitatea de lichid din vaporizator, poate fi controlată puterea frigorifică realizată de instalație.

În figura 10.31, este prezentat un vaporizator alimentat prin ventilul de laminare termostatic și schema de amplasare a acestuia.

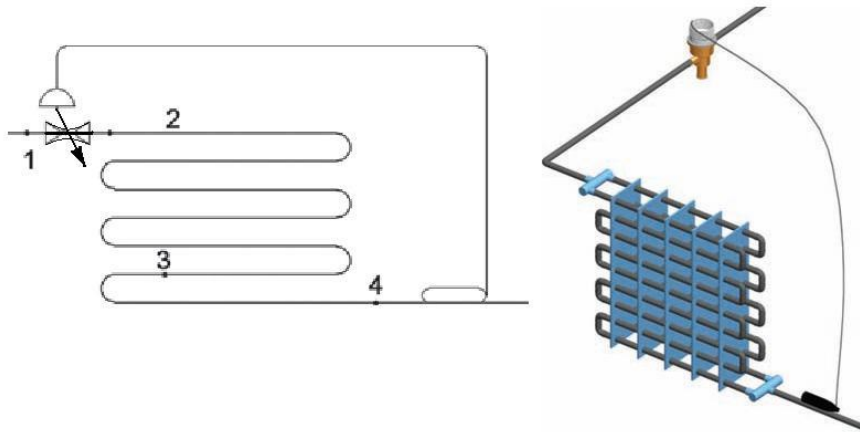


Fig. 10.31. Schema de alimentare prin ventilul de laminare a unui vaporizator.

Deoarece imediat după laminare, agentul frigorific ajunge în vaporizator, aceste tipuri de aparate sunt denumite și *vaporizatoare cu detentă directă*.

Ventilul de laminare prezentat anterior, a cărui schemă constructivă și funcțională este redată în figura 10.32, este denumit *termostatic*, deoarece funcționarea acestuia este controlată de temperatura vaporilor la ieșirea din vaporizator.

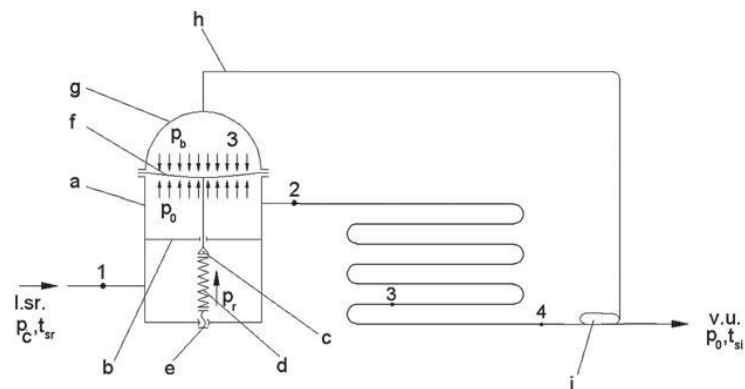


Fig. 10.32. Schema de amplasare a ventilului de laminare termostatic.

La intrarea în ventilul de laminare, agentul frigorific 1 este lichidul subrăcit care rezultă din condensator. În urma laminării, se obține care intră în vaporizator. Lichidul vaporizează complet în interiorul serpentinei, poziția sfârșitului vaporizării fiind notată cu 3. La ieșirea din vaporizator se obțin vapori supraîncălziți 4, iar *gradul de supraîncălzire de la ieșirea din vaporizator*, are o influență determinantă asupra funcționării ventilului de laminare.

La intrarea în ventilul de laminare, agentul frigorific 1 este lichidul subrăcit l_{sr} care rezultă din condensator, având presiunea p_c și temperatura t_{sr} . În urma laminării, se obține vapori umezi (un amestec de lichid și vapori saturați uscați) 2, care intră în vaporizator. Lichidul vaporizează complet în interiorul serpentinei, poziția sfârșitului vaporizării fiind notată cu 3. La ieșirea din vaporizator, se obțin vapori supraîncălziți 4, iar *gradul de supraîncălzire* din vaporizator, prezintă o influență determinantă asupra funcționării ventilului de laminare.

Pe corpul (a) al ventilului de laminare termostatic, este fixată diafragma având orificiul de curgere calibrat (b). Unele construcții au diafragma interschimbabilă, ceea ce lărgeste domeniul de utilizare al ventilelor respective. Elementul de închidere al ventilului - supapa (c), obturează sau eliberează traseul de curgere a agentului frigorific, prin orificiul calibrat. Poziția organului de închidere este influențată de arc (d) și de membrana elastică (f). Membrana, împreună cu capacul (g), tubul capilar (h) și bulbul (i), alcătuiesc împreună *elementul termostatic*, deoarece prin intermediul lor, temperatura vaporilor rezultați de la vaporizator, acționează asupra organului de închidere al ventilului de laminare. Asupra aceluiași element acționează și arc (d), care poate fi tensionat sau detensionat, cu ajutorul elementului de reglaj (e).

Organul de închidere al ventilului de laminare, este fixat prin intermediul unei tije, de membrana elastică, iar cele două elemente se deplasează solidar. Mișcarea membranei este determinată pe de-o parte de presiunea de vaporizare p_o , care acționează pe partea inferioară a membranei iar pe de altă parte, de presiunea din elementul termostatic, notată cu p_b , deoarece are aceeași valoare ca și presiunea din bulb. Presiunea p_b , este determinată de valoarea presiunii de saturație a vaporilor din elementul termostatic, determinată de valoarea temperaturii vaporilor ușor supraîncălziți, furnizați de vaporizator. Temperatura vaporilor este denumită adesea și temperatura bulbului. De obicei, în elementul termostatic, se regăsește agentul frigorific din instalație. În afara celor două presiuni, care determină deplasarea membranei, asupra organului de închidere al ventilului, acționează și forța generată de arc (d) pretensionat de elementul de reglaj (e).

La nivelul membranei, se stabilește un echilibru între forțele determinate de presiunile p_b , p_o , și forța din arc. Acestea respectă relația:

$$F_b = F_o + F_a \quad (10.13)$$

unde, F_b este forța determinată de presiunea din bulb, $F_b = p_b \cdot S_m$;

F_o - forța determinată de presiunea p_o , $F_o = p_o \cdot S_m$;

F_a - forța din arc;

S_m - suprafața membranei.

Când crește temperatura vaporilor, crește și presiunea din bulb, ceea ce determină deschiderea mai puternică a orificiului de curgere a agentului frigorific, deci alimentarea cu mai mult lichid a vaporizatorului, ceea ce va reduce gradul de supraîncălzire. Când scade temperatura vaporilor, scade și presiunea din bulb, ceea ce determină închiderea orificiului de curgere și alimentarea cu mai puțin lichid a vaporizatorului. În acest mod, se observă că gradul de supraîncălzire este menținut între anumite limite, stabilite din considerente obiective.

Reglarea gradului de supraîncălzire a vaporilor la ieșirea din vaporizator, prin utilizarea ventilelor de laminare termostatică, este obligatorie în instalațiile în care compresorul aspiră vaporii de agent frigorific direct din vaporizator, fără a fi prezente separatoare de lichid, sau alte aparate similare. Obligativitatea reglării gradului de supraîncălzire, provine din faptul că pentru asemenea instalații, ventilele de laminare termostatică sunt singura soluție pentru evitarea pătrunderii lichidului în cilindrii compresorului. Chiar dacă lichidul s-ar găsi în cantități mici, acesta ar putea ajunge în cilindrii compresorului, unde ar putea produce lovituri hidraulice, s-ar deteriora în primul rând supapele, pistonul, sau chiar chiulasa compresorului.

Funcționarea ventilului de laminare termostatic, cu menținerea valorii gradului de supraîncălzire între limite bine determinate, este potrivită și din punct de vedere al puterii frigorifice asigurate de vaporizator.

Când din diverse motive crește necesarul de frig, excesul de căldură determină supraîncălzirea excesivă a vaporilor, ceea ce va avea ca efect deschiderea puternică a ventilului și alimentarea vaporizatorului cu un debit mare de agent frigorific lichid, care va putea prelua excesul de putere frigorifică. Atunci când din diverse motive scade necesarul de frig, scade și gradul de supraîncălzire a vaporilor la ieșirea din vaporizator, ceea ce determină închiderea cel puțin parțială a ventilului și alimentarea vaporizatorului cu un debit mult mai mic de agent frigorific.

În figura 10.33, sunt prezentate două tipuri de ventile de laminare termostactice produse de firma Danfoss.

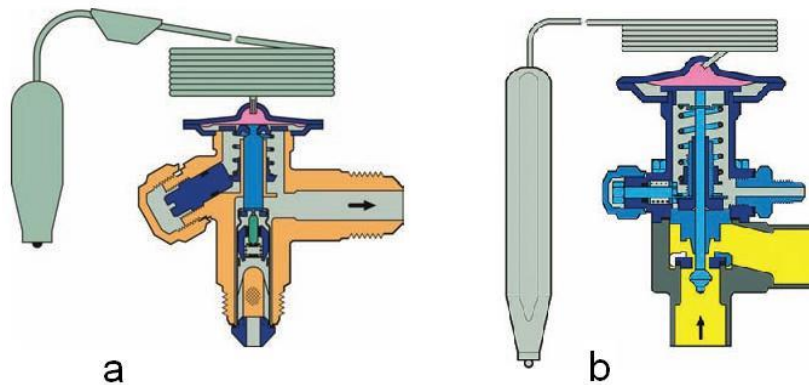


Fig. 10.33. Ventile de laminare termostactice:
 a- cu egalizare internă a presiunii de vaporizare;
 b- cu egalizare externă a presiunii de vaporizare.

Principala diferență constructivă constă în faptul că presiunea cu care acționează agentul frigorific din instalație asupra membranei elastice, este egalizată cu presiunea de vaporizare, fie printr-o construcție internă, în cazul primului ventil, fie printr-un racord suplimentar, denumit *racord de egalizare externă a presiunii de vaporizare*, în cazul celui de-al doilea ventil. Prima construcție prezentată, are avantajul simplității constructive. A doua construcție are avantajul că ține seama de căderile de presiune din vaporizator și permite racordarea spațiului din ventilul de laminare, de sub membrana elastică a elementului termostatic, la presiunea de la sfârșitul procesului de vaporizare, prin intermediul unui tub capilar, conectat prin intermediul racordului de egalizare a presiunii. A doua construcție este recomandată mai ales în cazul vaporizatoarelor cu trasee de curgere lungi, precum și cazul vaporizatoarelor cu mai multe serpentine alimentate independent (în paralel), caz în care sistemul de alimentare prevede și existența unor tuburi capilare, unde se produce o cădere de presiune semnificativă.

