



# Introducere

În producerea și utilizarea frigului artificial au fost folosiți un mare număr de agenți frigorifici care, la un moment dat, au fost considerați "clasici" datorită valorii lor de utilizare. Amoniacul prin calitățile sale și-a păstrat și întărit poziția între cei mai buni agenți frigorifici fiind considerat de către specialiști "rege" al acestora. Cercetările teoretice și experimentale privind utilizarea amoniacului au vizat chiar și selectul domeniu al răcirii și condiționării aerului. S-a ținut cont de o serie de factori favorabili:

- absorbția amoniacului folosește energia termică drept sursă de acționare;
- creșterea impresionantă a ofertei de gaze naturale;
- instalații robuste și sigure în exploatare;
- piața enormă de desfacere;
- micșorarea impactului ecologic.

Prin lucrarea de doctorat s-a dorit scoaterea în evidență a importanței instalațiilor cu absorbție printr-o serie de studii teoretice și experimentale prezentate într-o formă modernă, accesibilă și cât mai utilă atât specialiștilor cât și studenților din domeniul producerii și utilizării frigului artificial.

Lucrarea este structurată pe 8 capitole. În primul capitol sunt prezentate sistemele destinate producerii simultane și nesimultane de frig și de căldură. Stadiul actual în domeniul sistemelor frigorifice cu absorbție pe plan mondial și se prezintă cele mai performante tipuri de sisteme cu absorbție. De asemenea sunt trecute în revistă instalațiile frigorifice cu absorbție cu dublu efect, cu triplu efect și utilizarea lor ca pompe de căldură și în final sunt prezentate transformatoarele de căldură cu absorbție.

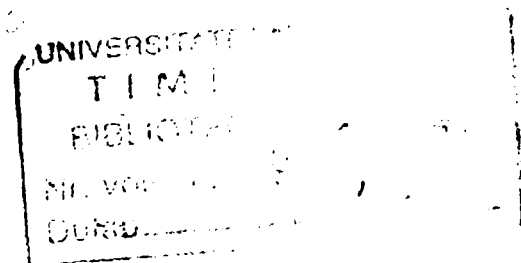
În cel de al doilea capitol se explică conceptul de sistem cu absorbție folosind ciclurile ideale de conversie a energiei.

Capitolul 3 prezintă o analiză referitoare la ameliorarea procesului din instalația frigorifică cu absorbție într-o treaptă cu soluție amoniacală prin utilizarea regenerării căldurii. Se prezintă instalația simplă într-o treaptă și o analiză termodinamică a instalației frigorifice cu absorbție. Se studiază ameliorarea procesului prin utilizarea subracitorului de tip regenerativ și influența regenerării de căldură.

În capitolul 4 se descrie ameliorarea performanțelor instalațiilor frigorifice cu absorbție prin utilizarea recuperării interne de căldură. În acest capitol sunt tratate două tipuri ale instalațiilor frigorifice cu absorbție, și anume: instalația frigorifică cu absorbție respectiv resorbție.

În cel de al cincilea capitol s-a prezentat un studiu privind ameliorarea performanțelor instalațiilor frigorifice cu absorbție prin utilizarea efectului dublu sau multiplu. Acest studiu s-a efectuat pe instalația frigorifică cu absorbție cu bromură de litiu - apă, cu dublu efect pe care s-a analizat și influența presiunii de fierbere și a concentrației intermediare.

În capitolul 6 se prezintă studiul performanțelor instalației frigorifice cu absorbție cu soluție hidroamoniacală cu regenerare de căldură între absorbitor și vaporizator. S-au luat în considerare două instalații frigorifice, și anume: instalația cu concentrații diferite la ieșirea soluțiilor din absorbitoare și instalația frigorifică cu două medii racite. Pe baza comparației cu instalația cu două trepte cu compensarea concentrațiilor cu soluții sarace s-au reprezentat grafic variația randamentului exergetic a coeficientului de performanță și a diferenței de temperatură necesară desfășurării procesului din absorbitor.



de caldura intermediar, coloana de rectificare precum si deflegmator. De asemenea se prezinta si eficienta instalatiei frigorifice realizate conform celui de-al doilea principiu al termodinamicii.

In ultimul capitol sunt prtezentate concluziile generale si contributiile personale.

Calde si sincere multumiri conducatorului stiintific Prof.dr.ing. Virgiliu Dan Negrea pentru indicatiile competente si sollicitudinea acordata pe toata perioada de pregatire.

Aceleasi multumiri Prof.dr.ing. Sava Porneala si colegilor din Catedra de Termotehnica si Masini Termice de la Universitatea "Dunerea de Jos" din Galati, pentru materialele documentare puse la dispozitie, pentru sugestiile si aprecierile incurajatoare, cat si pentru furnizarea unor date obtinute prin masuratori experimentale.

# 1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR ÎN DOMENIUL INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE

## 1.1. RECUPERAREA CALDURII REZIDUALE CU AJUTORUL INSTALAȚIILOR CU ABSORBȚIE

Căldurile recuperate în vederea utilizării pot fi de origini foarte diverse:

– *Căldura de origine naturală: solară, geotermală, sau cea extrasă de la aer, de la apă etc.* Aceste energii termice sunt variabile în timpul unei zile, în decursul anului, depind de starea meteorologică și de zona geografică.

– *Căldura rezultată în procese industriale.* Aceste surse de căldură sunt foarte numeroase și diversificate. Ele sunt mult mai stabile decât sursele de căldură naturale.

Utilizarea acestor surse de căldură depinde în mod esențial de nivelul lor de temperatură, deosebindu-se două cazuri.

1.1.1. Căldura de recuperat este la temperatura superioară celei din mediul de utilizare.

În acest caz, utilizarea unui sistem frigorific este evident inutilă. Teoretic, această recuperare se efectuează într-un "sistem pasiv", la care nu se consumă energie, dar se obțin pierderi exergetice datorate schimbului de căldură la diferențe finite de temperatură între sursă și mediul încălzit. Se pot utiliza schimbătoare de căldură simple (schimb de căldură direct între sursă și mediul încălzit), schimbătoare de căldură duble (cu agent purtător de căldură între sursă și mediul încălzit), recuperatoare de căldură cu umplutură, cu funcționare alternativă (încălzire-răcire), numite "statice", sau recuperatoare rotative etc.

1.1.2. Căldura de recuperat este la temperatura inferioară celei din mediul de utilizare.

În acest caz este necesară ridicarea nivelului termic înainte de a transfera căldura în mediul de utilizare. Această creștere a temperaturii impune utilizarea unui "sistem activ" de recuperare, *pompa de căldură* sau *instalația frigorifică* care trebuie să consume energie pentru a putea realiza această operație.

Corespunzător naturii energiei consumate, se deosebesc următoarele sisteme:

– Sisteme care consumă energie mecanică. Pentru funcționarea lor sunt necesare două surse de căldură (sisteme dierme): sursa rece unde este preluată căldura de la mediul răcit și sursa caldă la care este cedată căldura.

– Sisteme care consumă energie termică. Pentru funcționare, aceste sisteme au nevoie de trei surse de căldură (sisteme triterme): sursa rece, sursa caldă și sursa care furnizează căldură necesară realizării procesului.

### A) Sisteme dierme de deplasare a căldurii

Ele sunt simple, performante, dar consumă energie nobilă și scumpă.

Figura 1.1 reprezintă schematic un asemenea sistem dierm pentru transferul de căldură de la un mediu exterior rece, cu temperatura  $t_r$ , la un mediu exterior cald, cu temperatura  $t_c$ . Se realizează următoarele etape:

- Se transferă fluxul de căldură  $\Phi_0$  de la mediul răcit, cu temperatura  $t_r$ , la agentul de lucru, cu temperatura  $t_0$ , datorită diferenței de temperatură  $\Delta t_0 = t_r - t_0$ .
- Se transportă fluxul de căldură  $\Phi_0$  de la temperatura  $t_0$  la temperatura  $t_k$  cu ajutorul puterii mecanice  $P_c$ .
- Se transferă fluxul de căldură  $\Phi_k = P_c + \Phi_0$  de la agentul de lucru cu temperatura  $t_k$  la sursa exterioară (sursa caldă) cu temperatura  $t_c$ , ( $t_c < t_k$ ). Acest transfer este posibil datorită diferenței de temperatură  $\Delta t_k = t_k - t_c$ .

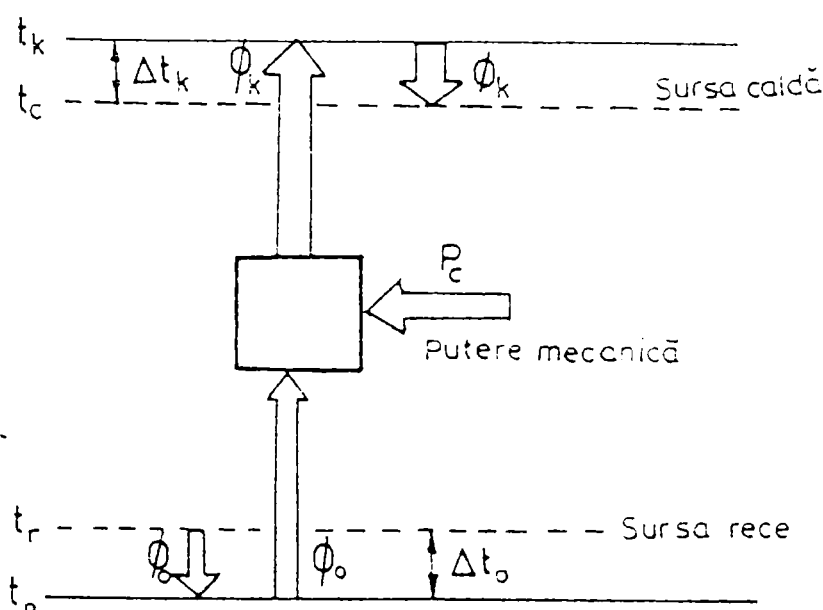


Fig.1.1 Sistem termodinamic dierm de deplasare a căldurii

Cele mai utilizate instalații frigorifice sunt cele cu comprimare mecanică de vapori. În cadrul acestor instalații există două aparate principale de schimb de căldură: vaporizatorul V, în care agentul se vaporizează la temperatura  $t_0$  și condensatorul K, în care agentul se condensează la temperatura  $t_k$ . Pentru a fi posibil transferul de căldură între agent și surse trebuie să se asigure diferențele de temperaturi în aparate, deci :  $t_0 < t_r$  și  $t_k > t_a$  unde  $t_a$  este temperatura mediului ambiant. La temperaturile  $t_0$  și  $t_k$  corespund presiunile  $p_0$  și  $p_k$ , ( $p_0 < p_k$ ).

Schema fluxurilor energetice, cât și schema de principiu a instalației frigorifice se prezintă în figura 1.2.

Mărimea  $\Phi_0$  [kW] reprezintă cantitatea de căldură extrasă de agent în unitatea de timp de la sursa rece și se numește *putere frigorifică*. Ridicarea presiunii vaporilor de la presiunea  $p_0$  până la presiune  $p_k$  se realizează cu ajutorul compresorului C, iar reducerea presiunii lichidului de la presiunea  $p_k$  la presiunea  $p_0$  se efectuează cu ajutorul ventilului de laminare VL. Căldura  $\Phi_k = P_c + \Phi_0$  [kW] este cedată în unitatea de timp în mediul ambiant. Mărimea  $P_c$  reprezintă puterea necesară comprimării vaporilor de agent frigorific.

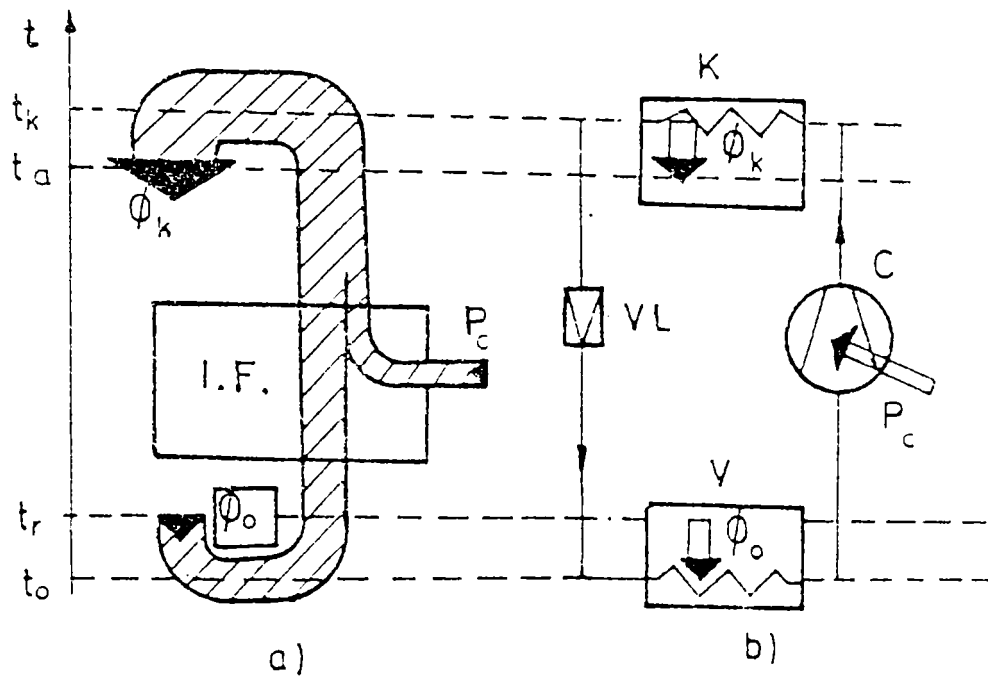


Fig.1.2 Fluxurile energetice (a) și schema de principiu a instalației frigorifice (b):  
*V*—vaporizator; *C*—compresor; *K*—condensator; *VL*—ventil de laminare.

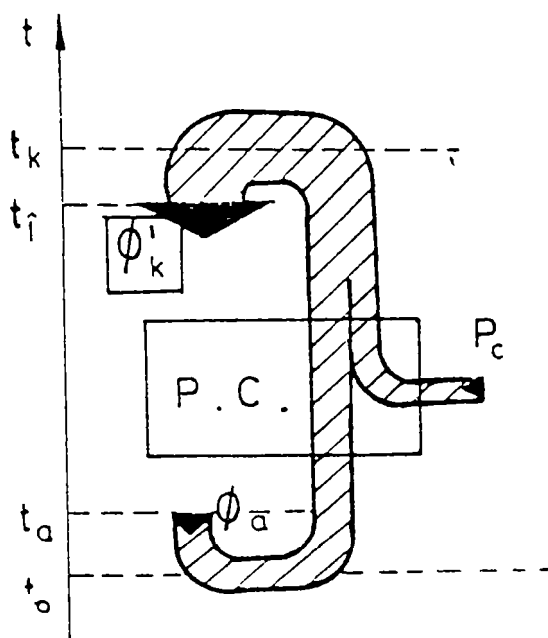


Fig.1.3. Schema fluxurilor energetice pentru pompa de căldură.

Pe același principiu funcționează și pompele de căldură (figura 1.3) pentru care mediul ambiant reprezintă sursa rece, iar sursa caldă, cu temperatura  $t_i$ , ( $t_i > t_a$ ) este reprezentată prin apa sau aerul încălzit. Rolul pompei de căldură este acela de a asigura fluxul de căldură mediului încălzit la temperatura  $t_i$ .

Se subliniază faptul că temperatura  $t_c$  (figura 1.1) a sursei calde este egală cu temperatura  $t_a$  a mediului ambiant, pentru instalația frigorifică. În cazul pompei de căldură, temperatura  $t_c$  este egală cu temperatura  $t_i$  a mediului încălzit.

Sunt posibile următoarele scheme de principiu ale instalațiilor termice cu ciclu invers, prezentate în figura 1.4

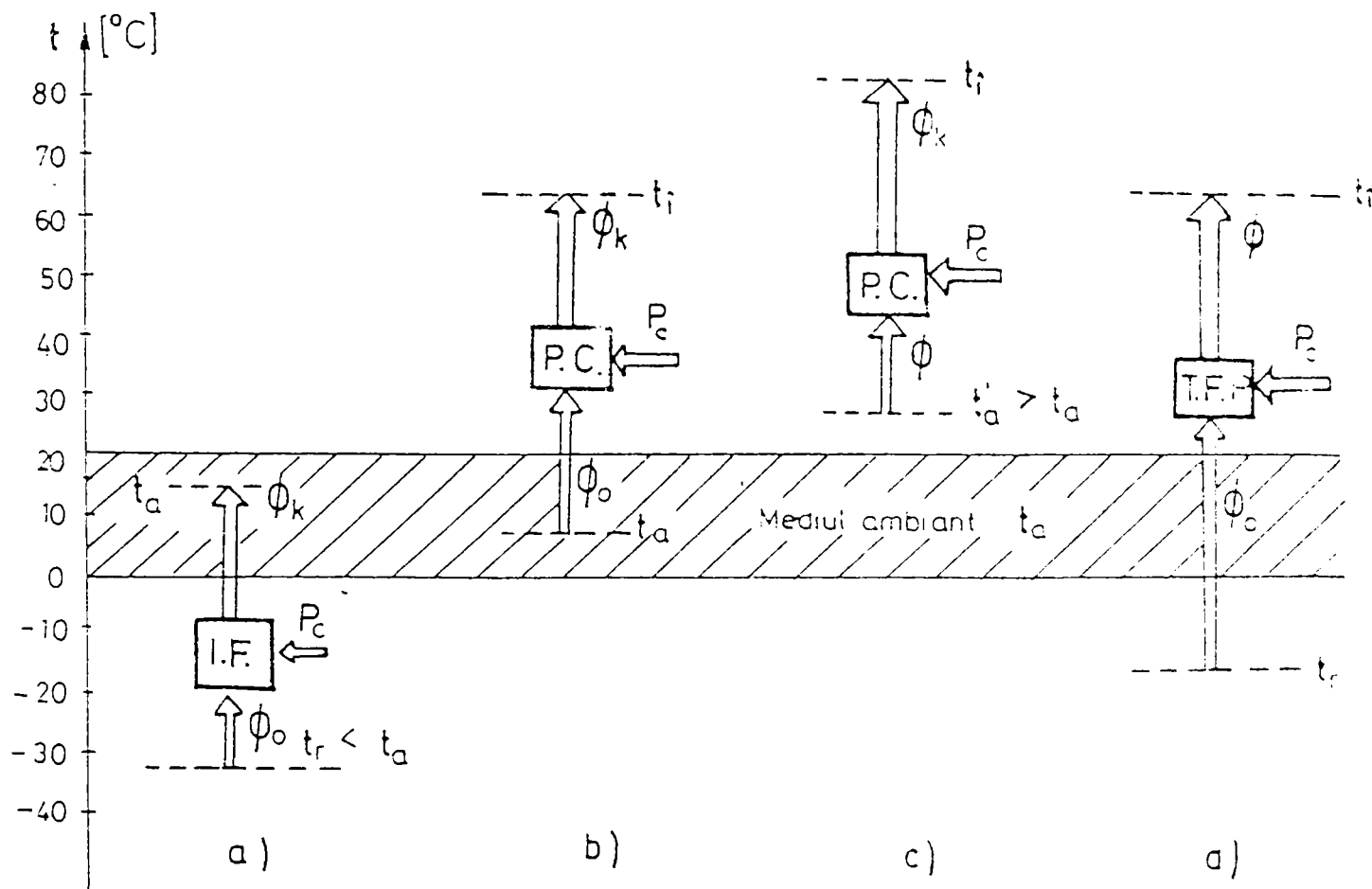


Fig. 1.4. Schemele fluxurilor energetice pentru instalațiile termice cu ciclu invers.

a)– Schema din figura 1.4a corespunde instalației frigorifice care are drept scop evacuarea continuă a fluxului de căldură dintr-un mediu răcit în scopul menținerii lui la o temperatură  $t_r$  mai coborâtă decât cea a mediului ambiant  $t_a$  ;

b)– În schema din figura 1.4b, pompa de căldură utilizează drept sursă de căldură mediul ambiant sau un alt mediu cu parametrii apropiați de acesta: apa de râu, apa de lac, apa de mare, solul etc. Căldura preluată este cedată la temperatura cerută de consumator, de exemplu, instalația de încălzire a unui imobil;

c)– În schema din figura 1.4c, instalația de pompă termică preia căldura de la un mediu cu temperatura  $t'_a$  mai mare decât cea a mediului ambiant  $t_a$  , dar insuficient de ridicată pentru a putea fi utilizată direct ca agent termic, așa cum este cazul resurselor energetice cu potențial redus sau a deșeurilor termice. Procesul de preluare a căldurii de la un astfel de mediu și transmiterea ei la un potențial mai ridicat către un consumator, apare din punct de vedere energetic ca o recuperare de căldură. Situația este întâlnită îndeosebi în industria chimică unde, recuperarea căldurii de la purtătorii cu temperaturi relativ coborâte și utilizarea ei, la niveluri de temperatură mai ridicate, în alte procese, duce la o însemnată economie de energie termică – preluată, spre exemplu, în absența acestei recuperări, de la abur.

d)– Schema din figura 1.4d, este cea corespunzătoare unei instalații frigorifice–calorifice (termofrigopompă) – care are drept scop răcirea unui mediu sub temperatura ambiantă și încălzirea unui alt mediu la o temperatură mai ridicată decât cea a mediului ambiant.