11. ELEMENTE AUXILIARE ALE INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE

Instalațiile frigorifice reale, diferă față de cele teoretice deoarece în practică, se completează cu anumite elemente, care servesc la îmbunătățirea parametrilor funcționali și de exploatare ai compresoarelor, condensatoarelor, vaporizatoarelor etc. De aceea, ele nefiind strict necesare pentru realizarea unui ciclu frigorific, se numesc elemente *auxiliare*.

11.1. Separatorul de ulei

Separatorul de ulei, este amplasat la refularea compresorului și are rolul de a separa cât mai mult din uleiul din sistemul de ungere al compresorului, antrenat accidental de agentul frigorific, și al întoarce în carterul compresorului. Separarea și reținerea uleiului este necesară, pentru a limita cantitatea de ulei care ar ajunge în circuitul frigorific și care ar determina scăderea performanțelor termodinamice ale schimbătoarelor de căldură.

Separarea se bazează pe diferența de densitate dintre cele două fluide și pe modificarea vitezei de curgere, prin preluarea unei părți din energia cinetică a acestora prin frecare, în vederea scăderii vitezei de curgere. Aceasta se poate realiza prin mai multe moduri: centrifugare, modificarea bruscă a direcției de curgere și creșterea bruscă a secțiunii de curgere. Schema de funcționare a separatorului de ulei este prezentată în figura 11.1.

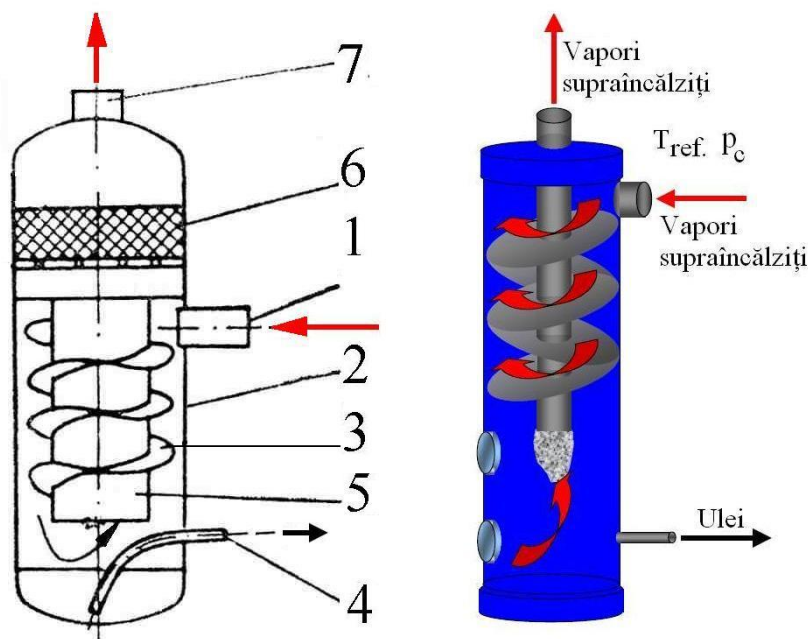


Fig.11.1. Schema separatorului vertical de ulei

Separatorul din figura 11.1, are în interior un profil elicoidal care imprimă fluidului o mișcare de rotație. Fluidul ce are în componența lui vapori supraîncălziți de agent frigorific și picături foarte fine de ulei, intră în separator prin racordul 1, la temperatura T_{ref} și presiunea p_c corespunzătoare parametrilor de stare de la ieșirea din compresor. Forma cilindrică a carcasei 2, îi imprimă o mișcare de rotație în jurul axei centrale. Forța centrifugă, apasă picăturile de ulei pe pereții interiori ai carcasei 2 de unde, se preling pe suprafața elicoidală 3 și se acumulează la partea inferioară a carcasei. De aici, uleiul este evacuat prin racordul lateral 4, și reîntoarce în circuitul de ungere al compresorului. Vaporii de agent frigorific, urcă prin tubul central 5 după care trec prin filtrul recuperator 6 unde sunt reținute eventualele picături de ulei aflate în suspensie, și părăsesc separatorul prin racordul de evacuare 7, mergând spre condensator.

În figura 11.2 este prezentat un separator de ulei compus dintr-un corp cilindric vertical (poate să fie și orizontal). În interiorul lui, există un sistem de șicane care micșorează viteza de curgere a fluidului frigorific, realizat din inele metalice și material de umplutura (plasă metalică, sau țesătură textilă). Uleiul separat se acumulează la partea inferioară, de unde prin intermediul unui robinet cu flotor se reîntoarce în carter.

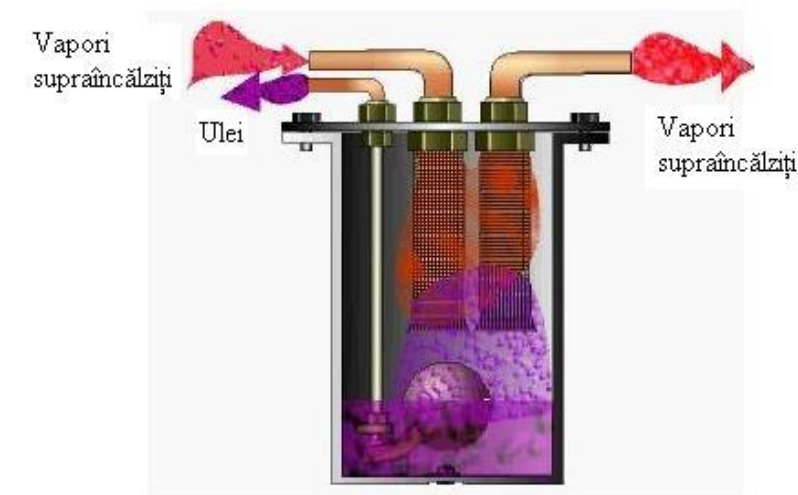


Fig. 11.2. Separator de ulei

Eficiența unui separator de ulei este de 70...80%. Oricare ar fi tipul separatorului de ulei, nu există unul capabil să rețină complet uleiul antrenat de agentul frigorific, din următoarele motive:

- eficiența este maximă la debitul maxim de agent frigorific, dar aceasta se reduce odată cu scăderea debitului;
- vaporii de ulei foarte calzi (100...130°C) sub formă de aerosoli nu pot să fie separați decât dacă li se reduce temperatura până în jurul valorii de 50°C și sunt readuși în starea de picături prin coalescență (contopirea picăturilor dintr-o emulsie în picături mai mari.).

De aceea, pe circuitul agentului frigorific, mai ales în punctele de nivel scăzut, este necesară amplasarea unor recipiente de colectare și evacuare a uleiului, numite oale de ulei. Acestea au o construcție asemănătoare dar mai simplă decât a separatoarelor de ulei

Utilizarea separatorului de ulei este indispensabilă atunci când se utilizează amoniacul ca agent frigorific și poate să fie evitată la utilizarea freonilor.

11.2. Filtre și deshidratoare

11.2.1. Filtre

Filtrele sunt elemente auxiliare care au rolul de a reține impuritățile (praf, zgură, particule metalice sau de oxizi etc.) aflate în circulație în instalațiile frigorifice, desprinse de către curentul de agent frigorific, aflat în stare de vaporii sau lichid, de pe suprafața interioară a elementelor componente.

Filtrele se montează atât pe conductele de lichid cât și pe cele de vaporii, pentru protecția compresoarelor și a unor elemente de control, reglaj și de automatizare, sensibile la înfundare și dereglare din cauza impurităților. Chiar și robinetele de închidere și de reglare manuală, sunt afectate din cauza impurităților.

Reținerea impurităților se realizează pe de o parte, prin trecerea curentului de fluid cu impurități printr-o sită cu ochiuri fine, iar pe de altă parte, prin micșorarea vitezei de curgere.

Sitele filtrelor se confecționează din țesătură de oțel cu ochiuri de 0,2 ... 0,4 mm pentru amoniac și de alamă pentru freon și clorură de metil, cu ochiuri de 0,1 ... 0,2 mm. Filtrele pentru vaporii rezultați de la compresoare, se realizează combinat metal - textil.

Construcția și montarea filtrelor trebuie să permită scoaterea ușoară a sitei pentru curățire. Pentru a putea fi demontate ușor, filtrele se montează între două robinete de închidere.

În figura 11.3, este reprezentat un filtru pentru amoniac lichid.

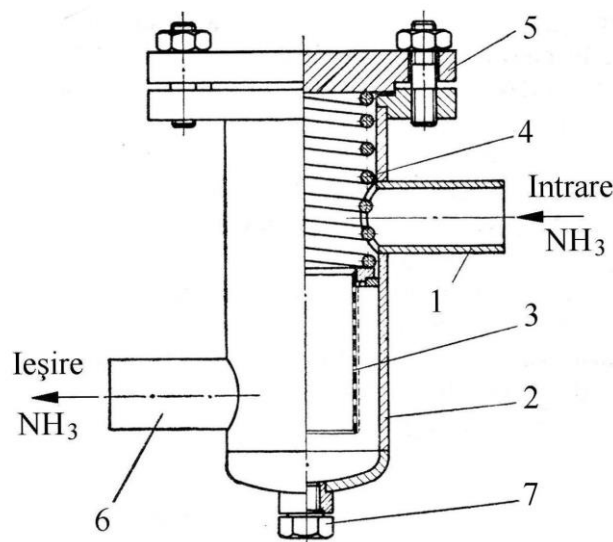


Fig. 11.3. Filtru pentru agenți frigorifici

Lichidul intră prin racordul 1 și după ce își micșorează viteza de curgere datorită majorării secțiunii la intrarea în carcasa 2, o parte din impurități se depun în interiorul elementului filtrant 3. Faza lichidă trece prin elementul filtrant și iese din filtru prin racordul 6. Elementul filtrant este presat pe un scaun în interiorul corpului carcasei 2, cu ajutorul arcului 4, pentru a nu permite trecerea lichidului nefiltrat. Pentru curățire, se demontează capacul 5 și se scoate afară elementul filtrant cu impuritățile reținute. Dopul 7, servește la golirea filtrului, în vederea curățirii. Filtrele de vapori, trebuie să ofere o secțiune de trecere prin orificiile elementului filtrant suficient de mare pentru ca pierderile de presiune să fie cât mai reduse.

11.2.1. Deshidratoare

Deshidratoarele servesc la reținerea apei din agenții frigorifici cu o solubilitate redusă în apă (freoni, clorură de metil) și care formează hidrați solizi în prezența apei, care pot înfunda organele de reglaj și conductele cu secțiune mică. Unii agenți frigorifici pot forma cu apa soluții agresive și care, în timp, corodează materialele din care este executată instalația, sau deteriorează uleiul din instalația de ungere.

De aceea, în cazul instalațiilor care lucrează cu astfel de agenți, trebuie să se acorde o importanță deosebită purității agentului frigorific și uleiului precum și eliminării umidității din interiorul instalației la umplerea cu agent frigorific sau la eventuale intervenții.