*B) Sisteme triterme de deplasare a căldurii.*

Sistemele triterme sunt mai complexe, mai puțin performante, dar utilizează energie termică care este mult mai ieftină decât energia electrică. La aceste sisteme, cu trei surse de căldură, se pot întâlni două cazuri distincte:

a) Temperatura sursei care furnizează căldură,  $t_g$  este mai mare decât temperatura celorlalte două surse:  $t_o$  – pentru sursa rece și  $t_k$  – pentru sursa care primește căldură ( $t_g > t_k > t_o$ ).

Asemenea sisteme pot fi instalațiile frigorifice cu absorbție la care efectul util este reprezentat prin fluxul de căldură  $\Phi_o$  extras de la mediul răcit, sau pompele de căldură cu absorbție la care efectul util este dat de fluxul de căldură la temperatura  $t_k$  (figura 1.5). Prin coborârea temperaturii de la  $t_g$  la  $t_k$  a fluxului de căldură  $\Phi_g$  se asigură "pomparea" fluxului de căldură  $\Phi_o$  între temperaturile  $t_o$  și  $t_k$ . În această categorie intră *instalațiile frigorifice și pompele de căldură* acționate de un motor termic care lucrează între temperaturile  $t_g$  și  $t_k$  (figura 1.6). Motorul termic MT asigură funcționarea instalației frigorifice IF. Mediul ambiant primește căldură și de la motorul termic și de la instalația frigorifică.

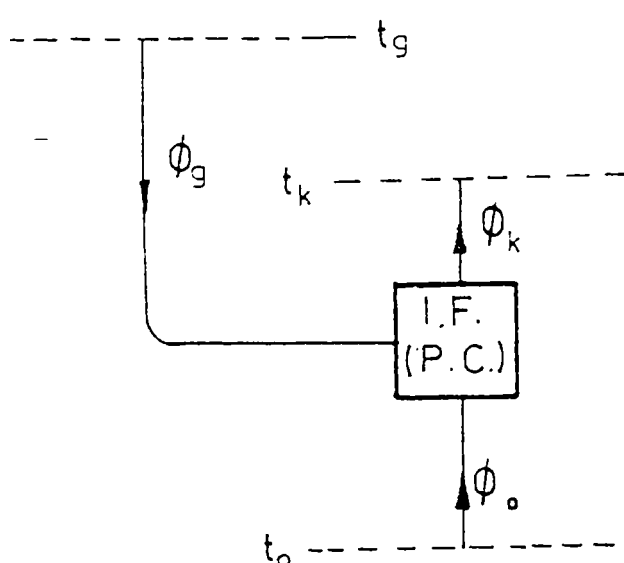


Fig.1.5. Schema fluxurilor energetice pentru instalația frigorifică (I.F.) sau pompa de căldură (P.C.) cu absorbție, resorbție sau cu eiecție. ( $t_g > t_k > t_o$ ).

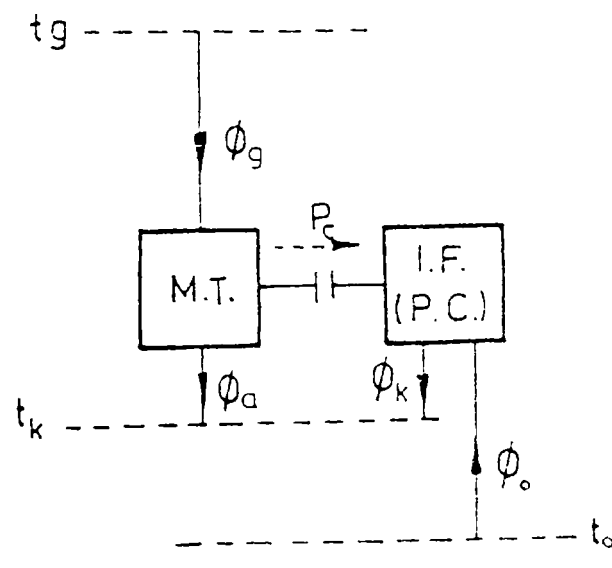


Fig.1.6. Schema fluxurilor energetice pentru instalația frigorifică (I.F.) sau pompa de căldură (P.C.) cu comprimare, acționate de motor termic (M.T.).

b) Temperatura sursei furnizoare de căldură este cuprinsă între temperaturile celorlalte două surse ( $t_k > t_g > t_o$ ).

Prin scăderea temperaturii fluxului de căldură  $\Phi_g$  de la  $t_g$  până la  $t_o$  se obține un efect motor necesar "pomparii" fluxului de căldură  $\Phi_k$  între temperaturile  $t_g$  și  $t_k$  (figurile 1.7 și 1.8). O asemenea instalație care realizează creșterea potențialului termic al surselor disponibile se numește *transformator de căldură*.



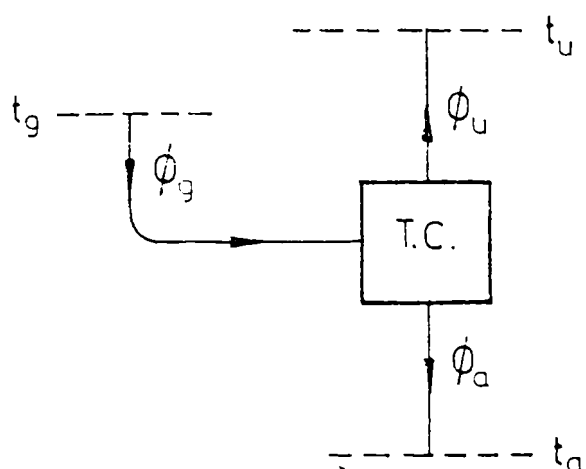


Fig.1.7. Schema fluxurilor energetice pentru transformatorul de căldură (T.C.) cu absorbție sau cu resorbție: ( $t_u > t_g > t_a$ ).

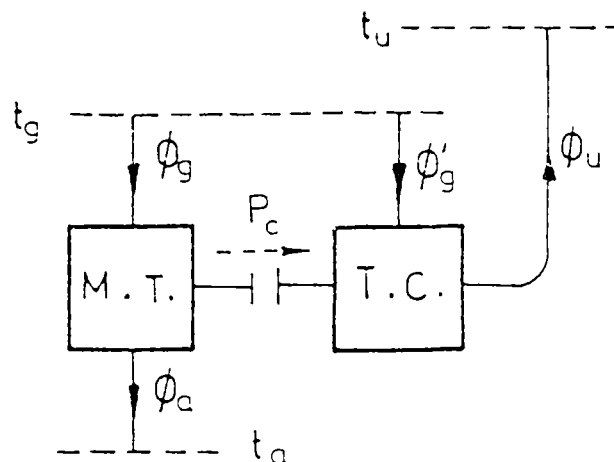


Fig.1.8. Schema fluxurilor energetice pentru transformatorul de căldură (T.C.) antrenat de motor termic (M.T.): ( $t_u > t_g > t_a$ ).

### 1.1.3. Recuperarea frigului exterior.

Este un mod de recuperare mai rar întâlnit, sau la care ne gândim mai puțin. Se pot întâlni următoarele situații:

a) – *Sisteme pasive* la care este nevoie de frig la niveluri de temperaturi superioare temperaturii sursei exterioare de frig, de exemplu:

- \* utilizarea frigului înmagazinat în aerul exterior rece pentru a extrage căldura din spațiile care trebuie răcite;
- \* utilizarea industrială, în schimbătoare de căldură, a frigului produs prin regazeificarea gazului natural lichefiat.

Frigul este utilizat la un nivel de temperatură mai ridicat ca cel corespunzător sursei exterioare, existând deci pierderi exergetice.

b) – *Sisteme termodinamice active*, pentru producere:

- \* fie de frig la temperaturi inferioare sursei externe de frig (sisteme frigorifice);
- \* fie de energie mecanică produsă grație diferenței de temperatură între această sursă de frig exterioară și o sursă de căldură disponibilă, cu temperatură mai ridicată (motor termic).

Exemplu: proiectul de producere de energie mecanică într-o centrală termodinamică de regazeificare a gazului natural lichefiat (terminalul Montoir de pe Loire).

#### 1.1.4. Producerea simultană și nesimultană de frig și de căldură.

Instalațiile frigorifice și pompele de căldură pot fi realizate pentru următoarele destinații:

a)–Să producă în mod esențial frig, ceea ce, în mod obișnuit, numim sistem frigorific. Pot fi studiate utilizările posibile de căldură ca "subprodus" pe care sistemul frigorific o degajă în mod natural.

b)–Să producă simultan, căldură și frig (sisteme mixte) :

\* în mod sucsesiv (alternativ), funcționând ca mașină frigorifică—vara și ca pompă de căldură—iarna;

\* simultan, prin extragerea căldurii de la mediul supus răcirii și cedarea căldurii unui mediu care trebuie încălzit. Un asemenea sistem se numește "termofrigopompă" (fig.1.4d).

c)–Să producă, în mod esențial căldură. Un asemenea sistem se numește "pompă de căldură". Pentru un asemenea sistem se poate considera frigul produs, ca un "subprodus".

##### 1.1.4.1 Sisteme destinate producerii esențiale de frig.

În cazul acestor sisteme se produce frig, iar căldura care poate fi recuperată constituie un "subprodus" și nu implică calitatea și continuitatea ciclului frigorific.

Temperatura mediului răcit,  $t_r$ , este fixată prin tehnologia de răcire și este, în general, puțin variabilă în timp. Temperatura de vaporizare a agentului este  $t_o = t_r - \Delta t_o$ .

Când nu se utilizează căldura de condensare la temperatura  $t_K$  atunci aceasta este evacuată în mediul ambiant cu temperatura  $t_a = t_K - \Delta t_K$ . Temperatura  $t_a$  este în general variabilă în timp, în special când se utilizează condensatoare cu aer. Variația temperaturii mediului ambiant produce variația simultană a temperaturii de condensare  $t_K$ .

Pentru a economisi energia necesară comprimării trebuie ca temperatura de condensare să fie cât mai scăzută posibil. Diferențele de temperaturi  $\Delta t_o$  și  $\Delta t_K$  sunt alese astfel încât să se obțină un optim economic între cheltuielile de investiții și cele de exploatare.

Dacă se dorește să se recupereze căldura ieșită din sistemul frigorific, este necesar să se asigure ridicarea temperaturii  $t_K$  peste temperatura  $t_i$  a mediului încălzit. Această temperatură  $t_i$  este în general mult mai stabilă și mai ridicată decât temperatura  $t_a$ , asigurându-se astfel producerea apei calde de spălat, a apei calde pentru încălzirea spațiilor etc.

Această creștere a temperaturii  $t_K$  conduce la scăderea coeficientului de performanță a sistemului frigorific, însă, pe ansamblu sistemului, acest coeficient crește.

– Dacă toată căldura cedată la temperatura  $t_i$  este utilizată pe parcursul întregului an, această recuperare poate fi rentabilă, ținând seama de investiția suplimentară necesară.

– Dacă căldura cedată este utilizată doar într-o parte din an (încălzirea locuințelor), rentabilitatea este aleatorie. În aceste situații, pentru perioada când nu se recuperează căldura se impune ca instalația frigorifică să beneficieze de temperatura de condensare cea mai scăzută posibil.

– Dacă numai o parte din căldură este utilizată la nivelul de temperatură  $t_i$ , va trebui în mod evident ca restul să fie cedată în mediul ambiant, la temperatura  $t_a$ , ceea ce antrenează o pierdere exergetică importantă datorată ecartului de temperatură ( $t_K - t_a$ ). Această pierdere este cu atât mai mare cu cât temperatura  $t_K$  este mai depărtată de temperatura  $t_a$  și cu cât fluxul de căldură cedat de sistemul frigorific la temperatura  $t_i$  este mai mic.

Pentru a elimina acest neajuns se poate utiliza o pompă de căldură auxiliară pentru ridicarea temperaturii fracției de căldură care trebuie recuperată (figura 1.9), funcționând între temperaturile:

$$t'_a < t_k \text{ și } t'_k > t_i$$

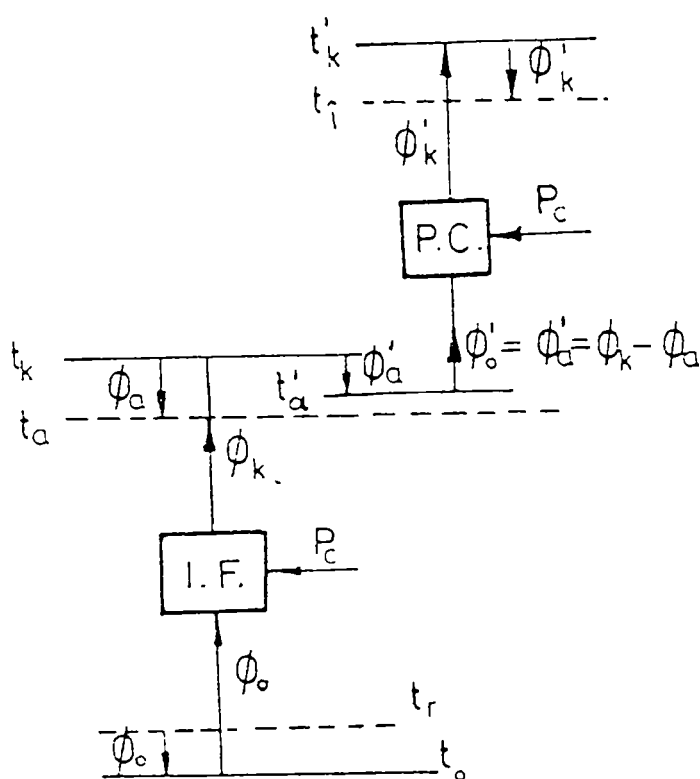


Fig.1.9. Ridicarea complementară a temperaturii cu ajutorul pompei de căldură auxiliare.

– Se stabilește economia de energie,  $E$ , exprimată în USD, economie realizată la cumpărarea de vectori energetici: gaz, combustibil, electricitate etc., grație utilizării recuperării de căldură din sistemul frigorific.

– Se calculează investiția suplimentară,  $I$ , pe care trebuie să o efectuăm: mașini mai puternice, schimbătoare de căldură, țevi, elemente de reglaj și securitate suplimentară.

– Pot să intervină și cheltuieli suplimentare de întreținere (mentenanță),  $M$ .

Economia anuală realizată este:

$$e = E - (I \cdot r + S + M) \quad [\text{USD/an}]$$

unde  $r$  este rata de amortizare.

#### 1.1.4.2 Sisteme mixte de producere atât de frig cât și de căldură

##### A) Producerea simultană: termofrigopompa

Problema esențială este corelarea puterilor frigorifice și de încălzire. Trebuie avute în vedere următoarele aspecte:

a) La utilizarea unei singure mașini frigorifice–pompa de căldură există două niveluri de temperaturi utile,  $t_o$  și  $t_k$ .

Într-o manieră generală trebuie să se asigure comunicarea termofrigopompei nu numai cu circuitele de utilizare a căldurii sau a frigului, dar și cu alte două surse termice (figura 1.10).

În cazul în care puterile termice recuperabile sunt foarte mici, se poate examina posibilitatea recuperării căldurii de la vaporii supraîncălziți refulați de compresor. Este în special cazul amoniacului la care datorită exponentului adiabatic mare, vaporii se încălzesc mult în timpul comprimării.

Studiul rentabilității recuperării de căldură cuprinde următoarele etape de calcul corespunzător unui an:

– Pentru noua temperatură de condensare impusă de recuperarea de căldură se calculează consumul suplimentar de energie,  $S$ , exprimat în USD a sistemului frigorific echipat cu dispozitive de recuperare:  $S = C_R - C_N$  [USD/an]

unde:

$C_R$  – consumul sistemului frigorific cu dispozitive de recuperare,  
 $C_N$  – consumul normal a sistemului frigorific fără aceste dispozitive.

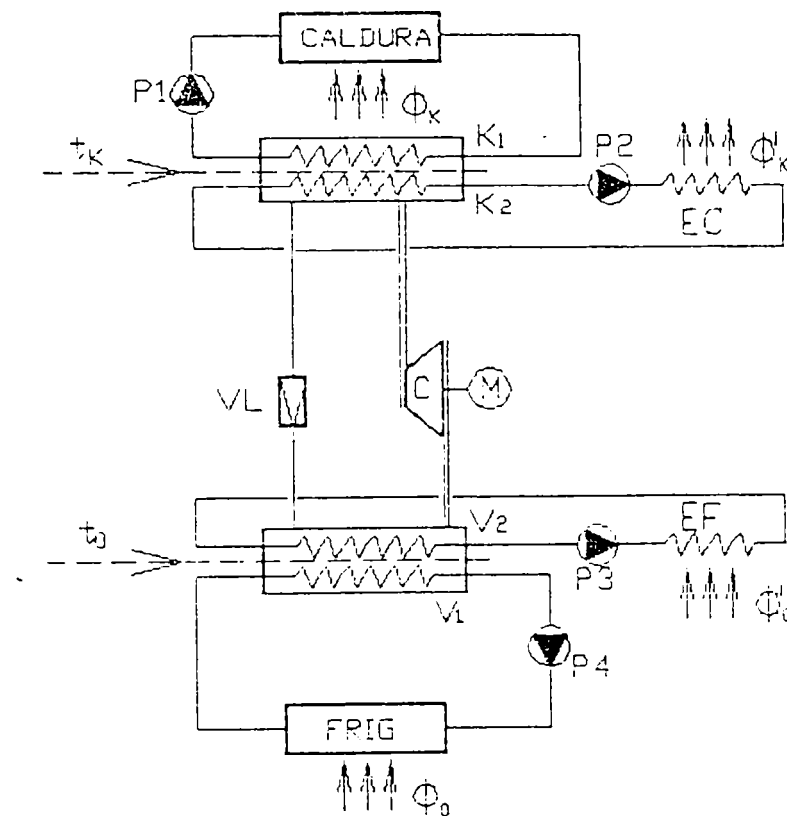


Fig. 1.10. Termofrigopompă prevăzută cu două schimbătoare de căldură complementare, EC și EF

\* O sursă de extragere a căldurii excedentare EC la sursa de încălzire. Este cazul în care necesarul de frig este important iar degajarea de căldură la sursa caldă este în exces în raport cu necesarul de de căldură;

\* O sursă exterioară de aport de căldură EF dacă necesarul de căldură este important, iar aportul de căldură la schimbătoarele de căldură de utilizare a frigului este insuficient.

Condensatorul este atunci format din două părți K1 și K2 și vaporizatorul este format tot din două grupuri V1 și V2.

b) Limitarea la maximum a pierderilor de căldură  $\Phi'_k$  către exterior.

Funcționarea termofrigopompei cu mai multe mașini independente poate reprezenta o soluție satisfăcătoare. Fiecare caz particular trebuie să fie examinat în condițiile lui specifice.

*B) Producerea succesivă a frigului și a căldurii.*

În practică se pot ivi cazuri în care cerințele de căldură și de frig apar în locuri apropiate sau identice, dar nu simultan, ci alternativ.

De exemplu, un local sau localuri diferite dar apropiate între ele trebuie să fie încălzite iarna și răcite vara. În această situație se poate folosi aceeași instalație care lucrează alternativ, iarna ca pompă de căldură și vara ca instalație frigorifică.

Se poate avea în vedere posibilitatea acumulării de frig sau de căldură ca o soluție convenabilă sub aspect economic.

Multe procese industriale cedează căldură în mediul ambiant la temperaturi suficient de mari față de temperatura acestuia și în cantități apreciabile pentru a face ca, recuperarea de căldură să fie atractivă sub aspect economic.

Căldura reziduală nerecuperată imediat este cedată în mediul ambiant și devine neutilizabilă. În cazul evacuării unor cantități însemnate de căldură în mediul înconjurător se

produce o poluare termică a acestuia. Căldura reziduală recuperată reduce în mod direct consumul de energie primară pe unitatea de produs obținut.

Considerînd că randamentul termic al celor mai eficiente instalații de putere cu abur este de 40%, cantitatea de căldură evacuată în atmosferă de aceste sisteme este de 60% sau mai mult.

Recuperarea cu succes a căldurii reziduale depinde atât de cantitatea, cât și de calitatea acesteia. Calitatea căldurii este determinată de temperatura sursei. Cu cât este mai mare temperatura, cu atât mai bună este calitatea energiei termice. Căldura reziduală la temperatură ridicată, de circa 1000 °C, este de calitate ridicată și asigură generarea energiei electrice și, în general, recuperarea în acest caz este foarte avantajoasă sub aspect economic. Cu toate acestea, cele mai mari cantități de căldură reziduală sunt evacuate la temperaturi sub 100 °C ca, de exemplu, aburul evacuat de la diferite procese industriale și apa de răcire de la motoarele cu ardere internă. La asemenea temperaturi scăzute este dificil de recuperat aceste energii de calitate redusă, într-un mod convenabil economic. Dintre diferitele sisteme, curent adoptate pentru recuperarea unor asemenea surse reziduale, pompele și transformatoarele de căldură cu absorbție sunt considerate a fi cele mai competitive. Ambele tipuri de instalații permit realizarea de economii însemnate de energie primară.

Practic, sistemele cu absorbție pot folosi orice fel de energie termică, incluzând căldura reziduală de la diferite procese tehnologice și de la motoare, cât și energia solară și energia geotermală.

Deși se pot extrage cantități însemnate de căldură reziduală de la anumite procese, nu totdeauna acestea au nivelul de temperatură necesar pentru aplicații industriale. Transformatoarele de căldură realizează ridicarea nivelului de temperatură al surselor termice reziduale, asigurând valorificarea acestora și reducerea consumului de combustibili.

Deși principiul de funcționare al pompelor de căldură cu absorbție a fost stabilit de la începutul acestui secol, ele se utilizează la scară industrială doar de circa 15 ani, cele mai multe fiind realizate în Japonia și Europa de Vest. Câteva studii recente au demonstrat clar că, pompele de căldură cu absorbție depășesc sub raport tehnic și economic alte metode de recuperare a căldurii reziduale.

Prin transformator de căldură se înțelege o instalație cu ajutorul căreia se asigură preluarea căldurii de la un mediu cu temperatură scăzută și cedarea acesteia unui mediu cu temperatură mai ridicată. Ca urmare, instalațiile frigorifice și pompele de căldură constituie transformatoare de căldură, dar, în prezenta lucrare, noțiunea de transformator de căldură va fi folosită pentru a defini o altă categorie de instalații, diferită din punct de vedere constructiv și funcțional de cele două tipuri de instalații, menționate mai sus.

Sistemele cu absorbție au un număr important de avantaje în comparație cu sistemele cu compresie mecanică de vapori: nu necesită compresoare, pot fi acționate cu energie termică de potențial scăzut, iar consumul de energie electrică pentru antrenarea pompelor este neînsemnat, au o durată mare de funcționare și o excelentă comportare în sarcină parțială; soluțiile de lucru folosite frecvent ca, bromura de litiu-apă și apă-amoniac nu distrug stratul de ozon. Sistemele cu absorbție captează atenția specialiștilor în tot mai mare măsură în special datorită acțiunii distructive asupra ozonului din stratosferă a agenților CFC (clor-fluor-carbon), folosiți în sistemele cu comprimare mecanică. În plus, răcirea prin absorbție este mult recomandată pentru a anula vârful de sarcină electrică cerut de răcirea din sezonul cald.

Sistemele cu absorbție vor câștiga importanță în viitor în domeniul răcirii, al condiționării aerului, al pompelor și transformatoarelor de căldură. Aceste instalații s-au dovedit sigure în multe aplicații, de mărimi variind în limite foarte largi, de la aplicațiile de uz casnic, de mici capacități, până la cele industriale, de capacități foarte mari.

Importanța sistemelor cu absorbție este dovedită prin numele firmelor constructoare: Ebara, Hitachi, Zosen, Kawasaki, Mitsubishi, Sanyo, Yazaki, (Japonia), Carrier, Trane (S.U.A), Borsig, Linde, GEA (Germania), Century (Coreea), Thermax (India), Entropie (Franța).

În ultimii ani au fost cercetate multe cicluri avansate pentru sistemele cu absorbție, încât domeniul lor de utilizare este în continuă creștere. În plus, cuplajele dintre sistemele cu absorbție și cele cu comprimare mecanică de vapori asigură îmbunătățirea sau înlocuirea sistemelor clasice cu absorbție sau compresie mecanică.

Scopul principal al acestui studiu este de a oferi suficiente date privind posibilitățile de ridicarea performanțelor sistemelor cu absorbție și de a evidenția cele mai performante astfel de sisteme care să asigure valorificarea cât mai eficientă a surselor termice reziduale.

Trebuie avut în vedere faptul că există o anumită experiență în construcția sistemelor cu absorbție la noi în țară, în special a instalațiilor frigorifice și a pompelor de căldură.

## **1.2. TIPURI DE INSTALATII FRIGORIFICE CU ABSORBTIE PERFORMANTE REALIZATE PE PLAN MONDIAL.**

În figura 1.11 se prezintă schemele fluxurilor energetice pentru cele trei categorii de instalații bazate pe procesul de absorbție.

Instalația frigorifică cu absorbție (I.F.) are rolul de a extrage fluxul de căldură  $\Phi_0$  de la un mediu răcit, cu temperatura  $t_r$  și de a-l ceda în mediul ambiant cu temperatura  $t_a$ , ( $t_a > t_r$ ), consumând în acest scop un flux de căldură  $\Phi_g$  de la sursa caldă, cu temperatura  $t_g$ , ( $t_g > t_a$ ). Efectul util este reprezentat prin fluxul de căldură  $\Phi_0$  numit putere frigorifică.

Pompa de căldură cu absorbție (P.C.A) folosește un flux de căldură  $\Phi_g$  de la o sursă caldă cu temperatura  $t_g$  în scopul extragerii de la sursa rece, reprezentată prin mediul ambiant cu temperatura  $t_a$ , a unui flux de căldură  $\Phi_a$ . Efectul util este reprezentat prin fluxul de căldură  $\Phi_i = \Phi_a + \Phi_g$  obținut la o temperatură intermediară  $t_i$ , ( $t_a < t_i < t_g$ ).

Transformatorul de căldură cu absorbție (T.C.A) utilizează un flux de căldură  $\Phi_{ag.uz}$  de la un agent termic uzat cu temperatura  $t_{ag.uz}$ . în scopul obținerii unui flux termic util  $\Phi_u$  la o temperatură  $t_u$  mai mare decât temperatura sursei termice folosite ( $t_u > t_{ag.uz}$ ). O altă parte din fluxul termic introdus este cedată mediului ambiant.

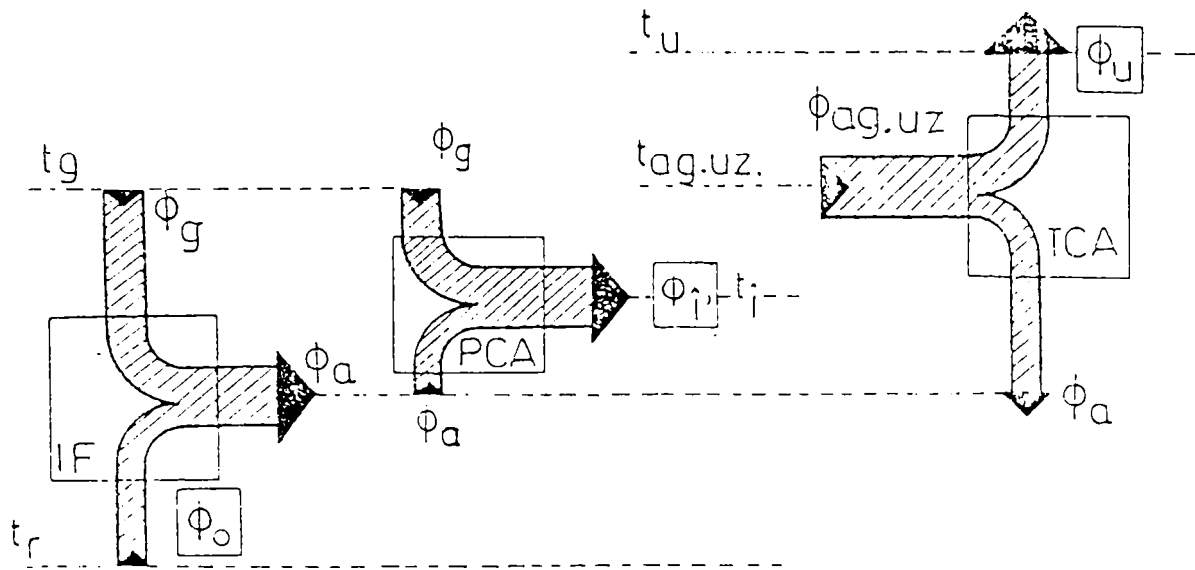


Fig. 1.11. Schema fluxurilor energetice pentru sistemele cu absorbție

### 1.2.1. CONSIDERATII ASUPRA SOLUTIILOR UTILIZATE ÎN INSTALATIILE FRIGORIFICE CU ABSORBTIE

În instalațiile frigorifice cu absorbție de putere frigorifică mare se utilizează soluții binare, care trebuie să îndeplinească o serie de cerințe:

a) Substanțele care constituie agentul frigorific trebuie să aibă valori convenabile pentru temperatura de vaporizare. *Temperatura de vaporizare* la presiunea normală nu trebuie să fie prea mare pentru a nu avea vid înaintat în vaporizator și absorbitor, care presupune construcții etanșe față de aerul atmosferic. Temperatura de vaporizare nu trebuie să aibă nici valori prea mici, pentru a nu rezulta presiuni de condensare mari, care implică aparate cu pereți groși, deci consum exagerat de metal.

b) *Temperatura soluției* la sfârșitul fierberii este indicat să aibă valori, pe cât posibil mai mici, pentru a se utiliza resursele energetice secundare de potențial scăzut, care sunt mai ieftine.

c) *Diferența dintre temperaturile normale de vaporizare ale celor doi componenți* trebuie să fie cât mai mare, pentru că, în acest caz, presiunea parțială a solventului în vaporii de agent frigorific este mică și deci, puritatea agentului frigorific separat în urma degazării în fierbător este mare. Dacă nu este îndeplinită această cerință, vaporii de agent frigorific (de exemplu, amoniac) antrenează și vaporii celuilalt component (de exemplu, apa), caz în care instalațiile trebuie să fie prevăzute cu o coloană de rectificare, ceea ce duce la creșterea atât a investițiilor, cât și a cheltuielilor de exploatare, deoarece apare un consum suplimentar de energie termică la fierbător și de asemenea un consum mai mare de apă de răcire.

d) *Densitatea soluției* trebuie să fie relativ mică pentru a avea un consum mic de energie la pompa de circulație a soluției și de asemenea pentru a obține pierderi hidraulice cât mai mici pe conducte și pe aparate.

e) *Viscozitatea dinamică a soluției* trebuie să fie cât mai mică pentru îmbunătățirea schimbului de căldură în aparate și pentru obținerea unor pierderi mici de presiune.

f) *Căldura specifică a soluției și căldura diferențială de amestec*, să aibă valori mici, iar *căldura latentă de vaporizare* trebuie să fie cât mai mare.

g) *Conductivitatea termică* trebuie să fie cât mai mare, pentru facilitarea schimbului de căldură în vederea reducerii suprafeței de schimb de căldură.

h) *Tensiunea superficială* trebuie să fie mică pentru a se asigura o capacitate mare de absorbție.

i) *Agentul frigorific și absorbantul* trebuie să fie stabili din punct de vedere chimic în domeniul de temperaturi de lucru, pentru ca soluția respectivă să fie schimbată cât mai rar. De asemenea se impune ca substanțele ce compun soluția să nu atace metalele cu care vin în contact și să nu fie nocive.

Practic se cunosc mai multe soluții binare care pot fi folosite în instalațiile frigorifice cu absorbție de tip industrial, dar nici unul dintre aceste cupluri nu răspunde la toate cerințele prezentate mai sus.

Soluțiile folosite în instalațiile frigorifice cu absorbție au fost împărțite în 5 grupe în funcție de natura agentului frigorific:

1) *Soluții apoase* în cadrul cărora intră cuplurile:  $H_2O - LiBr$ ,  $H_2O - LiCl$ ,  $H_2O - LiI$ ,  $H_2O - NaOH$ ,  $H_2O - LiCl - LiBr$ ,  $H_2O - HOOCH_2CH_2OH - LiBr$ .

În anul 1970, savanții japonezi Hasaba și Emura au realizat un număr mare de lucrări experimentale pentru determinarea proprietăților termofizice ale soluției  $H_2O - LiBr$ . De asemenea, o contribuție deosebită în acest domeniu a avut-o Usiukin, care a construit diagramele termice pentru acest cuplu, într-un domeniu larg de temperaturi și presiuni.

Avantajele pe care le prezintă soluția de *bromură de litiu-apă*:

– Este o soluție stabilă și absolut inofensivă, apa ca agent frigorific nu este toxică, inflamabilă și nici explozivă;

– Mașina cu bromură de litiu-apă se pretează foarte bine la reglarea puterii frigorifice (funcționează în sarcină parțială cu randament foarte bun);

– Sistemul preia rapid orice variație de sarcină termică exterioară;

– Căldura de dizolvare fiind scăzută (numai 15% din căldura latentă de vaporizare), răcirea absorbitorului este sensibil ameliorată;

Dintre inconvenientele cuplului  $H_2O - LiBr$  se pot reține:

– O mare agresivitate și proprietăți corosive în prezența oxigenului din aer;

– Vidul înaintat la care sunt supuse în permanență aparatele instalației implică o etanșeitate absolută.

În prezent există un material fundamentat, care poate fi așezat la baza proiectării și analizei instalațiilor cu absorbție cu soluție de  $H_2O - LiBr$ , a studierii proceselor în vederea îmbunătățirii schemelor și a construcției aparatelor.

Folosirea *soluției de clorură de litiu-apă* ( $H_2O - LiCl$ ) scade substanțial acțiunea de corodare asupra materialelor aparatelor. Și acest cuplu, ca și bromura de litiu-apă, se folosește pentru obținerea frigului la temperaturi mai mari de  $0^\circ C$ .

Cuplul  $H_2O - LiI$ , folosit pentru condiționarea aerului și pentru obținerea apei tehnologice reci, permite folosirea aburului de potențial termic scăzut, pentru încălzirea fierbătorului.

Soluția  $H_2O - NaOH$  este foarte corosivă încât, folosirea ei impune realizarea aparatelor din oțeluri inoxidabile, dar aceasta implică costuri de producție foarte mari.

Pentru lărgirea zonelor de lucru se recomandă soluțiile cu trei componenți. Astfel, adăugarea în soluția de  $H_2O - LiCl$  a sării de  $LiBr$  conduce la mărirea domeniului de temperaturi și presiuni de lucru.

2) *Soluțiile amoniacale* sunt:  $NH_3 - H_2O$  (soluția hidroamoniacală), metilamină-apă și etilamină-apă.

Soluția hidroamoniacală este cea mai răspândită soluție pentru instalațiile frigorifice cu absorbție datorită proprietăților termice și calorice bune. Este folosită atât în cadrul instalațiilor industriale cât și în răcitoarele mici, de uz casnic, cu gaz compensator.



Cercetările intense, care se fac spre a găsi alte soluții, sunt justificate prin faptul că acest cuplu ( $\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$ ) prezintă unele dezavantaje:

- Amoniacul este foarte toxic și de aceea nu se poate folosi soluția hidroamoniacală în instalațiile de condiționarea aerului;
- Presiunile de lucru din instalație sunt mari;
- La fierberea soluției hidroamoniacale, amoniacul (componentul ușor volatil) antrenează și apa, încât instalația trebuie să fie înzestrată, obligatoriu, cu coloană de rectificare.

Folosirea ca agent de răcire a metilaminei și a etilaminei micșorează toxicitatea și pericolul de explozii în comparație cu amoniacul, coboară presiunile de lucru din aparatele instalației cu absorbție, lărgeste domeniul posibil pentru temperatura agentului de încălzire,

Soluțiile metilamină–apă și etilamină–apă sunt recomandate, în special, pentru instalațiile de condiționarea aerului, fiind posibilă utilizarea agenților de încălzire de potențial termic scăzut.

3) *Soluțiile spirtoase* cuprind un alcool ca agent frigorific. Cel mai utilizat este alcoolul metilic care este ieftin, este stabil chimic și are proprietăți termofizice mai bune în comparație cu alți alcooli.

Alcoolul metilic se folosește ca agent frigorific în soluțiile:  $\text{CH}_3\text{OH--LiBr}$ ,  $\text{CH}_3\text{OH--ZnBr}_2$ ,  $\text{CH}_3\text{OH--LiBr--ZnBr}_2$ ,  $\text{CH}_3\text{OH--LiI--ZnBr}_2$ .

Aceste soluții permit obținerea în vaporizator a temperaturilor negative și lucrează la temperaturi de absorbție mari.

Prezintă și unele dezavantaje: viscozitate ridicată, care înrăutățește condițiile de circulație și concentrația maximă de sare în  $\text{CH}_3\text{OH}$ . În plus, aceste soluții sunt toxice.

Pentru înlăturarea acestor dezavantaje se recomandă folosirea soluțiilor cu trei componente:  $\text{CH}_3\text{OH--LiI--ZnBr}_2$  și  $\text{CH}_3\text{OH--LiBr--ZnBr}_2$ .

Prin adăugarea de  $\text{ZnBr}_2$  în soluția de  $\text{CH}_3\text{OH--LiBr}$  se micșorează viscozitatea acesteia, crește zona de concentrație, deși se înrăutățește puțin coeficientul frigorific al instalației cu absorbție.

4) *Soluțiile de freoni*. O propunere de folosire a freonului în instalațiile frigorifice cu absorbție a fost făcută de Telhoefer cu aproximativ 60 de ani în urmă.

În 1936 firma Williams (S.U.A.) a început să producă instalații cu absorbție industriale, de putere frigorifică între 20...70kW ce lucrau pe bază de freon 21–dimetil eter tetraetilenglicol. Acest cuplu nu este stabil din punct de vedere chimic la temperaturi înalte.

Unul dintre cei mai favorabili agenți frigorifici este freonul 22, caracterizat de proprietăți termodinamice bune și o înaltă stabilitate chimică.