Reținerea apei se face cu ajutorul unor substanțe chimice absorbante cu care este umplut deshidratorul, dintre care cele mai utilizate sunt silicagelul și clorura de calciu.

Deshidratoarele se montează în serie pe conductele de agent frigorific lichid, prin lipire tare (nedemontabil), sau între două robinete, pentru a putea fi demontate ușor și înlocuite, atunci când absorbantul se saturează cu apă.

În figura 11.4, este prezentată schema constructivă a unui deshidrator.

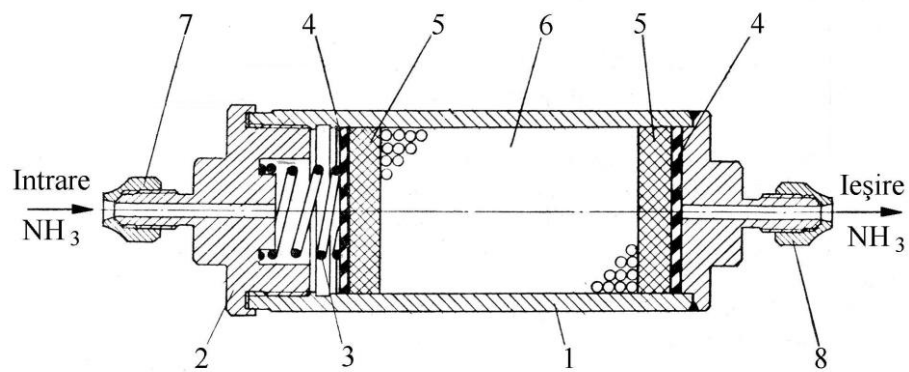


Fig. 11.4. Deshidrator

Agentul frigorific intră prin racordul 7 și trece prin discul cu perforații periferice 4, care distribuie agentul frigorific în masa de absorbant 6. După disc, se află un element filtrant 5, realizat din material textil, îmbrăcat într-o sită cu ochiuri fine care are rolul de a reține eventualele impurități. După ce agentul frigorific în stare lichidă trece prin mediul absorbant, înainte de ieșire, trece din nou printr-un element filtrant 5, care are rolul de a reține eventualele impurități antrenate la trecerea prin mediul absorbant.

În figura 11.5 sunt prezentate trei variante constructive de deshidratoare



Fig. 11.4. Deshidratoare: a - demontabil, b, c - nedemontabil

12. IZOLAREA INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE

12.1. Izolații frigorifice și bariere de vapori

Dacă un spațiu frigorific, un aparat sau conductă în care se află un agent frigorific având temperatura inferioară celei din mediul ambiant (aerul înconjurător, solul sau încăperi învecinate) către el, se va transmite în mod natural, un anumit flux de căldură, în conformitate cu principiul al doilea al termodinamicii. Acest flux de căldură este cu atât mai mare cu cât diferența de temperatură dintre mediul ambiant și interiorul spațiului răcit este mai mare.

De asemenea și tot în mod natural, dacă presiunea parțială a vaporilor de apă din aerul exterior spațiului răcit este mai mare decât presiunea parțială a vaporilor din aerul interior spațiului, va exista un flux de vapori de apă dinspre exterior către interior. Aceasta și datorită faptului că, aerul cald poate înmagazina mai multă umiditate decât aerul rece.

Ca o primă concluzie, rezultă rolul și necesitatea izolațiilor frigorifice și al barierelor de vapori.

Izolațiile frigorifice au rolul de a micșora fluxul de căldură de la mediul exterior către spațiile răcite, iar *barierele de vapori*, au rolul de a micșora la maximum fluxul de vapori de apă către spațiile răcite.

Principala caracteristică a unui material izolator este conductivitate termică λ ($W/m \cdot K$ sau $Kcal/m \cdot h \cdot ^\circ C$). Cu cât valorile lui λ sunt mai scăzute, cu atât materialul izolator este mai bun. În tabelul 5.1, au fost prezentate câteva materiale uzuale și valorile coeficien

Caracteristica principală a unui material pentru realizarea barierelor de vapori este coeficientul de rezistență la difuzia vaporilor de apă, μ , mărime adimensională, care este definit de raportul dintre rezistența la difuzie a materialului respectiv și rezistența la difuzie a unui strat de aer de aceeași grosime. Cu cât coeficientul μ este mai mare, cu atât materialul este mai bun pentru a fi utilizat ca barieră de vapori.

12.2. Materiale izolatoare și bariere de vapori

Materialele utilizate la realizarea izolațiilor frigorifice trebuie să îndeplinească o serie de proprietăți:

- conductivitatea termică cât mai redusă ($\lambda = 0,02 \dots 0,075$ Kcal/m·h°C respectiv $0,0326 \dots 0,122$ W/m·K);
- să fie ignifuge;
- să fie lipsite de miros și să nu absoarbă mirosuri;
- să fie inerte din punct de vedere chimic;
- să nu fie higroscopice sau permeabile la vapori de apă;
- să nu fie atacabile de rozătoare, ciuperci, mușcari;
- să fie rezistente la forțe de presare (să nu se taseze);
- să fie ușor prelucrabile cu scule de tăiere;
- să fie rezistente la manipulări și transport;
- să aibă masă specifică mică;
- să fie ieftine.

Practic nu există un material care să îndeplinească toate aceste condiții. De aceea, la alegerea unui material izolator, trebuie luate în considerare caracteristicile tehnice, economice și de exploatare.

Materialele utilizate pentru izolarea instalațiilor frigorifice care se utilizează sunt în principal vata de sticlă, vata minerală, polistirenul expandat sau styropor (PEX), polistiren expandat ignifugat (PEXI), spumă de poliuretan, policlorură de vinil, plută expandată. pardoselile spațiilor răcite sunt prevăzute cu izolație termică.

În tabelul 12.1 sunt prezentate câteva caracteristici ale unor materiale utilizate ca pentru realizarea izolațiilor frigorifice.

Tabelul 12.1.

Materiale utilizate pentru izolații frigorifice

Nr. crt	Material	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	σ_c [Mpa]	T_A °C	Obs.
1	Pluta	0,04...0,06	120...150	0,3...0,5	150	Higroscopicitate redusă
2	Velit (folii carton ondulat +bitum)	0,03...0,05	50...60		100	
3	Polistiren expandat	0,03...0,035	20...25			Se topește la 80 °C
4	Spuma de poliuretan	0,016...0,018	30...40			Se poate expanda cu un gaz propulsor
5	Ampora	0,044				
6	Vată minerală	0,044	200...220			

Ca barieră de vapori se utilizează un strat de emulsie de bitum în apă, emulsie care se aplică la rece, folii bituminoase sau alte materiale organice impermeabile la vaporii de apă. După aplicarea stratului și uscarea acestuia, primul strat de izolație se aplică prin intermediul unui strat continuu de bitum cald sau adeziv.

12.3. Elemente de calcul al izolațiilor frigorifice

Stabilirea grosimii necesară a unui strat izolator, pentru instalațiile frigorifice constituie o problema de optimizare din punct de vedere tehnico-economic. De aceea, trebuie să se ia în considerare costurile izolației dar și costurile de exploatare a izolației frigorifice aferente.

Presupunând cunoscută densitatea de flux termic economică q_{ec} [W/m²], pentru un perete plan izolat termic se poate scrie relația:

$$q_{ec} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}} + \frac{1}{\alpha_e}} (t_e - t_i)_c \quad (12.1)$$

unde, α_i și α_e sunt coeficienții de convecție la suprafața interioară și respectiv exterioră a peretelui, [W / m²·°C];

$\sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j}$ - suma rezistențelor termice pentru cele n straturi de materiale ale peretelui cu

excepția stratului de izolație, [m²·°C/W];

$\frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}$ - rezistența termică a stratului de izolație, [m²·°C/W];

$(t_e - t_i)_c$ - diferența dintre temperaturile exterioare și interioare ale peretelui în °C, luate în calcul.

Din relația de mai sus rezultă grosimea δ_{iz} [m] a izolației:

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \left[\frac{(t_e - t_i)_c}{q_{ec}} - \left(\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e} \right) \right] \quad (12.2)$$

Coefficienții de convecție α_i , α_e au valorile orientative date în tabelul 12.2.

Tabelul 12.2

Valorile coeficienților de convecție

Tipul de perete	α_e , [W/m·K][Kcal/m·h°C] În exterior la o viteză a vântului w , [m/s] de:			α_i , [W/m·K][Kcal/m·h°C]	
	5	10	15	Convecție naturală a aerului în spațiul răcit	Convecție forțată a aerului în spațiul răcit
Perete vertical	25 / 21,5	35 / 30,1	50 / 43	8 / 6,9	20 / 17,2
Platformă (tavan)	20 / 17,2	25 / 21,5	35 / 30,1	6 / 7	15 / 12,9

Densitatea de flux termic q_{ec} are valori uzuale de 8...5 W /m²·h (9,3...5,8 Kcal / m²·h) existând tendința actuală de scădere a acestei valori.

După determinarea grosimii izolației se face verificarea evitării condensării vaporilor de apă din aer, în izolație. Condensarea și umezirea izolațiilor frigorifice conduc la înrăutățirea conductivității termice, la creșterea fluxului de căldură care pătrunde în interiorul spațiului, precum și la deteriorarea materialului izolației frigorifice (mai ales atunci când se produce și înghețarea umidității pătrunse în materialul din care este făcută izolația).

Pentru a evita apariției condensului și umezirii izolației, este necesar ca temperatura suprafeței exterioare a peretelui izolat să fie mai mare decât temperatura punctului de rouă, al aerului exterior peretelui din vecinătatea acestuia.

În cazul în care se izolează un perete plan, trebuie îndeplinită condiția:

$$q = k \cdot (t_e - t_i) < \alpha_e \cdot (t_e - t_r) \quad (12.3)$$

adică atunci când:

$$k < \alpha_e \frac{t_e - t_r}{t_e - t_i} \quad (12.4)$$

sau, explicitând pe k ,

$$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}} + \frac{1}{\alpha_e}} < \alpha_e \frac{t_e - t_r}{t_e - t_i} \quad (12.5)$$

unde, q este densitatea de flux termic, [W/m²];

k – coeficientul global de transfer termic, W/m²·°C;

t_r -temperatura punctului de rouă a aerului exterior peretelui, pe fața caldă a acestuia,[°C].