S-au făcut studii asupra amestecurilor binare freon 22–eteretilenglicol, freon 11 și freon 12 în soluții care conțin atomi activi de azot, cum ar fi dimetilformamid și dietilformamid.

În 1966 a fost experimentată mașina frigorifică cu absorbție cu soluția de freon 22–izobutilacetat, de putere frigorifică relativ mică.

În urma observațiilor făcute pe instalații de laborator și industriale, Silverstov a recomandat folosirea pentru instalațiile frigorifice cu absorbție a soluției de freon 22–dibutilftalat. Pentru micșorarea viscozității acestei soluții și mărirea zonei de degazare Silverstov a adăugat la dibutilftalat și dimetilformamid.

Dintre soluțiile cu freoni, cea mai favorabilă apare soluția de freon 22– dimetil eter tetraetilenglicol, care nu necesită coloane de rectificare,

5) *Hidrocarburi*. S-au studiat cuplurile de heptan–butan normal, izobutilen–heptan și izobutan–heptan.

### 1.2.2. SOLUTII TEHNICE PRIVIND INSTALATIILE FRIGORIFICE CU ABSORBTIE

În domeniul instalatiilor frigorifice cu absorbție s-au impus două soluții binare: soluția hidroamoniacală cu care se asigură temperaturi sub  $0^{\circ}\text{C}$  și soluția de bromură de litiu-apă pentru realizarea temperaturilor mai mari de  $0^{\circ}\text{C}$ .

În cazul soluției hidroamoniacale se utilizează în mod obișnuit instalația frigorifică cu o treaptă, dar pot fi folosite și instalațiile cu două trepte, prezentate în literatura de specialitate și nău este cazul să mai fie descrise într-o asemenea lucrare. Vor fi însă prezentate scheme noi, propuse mai recent și care nu sunt suficient cunoscute și studiate. O asemenea instalație va fi studiată în detaliu în capitolul 5 (a se vedea figura.5.1). Cu o asemenea instalație se pot realiza temperaturi foarte scăzute, de până la  $-70^{\circ}\text{C}$ , cu coeficienți de performanță foarte buni.

Datorită efectelor pe care le au agenții frigorifici CFCs asupra mediului ambiant, a lipsei capacității electrice în perioadele de vârf de sarcină și a creșterii costului de construcție a noilor instalații cu comprimare mecanică de vapori a sporit interesul față de sistemele cu absorbție cu gaze de ardere. În ultimul deceniu, SUA, Europa și Japonia au depus eforturi pentru cercetări intense și dezvoltarea sistemelor cu absorbție, atât pentru aplicații de încălzire cât și de răcire. Cu câteva fabrici mari, Japonia a ocupat piața mondială, începând cu 1991 vânzările anuale de răcitoare cu absorbție depășesc 400 milioane de USD. Toate răcitoarele cu absorbție rezidențiale curente sunt bazate pe ciclul cu simplu sau cu dublu efect. Sistemele cu simplu efect (COP aproximativ 0,7) sunt sever limitate în capacitatea lor de a utiliza sursele de căldură de temperatură înaltă și sunt în particular potrivite pentru aplicațiile care folosesc căldura reziduală sau solară. Ciclul cu dublu efect are COP în jur de 1,2 și reprezintă un pas important în îmbunătățirea performanțelor peste ciclul de bază cu simplu efect.

#### *Sisteme cu dublu efect:*

Cu urmare a creșterii interesului față de ciclurile avansate cu absorbție, în ultimii câțiva ani a fost propusă o varietate de funcționări în trepte (Biermann 1984; Phillips 1984). Cele mai comune sisteme cu dublu-efect sunt bazate pe așa numitul ciclu cu efect dublu. Scopul principal al utilizării acestor sisteme este de a obține valori mai mari pentru COP decât este posibil cu sistemele cu o singură treaptă și când este disponibilă o sursă de căldură cu temperatura ridicată. Sistemul cu o singură treaptă nu se pretează la utilizarea surselor cu temperaturi mai mari decât o anumită valoare. Principiul sistemelor cu dublu efect este de a utiliza căldura evacuată din condensator pentru procesul de degazare dintr-un fierbător suplimentar, în felul acesta cantitatea de agent frigorific care participă la producerea frigului crește (aproximativ se dublează) fără consum de căldură din exterior. Astfel, sistemele cu dublu efect conțin două fierbătoare și două condensatoare, folosind o combinație de vaporizator/absorbitor. Condensatorul cu temperatură ridicată este cuplat cu fierbătorul de temperatură scăzută. Sunt posibile trei metode de cuplare a unităților sistemelor cu dublu efect, care sunt prezentate în figurile următoare (Biermann 1984):

(1) cu circulația în serie, la care întreaga cantitate de soluție curge de la absorbitor la fierbătorul de temperatură scăzută, de acolo la fierbătorul de înaltă temperatură și înapoi la absorbitor (figura 1.12); acest sistem va fi numit "serie tip I". Absorbitorul Ab și condensatorul K1 sunt răcite prin cedare de căldură direct în mediul ambiant. Fierbătorul F2 este încălzit din exterior, deci prin recuperare de căldură de la o sursă termică exterioară. Vaporizatorul V asigură transferul de căldură de la mediul răcit la agentul frigorific. Căldura cedată de condensatorul K2 este utilizată de fierbătorul F1, deci între cele două aparate se realizează regenerarea de căldură. Cuplarea între condensatorul K2 și fierbătorul F1 se poate realiza fie prin intermediul unei bucle de fluid care asigură transferul de căldură între cele două aparate,

fie prin realizarea în cadrul unui singur aparat a perechii respective în care să se asigure transferul de căldură direct de la agentul care condensează la soluția care absorbe vaporii. La această instalație întreaga cantitate de soluție rezultată în absorbitor este circulată la fierbătorul F1, iar soluția rezultată în urma fierberii în F1 este circulată la fierbătorul cu temperatura mai ridicată F2. Soluția concentrată și fierbinte rezultată în fierbătorul F2 circulă în sens invers, spre absorbitorul Ab parcurgând regeneratoarele SS1 și SS2 în care se asigură încălzirea soluțiilor care circulă de la absorbitor către fierbătorul F2.

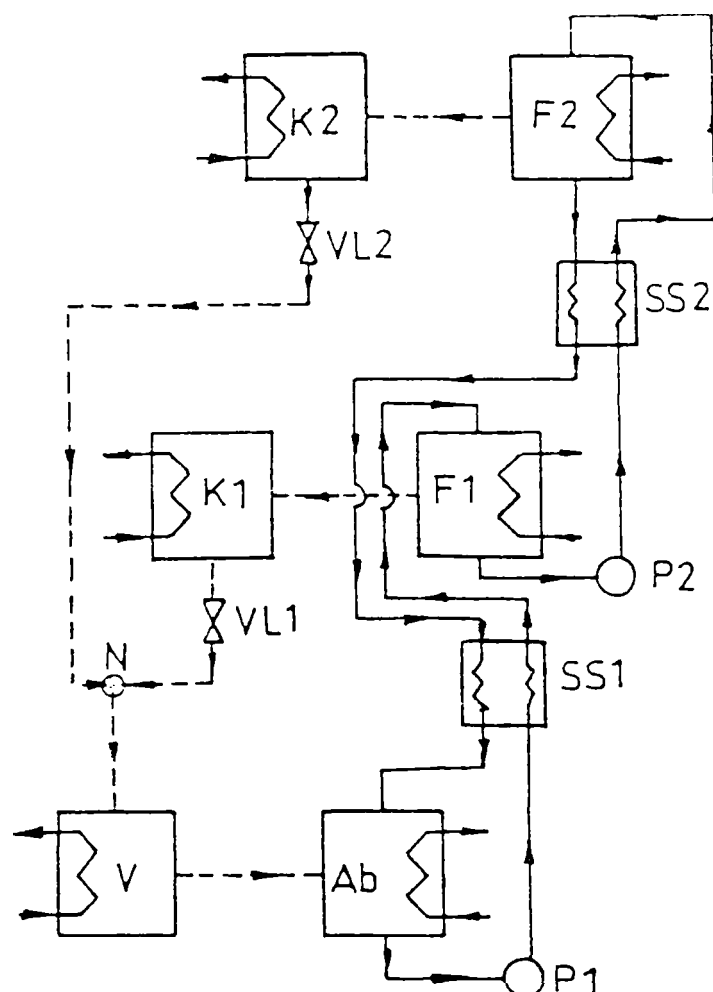


Fig. 1.12. Schema instalației de răcire cu dublu efect, cu circulația în serie (tip I)

V- vaporizator; Ab- absorbitor; K1, K2- condensatoare; F1, F2- fierbătoare; SS1, SS2- schimbătoare de căldură de tip regenerativ între soluții; P1, P2- pompe; VL1, VL2- ventile de laminare.

(2) cu circulația în serie unde întreaga cantitate de soluție de la absorbitor curge mai întâi prin fierbătorul de temperatură ridicată, apoi la fierbătorul de temperatură joasă și înapoi la absorbitor (figura 1.13); acest sistem se va numi "serie tip II".

(3) cu circulația în paralel, unde soluția care părăsește absorbitorul este împărțită la cele două desorbitoare (figura 1.14).

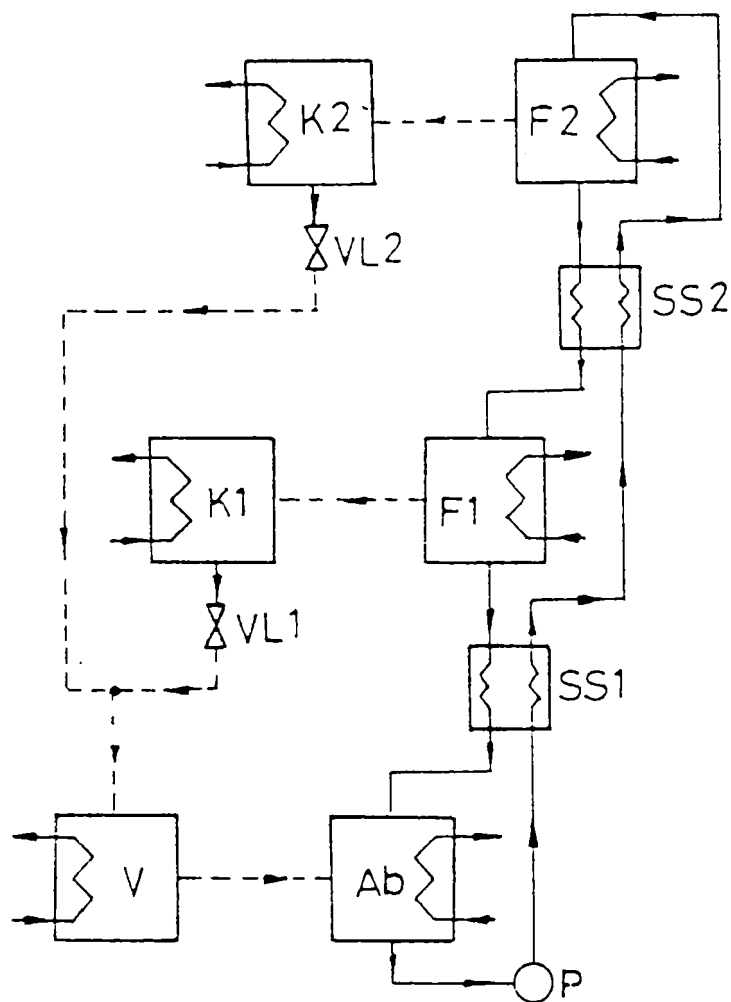


Fig.1.13. Schema instalației de răcire cu dublu efect, cu circulația în serie (tip II)

V- vaporizator; Ab- absorbitor; K1, K2- condensatoare; F1, F2- fierbătoare; SS1, SS2- schimbătoare de căldură de tip regenerativ între soluții; P- pompă; VL1, VL2- ventile de laminare.

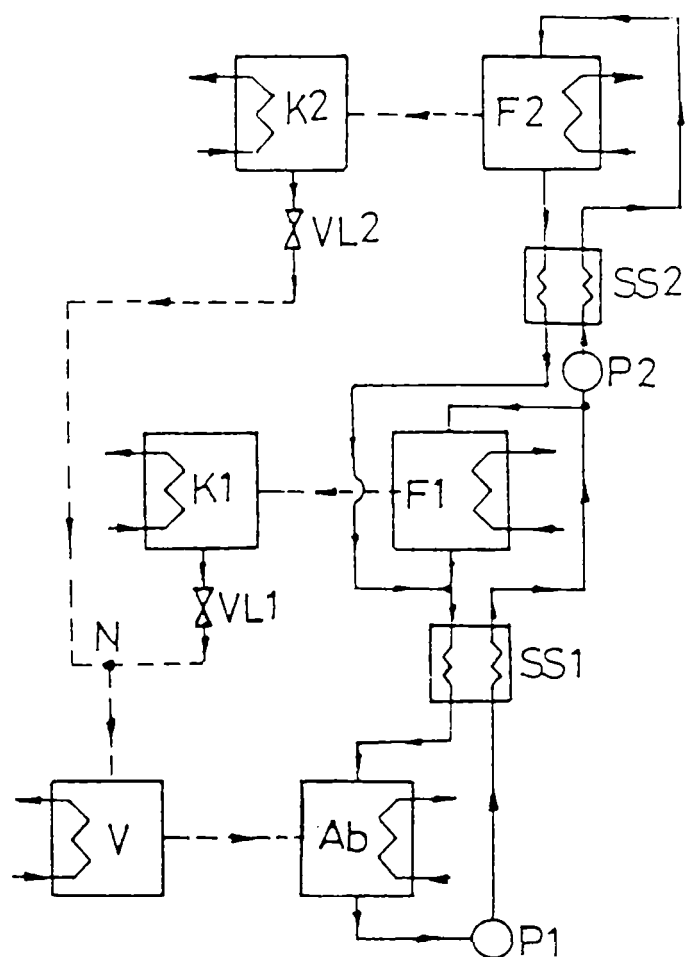


Fig.1.14. Schema instalației de răcire cu dublu efect, cu circulația în paralel.

V- vaporizator; Ab- absorbitor; K1, K2- condensatoare; F1, F2- fierbătoare; SS1, SS2- schimbătoare de căldură de tip regenerativ între soluții; P1, P2- pompe; VL1, VL2- ventile de laminare.

În figura 1.15 se prezintă schema de dispunere a aparatelor instalației cu bromură de litiu-apă cu dublu efect cu circulația în paralel.

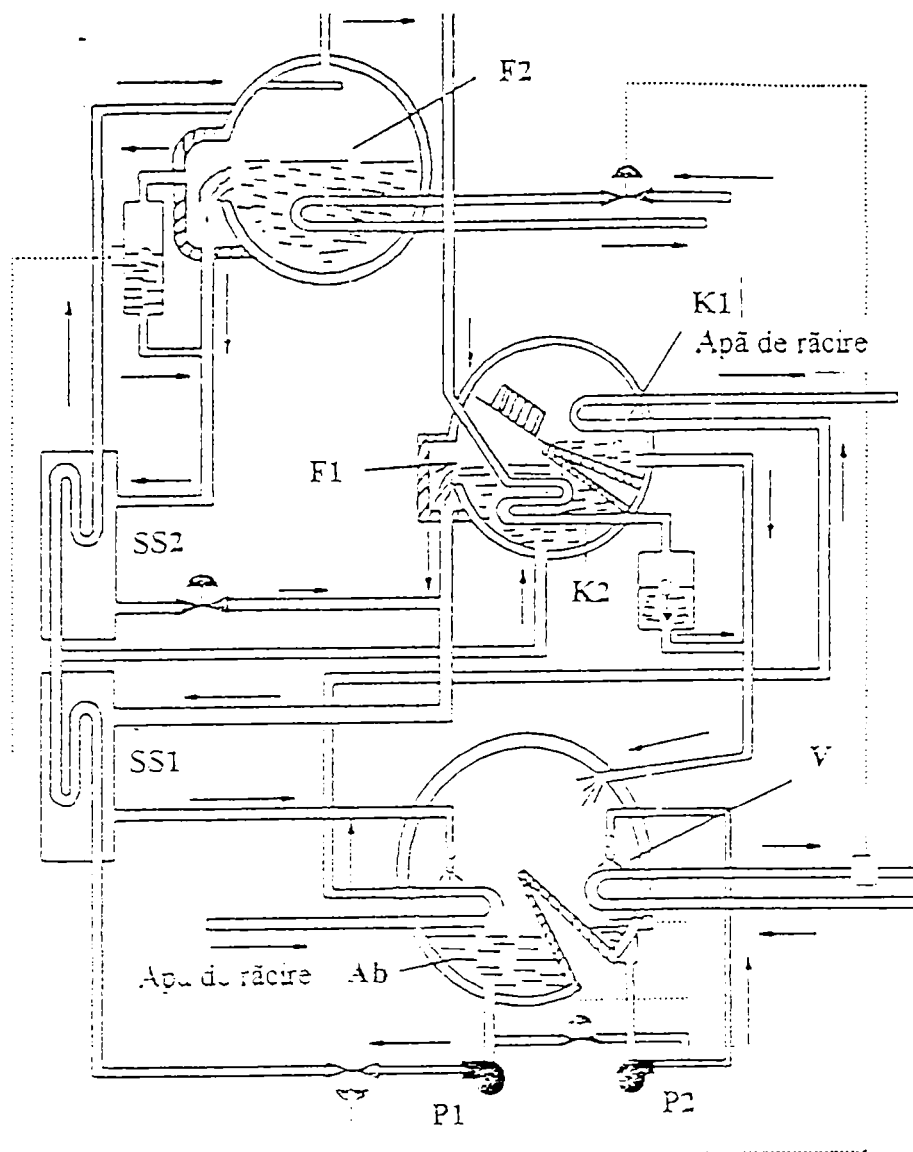


Fig. 1.15 Schema de dispunere a aparatelor instalației cu bromură de litiu-apă cu dublu efect, cu circulația în paralel.

### Sisteme cu triplu efect:

În încercarea de a îmbunătăți utilizarea surselor de căldură de temperatură ridicată cu ajutorul sistemelor cu absorbție, a fost studiată o varietate de cicluri cu *triplu efect*, care sunt capabile de performanțe substanțial îmbunătățite față de ciclurile echivalente cu dublu efect. Dintre asemenea cicluri propuse se menționează:

(1) ciclul cu triplu efect cu trei condensatoare/trei desorbitoare (fierbătoare) (3K3F), (Oouchi 1985), format dintr-o extensie a ciclului convențional cu dublu efect, cuprinzând un vaporizator, un absorbitor, trei condensatoare, trei fierbătoare. La aceste sisteme se recuperează căldura de la fiecare dintre condensatoarele cu temperatură ridicată cu ajutorul fierbătoarelor de temperaturi mai scăzute.

Figura 1.16 prezintă schematic instalația de răcire cu bromură de litiu-apă cu triplu efect cu trei condensatoare și trei fierbătoare (3K3F), care reprezintă o extensie a ciclului convențional cu dublu efect. Sistemul are 16 componente sau subunități. Absorbitorul Ab și condensatorul K1 sunt răcite prin cedare de căldură direct în mediul ambiant. Fierbătorul F3 este încălzit din exterior, deci prin recuperare de căldură de la o sursă termică exterioară. În vaporizatorul V se produce apă rece. Căldura cedată de condensatorul K2 este utilizată de fierbătorul F1, deci între cele două aparate se realizează regenerarea de căldură. În mod asemănător, între condensatorul K3 și fierbătorul F2 se produce o regenerare de căldură, dar la un nivel de temperatură mai ridicat față de aparatele K2 și F1. Cuplarea între fiecare pereche de condensator-fierbător se poate realiza fie prin intermediul unei bucle de fluid care asigură transferul de căldură între cele două aparate, fie prin realizarea în cadrul unui singur aparat a perechii respective în care să se asigure transferul de căldură direct de la agentul care condensează la soluția care absorbe vaporii. Întreaga cantitate de soluție rezultată în absorbitor este circulată la fierbătorul cu temperatura cea mai scăzută F1. Soluția rezultată în urma

fierberii în F1 este circulată la fierbătorul cu temperatura mai ridicată F2. Soluția concentrată obținută în fierbătorul F2 este circulată la fierbătorul F3 cu cea mai ridicată temperatură. Soluția concentrată și fierbinte rezultată în fierbătorul circulează în sens invers, spre absorbitorul Ab parcurgând regeneratoarele SS1, SS2 și SS3 în care se asigură încălzirea soluțiilor care circula de la absorbitor către fierbătorul F3. Acest mod de circulație a soluțiilor implică utilizarea a trei pompe. Este posibil un mod de circulație în serie la care soluția săracă de la absorbitor este introdusă mai întâi în fierbătorul F3 cu temperatura ridicată și apoi parcurge fierbătoarele F2 și F1 înainte de a fi returnată la absorbitorul Ab. La o asemenea instalație este necesară o singură pompă de soluție.

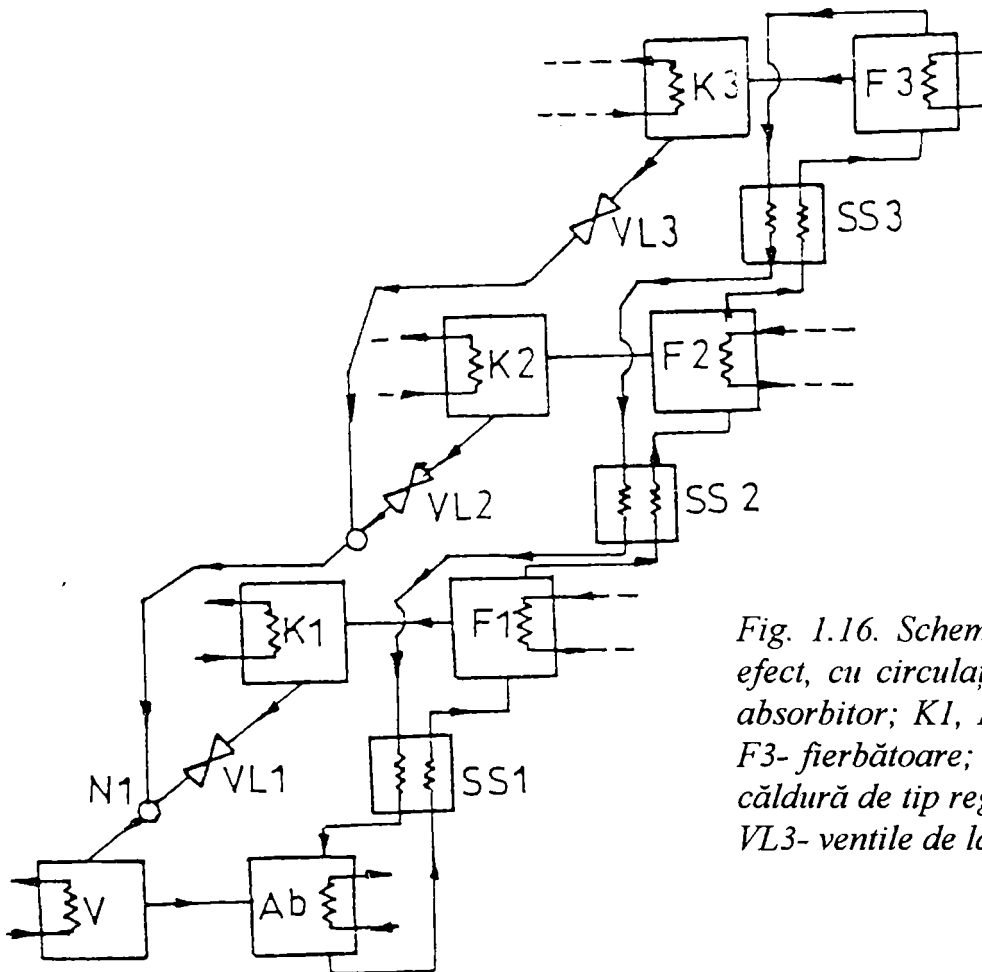


Fig. 1.16. Schema instalației de răcire cu triplu efect, cu circulația în serie. V- vaporizator; Ab- absorbitor; K1, K2, K3- condensatoare; F1, F2, F3- fierbătoare; SS1, SS2, SS3- schimbătoare de căldură de tip regenerativ între soluții; VL1, VL2, VL3- ventile de laminare; N1, N2 - noduri.

Figura 1.17 prezintă același ciclu cu circulația în paralel, unde soluția săracă de la absorbitor este împărțită între cele trei fierbătoare prin nodurile N2 și N3. Pe circuitul de retur a soluției de la fierbătorul F3 la absorbitor apar nodurile N4 și N5.

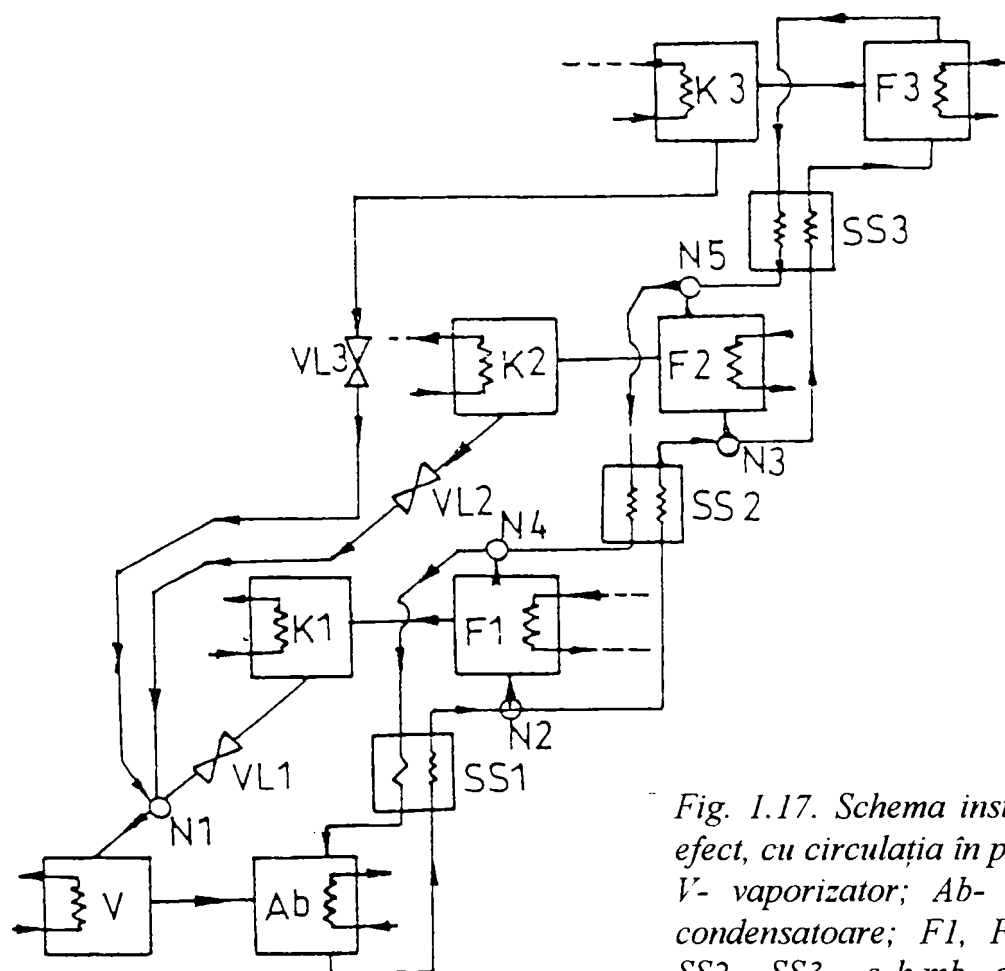


Fig. 1.17. Schema instalației de răcire cu triplu efect, cu circulația în paralel.

V- vaporizator; Ab- absorbitor; K1, K2, K3- condensatoare; F1, F2, F3- fierbătoare; SS1, SS2, SS3- schimbătoare de căldură de tip regenerativ, între soluții; VL1, VL2, VL3- ventile de laminare; N1, N2, N3, N4, N5 - noduri.

(2) ciclul recent propus, cu condensator dublu cuplat (DCC), (Miyoshi și al. 1985; Bierman și De Vault 1992; De Vault și Grossman 1992), care recuperează căldura de la condensatul cald care părăsește condensatoarele de temperatură ridicată și o introduce în fierbătorul de temperatură mai scăzută. În figurile 1.18 și 1.19 se prezintă schemele sistemelor DCC. În comparație cu figurile 1.16 și 1.17 la aceste scheme intervine suplimentar schimbătorul de căldură recuperativ Sr care subrăcește condensatul rezultat în condensatorul K3 cu temperatura cea mai ridicată. Lichidul care circulă prin K2 preia căldura de condensare de la acest aparat, circulă apoi și prin aparatul Sr în care continuă să se încălzească și transferă toată căldura preluată la fierbătorul F1. Efectul principal al acestei recuperări este de furnizare a unei puteri frigorifice mai mari fără o cheltuială suplimentară de agent termic la fierbătorul cu temperatură ridicată F3.

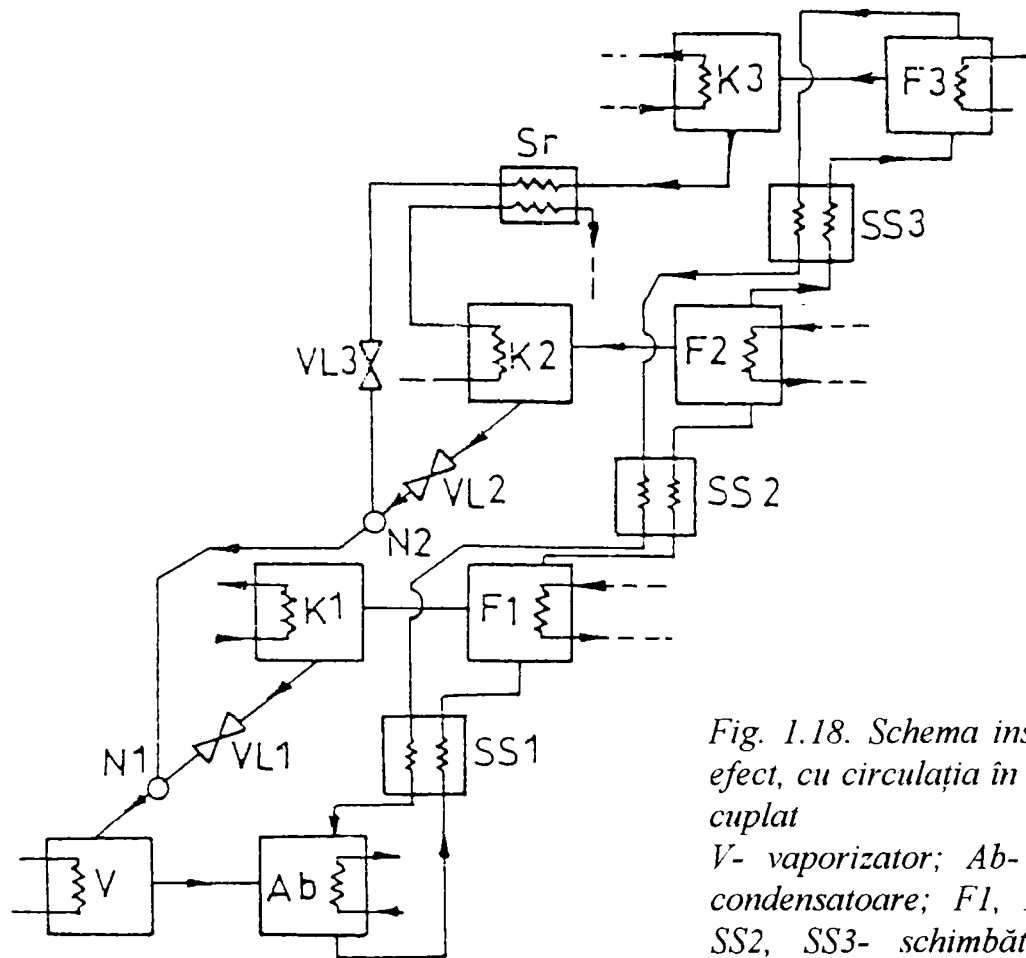


Fig. 1.18. Schema instalației de răcire cu triplu efect, cu circulația în serie, cu condensator dublu cuplat

V- vaporizator; Ab- absorbitor; K1, K2, K3- condensatoare; F1, F2, F3- fierbătoare; SS1, SS2, SS3- schimbătoare de căldură de tip regenerativ, între soluții; Sr- subrăcitor; VL1, VL2, VL3- ventile de laminare; N1, N2 - noduri.

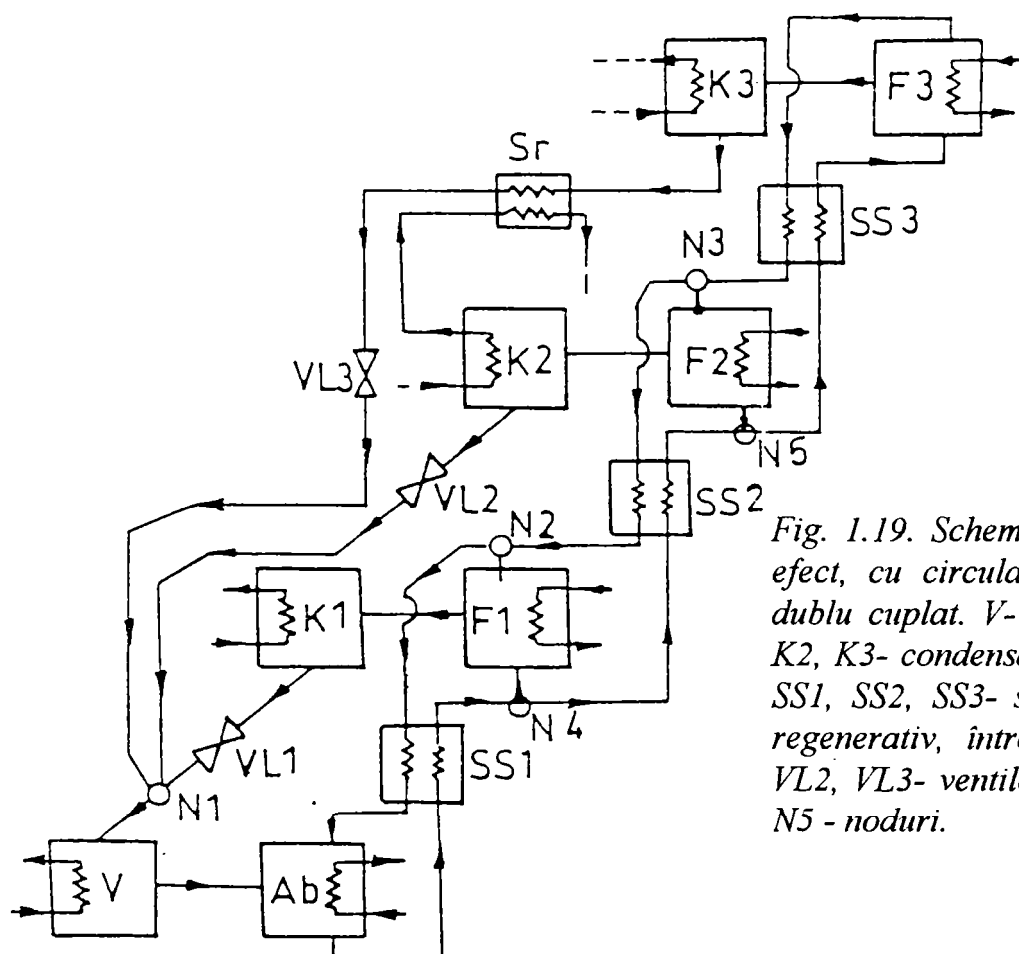


Fig. 1.19. Schema instalației de răcire cu triplu efect, cu circulația în paralel, cu condensator dublu cuplat. V- vaporizator; Ab-absorbitor; K1, K2, K3- condensatoare; F1, F2, F3- fierbătoare; SS1, SS2, SS3- schimbătoare de căldură de tip regenerativ, între soluții; Sr- subrăcitor; VL1, VL2, VL3- ventile de laminare; N1, N2, N3, N4, N5 - noduri.



O variantă a sistemului DCC este prezentată în figura 1.20, fiind notat de Grossman DCCA (DCC alternativ). Acest sistem cu circulație în paralel este foarte asemănător celui din figura 1.19, dar nu mai folosește recuperatorul  $S_r$  și are performanțe mai bune (Grossman 1984).

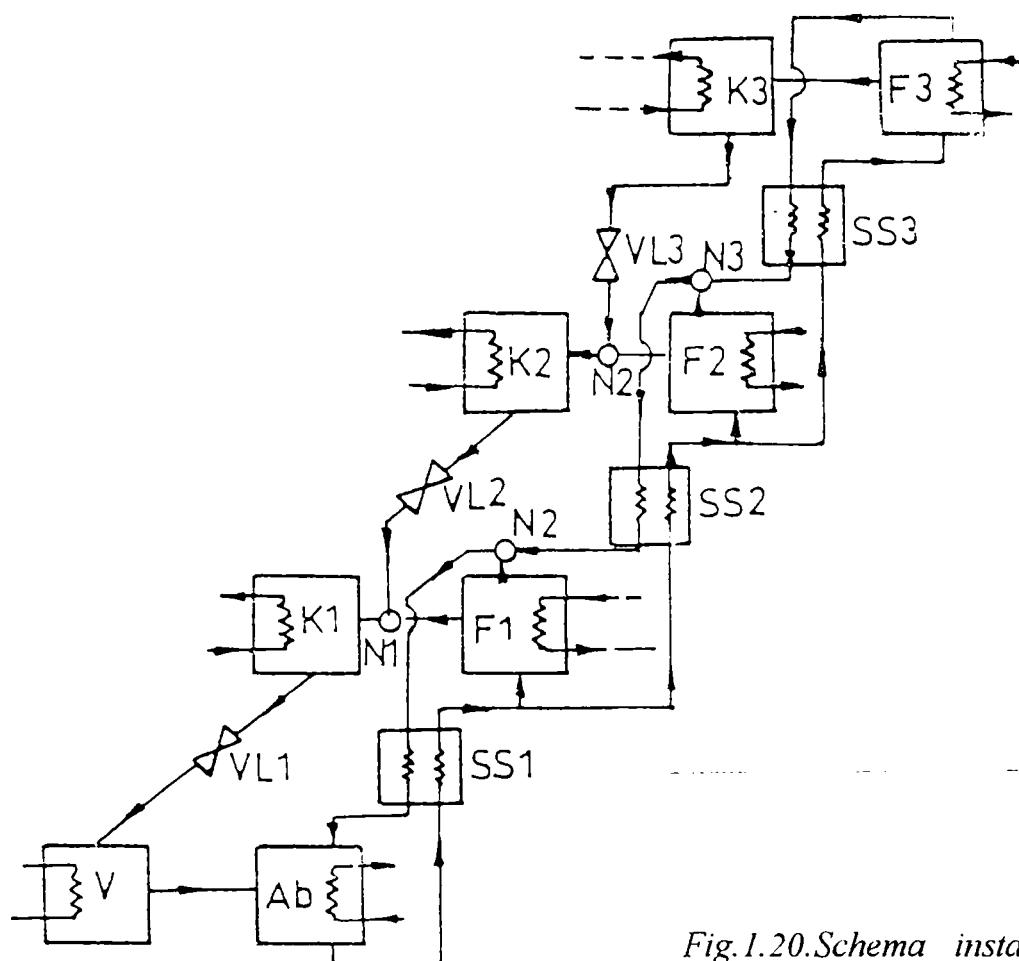
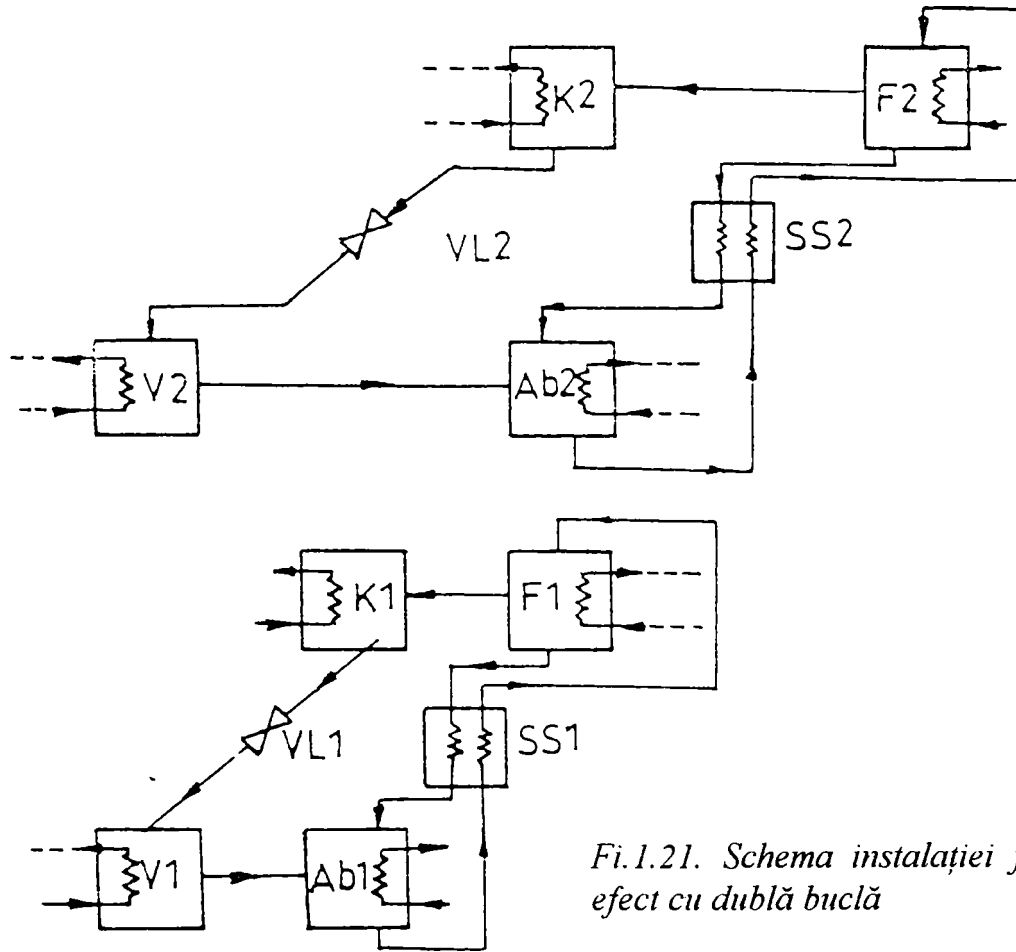