În cazul unui raționament similar, pentru pereții cilindrici se obține o relație de verificare asemănătoare:

$$\frac{(t_e - t_i)}{\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j} \ln \frac{d_{ej}}{d_{ij}} + \frac{1}{\alpha_e \cdot d_e}} < d_e \cdot (t_e - t_r) \cdot \alpha_e \quad (12.6)$$

unde, t_i este temperatura agentului rece din interiorul conductei, [$^{\circ}\text{C}$];

d_e, d_i - diametrul exterior respectiv diametrul interior al stratului de izolator termic al conductei, [m];

λ_j - conductivitate termică a stratului "j" de material, [$\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}$]; stratul $j = 1$ se referă la stratul exterior al conductei izolate termic, iar $j = n$ se referă la peretele metalic al conductei;

d_{ej}, d_{ij} - diametrul exterior, respectiv interior, al materialului din stratul "j";

λ_i - conductivitate termică la interiorul conductei, [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$].

12.4. Montajul izolațiilor frigorifice

Modul de realizare a construcțiilor frigorifice, este hotărâtor pentru soluția adoptată privind izolarea termică a suprafețelor unde trebuie diminuat schimbul de căldură:

- soluția clasică, la care, după realizarea construcției propriu-zise, urmează aplicarea izolațiilor frigorifice și a barierelor de vapori;
- soluția modernă de construcții frigorifice cu panouri izolante, prefabricate tip sandwich, la care construcția izolațiilor frigorifice și a barierelor de vapori se realizează simultan.

În primul caz, la aplicarea izolațiilor frigorifice și a barierelor de vapori pe elemente de construcție realizate este strict necesar să se respecte o serie de condiții care asigură în final o calitate corespunzătoare a izolării frigorifice:

- continuitatea stratului de izolație frigorifică, evitându-se astfel "punțile termice"; izolarea stâlpilor și grinzilor, trebuie astfel realizată încât rezistența termică prin aceste elemente de construcție să fie egală cu cea din straturile izolatoare. Altfel spus, stâlpii și grinzile se vor izola până la distanțe care să asigure un flux de căldură prin ele mai mic sau egal cu fluxul de căldură prin izolație;
- asigurarea izolației împotriva deteriorării mecanice prin șocuri;
- asigurarea izolației împotriva umidificării, prin aplicarea corectă a barierei de vapori;
- aplicarea barierei de vapori întotdeauna pe partea caldă a peretelui (izolația se aplică, după bariera de vapori, către interiorul spațiului frigorific);
- între straturile de material izolant, nu se vor realiza bariere de vapori care să împiedice difuzia umidității deja pătrunse; straturile de izolație se lipesc între ele cu bitum sau un adeziv adecvat, prin puncte și nu prin strat continuu;
- asigurarea unei permeabilități la vapori cât mai ridicate la straturile de protecție a izolației din interiorul camerelor frigorifice (tencuială interioară), utilizarea pe partea rece a izolației a unor materiale cu coeficienți de rezistență la difuzie a vaporilor de apă cât mai mici care să evite acumularea în izolație a umidității pătrunse și să permită difuzarea cât mai ușoară a acesteia spre camera frigorifică;
- la pereții despărțitori dintre spații frigorifice și la pereții exteriori ai spațiilor cu temperaturi ale aerului mai mari decât 0°C , la care sensul fluxului de căldură și în consecință și sensul fluxului de vapori de apă se poate inversa în timpul anului, nu se vor prevedea bariere de vapori.

Succesiunea operațiilor de montaj a izolațiilor frigorifice la pereții verticali ai spațiilor răcite este următoarea:

1. Pregătirea suportului izolației care se realizează prin aplicarea unei tencuieli drișcuită de mortar cu ciment, cât mai netede urmată de montarea în pereți și tavane a unor agrafe pentru ancorarea plăcilor izolatoare.
2. Aplicarea barierei de vapori la pereți și tavane constituită dintr-o emulsie de bitum în apă sau o soluție de bitum în benzină peste care se adaugă un strat de bitum cald. La pardoseli, izolația hidrofugă este constituită din două straturi de carton asfaltat între trei straturi de bitum topit, sau folii bituminoase. În porțiunile de lângă ziduri, izolația hidrofugă a pardoselii se ridică pe zid, astfel încât să se realizeze o legătură continuă cu bariere de vapori a pereților.
3. Aplicarea izolației prin lipire (la izolații mai ușoare) sau prin ancorare. La pereți și tavane, fixarea primului strat se face prin lipire pe toată suprafața sau prin puncte, după cum există sau nu barieră de vapori. Al doilea strat se aplică prin lipire prin puncte cu rosturile decalate, rosturi care se astupă cu un chit format din bitum și material izolant granulat. La pardoseli și tavane, aplicarea izolației se face prin lipire cu rosturi decalate.
4. Protecția izolației contra șocurilor mecanice. Se folosesc tencuieli de ciment pe plasă de rabiț fixată la sistemul de ancorare amintit, panouri prefabricate din beton, sau metalice. Uneori, protecțiile interioare acoperă pereții pe o înălțime de 2-3 m de la pardoseală, restul izolației rămânând liberă.

O structură de izolație frigorifică pentru un perete plan, este prezentată în figura 12.1.

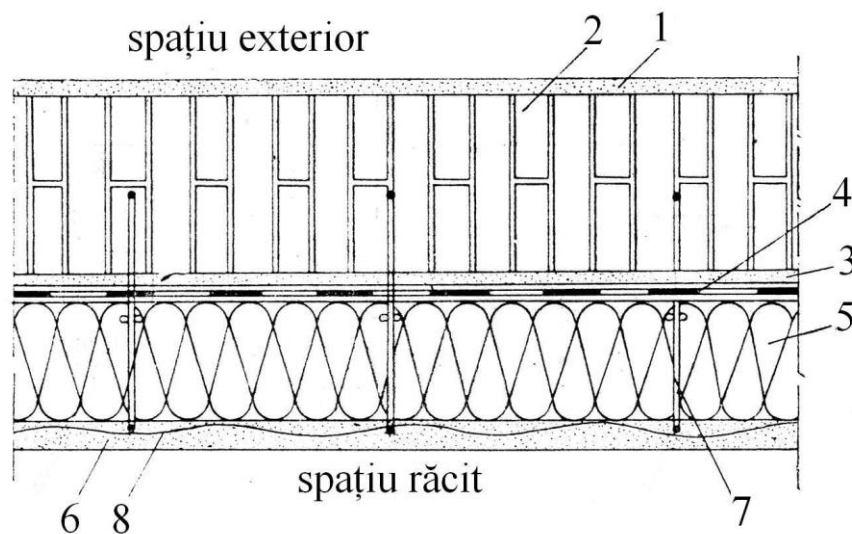


Fig. 12.1. Structură de izolație frigorifică pentru perete:
 1-tencuială exterioară; 2-perete zidărie; 3-tencuială nivelare; 4- hidroizolație; 5-izolație termică; 6- tencuială interior ;7- agrafe fixare; 8- plasă rabiț

La pardoseli se aplică uneori un strat de beton între două straturi de carton asfaltat, peste izolație, pentru a opri pătrunderea apei. De regulă, peste izolație se aplică un strat de beton armat de 6 cm grosime, depărtat de pereți pentru a se permite montarea izolației pereților, iar deasupra lui un strat de uzură gros de 2 cm (asfalt, beton,).

În spațiile cu temperaturi sub -5°C , sub stratul de suport al izolației se prevede un sistem de ventilare cu aer cald sau de încălzire (cu rezistențe electrice, cu ulei cald, etc.) care să prevină congelarea solului. În figura 12.2, este prezentată structura unei izolații frigorifice pentru pardoseli.

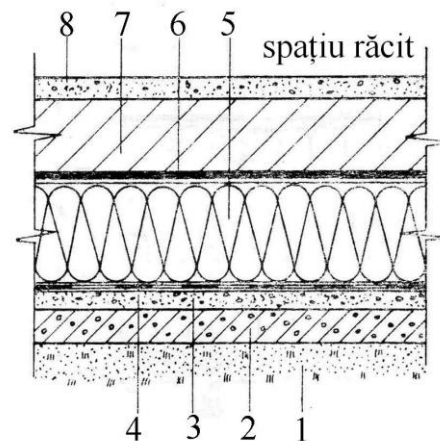


Fig. 12.2. Structură de izolație pentru pardosel:
1-sol; 2-beton; 3-șapă nivelare; 4-hidroizolație; 5-izolație termică;
6-strat protecți; 7-beton pardoseală; 8-strat uzură

În cazul construcțiilor frigorifice realizate din panouri izolante prefabricate tip sandwich se utilizează un schelet de rezistență exterior sau interior construcției, realizat din stâlpi și forme metalice sau din stâlpi de beton și grinzi de care se prind panourile.

Panourile termoizolante prefabricate sunt elemente izolatoare, cu lungimi de la 6-12 m, realizate din două fețe de tablă din oțel zincat sau din aluminiu și miez de spumă de poliuretan sau plăci de polistiren expandat. Fețele metalice constituie bariere de vapori a panourilor.

După montarea panourilor pe scheletul de rezistență se realizează îmbinarea între ele, folosind piese de imbinare din tablă (eclise) prin injectare se poliuretan “în situ”. În acest fel, se asigură continuitatea stratului de izolație și a barierei de vapori.

Această soluție de construcții frigorifice prezintă o serie de avantaje nete în raport cu soluția clasică: reducerea substanțială a duratei de realizare a construcțiilor, reducerea consumurilor specifice de materiale de construcție și o calitate superioară izolatiei frigorifice.

În figura 12.3, este prezentat modul de realizare a unei camere frigorifice realizată din panouri termoizolante și modul de îmbinare al acestora.

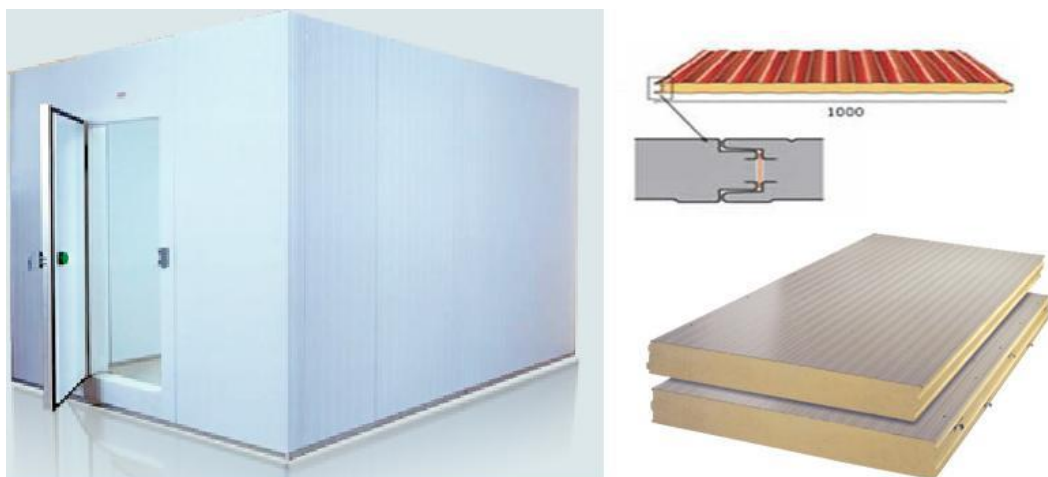


Fig. 12.3. Cameră frigorifică din panouri termoizolante

Pentru conductele la care temperatura fluidului interior este sub cea a mediului înconjurător, ca material izolator se utilizează cel mai adesea, mantale din polistiren expandat.