Fig.1.20.Schema instalației DCCA, cu triplu efect, cu circulația în paralel.

(3) ciclul cu triplu efect cu dublă buclă (De Vault 1988), cuprinzând două bucle complete cu simplu efect. Căldura de la condensatorul și absorbitorul unei bucle este recuperată de către desorbitorul celeilalte bucle. Sistemul generează efect de răcire la vaporizatoarele ambelor bucle (figura 1.21). Un asemenea ciclu în care sunt combinați sorbenții solizi și sorbenții lichizi a fost propus și studiat de Ziegler în 1985. Un asemenea sistem a fost construit și testat în laborator folosind zeolit-apă în treapta de temperatură înaltă și bromură de litiu-apă în treapta de temperatură scăzută. Ciclul constă în două bucle cu simplu efect separate, una având un interval de temperaturi mai larg decât cealaltă. Căldura este recuperată de la condensatorul și absorbitorul din bucla superioară de către fierbătorul din bucla inferioară.

Alte configurații cu triplu-efect sunt posibile teoretic (Alefeld 1985) dar sunt mai puțin potrivite pentru aplicațiile de răcire a aerului condiționat.

Ciclurile cu triplu efect sunt adesea caracterizate în funcție de numărul de unități de schimb de căldură conținute (de exemplu două condensatoare și două desorbitoare, etc.). Această caracterizare dă o măsură asupra complexității sistemului. De asemenea important este numărul de pompe, numărul de niveluri de presiuni și temperaturi și mărimea câmpului de concentrații.



Fi.1.21. Schema instalației frigorifice cu triplu efect cu dublă buclă

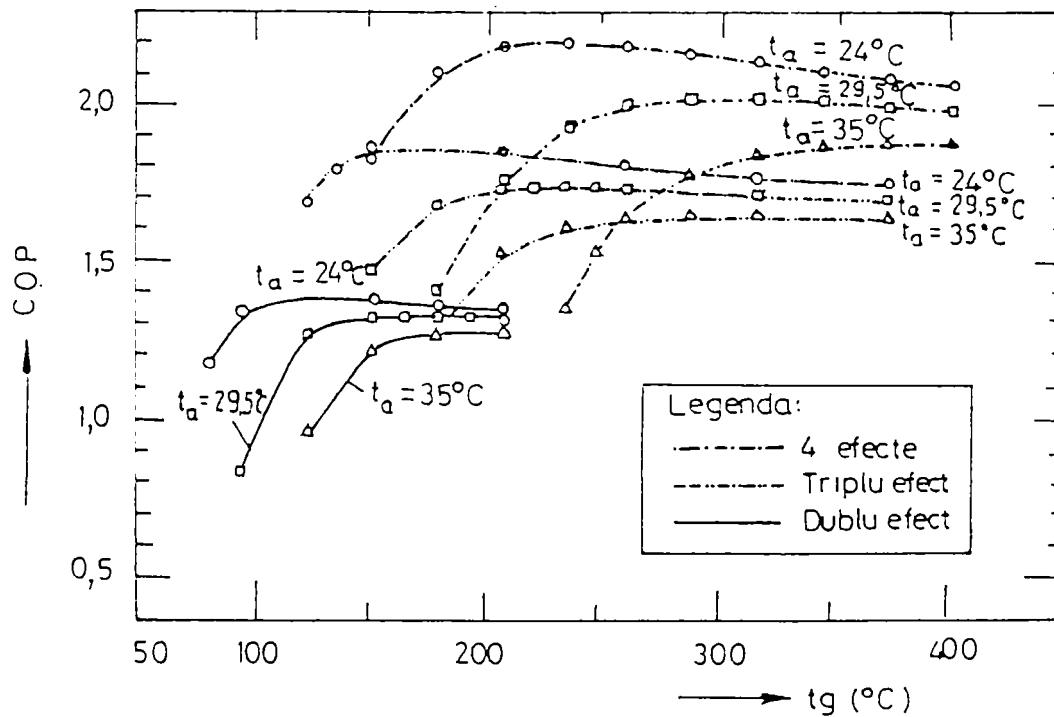


Fig 1.22. Coeficientul de performanță (COP) pentru sistemul cu bromură de litiu-apă cu dublu efect, triplu efect și cu patru efecte la curgerea în paralel DCC în funcție de temperatura fluxului de căldură utilizat,  $t_g$ , pentru diferite temperaturi ale apei de răcire ( $t_a$ ) și pentru temperatura apei reci obținute fixată la valoarea de 7,2 C.

Au fost propuse și investigate sistemele cu *patru efecte*, mult mai complicate sub aspect constructiv dar cu performanțe mai bune.

În figura 1.22 se prezintă valorile pentru coeficientul de performanță pentru sistemele cu efect dublu, cu efect triplu și cu patru efecte (Grosman 1995). Se observă că odată cu creșterea numărului de efecte crește intervalul pentru temperatura sursei calde utilizate, dar crește și COP. Cum era de așteptat, COP crește la scăderea temperaturii de condensare. Toate calculele au fost efectuate pentru diferite temperaturi ale apei de răcire ta și pentru obținerea apei reci cu temperatura de 7,2 C.

### Utilizarea pompelor de căldură

Pompele de căldură pot valorifica căldura la nivele termice de 10...60 °C pentru a realiza, la consumator, nivele termice maxime de 40...90 °C. Pot utiliza abur uzat sau secundar, apă caldă, aer cald, deseuri calde evacuate, lichide tehnologice calde. Pompele de căldură pot fi folosite în următoarele scopuri: încălzirea diverselor spații tehnologice și a locuințelor, producerea de apă caldă tehnologică și menajeră, încălzirea aerului pentru uscare etc.

Pe plan mondial, pompele de căldură cu absorbție cu soluție hidroamoniacală sau bromură de litiu-apă si-au găsit diverse utilități: condiționarea aerului în hoteluri, prepararea apei calde menajere, încălzirea serelor etc.

În [12] este prezentat un model comercial compact, obținut prin îmbunătățirea construcției clasice de pompă de căldură cu absorbție cu soluție hidroamoniacală. Instalația de pompă de căldură propusă (figura 1.23) prezintă următoarele particularități:

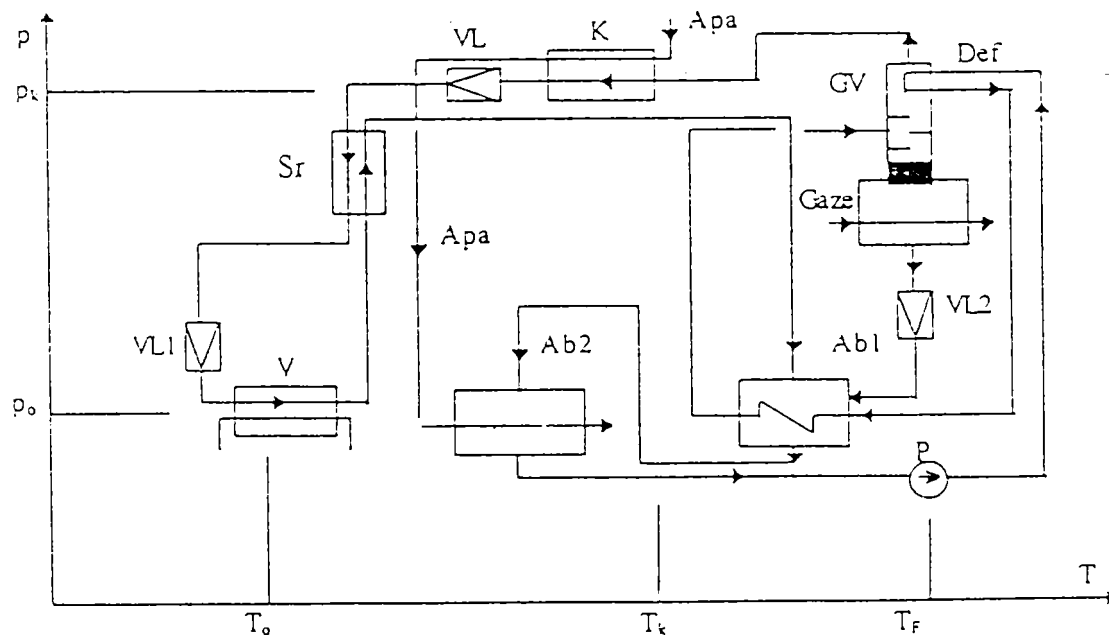


Fig.1.23. Schema instalației de pompă de căldură cu absorbție:

*K- condensator; GV- generator de vapori; Def- deflegmator; Sr- subrăcitor; Ab1, Ab2- absorbtoare; V- vaporizator; P- pompă de circulație; VL- ventil de laminare.*

- generatorul de vapori are o construcție specială, agentul de încălzire fiind gazele de ardere;

- absorbitorul cuprinde două părți distincte: absorbitorul de joasă temperatură, Ab2, răcit cu apă și absorbitorul de înaltă temperatură, Ab1, răcit cu soluție bogată;
- prin preîncălzirea soluției bogate în Ab1 este eliminat schimbătorul de căldură soluție-soluție;
- între condensatorul K și subrăcitorul Sr se introduce un ventil de laminare suplimentar, VL, din considerente legate de controlul procesului din pompa de căldură.

În țara noastră au fost construite pompe de căldură cu absorbție și resorbție care recuperează căldura apei calde rezultată din diverse procese industriale.

Pompa de căldură cu absorbție-resorbție montată la S.C. Danubiana S.A. (figura 1.24) recuperează căldura apei din procesele industriale, cu temperaturi de cca. 25°C. Generatorul de vapori este încălzit cu abur de joasă presiune. Preluând căldura din resorbitor, absorbitor și deflegmator, se obține un debit de cca. 147 m<sup>3</sup>/h apă caldă cu temperatura de 70°C, utilizată pentru încălzire.

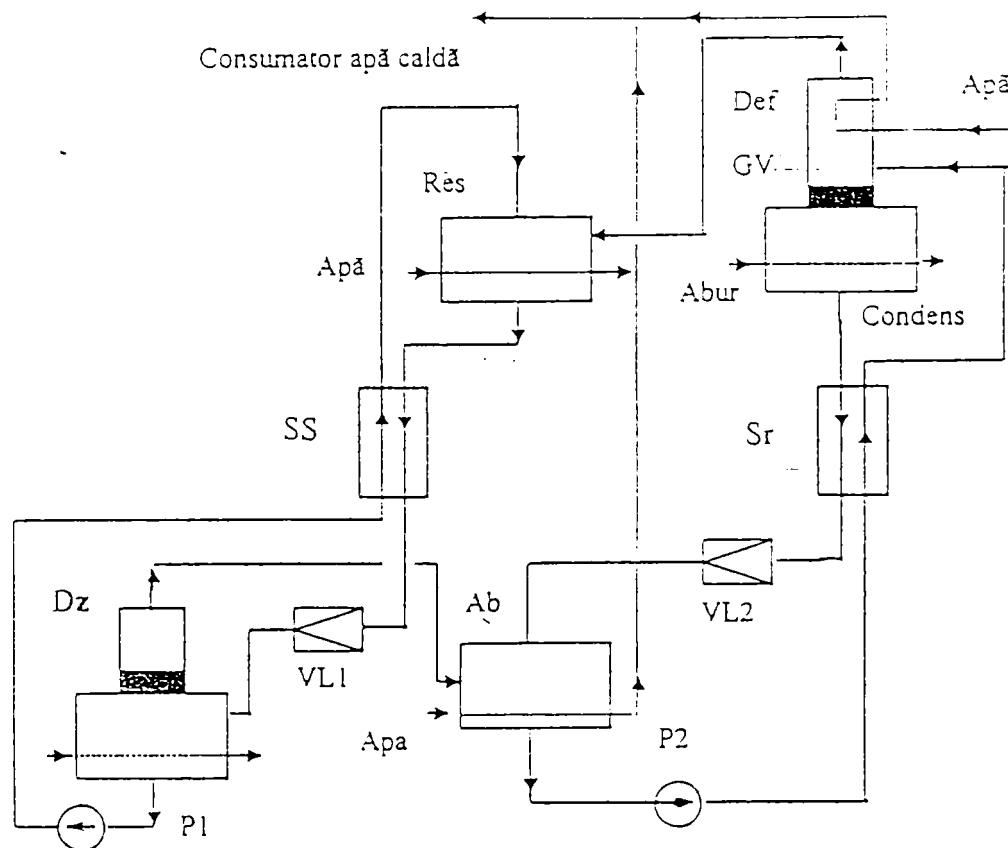


Fig. 1.24 Schema pompei de căldură cu absorbție-resorbție.

GV- generator de vapori; Def- deflegmator; Res- resorbitor; SS- schimbător de căldură de tip regenerativ între cele două soluții; Sr- subrăcitor; Dz- degazor; Ab- absorbitor; P- pompă de circulație; VL- ventil de laminare.

Pompa de căldură cu comprimare-resorbție montată la S.C. FAUR S.A. București (figura 1.25) recuperează căldura apei de răcire a compresoarelor, cu temperaturi de cca. 30..35 °C. Compresorul este cu piston, orizontal, fără ungere. Pompa de căldură este prevăzută și cu un schimbător de căldură cu recuperare directă, R1, care preia cca. 500m<sup>3</sup>/h apă din debitul disponibil. Vaporizatorul Dz al pompei de căldură preia cca. 800m<sup>3</sup>/h apă din debitul disponibil. Apa rece cu debitul de 125 m<sup>3</sup>/h și temperatura de 10 °C este încălzită în schimbătorul de căldură recuperativ R1 până la 30°C și apoi, în schimbătorul de căldură intermediar, R2, până la 70 °C cu ajutorul apei de răcire a resorbitorului. Apa caldă obținută

este utilizată pentru încălzirea a cca 8000 de locuințe din cartier și drept apă caldă menajeră. Rezervorul de acumulare de cca. 1000 m<sup>3</sup>, montat în punctul termic, are rolul de a corela producția continuă de apă caldă cu consumul acesteia. puterea termică totală recuperată este estimată la 7100 kW, din care 4200 kW, în pompa de căldură și 2900 kW, în schimbătorul de căldură recuperativ.

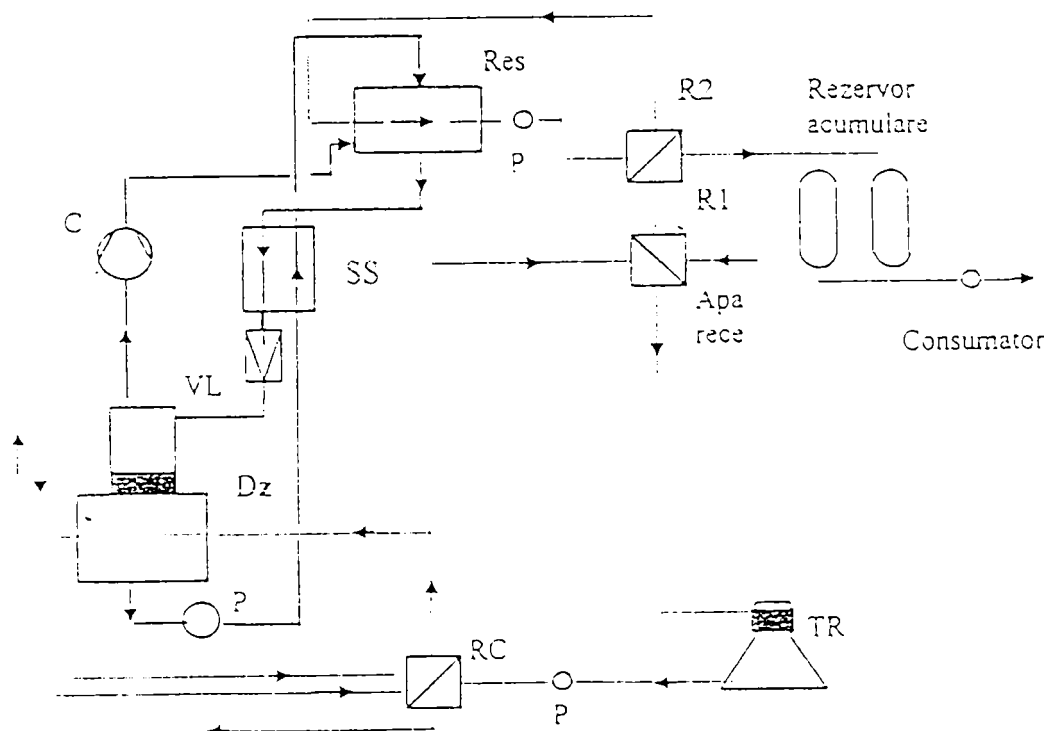


Fig. 1.25. Schema pompei de căldură cu comprimare resorbție.

C- compresor; Dz- degazor; Res- resorbtor; SS- regenerator; TR- turn de răcire; P- pomă de circulație; R1, R2- recuperatoare de căldură.