13. EXPLOATAREA INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE

13.1. Verificarea instalațiilor după montaj și reparații

După terminarea operațiilor de montaj sau a reparațiilor, verificarea instalațiilor frigorifice se face separat, pentru recipientii sub presiune, recipientii deschiși, circuitele de agent frigorific și intermediar.

Recipientii sub presiune sunt supuși probei de încercare hidraulică la presiunile indicate. Recipientii se pregătesc pentru probă prin separarea lor de instalație cu ajutorul blindurilor (flanșe oarbe), racordarea pompei de presiune și umplerea cu lichidul de probă (apă, ulei, petrol). După probă, lichidul de probă trebuie scos din recipienti, deoarece acesta se poate degrada sau perturba funcționarea corectă a instalației.

Recipientii de tip deschis (bazine de agent intermediar, vase de expansiune, etc.) se supun probelor înainte aplicării straturilor protectoare. Probarea se face hidraulic, prin umplerea cu apă, fără deversare; timp de 24 ore nu trebuie să apară deformări și scurgeri pe la îmbinări.

Circuitul de agent frigorific se supune probelor cu ajutorul presiunii de aer (pneumatic) și numai după probarea recipientilor sub presiune din instalație. Introducerea aerului în instalație se face cu ajutorul unui compresor de aer, fiind interzisă folosirea compresoarelor proprii ale instalației. Aparatele care nu trebuie să se supună presiunii de probă se izolează sau se demontează.

În faza inițială, proba se face numai cu aer, la presiuni mai reduse, de cca.0,6MPa (6 bar) și are drept scop depistarea neetanșeităților mari care se detectează cu un spumant dizolvat în apă, se marchează și se remediază după îndepărtarea presiunii. În fazele următoare se introduc în amestec unele substanțe care nu sunt explozive în amestec cu aerul și care sunt ușor de detectat; astfel, la instalațiile frigorifice care folosesc ca agent frigorific amoniacul, se folosește o soluție diluată de amoniac, care poate fi evidențiată prin miros sau înroșirea hârtiei îmbibată în fenolftaleină sau turnesol.

Proba de presiune se consideră reușită dacă nu se constată scăpări și dacă timp de 24 ore presiunea de încercare la etanșeitate nu scade cu mai mult de 25 kPa (0,25 bar).

La instalațiile cu agenți halogenați, probarea se face cu agenți inerti (azot) în care se introduce o soluție de freon. Eventualele scăpări, sunt sesizate cu detectoare electronice sau cu lampa haloidă; flacăra acestei lămpi cu alcool, trecând peste un manșon de cupru, capătă nuanțe verzi în prezența urmelor de agent halogenat.

Circuitul de agent intermediar se probează hidraulic cu apă la presiuni de 1,25.....1,5 ori presiunea maximă de exploatare și nu mai mici de 0,6 MPa (0,6 bar). Dacă la această presiune nu apar scurgeri timp de 10 min. și apoi timp de 6 ore la presiunea de regim, proba se consideră bună.

13.2. Pregătirea și încărcarea instalației cu agent frigorific

După efectuarea probelor de presiune, instalația se supune unor operații pregătitoare, în vederea încărcării cu agent frigorific.

Curățirea de impurități și uscarea, au ca scop evacuarea urmelor de lichid rămase de la proba hidraulică a recipientilor sub presiune, a resturilor de rugină, zgură și stropi de sudură rămase de la montaj, precum și a umidității din instalație.

Operația se numește uscare și se realizează prin introducerea în instalație a aerului comprimat la presiunea de 0,6 MPa (0,6 bar) cu ajutorul unui compresor special de aer.

Introducerea aerului comprimat se execută pe circuite sau porțiuni de instalație, evacuarea aerului realizându-se prin robinetele de purjare, plasate în partea de jos a unor recipienti (separatoare de ulei și de lichid, rezervoare, etc.).

Operația se consideră terminată atunci când aerul evacuat este lipsit de impurități.

Verificarea terminării curățirii instalației se poate face cu ajutorul unei hârtii albe de filtru, iar cea a uscării, cu ajutorul unei oglinzi așezate în jetul de aer evacuat. La instalațiile cu agenți halogenați, este necesară o uscare mai bună, care se realizează prin vacuumare avansată.

Vacuumarea instalației are drept scop verificarea suplimentară a etanșeității și evacuarea aerului în vederea încărcării cu agent și se execută cu pompe de vid speciale care se racordează la un robinet liber al instalației (de aerisire, purjare, etc.). Pentru vacuumare se deschid toate robinetele din circuit cu excepția celor care pun instalația în comunicare cu atmosfera, iar evacuarea aerului se face în exterior. Operația se consideră terminată atunci când presiunea pe manovacuumetru este de -90 kPa (-0,9 bar); dacă această presiune crește sensibil timp de 6 ore de la oprirea compresorului, se face din nou verificarea etanșeității și vacuumarea.

La instalațiile cu agenți halogenați, vacuumarea se face la vacuum înaintat cu eventuala încălzire a vaporizatorului și condensatorului, în vederea unei mai bune uscări. Pentru eliminarea eventualelor urme de apă, înainte de vacuumarea finală se poate introduce în instalație, alcool etilic. Acesta protejează instalația împotriva formării cristalelor de gheață.

Încărcarea cu agent frigorific se face după efectuarea operațiilor pregătitoare menționate precum și după verificarea modului în care a fost executat montajul, probele recipientilor, rodajul compresoarelor, racordul la utilități, precum și a modului în care au fost asigurate măsurile de securitate, protecția muncii și de prevenire a incendiilor.

Cantitatea de agent cu care se încarcă instalația se calculează ținând seama de volumul aparatelor și conductelor componente precum și gradul de umplere.

Încărcarea se face din cisterne sau butelii racordate la punctul de umplere prin țevă de oțel, fără sudură.

La instalațiile de puteri mici, agentul se introduce sub formă de vapori pentru a se face o dozare mai ușoară, în acest scop racordul legându-se la partea superioară a conductei de aspirație a compresorului.

La instalațiile de puteri mari, agentul se introduce în stare lichidă, în care scop conducta de aspirație se poziționează înclinat și se racordează la partea cu lichid a recipientului cu agent frigorific (cisternă, stație de distribuție).

La început, când instalația cu toate robinetele de trecere deschise este în vacuum, trecerea agentului frigorific se face datorită diferenței de presiune dintre conducta de racordare și instalație. Atunci când cele două presiuni s-au egalizat, se închide robinetul de ieșire a lichidului din rezervor spre stația de distribuție și se pornește instalația de răcire (compresor, condensator, pompe de apă, agent intermediar, agitatoare, ventilatoare, etc.); în acest mod, lichidul ieșit din butelii alimentează vaporizatoarele și după aspirație, comprimare și compensare, se acumulează în rezervorul de lichid.

Golirea buteliilor se constată prin brumarea țevii de legătură cu stația precum și a robinetului și calotei buteliei.

13.3. Pregătirea și încărcarea instalației cu agent intermediar

Curățirea de impurități a circuitului de agent intermediar se face după efectuarea probei hidraulice. În acest timp, se umple circuitul de apă care se recirculă câteva ore cu ajutorul pompelor, după care, odată cu evacuarea ei, se antrenează și impuritățile. Operația se repetă până când apa evacuată nu mai conține impurități. După terminarea operației de spălare se face evacuarea.

Prepararea soluțiilor de agent intermediar se face diferit, în funcție de natura lor.

Soluțiile de săruri se folosesc la concentrații subeutectice. Deoarece sărurile utilizate au un conținut ridicat de impurități, dizolvarea lor se face într-un bazin special, prevăzut în partea superioară cu o sită pe care se distribuie sarea. Apa din bazin este trimisă peste sare cu ajutorul unei pompe de recirculare până la atingerea concentrației dorite, după care se lasă la decantare timp de 24 ore și se introduce în instalație după ce se filtrează în prealabil.

Soluțiile de alcooli și glicoli nu au impurități mecanice și nu necesită decantarea, preparându-se în bazine obișnuite. Pentru eliminarea eventualelor impurități, este bine să se filtreze înainte de introducerea în circuit.

Verificarea concentrațiilor agenților intermediari se poate face indirect, cu ajutorul densimetrelor pe baza relației dintre densitate și concentrație la o temperatură dată.

Substanțele de neutralizare și inhibare se pot introduce în soluție la preparare sau după operația de încărcare a instalației.

Încărcarea cu agent intermediar a instalației se poate face integral sau pe loturi, în funcție de capacitatea bazinelor de preparare, cu condiția respectării concentrației fiecărui lot. Pentru încărcare se folosesc pompele bazinelor de dizolvare sau cele de recirculare din instalație.

La instalațiile cu circuit închis, operația se consideră terminată când vasul de expansiune este plin în proporție de 50...75%, iar prin robinetele de dezaerare iese numai agent intermediar.

La instalațiile cu circuit deschis soluția se introduce în bazinul de răcire și de aici în instalație; umplerea se consideră terminată atunci când atât la robinetele de dezaerare cât și pe conducta de retur în bazin se scurge soluție, iar în bazin nivelul ei acoperă vaporizatoarele fără să deverseze la preaplin.

13.4. Punerea în funcțiune și oprirea instalațiilor frigorifice

Pornirea și oprirea instalațiilor frigorifice de puteri mici, la care se folosește alimentarea vaporizatoarelor direct din ventilele de reglaj, este în general automatizată. Ținând seama de aceasta, ca și de diversitatea tipurilor de instalații industriale de puteri mari, neautomatizate sau automatizate, se analizează cazurile generale.

13.4.1. Instalații cu răcire directă cu vaporizatoare alimentate prin autorecirculare

Instalații cu o singură treaptă de comprimare. Punerea în funcțiune a instalației comportă mai multe faze:

- pregătirea instalației;
- pregătirea compresorului;
- pornirea compresorului;
- deschiderea și reglarea alimentării cu agent lichid a vaporizatoarelor

Oprirea instalației cuprinde următoarele operații:

- închiderea robinetelor dinaintea dispozitivelor de reglaj;
- vacuumarea vaporizatoarelor;
- oprirea ventilatoarelor răcitoarelor de aer;
- închiderea robinetului de aspirație al compresorului și vacuumarea caterului;
- oprirea motorului și închiderea robinetului de refulare și răcire cu apă ale compresorului;
- oprirea răcirii condensatorului (pompe, ventilatoare).