### Sistem complex cu absorbție de producere simultană a frigului și a căldurii

Ca și în cazul comprimării mecanice, producerea combinată de frig și căldură poate fi realizată și cu ajutorul absorbției, iar aplicațiile pot fi diverse. În figura 1.26 se prezintă o asemenea instalație folosită pentru un complex sportiv, în vederea producerii frigului pentru formarea gheții pe suprafața patinoarului și asigurarea încălzirii apei într-o piscină. Instalația deservește un centru sportiv cu două patinoare în aer liber și un patinoar acoperit, un bazin de înot în aer liber și un bazin de înot acoperit. Instalația este cu absorbție cu soluție hidroamoniacală, având generatorul de vapori încălzit cu gaze.

Datele tehnice ale instalației sunt:

- puterea frigorifică maximă: 1950 kW;
- temperatura de vaporizare pentru patinoarul descoperit: - 20 °C;
- temperatura de vaporizare pentru patinoarul acoperit: - 10 °C;
- temperatura apei încălzite: + 55 °C;
- consumul de combustibil (puterea calorică de 45600 kJ/kg): 453 kg/h;

*Funcționare:* Vaporii produși în fierbător parcurg coloana de rectificare CR formată din coloana de epuizare și din coloana de concentrare. Vaporii rectificați, având starea 2 se condensează în condensatorul K, unde se formează lichidul cu starea 3. În nodul N, debitul masic  $\dot{m}_1$  se împarte pe două circuite. Debitul  $\dot{m}_5$  este introdus deasupra coloanei de rectificare, reprezentând refluxul necesar procesului din coloană. Cealaltă parte, debitul  $\dot{m}_4$ ,

după subrăcire și laminare se introduce în separator-acumulatorul SA unde are loc separarea vaporilor și a lichidului. Se utilizează circulația forțată a amoniacului lichid cu ajutorul pompelor. Agentul are starea 4L la intrarea în registrele de țevi, iar la ieșirea din aceste are starea 4VU, de vapori umezi. În afara regeneratoarei Sr, instalația mai cuprinde regeneratorul de căldură SS care asigură transferul de căldură de la soluția săracă la soluția bogată.

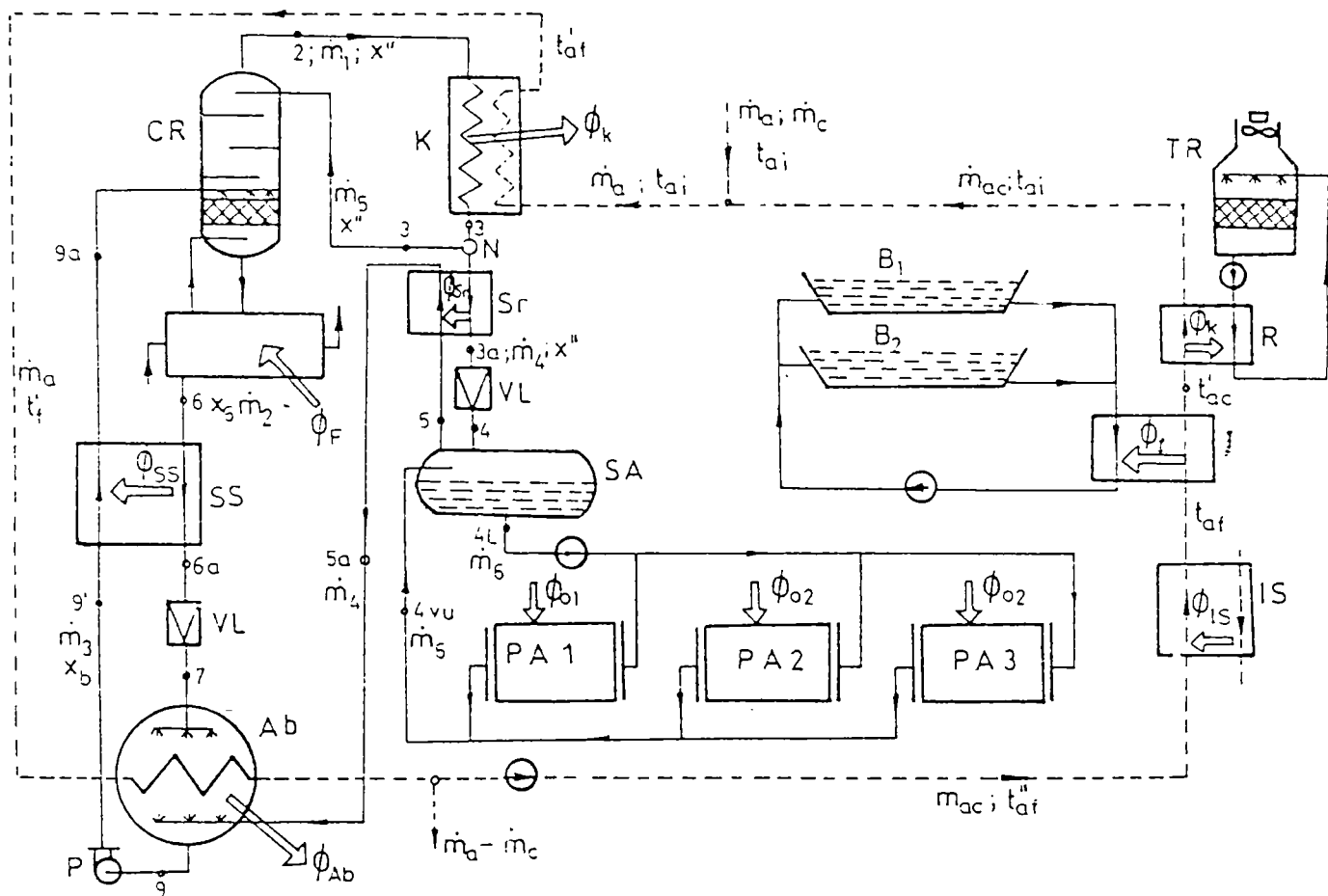


Fig. 1.26. Schema termofrigopompei cu absorbție.

Pentru încălzirea apei se recuperează căldura de condensare și cea cedată de absorbitor. În vederea creșterii gradului de încălzire a apei, se utilizează circulația în serie a acesteia prin aparatele K și Ab. O parte din debitul de apă circulat prin aceste aparate,  $\dot{m}_{ac}$  se încălzește suplimentar în încălzitorul IS până la temperatura  $t_{af}$ . În schimbătorul de căldură I se asigură încălzirea apei din piscină, apa caldă se răcește până la temperatura  $t'_{ac}$ . În răcitorul R se asigură răcirea apei până la temperatura  $t_{ai}$ , folosindu-se turnul de răcire TR.

În figura 1.27 se prezintă schema unui cuplaj între instalația cu comprimare mecanică de vapori și cea cu absorbție cu bromură de litiu-apă, utilizat pentru producerea centralizată a frigului. Instalația frigorifică asigură condiționarea aerului pentru cartierul Defence din Paris. Este schema unui complex energetic deosebit de bine gândit. Se asigură producerea de energie electrică cu ajutorul ciclului de forță cu abur. Se furnizează agent termic pentru oraș. Frigul necesar condiționării aerului în sezonul cald este produs în cea mai mare parte cu ajutorul instalației cu comprimare mecanică de vapori. Turbocompresorul 1 este acționat de către o turbină auxiliară 5. După destinderea în turbină, aburul parcurge fierbătorul instalației cu bromură de litiu-apă. Grupul cu absorbție asigură acoperirea vârfurilor de sarcină. Apa rece este circulată prin schimbătoarele de căldură folosite în sezonul rece pentru încălzire. Se

menționează faptul că unele blocuri din cartierul Defence sunt condiționate vara cu ajutorul agregatelor cu bromură de litiu-apă montate la subsol.

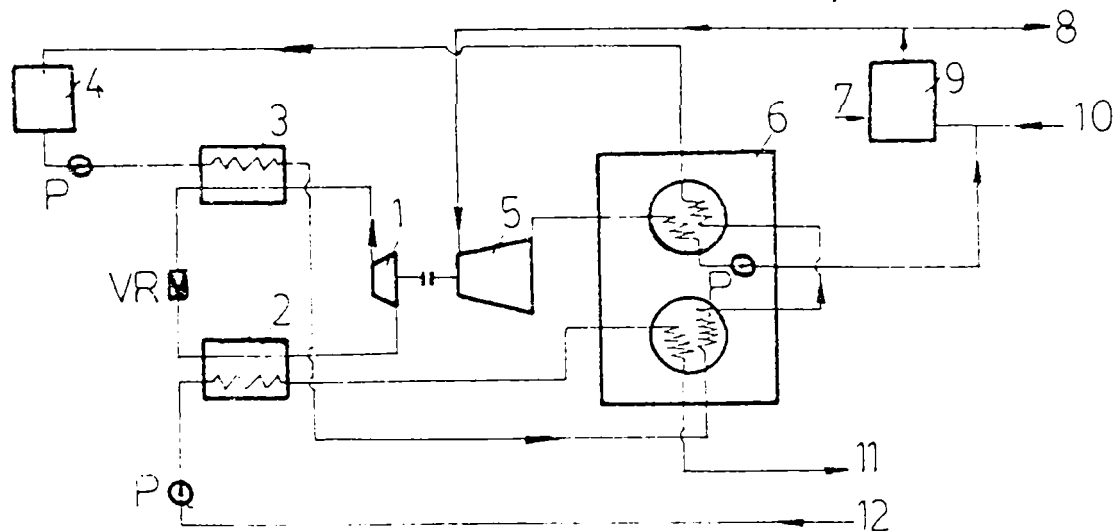


Fig.1.27. Schema cuplajului dintre instalația cu comprimare mecanică de vapori cu turbocompresoare acționate cu turbină cu abur și instalația frigorifică cu absorbție cu bromură de litiu-apă.

1 - turbocompresor; 2 - vaporizator; 3 - condensator; 4 - turn de răcire; 5 - turbină cu abur; 6 - mașină frigorifică cu absorbție; 7 - alimentare cu combustibil; 8 - abur spre oraș; 9 - cazan de abur; 10 - condensat din oraș; 11 - apă rece spre oraș; 12 - apă rece din oraș; 13 - pompe; 14 - ventil de laminare.

#### Utilizarea transformatoarelor de căldură cu absorbție.

S-au efectuat multe studii asupra acestor tipuri de instalații cu absorbție. La noi în țară cele mai consistente studii au fost realizate de prof.dr.ing. Sava Porneală de la Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați [27,28,30,31,36,37,39], care a prezentat caracteristicile diferitelor tipuri de astfel de sisteme cu absorbție și cu resorbție, funcționând cu soluție hidroamoniacală și cu bromură de litiu-apă. În urma studiilor întreprinse a reușit să propună un nou tip de transformator de căldură cu dublu efect (figura 1.28), cu soluție de bromură de litiu-apă și care s-a dovedit a avea performanțe superioare față de alte tipuri similare.

Transformatorul de căldură cu dublă absorbție (TCDA) propus, este obținut din sistemul clasic, cu o treaptă, prin adăugarea unei trepte de înaltă presiune conținând un vaporizator de înaltă presiune V2, un absorbitor Ab2, un schimbător de căldură regenerativ SS2 și două ventile de laminare VL și VL1.

În cazul transformatorului de căldură cu absorbție într-o treaptă (TCSA) robinetii  $r_1$ ,  $r_2$  și  $r_3$  sunt închiși și efectul util este reprezentat de fluxul de căldură  $\Phi_{Ab1}$ . Prin deschiderea robinetilor  $r_1$ ,  $r_2$  și  $r_3$  se poate obține sistemul cu dublă absorbție la care efectul util este reprezentat de fluxul de căldură  $\Phi_{Ab2}$  obținut în Ab2. Temperaturile de absorbție în Ab2 sunt mai mari decât cele din absorbitorul Ab1.

În sistemul propus, debitul masic de agent condensat  $\dot{m}_1$ , având concentrația masică  $x''=0$  este pompat și apoi se divide în nodul N3 în doi curenți cu debitele masice  $\dot{m}_2$  și  $\dot{m}_3$ . După laminare, debitul  $\dot{m}_2$  curge prin ramura de medie presiune unde se vaporizează și apoi este absorbit de către soluția bogată cu concentrația masică  $x_c$ . Debitul masic  $\dot{m}_3$  parcurge treapta a

doua de înaltă presiune  $p_{V2}=p_{Ab2}$  formată de vaporizatorul V2 și absorbitorul Ab2. Căldura eliberată de absorbitorul Ab1 este preluată de vaporizatorul V2 din treapta a doua, în timp ce căldura eliberată de absorbitorul Ab2 din treapta a doua reprezintă efectul util. Sistemul conține două schimbătoare de căldură de tip regenerativ, SS1 între fierbătorul F și absorbitorul Ab1 și SS2 între absorbitorul Ab1 și absorbitorul Ab2. Cele două procese de absorbție se produc între aceleași concentrații  $x_d$  și  $x_c$ .

S-a efectuat un studiu asupra gradului de pompare a căldurii, asupra influenței modului de circulație a agentului termic uzat (în paralel sau în serie), cât și asupra posibilităților de obținere a două efecte utile la cele două absorbitoare.

Un alt tip nou de transformator de căldură numit cu coloană de rectificare inversă a fost studiat teoretic și experimental de colectivul coordonat de Prof. Le Goff din Franța.

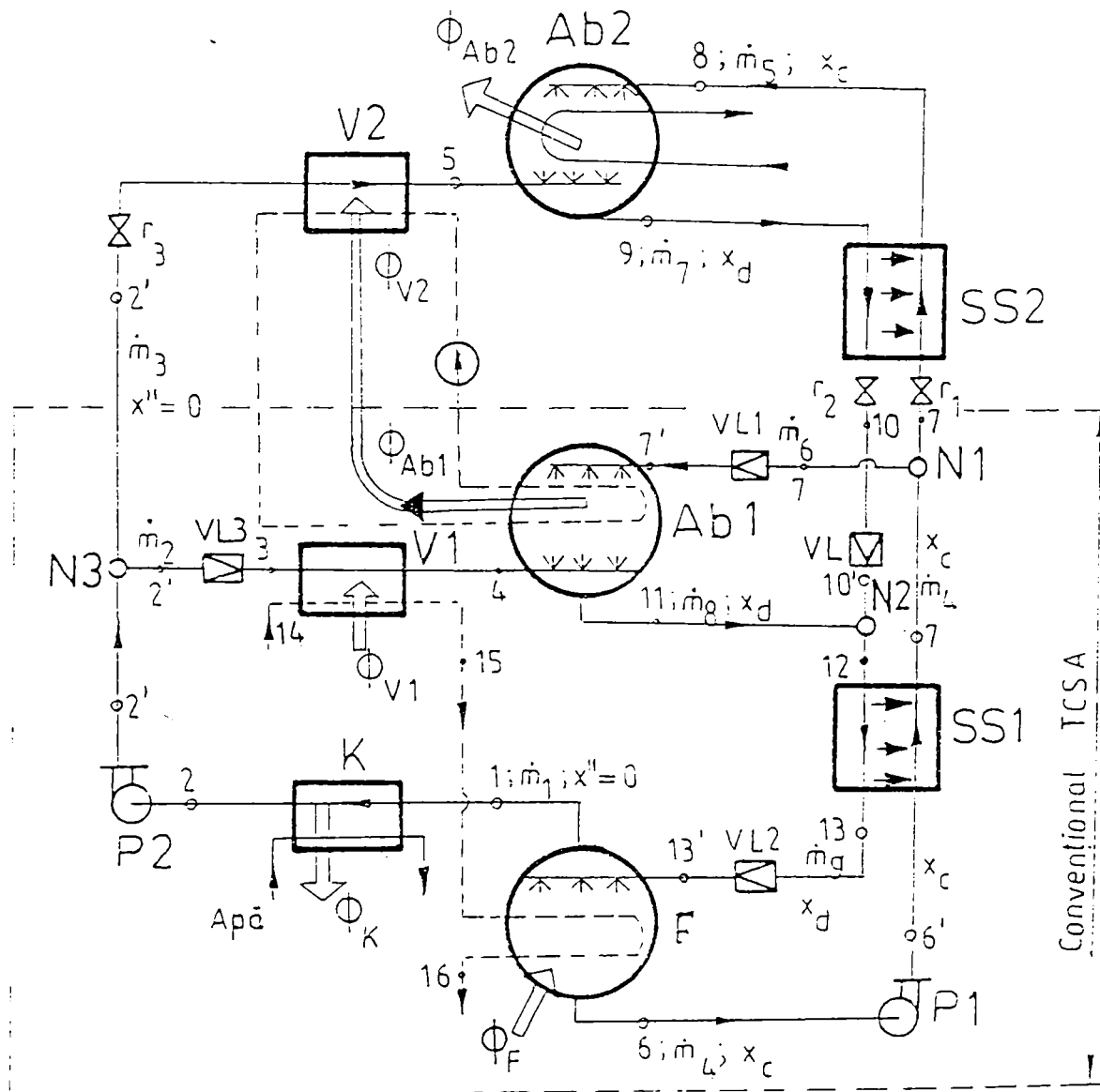


Fig. 1.28 Schema transformatorului de căldură cu absorbție cu dublu efect (Porneală 1995)

În figura 1.29 se prezintă schema de principiu a acestui transformator de căldură. Instalația cuprinde două părți principale, numite de Prof Le Goff, separator și amestecător. Separatorul este o coloană de rectificare convențională funcționând în regim staționar sub presiunea  $p_s = p_K$  și care produce ca distilat o fază "bogată", formată din component ușor



volatil, pur sau aproape pur, care părăsește coloana pe la partea superioară.. La capătul de jos al coloanei rezultă faza "săracă", compusă din component greu volatil pur sau aproape pur. Un flux de căldură  $\Phi_F$  este introdus în fierbătorul F, iar un alt flux de căldură  $\Phi_K$  este extras din condensatorul K.

Amestecătorul este compus ca și separatorul din trei elemente: un vaporizator, o coloană de absorbție adiabatică și un condensator, funcționând sub presiune  $p_0 > p_K$ . Faza bogată care părăsește separatorul ca un lichid saturat ( $R'_L$ ) sub presiunea  $p_S = p_K$  este comprimată până la presiunea  $p_0$ , apoi este încălzită în schimbătorul de căldură SS1 până în starea  $R_L$ , iar în vaporizator, sub acțiunea fluxului de căldură  $\Phi_0$ , se transformă în vapori cu starea  $R_V$ .

Faza săracă care părăsește fierbătorul separatorului ca un lichid saturat ( $P'_L$ ) sub presiunea  $p_S$  este comprimată până la presiunea  $p_0$ , apoi încălzită în schimbătorul de căldură SS2 până în starea  $P_L$  cu care este introdusă la partea superioară a coloanei de absorbție.