Instalații cu două trepte de comprimare. Cele mai răspândite tipuri de instalații folosesc butelii de răcire intermediară cu barbotarea în lichid și serpentină interioară de subrăcire, compresoarele fiind de tipul în două trepte sau separate pentru joasă și înaltă presiune (booster).

La instalațiile cu compresor în două trepte *pornirea instalației* cuprinde operațiile:

- deschiderea robinetelor de refulare și aspirație de pe butelia intermediară, a robinetelor de refulare de pe cilindrii de joasă presiune și înaltă presiune și a robinetului de intrare a lichidului în serpentina din butelia intermediară, înaintea de pornirea compresorului;
- după atingerea turației normale a compresorului, deschiderea treptată a robinetului de aspirație a treptei de înaltă presiune, deschiderea alimentării cu lichid a buteliei intermediare și apoi deschiderea treptată a robinetului de aspirație al treptei de joasă presiune;

- urmărirea asigurării ungerii și a variației în același sens a presiunii din butelie cu cea de la aspirația de joasă presiune;
- deschiderea robinetului de ieșire a agentului lichid din serpentină și a celui de dinaintea dispozitivului de reglaj care alimentează vaporizatoarele;
- urmărirea alimentării corecte cu lichid a buteliei intermediare și a vaporizatorului.

La oprirea instalațiilor cu compresor cu două trepte trebuie efectuate operațiile:

- închiderea alimentării cu lichid a serpentinei din butelia intermediară și a vaporizatorului;
- vacuumarea vaporizatorului;
- închiderea alimentării cu lichid a buteliei intermediare;
- închiderea refulării la treapta de joasă presiune și la cea de înaltă presiune;
- oprirea compresorului și închiderea robinetului de refulare la treapta de înaltă presiune.

La instalațiile cu compresoare de joasă și înaltă presiune (cu compresoare booster) pornirea cuprinde operațiile următoare:

- deschiderea robinetelor de refulare și aspirație de pe butelia intermediară, a robinetelor de refulare de pe cilindrii de joasă presiune și înalta presiune și a robinetului de intrare a lichidului în serpentina din butelia intermediară;
- pornirea compresorului de înaltă presiune și după atingerea turației de regim, deschiderea treptată a robinetului de aspirație și a alimentării cu lichid a buteliei;
- deschiderea robinetului de refulare și pornirea compresorului de joasă presiune, și după atingerea turației de regim, deschiderea treptată a robinetului de aspirație;
- deschiderea alimentării cu lichid a vaporizatorului.

Oprirea instalațiilor de înaltă presiune, cuprinde următoarele operații:

- închiderea alimentării cu lichid a serpentinei din butelie și a vaporizatorului;
- vacuumarea vaporizatorului;
- închiderea robinetului de aspirație a compresorului de joasă presiune, vacuumarea carterului, oprirea compresorului și închiderea robinetului de refulare;
- oprirea alimentării cu lichid a buteliei și vacuumarea ei;
- închiderea aspirației compresorului de înaltă presiune vacuumarea carterului, oprirea electromotorului și închiderea robinetului de refulare.

13.4.2. Instalații cu răcire directă cu vaporizatoare alimentate prin circulație forțată

La instalațiile frigorifice cu circulație forțată prin pompe a amoniacului lichid de joasă presiune, pe același circuit de vaporizare, deservit de separatorul acumulator, există branșate mai multe vaporizatoare, amplasate la distanțe diferite.

Pentru o corectă funcționare a acestor instalații din punct de vedere al alimentării cu agent frigorific al vaporizatoarelor, este necesar ca după montaj sau reparații să se facă reglajul hidraulic al circuitului de joasă presiune.

Particularitățile de pornire și oprire a acestui tip de instalație derivă din existența unui separator-acumulator de mare capacitate din care pompele aspiră agent frigorific lichid de joasă presiune și îl trimit spre vaporizatoare.

La pornirea instalației este necesar ca separatorul-acumulator să conțină lichid de joasă presiune până la nivelul de montare al reguletoarelor de nivel. La prima punere în funcțiune se deschide alimentarea cu lichid a separatorului concomitent cu pornirea compresoarelor, asigurându-se în acest fel nivelul și temperatura lichidului din separator, care se răcește prin vaporizarea unei fracțiuni de lichid.

Pornirea pompelor se face înaintea pornirii compresoarelor și de aceea este necesară o perioadă de degazare a lichidului răcit înaintea pornirii pompelor, pentru a evita cavitația.

La oprirea instalației se face mai întâi închiderea alimentării cu lichid a vaporizatoarelor, apoi a pompelor și în final a compresoarelor.

13.4.3. Instalații cu răcire indirectă

Particularitățile de pornire și oprire sunt legate de existența circuitului de agent intermediar de tip închis sau deschis. Acest circuit poate funcționa independent față de cel de agent frigorific, dacă acumulează frig sau folosește frig acumulat.

La pornirea instalațiilor cu circuit închis, la pregătirea instalației se deschid robinetele de pe circuitul agentului intermediar și se pornesc pompele de recirculare a acestuia, cu robinetul de refulare strangulat pentru a reduce curentul de pornire, urmărindu-se ca în funcționare să nu depășească amperajul maxim al motorului de antrenare și apoi se pornește compresorul.

La instalațiile cu circuit deschis, se face pornirea agitatoarelor la pregătirea instalației, pompele putând fi pornite după pornirea compresorului. Acumularea de frig se face cu funcționarea concomitentă a agitatoarelor și compresoarelor, iar utilizarea frigului acumulat, prin funcționarea agitatoarelor și a pompelor.

La oprirea instalațiilor cu circuit închis se opresc în ordine: alimentarea cu agent intermediar a consumatorilor, alimentarea cu lichid a vaporizatoarelor, compresorul și apoi pompele.

La cele cu circuit deschis, se opresc în ordine: alimentarea cu agent intermediar a consumatorilor, pompele de agent intermediar, alimentarea cu agent lichid a vaporizatoarelor, compresorul și agitatorul.

13.5. Principii de exploatare a instalațiilor frigorifice

Exploatarea corectă a instalațiilor frigorifice impune respectarea următoarelor principii generale:

- realizarea unui echilibru permanent între necesarul tehnologic de frig și puterea frigorifică a instalațiilor în funcționare;
- realizarea și menținerea semnelor exterioare de bună funcționare a compresoarelor (brumarea conductelor de aspirație până la flanșa de intrare în compresor, lipsa bățăilor în cilindru);
- menținerea unor temperaturi de condensare cât mai scăzute și de vaporizare cât mai ridicate;
- întreținerea corectă a instalației.

13.6. Întreținerea instalațiilor frigorifice în exploatare

13.6.1. Întreținerea compresoarelor

Asigurarea ungerii corecte se realizează prin folosirea unui ulei corespunzător recomandărilor, menținerea uleiului din carter între nivelul minim și maxim, reglarea și verificarea ungerii.

Completarea cu ulei se face cu compresorul în funcțiune, prin intermediul unei țevi sau furtun racordat cu un capăt la robinetul de încărcare de pe carter iar cu celălalt la vasul de ulei. La instalațiile cu mai multe compresoare se face alimentarea cu ulei sub presiune cu ajutorul unei pompe racordată la fiecare compresor. Uleiul introdus trebuie să fie curat și se înlocuiește după ce s-a înegrit, prin demontarea caopacelor, scoaterea uleiului uzat, curățirea și uscarea carterului și a circuitului de ulei.

Controlul organelor interioare se face periodic odată cu schimbarea uleiului sau când apar semne de funcționare defectuoasă. Atunci se verifică supapele, segmentii, garniturile, presetupele, lagărele și bolțurile de bielă.

Curățirea filtrelor de aspirație și ulei. Filtrul de aspirație se îmbracă cu pânză care se înlocuiește periodic și se imbibă apoi cu agent frigorific. Filtrul de ulei se curăță periodic prin spălare cu o soluție degresantă și dacă sita prezintă rupturi, se înlocuiește.

13.6.2. Întreținerea suprafețelor de schimb de căldură

Pe suprafețele de schimb de căldură se formează depuneri, atât la interior cât și la exterior, datorită unor impurități din fluidele care circulă sau umidității din aer. Acestea trebuie înlăturate periodic pentru a menține coeficienții globali de transmiterea căldurii la valori cât mai ridicate, asigurând funcționarea economică a instalației. Astfel,:

- degresarea suprafețelor pe partea de agent frigorific, necesară atunci când stratul aderent de ulei este mai mare de 0,1 mm.
- curățirea suprafețelor de depuneri de săruri din apă, când crusta depășește 0,5 mm după golirea de agent a aparatului, prin mijloace mecanice au chimice;
- curățirea suprafețelor de depunerile de sărui în cazul agenților frigorifici intermediari, atunci când grosimea lor depășește 0,5 mm, realizându-se mecanic sau chimic;
- curățirea suprafețelor de depunerile de gheață sau zăpadă, când grosimea stratului depășește 2-3 mm la țevile cu aripioare și 4 mm la cele netede, folosind vapori calzi de agent sau sisteme de degivrare.

13.6.3. Verificarea etanșeității instalațiilor

Etanșeitarea instalațiilor se verifică atât pentru circuitul de agent frigorific, cât și pentru cel intermediar și de apă de răcire.

Pe circuitul de agent frigorific se produc scăpări la presetupe, la îmbinările demontabile sau prin eventualii pori sau fisuri nedetectate sau care au apărut ulterior.

La circuitul de agent intermediar sau de apă de răcire se verifică prezența agentului frigorific și scăpările pe la presetupe și îmbinări demontabile, luându-se măsuri de remediere.

13.6.4. Evacuarea uleiului din instalație

Ca urmare a eficacității limitate a separatoarelor de ulei, odată cu agentul frigorific este antrenată în instalație și o cantitate de ulei care crează dificultăți la curgerea fluidelor și la schimbul de căldură. Acestea sunt mai evidente în zona de presiuni și temperaturi scăzute a instalației, fapt ce impune purjarea uleiului în special pe partea de înaltă presiune a circuitului.

Purjarea se face la intervale de timp impuse de cantitatea de ulei antrenat din compresoare și de mărimea recipientilor de colectare.

La instalațiile cu agenți halogenați reîntoarcerea uleiului la compresor se face odată cu vaporii aspirați.

13.6.5. Evacuarea aerului din instalație

Aerul pătruns în instalație, urmare a demontării unor aparate sau a vacuumării unei porțiuni din instalație se adună în condensator și rezervor, neputând condensa, contribuind astfel la mărirea presiunii de condensare.

Îndepărtarea aerului se face la partea superioară a rezervorului sau condensatorului folosind aparate de dezaerare continuă.

La dezaerarea discontinuă, se oprește compresorul, lăsând să funcționeze sistemul de răcire al condensatorului cel puțin 30 minute. Se racordează o țevă sau un furtun la robinetul de dezaerare de pe conducta de egalizare condensator-rezervor, celălalt capăt fiind introdus într-un vas cu apă. Operația se consideră terminată când temperatura citită pe manometrul

condensatorului s-a apropiat de cea a apei de răcire. În acest moment bulele nu mai ajung la suprafața apei, dizolvarea amoniacului fiind însoțită de zgomot.

13.6.6. Verificarea agentului intermediar

Această operație se realizează periodic, având ca scop verificarea concentrației cu ajutorul densimetrelor și a acidității, cu ajutorul indicatorilor chimici. Corectarea lor se face prin dizolvarea unei cantități de sare în saramură, în vasul de preparare și prin adăugare de hidroxid de sodiu (sodă caustică) sau hidroxid de calciu (lapte de var) pentru reducerea *pH*-ului saramurii la valoarea 7,5...8. Periodic este necesar și introducerea de inhibitori de coroziune.

13.6.7. Verificarea aparatelor de măsură și siguranță

Manometrele și termometrele se verifică dacă sunt intacte și au indicații corecte, iar periodic se face verificarea lor metrologică.

Supapele de siguranță se verifică dacă au sigiliile intacte și dacă nu prezintă scăpări pe conductele de evacuare în atmosferă.

Indicatoarele de nivel se verifică dacă au ulei pe conducta inferioară de egalizare.

13.7. Defecte, cauze și natura lor întâlnite la o instalație frigorifică

DEFECT/ TIPUL DEFECTULUI	CUM SE CONSTATĂ	CAUZE	CUM SE ÎNLĂTURĂ
<i>Motocompresorul nu funcționează (la punerea în funcțiune nu se aude zgomotul specific anclansării releului de pornire)</i>	1.Se închide ușa frigiderului și se verifică dacă lampa interioară funcționează 2.Se verifică poziția frigiderului 3.Se constată lipsa tensiunii când se rotește butonul de reglare a termostatului	1.Lipsa tensiunii la priza de alimentare electrică 2.Butonul de reglare a termostatului la poziția STOP 3.Termostat defect	1. Se verifică tensiunea la priza de alimentare cu tensiune și siguranța din tablou. 2. Se rotește butonul de reglare 3. Se înlocuiește termostatul
<i>În timpul funcționării motocompresorului se aude un zgomot deosebit</i>	1.Se verifică temperatură la locul unde este amplasat frigiderul 2.Motocompresorul se încălzește puternic.(se oprește automat prin acționarea releului termic) 3.Vaporizatorul slab brumat.Se constată o ușoară brumare a filtrului. 4.Se observă brumarea conductei de aspirație	1.Motocompresorul funcționează în condiții grele datorită temperaturii exterioare foarte mari(35 ⁰ C) 2.motocompresorul funcționează cu lipsă ulei 3. Filtrul deshidrator parțial infundat. 4. Vaporizatorul sau conductă de aspirație parțial infundate.	1. Se mută frigiderul într-un loc răcoros, ventilat, neexpus radiației solare directe 2. Se completează cu ulei dacă este posibil, sau se înlocuiește motocompresorul dacă se constată defecte 3.Se înlocuiește filtrul deshidrator 4.Se înlocuiește vaporizatorul.
<i>Perioade lungi de funcționare a motocompresorului cu pauze scurte sau mers continuu</i>	1. Temperatura în interiorul frigiderului scade lent. Condens în interiorul frigiderului 2.Vaporizator slab	1. Ușile frigiderului nu se închid etanș 2.Cantitate insuficientă	1.Se reglează închiderea ușii(se înlocuiesc garniturile magnetice). 2. Se reintroduce agent

	brumat, pete de ulei. 3.Încălzire excesivă a motocompresorului.	de agent frigorific (pierderi prin neetanșeități) 3.Motocompresor defect (pierderi de presiune la supape).	frigorific, se înlocuiește vaporizatorul și se refac brazările 3. Se înlocuiește motocompresorul
Încălzire excesivă a locurilor unde sunt suprafețe în mișcare	1.Compresorul este excesiv de cald. 2. Nu se realizează temperatura în spațiul răcit. 3.Zgomot la închiderea supapelor datorită închiderii neetanșe.	1. Lipsa uleiului de ungere 2.Supapele nu se închid perfect 3.Supape fcu elemente deformate sau fisurate.	1. Se completează uleiul indicat de constructor; 2. Se reface planeitatea scaunului supapei defecte 3. Se înlocuiesc supapele.

Agregatele frigorifice moderne, numite și *chillere*, au o construcție compactă și sunt prevăzute cu sisteme automate de reglare, control și diagnosticare. Exploatarea, diagnosticarea și întreținerea lor, este mult simplificată, deoarece au sisteme de diagnoză rapidă și sisteme de afișare digitală a parametrilor de funcționare, întreținere și exploatare. Ele pot fi conectate într-un sistem informatic, care permite supravegherea și conducerea centralizată a întregului proces de producere a frigului artificial.



Fig. 13.1 Agregat frigorific de mare putere cu compresor elicoidal

14. MĂSURI DE PROTECȚIE ȘI TEHNICA SECURITĂȚII MUNCII

14.1. Măsuri generale de protecția muncii

Accidentele de muncă și îmbolnăvirile profesionale în industria frigului sunt datorate în general următoarelor cauze:

- diferențe mari de temperatură suportate de personalul de întreținere și exploatare
- umiditatea excesivă în care personalul este obligat să lucreze, toxicitatea unora dintre fluidele frigorifere, amestecurile explozive pe care unele fluide frigorifere le pot da în prezența aerului și nerespectarea normelor de tehnica securității în timpul transporturilor în interiorul atelierelor, nerespectarea normelor de electrosecuritate, din care cauză pot surveni accidente prin electrocutare
- nesupravegherea locurilor de muncă periculoase în urma cărora pot surveni accidente de muncă ce pot avea ca urmare traumatisme industriale și ca atare pierderea capacității de muncă pe un timp mai scurt sau mai îndelungat.

Datorită condițiilor de lucru, în special vara, personalul de deservire a instalațiilor frigorifice în antrepozite și fabrici de gheață este obligat să suporte în mod repetat diferențele de temperatură. Trecând de la temperaturi ce variază între +35°C și -20°C, muncitorii sunt expuși la afecțiuni pulmonare. Iarna, frigul de la instalațiile frigorifice este umed – 85-95% umiditate relativă. Prevenirea îmbolnăvirilor datorate diferențelor de temperatură se poate face dotând muncitorii cu echipament de protecție corespunzător și prin controlul medical periodic. Încălțămîntea și îmbrăcămintea de protecție trebuie să fie comode și ușoare.

Acțiunea toxică a diferitelor fluide frigorifice folosite în industria frigului diferă după natura acestora. Cel mai cunoscut fluid care se folosește este **amoniacul**, substanță care în condiții normale de presiune și temperatură, se prezintă sub formă gazoasă, cu miros înțepător puternic. Amoniacul se dizolvă cu ușurință în apă rezultând o soluție corozivă bazică. Amoniacul este mai ușor decât aerul, acumulându-se în părțile superioare ale încăperilor. Degajările de amoniac sunt simțite foarte ușor, chiar în concentrații foarte mici.

Amoniacul curat se păstrează comprimat până la lichefiere în butelii de oțel. Din butelie amoniacul iese sub formă de gaz. În combinație cu aerul rezultă un amestec combustibil în proporție de 15-27%. Concentrația admisă este de 0,02 mg/l aer, deoarece vaporii de amoniac sunt iritanți pentru ochi, nas și plămâni. În urma defecțiunilor instalațiilor frigorifice, pot surveni scăpări masive de gaz, marindu-le astfel concentrația maximă admisă. În aceste cazuri, când se produc concentrații mari de amoniac în aer, există pericolul iminent de orbire, de sufocare sau intoxicație mortală, a celor ce lucrează mai mult în mediu toxic, se pot produce arsuri grave la ochi. Gazarea cu amoniac este foarte periculoasă, muncitorul gazat va prezenta fenomenele unei pneumopatii grave, recomandându-se îngrijiri medicale și supraveghere îndelungată. În încăperile unde se lucrează cu amoniac trebuie asigurată o bună ventilație, chiar dacă amoniacul circulă în instalații închise. Mirosul amoniacului fiind supărător, se constată imediat dacă sunt scăpări de amoniac în încăpere și dacă ventilația nu funcționează normal. Este indicat ca muncitorii care manipulează amoniacul în soluție să poarte salopete speciale de protecție, mănuși de cauciuc și ochelari de protecție. Dacă este necesar să se intre în spații unde s-au produs degajări puternice de amoniac, este obligatorie purtarea unei măști cu cartuș filtrant. Sunt cazuri în care muncitorii sunt surprinși de gaze în timpul lucrului, datorită spargerii conductelor sau defectării ventilelor. În acest caz aceștia trebuie să părăsească imediat încăperea, revenind cu măști și costum de protecție pentru repararea defecțiunilor.

Persoana care a fost gazată trebuie dusă într-o încăpere cu aer cald și umed, administrându-i-se oxigen, după care i se schimbă hainele gazate. Se spală ochii cu multă apă timp de 10 minute, iar picioarele se încălzesc cu apă caldă, chemându-se medicul specialist.

Dacă pielea a fost atinsă de amoniac, se spală cu apă din abundență. În cazul intoxicației cu amoniac, i se dă persoanei în cauză suc de fructe sau soluție diluată cu oțet, apoi lapte sau oxid de bismut care constituie un calmant în asemenea situații.

Clorura de metil folosită deasemenea ca agent frigorific este un gaz incolor cu miros slab și arde numai când este în amestec de aer 8-17%. Concentrația maximă admisă este de 0,05 mg/l aer. Clorura de metil este un gaz foarte toxic, necesitând o mare atenție la manipulare. Acțiunea toxică a clorurii de metil influențează în special sistemul nervos. Intoxicațiile grave se pot produce fie prin inhalarea bruscă a unei mari cantități de gaz, fie prin inhalarea continuă a unor cantități mici. În urma unei intoxicații grave cu clorură de metil, după o scurtă perioadă de tulburări, starea persoanei intoxicate se îmbunătățește numai aparent. Se recomandă supravegherea permanentă din partea medicului. Măsurile preventive constau în etanșarea cât mai bună a întregii aparatură și instalații, odorizând clorura de metil pentru detectarea cu ușurință a scăpărilor.

Amestecul de aer și fluid frigorific prezintă un mare pericol; astfel, amoniacul împreună cu aerul în procent de 15-27% duc la obținerea unui combustibil cu ardere puternică și exploziv.

Clorura de metil arde greu, dar împreună cu aerul produce amestecuri explozive în limitele concentrației de 8-18%. Limita inferioară de explozie este cantitatea minimă de substanță care formează cu aerul un amestec exploziv, iar cea maximă formează limita superioară, fiind exprimate în g/m³ în raport cu volumul de aer. În prezența unei cantități degaze sub limita inferioară, amestecul nu explodează, dar se poate aprinde. Datorită necunoașterii de către mecanicii frigotehniști a utilajelor, se pot produce accidente de muncă. De aceea, este indicat ca manipularea instalațiilor frigorifice să se realizeze numai de persoane calificate, cu cunoștințe în exploatarea instalațiilor și a aparatelor frigorifice.

Instructajul de protecția muncii cuprinde următoarele faze:

- a) instructajul introductiv general care se face noilor angajați cu scopul de cunoaștere a specificului activității și principalele măsuri de protecția muncii ce trebuie respectate în cadrul proceselor tehnologice sau de muncă.
- b) în cazul accesului ocazional al unor persoane din afara instituției se face instructajul general redus ca volum și durată. În cazul vizitelor, vizitatorii vor fi echipați cu mijloace individuale de protecție corespunzătoare vizitei în condiții de securitate și igiena muncii.

Intervalul dintre două instructaje peridice este de 60 zile la construcții metalice, 30 zile la depozitele de încărcare – descărcare materiale și manipulare de agenți frigorifici și uleiuri frigorifice, 6 zile la atelierelor de reparații și 90 zile la atelierelor de asamblare.

Instruirea nu se poate face pentru mai mult de 20 muncitori simultan și nu se vor instrui muncitori cu meserii diferite.

În industria frigului, procesul tehnologic se desfășoară în aparate și instalații închise. Personalul de deservire nu poate urmări bunul mers al instalației decât urmărind aparatele de măsură și control; dacă acestea lipsesc sau sunt defecte, pot surveni fenomene de suprapresiune care pun în primejdie securitatea muncitorilor și a utilajelor sau a instalațiilor.

Există pericolul ca în spațiile de răcire a căror izolație termică împiedică propagarea zgomotelor, și să se pună în pericol viața oamenilor care nu ar putea comunica cu exteriorul. Pentru aceasta, se impune ca în antrepozite frigorifice să existe o instalație de alarmă prin care cei închiși accidental să poată comunica cu exteriorul.

Aglomerarea căilor de acces și a locurilor de trecere cu materiale care împiedică circulația, precum și întreținerea incorectă a locurilor de muncă sunt cauze care generează diferite accidente.

Lipsa echipamentelor de protecție sau starea defectă a acestuia poate contribui la provocarea unor accidente de muncă. Persoanele care lucrează în condiții ce pot avea urmări dăunătoare asupra sănătății și vieții lor, sunt dotați cu echipament de protecție pentru evitarea posibilității de accidentare sau îmbolnăvire profesională. Echipamentul de protecție se menține în perfectă stare de utilizare prin păstrare, curățare și reparare corespunzătoare. Personalul este obligat să-l utilizeze numai în timpul îndeplinirii pentru care este impusă folosirea acestuia.

Accidente grave în timpul exploatarei instalațiilor frigorifice pot surveni datorită electrocutării. Din cauza structurii specifice diferite, țesuturi ale corpului uman rezistă curentului electric în mod diferit. Vasele, ligamentele, pielea opun o mai mare rezistență la trecerea curentului electric, iar mușchii și sângele opun o rezistență mai mică. Rezistența totală a corpului omenesc depinde în întregime de gradul de rezistență al stratului de piele, în funcție de starea pielii, suprafața și durata contactului, mărimea și durata curentului. Se consideră drept nepericulos numai curentul electric care permite omului să se elibereze prin forțe proprii, respectiv de 10 mA, curent alternativ și 50 mA curent continuu. Dacă acțiunea curentului electric asupra organismului este scurtă, pericolul depinde de faza de lucru a inimii cu care a coincis momentul trecerii curentului electric, de importanța deosebită fiind și reacția mușchilor care uneori măresc lucrul mecanic al curentului și timpul de contact.

Electrocutarea are loc prin atingerea directă a părților instalației prin care trece curent sub tensiune, atingerea elementului metalic al instalației care se găsește accidental sub tensiune, din cauza deteriorării izolației.

14.2. Măsurile speciale de protecție

Măsurile speciale de protecție se referă la izolarea față de instalație prin mânere izolante, întrerupătoare-manivele cu strat durabil izolator, purtarea mănușilor și ochelarilor de protecție. Altă măsură de protecție este reducerea tensiunii prin utilizarea de transformatoare de mică putere care reduc tensiunea de la 100-500 V la 17-36 V. Legătura la pământ se obține prin legarea șasiului motoarelor, transformatoarelor, aparatelor, la centura de împământare (un conductor metalic, pus la pământ prin îngroparea acestuia direct în pământ). Protecția prin punere la pământ constituie cea mai importantă măsură de electrosecuritate pentru evitarea pericolului de electrocutare în urma deteriorării eventuale a izolației. Controlul instalației de împământare trebuie făcut periodic, pentru verificarea unei eventuale mărimi a rezistenței electrice a acesteia.

Primul ajutor în caz de electrocutare: dacă persoana care se află sub tensiune nu și-a pierdut cunoștința, se iese cât mai repede de sub tensiune și se decuplează instalația electrică de alimentare. Persoana care acordă primul ajutor trebuie să poarte mănuși și cizme cauciucate. Dacă accidentatul nu își revine, i se face respirație prin masaj cardiac, în curent de aer curat.

La executarea unor lucrări de reparații (montaj - demontaj) este necesară întreruperea curentului electric. Pe siguranțe se pun avertizoare și se face controlul întrerupătoarelor, separatorilor și se controlează indicatorul de tensiune pe fiecare fază.

Prevenirea îmbolnăvirilor profesionale și a accidentelor de muncă provocate de medii toxice se realizează prin respectarea concentrațiilor maxime de substanțe nocive admise în atmosfera zonei de muncă, aprobate prin norme de protecția muncii. Pentru substanțele care se folosesc ca produse comerciale, concentrațiile maxime admise se referă la conținutul de substanță activă. Substanțele care au indicativul *P* (piele) pot pătrunde în organism prin tegumente și mucoase intacte.

Pentru prevenirea îmbolnăvirilor profesionale cu aceste substanțe toxice, respectarea concentrațiilor maxime admise trebuie asociată cu măsuri de protecția pielii și mucoaselor. Indicativul nu se referă numai la substanțe care au o acțiune locală iritativă. Substanțele care au indicativul *FP* (foarte periculos) au o acțiune cancerigenă, iar expunerea la aceste substanțe trebuie practic exclusă.

Când se lucrează cel puțin o oră cu o concentrație de oxid de carbon – concentrația maximă admisibilă se poate mări până la 50 mg/m³ oxid de carbon, când munca durează cel mult 30 minute, până la 100 mg/m³, iar când durează 15 minute, până la 200 mg/m³.

Este interzisă utilizarea sulfatului de plumb și a tuturor produselor care conțin pigmenți toxici, în orice lucrări de vopsitorie, exceptând lucrările speciale.

Iluminatul natural. Încăperile de lucru în care se află oameni în permanență se iluminează cu lumină naturală directă. Excepție fac încăperile de lucru la care, datorită procesului tehnologic, nu pot fi prevăzute cu ferestre.

Iluminatul artificial Se folosește în timpul nopții sau când lumina naturală nu este suficientă, în încăperile fără lumină naturală, în tot timpul lucrului. Instalațiile de iluminat se prevăd atât în locurile unde se desfășoară procese de lucru, cât și în locurile de trecere.

14.3. Manipularea materialelor toxice

Materialele ușor inflamabile, gazele combustibile și cele toxice comprimate sau lichefiate: amoniac, anhidridă sulfurică, bioxid de sulf, clorură de metil, bioxid de carbon, trebuie manipulate în locuri special amenajate și destinate acestui scop. Zona de lucru cu aceste materiale va fi marcată cu indicatoare de securitate pe o rază de minim 100 m. În interiorul acestor zone se interzice accesul persoanelor străine, fumatul și orice flacăra deschisă.

Persoanele care manipulează aceste materiale sunt special instruiți și autorizați, iar la locurile de muncă vor fi afișate instrucțiuni pentru prevenirea incendiilor. La locurile unde se manipulează substanțe toxice este interzisă consumarea alimentelor și fumatul.

Materialele toxice vor avea etichete și ambalaj caracteristice acestor materiale. În cazul în care distanța de transport depășește 60 m este permisă efectuarea transportului pe cărucioare cu arcuri și roți prevăzute cu pneuri. Circulația cu astfel de cărucioare se face pe drumuri asfaltate și pe distanțe mici. Se interzice depozitarea materialelor toxice vătămătoare sănătății în spațiile de lucru. Acestea trebuie să aibă pe ambalaj inscripția: “Otravă” sau “Toxic” cu semnul grafic aferent.

În spațiile de lucru se folosesc ventilatoare pentru ventilarea locurilor de muncă unde se lucrează cu agenți frigorifici, mai ales la încărcare-descărcare. Aceste locuri trebuie ventilate natural și artificial, aerul viciat fiind aspirat de un ventilator puternic, refulat spre exterior și înlocuit cu aer curat. Descărcarea agentului frigorific nu se face direct în atmosferă și nici la canalizare, deoarece apare pericolul ca nocivitatea gazelor să fie dirijată spre clădirile învecinate. Descărcarea se face folosind vase de neutralizare.

Uleiul se colectează în butoaie închise și este trimis la regenerare direct cu mijloace de transport corespunzătoare. Spălarea agregatului se execută cu apă abundentă cu scurgere în canalul intern. Bumbacul folosit la curățarea agregatului și utilajelor, imbibat cu ulei, va fi colectat în cutii metalice și evacuat. Se interzice folosirea flăcării deschise în atelierul de încărcare-descărcare cu agent frigorific sau în atelierul de degresare. Aceste ateliere trebuie să fie dotate cu o trusă medicală cu reactivi de neutralizare a agenților frigorifici.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Chiriac, F., Instalații frigorifice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
- [2]. Ionescu, M.C. *Mașini și instalații frigorifice comerciale și casnice*, Editura de Vest, Timișoara, 1994.
- [3]. Laza, I. *Mașini frigorifice*, Editura Eurostampa, Timișoara, 2005.
- [4]. Mădărășan, T., Bălan, M., Termodinamica tehnică, Editura Sincron, Cluj-Napoca, 1999.
- [5]. Naghiu, A., Apostu, S. *Tehnica frigului și climatizare în industria alimentară*, Editura Risoprint, Cluj Napoca, 2009.
- [6]. Niculiță, P., *Îndrumatorul specialiștilor frigotehniști din industria alimentară*, Editura Ceres, București, 1991.
- [7]. Popa, B. ș.a. Termotehnică, și mașini termice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985.
- [8]. Stamatescu, C., Tehnica frigului, procese de producere a frigului, vol. I, Editura tehnică, București, 1973.
- [9]. Stamatescu, C., Calculul și construcția mașinilor frigorifice industriale, vol. II, Editura Tehnică, București, 1979.