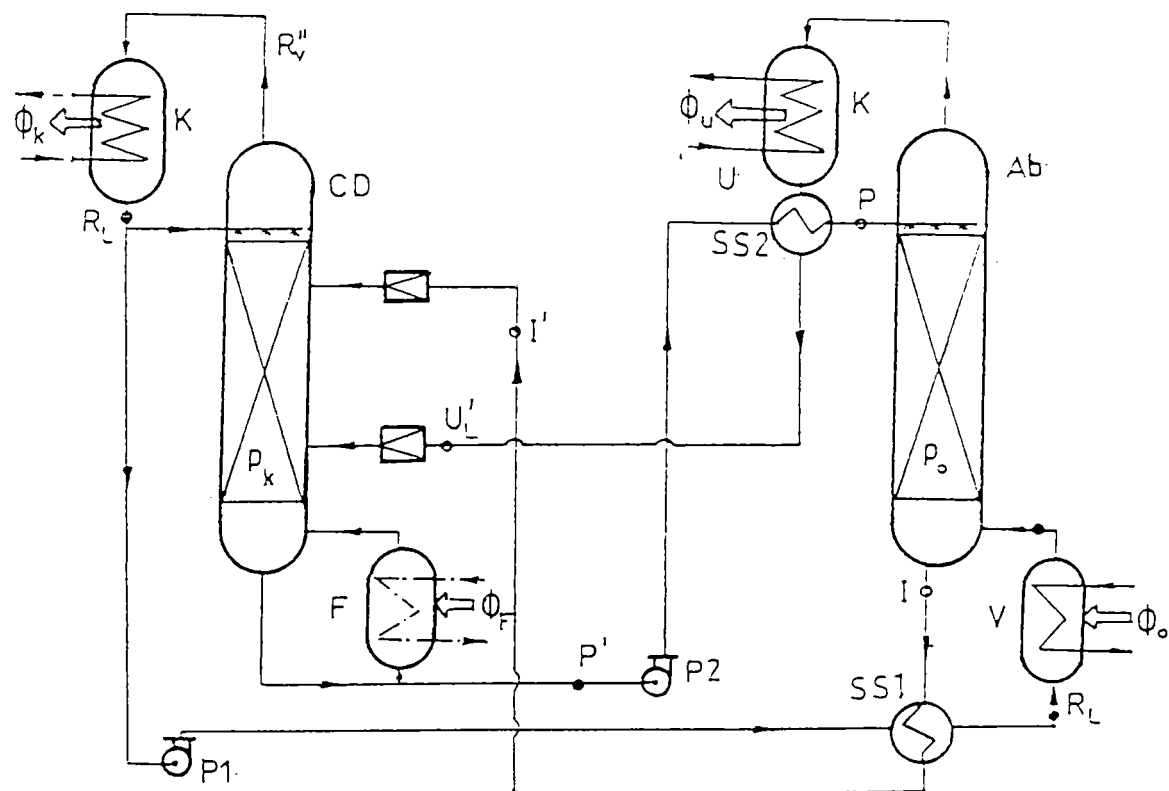


Fig.1.29. Schema transformatorului de căldură cu absorbție cu "rectificare inversă".

Din coloana de absorbție sunt extrase două amestecuri:

– La capătul superior, amestecul părăsește vârful coloanei în stare de vapori ( $U_V$ ) care apoi sunt condensați în lichid cu starea  $U_L$ , eliberând fluxul de căldură util  $\Phi_u$  la temperatura ridicată  $T_u$ . Acest lichid este apoi răcit în schimbătorul SS2, destins până la presiunea  $p_S$  și în final este introdus în zona de jos a coloanei de distilare (separator).

– La capătul de jos, amestecul părăsește coloana de absorbție ca lichid cu starea I, este răcit în schimbătorul de căldură SS1, destins până la presiunea  $p_S$  și, în final, este injectat cu starea  $I'$  în zona superioară a coloanei de distilare.

*Aplicație pentru amestecul apă-glicol:*

Presiunea în amestecător este 1 bar iar în separator de 33 mbar. Temperaturile interioare sunt:

100°C în fierbător și în vaporizator;

26°C în condensator și separator;

179°C până la 148°C în condensator și în amestecător.

Concentrațiile masice ale apei în amestecuri sunt:

0,01 în faza "săracă" ( $x_P$ )

0,999 în faza "bogată" ( $x_R$ )

0,40 în partea de jos a coloanei de absorbție ( $x_I$ )

0,10 în partea de sus a coloanei ( $x_U$ )

Coeficientul de performanță:

$$\text{COP} = \frac{\Phi_u}{\Phi_v + \Phi_f} = 0,25$$

Randamentul exergetic:

$$\eta_{\text{ex}} = \text{COP} \cdot \frac{1 - \frac{303}{T_u}}{1 - \frac{303}{T_v}} = 0,41$$

*Aplicație pentru soluția apă–amoniac*

Să presupunem că se dispune de o sursă termică reziduală la 98°C și că este necesar un flux de căldură la 193°C.

Coloana de absorbție (amestecătorul)

– Se presupune o diferență minimă de temperatură de 5°C în fiecare schimbător de căldură. Temperaturile interne sunt:

93°C în vaporizator și fierbător

198°C la capătul superior al absorbitorului.

O asemenea creștere internă de temperatură de 105°C poate fi obținută cu soluția apă – amoniac sub o presiune de 25 bar pentru următoarele concentrații:

$x_P = 0,001$  în faza săracă

$x_R = 0,999$  în faza bogată

$x_U = 0,13$  în amestec la capătul superior

$x_I = 0,31$  în amestec la capătul de inferior

Coloana de distilare (separator)

Chiar un calcul general arată că este imposibil de a separa amestecul de amoniac și apă în componenți aproape puri într-o coloană simplă de distilare fracționată al cărui fierbător ar fi încălzit cu fluid cald de 98°C și al cărui condensator ar fi răcit cu fluid de 15°C. Trebuie să se utilizeze un separator cu efect multiplu, efectele separate se produc la presiuni diferite. Prof. Le Goff a propus un separator cu trei efecte realizate în limitele de presiuni de la 9,3 la 0,8 bar. Fiecare efect se realizează într-o celulă simplă formată dintr-un fierbător la 93°C și un condensator la 25°C. Fiecare celulă este echivalentă cu o treaptă teoretică de echilibru. Cele trei celule sunt conectate în paralel la agentul termic și parcurse în serie de fluxurile de materiale. Pentru soluția amoniacală rezultă următoarele valori:

$$\text{COP} = 0,165 \text{ și } \eta_{\text{ex}} = 0,34.$$

## 2. BAZELE TEORETICE ALE CICLURILOR CU ABSORBȚIE

Capitolul 2 are ca obiectiv analiza conceptului de sistem cu absorbție folosind ciclurile ideale de conversie a energiei.

### 2.1. CICLUL CARNOT

Ciclul Carnot poate fi folosit ca un exemplu al ciclului ideal de conversie a energiei. Figura 2.1 prezintă ciclul Carnot direct, în care se produce putere, în diagrama T-s (temperatură-entropie). Se face convenția că vârful săgeții pe linia de proces constituie o alimentare cu energie a ciclului. Linia de proces AB reprezintă o introducere a cantității de căldură  $Q_2$  către agentul de lucru, la temperatura  $T_2$ . În transformarea izentropică DA se introduce în ciclu lucrul mecanic  $L_2$ . În destinderea izentropică BC se produce lucrul mecanic  $L_1$ , iar în transformarea izotermică CD se evacuează cantitatea de căldură  $Q_1$  la temperatura  $T_1$ . Deoarece s-a presupus că toate procesele sunt reversibile, atunci suprafața din interiorul ciclului ABCD reprezintă lucrul mecanic  $L$  obținut în ciclu. Există relația:

$$L = L_1 - L_2 \quad (2.1)$$

unde  $L$ ,  $L_1$ ,  $L_2$  se consideră în valoare absolută

Căldura  $Q_2$  introdusă în ciclu este reprezentată prin suprafața ABFE, iar căldura  $Q_1$  evacuată din ciclu este reprezentată prin suprafața CDEF, unde s-a presupus că punctele E și F sunt la  $T = 0$  K. Pentru un proces de producere de lucru mecanic așa cum se arată în figura 2.1 ciclul se desfășoară în sensul acelor de ceasornic în diagrama T-s. Pe baza primului principiu al termodinamicii se poate scrie relația:

$$Q_2 = Q_1 + L \quad (2.2)$$

Randamentul termodinamic al ciclului de generare de putere este definit prin raportul dintre lucrul mecanic produs pe ciclu și cantitatea de căldură introdusă în ciclu la temperatura ridicată:

$$\eta = L / Q_2 \quad (2.3)$$

Principiul al doilea al termodinamicii stabilește pentru ciclul Carnot din figura 2.1 că, pentru funcționarea reversibilă, producția netă de entropie este zero, astfel că:

$$\frac{Q_2}{T_2} - \frac{Q_1}{T_1} = 0 \quad (2.4)$$

Ecuția (2.3) se poate modifica într-o expresie care conține numai temperaturi, folosind ecuațiile (2.2) și (2.4) prin eliminarea lui  $L$ :

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad (2.5)$$

Expresia (2.5) se numește în mod curent randamentul Carnot pentru generarea de putere.

În figura 2.2 se prezintă ciclul Carnot pentru funcționarea pompelor de căldură. Toate transformările se realizează în sens invers față de ciclul direct, de generare de putere. În procesul reprezentat prin linia GH este introdusă în agentul de lucru cantitatea de căldură  $Q_0$  la temperatura  $T_0$ . Pentru realizarea comprimării izentropice HI se introduce în agent lucrul mecanic  $L_1$ . Căldura  $Q_1$  este evacuată la temperatura constantă  $T_1$ , unde  $T_1 > T_0$ . La destinderea izentropică JG se produce și se cedează în exterior lucrul mecanic  $L_2$ . Schimburile

energetice se reprezintă de asemenea prin suprafețe. Valoarea lucrului mecanic  $L$  consumat pe ciclu este reprezentată prin suprafața din interiorul ciclului GHIJ:

$$L = L_1 - L_2 \quad (2.6)$$

Cantitatea de căldură  $Q_0$  introdusă în agent este reprezentată prin aria GHKL, iar cantitatea de căldură  $Q_1$  evacuată la temperatura  $T_1$  este reprezentată prin suma celor două arii (IJLK).

Performanța unui asemenea ciclu pentru pompa de căldură este reprezentată prin raportul de între cantitatea de căldură  $Q_1$  (efectul util) obținută la temperatura ridicată și lucrul mecanic  $L$  consumat pe ciclu. Deoarece acest raport este mai mare decât 1 a fost numit "coeficient de performanță" COP:

$$\text{COP} = \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (2.7)$$

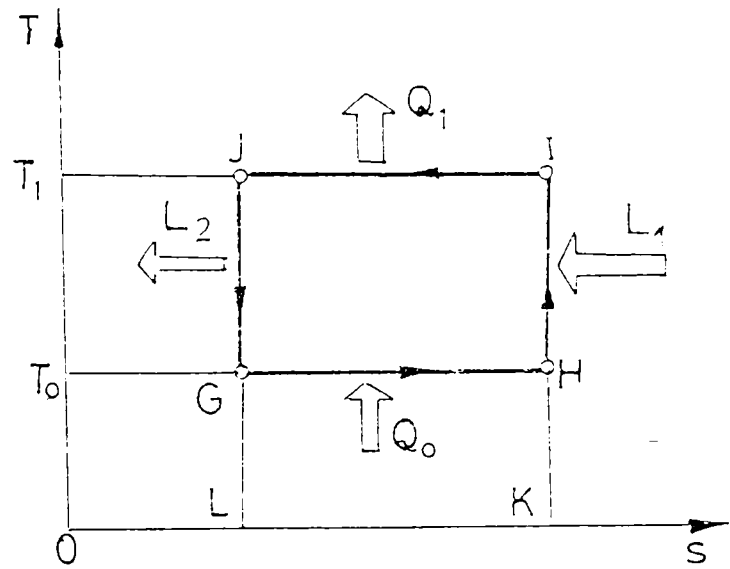
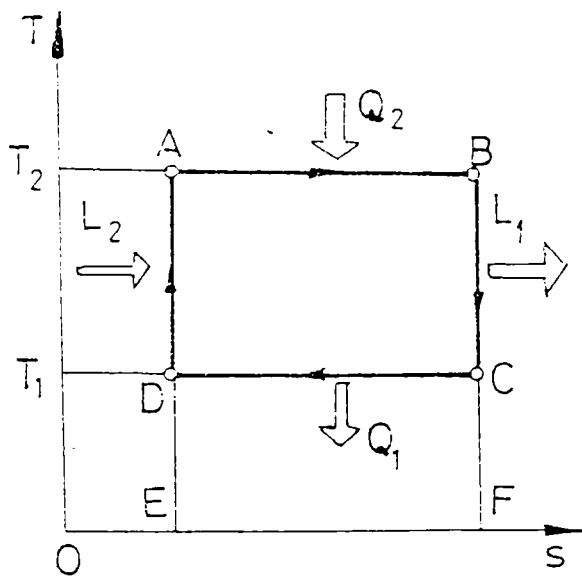


Fig. 2.1 Ciclu Carnot pentru generarea de putere, reprezentat în diagrama  $T-s$

Fig. 2.2 Ciclu Carnot pentru pompa de căldură, reprezentat în diagrama  $T-s$

Ciclu Carnot din figura 2.2 este folosit de asemenea și pentru instalațiile frigorifice, caz în care căldura  $Q_0$  primită la temperatura  $T_0$  constituie efectul util, iar COP este definit ca raportul dintre această căldură și lucrul mecanic  $L$  folosit. Se utilizează indicele "R" pentru definirea coeficientului de performanță pentru instalația frigorifică:

$$\text{COP}_R = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (2.8)$$

Între coeficienții de performanță pentru pompa de căldură (COP) și instalația frigorifică ( $\text{COP}_R$ ) există următoarea relație:

$$\text{COP}_R + 1 = \text{COP} \quad (2.9)$$

## 2.2. POMPA DE CALDURA CU ABSORBȚIE, TIP I

Pentru a descrie pompa de căldură cu absorbție cu ajutorul ciclurilor Carnot, cele două cicluri, ciclul direct-de producere a lucrului mecanic și ciclul frigorific, care au fost prezentate în figurile 2.1 și 2.2 sunt combinate într-o singură instalație. Se presupune că lucrul mecanic produs de primul ciclu (figura 2.1) este identic cu cel cerut de ciclul invers, din figura 2.2.

Noul sistem (figura 2.3) mărește nivelul de temperatură al căldurii introduse  $Q_0$  de la  $T_0$  la  $T_1$  folosind disponibilitatea termodinamică a energiei termice introdusă în ciclu la temperatura ridicată  $T_2$ . Căldura reziduală a ciclului de putere care intră în componența ciclului combinat este evacuată de asemenea la temperatura  $T_1$ . Astfel, cantitatea totală de căldură evacuată la temperatura  $T_1$  are două componente:  $Q'_1$  și  $Q''_1$ .

Acest ciclu combinat reprezintă un sistem de pompare a căldurii care se realizează numai prin folosirea căldurii. El este o reprezentare ideală a diverse concepții de sisteme de pompare a căldurii, ca de exemplu: pompa de căldură cu comprimare de vapori acționată de un motor cu ardere internă, o combinație între instalația de putere cu abur și o pompă de căldură cu compresie de vapori acționată electric, sau reprezentarea pompei de căldură cu absorbție. Coeficientul de performanță pentru ciclul combinat (figura 2.3) este definit, în mod obișnuit, prin relațiile:

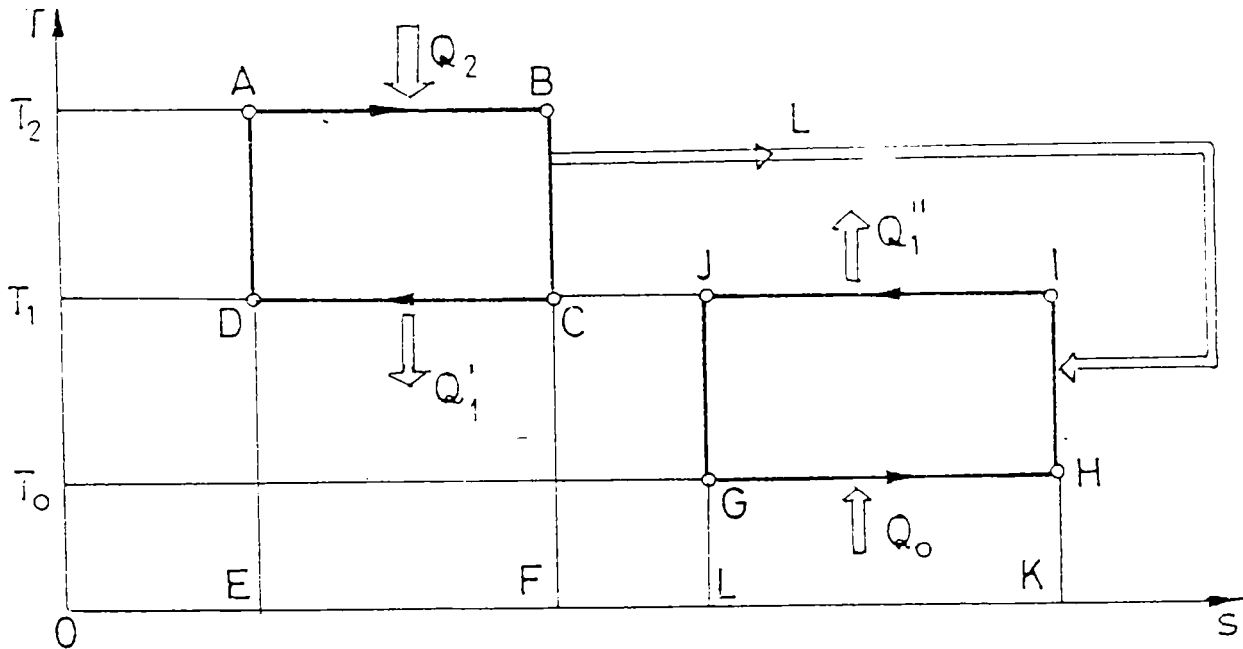


Fig.2.3 Ciclurile Carnot pentru un sistem combinat de generare de putere/pompă de căldură, corespunzătoare unei pompei de căldură cu absorbție.

– pentru aplicațiile de încălzire (pompa de căldură):

$$\text{COP}_{\text{PCA}} = \frac{Q'_1 + Q''_1}{Q_2} \quad (2.9)$$

– pentru aplicațiile de răcire (instalația frigorifică):

$$\text{COP}_{\text{IFA}} = \frac{Q_0}{Q_2} \quad (2.10)$$

Folosind primul și cel de al doilea principiu al termodinamicii, eliminând pe  $Q_0$  sau  $Q_1$  (unde  $Q_1 = Q'_1 + Q''_1$ ), ecuațiile (2.9) și (2.10) pot fi transformate în expresii ce depind numai de temperatură:

$$\text{COP}_{\text{PCA}} = \frac{T_2 - T_0}{T_2} \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (2.11)$$

$$\text{COP}_{\text{IFA}} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \cdot \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (2.12)$$

Instalația frigorifică se aseamănă sub aspect constructiv cu pompa de căldură, dar aceste două sisteme se deosebesc prin valorile temperaturilor de lucru, cât și prin efectul util. Ecuația (2.8) este în mod analog valabilă și pentru sistemele cu absorbție:

$$\text{COP}_{\text{IFA}} + 1 = \text{COP}_{\text{PCA}} \quad (2.13)$$

În continuare, în această lucrare, cele două sisteme, pompa de căldură cu absorbție și instalația frigorifică cu absorbție vor fi tratate ca două sisteme distincte, fiind realizate în scopuri diferite, funcționând între limite diferite de temperaturi, dar având suficient de multe elemente comune.

### 2.3. TRANSFORMATORUL DE CALDURA CU ABSORBȚIE

Ciclul combinat din figura 2.3 poate fi realizat și în mod inversat. În acest caz, sensurile tuturor fluxurilor de căldură se schimbă și se obține ciclul combinat din figura 2.4. Acest ciclu corespunde pentru așa numitul *transformator de căldură cu absorbție* (TCA). Ciclul realizat între temperaturile  $T_1$  și  $T_2$  este un ciclu frigorific, iar ciclul cuprins între temperaturile  $T_1$  și  $T_0$  este un ciclu de putere, deci un ciclu motor. Căldura se introduce în sistem la temperatura  $T_1$  în ambele cicluri. Scopul unui asemenea ciclu este de a folosi căldura la un nivel de temperatură intermediar, de exemplu căldura reziduală la  $80^\circ\text{C}$  și de a o converti la o temperatură mai înaltă, de exemplu, la  $120^\circ\text{C}$ . Această conversie este posibilă prin folosirea unei părți din căldura reziduală  $Q''_1$  care se transformă parțial în lucru mecanic în ciclul de generare de putere, iar cealaltă parte din  $Q''_1$  este evacuată în exterior la temperatura  $T_0$ . Lucrul mecanic produs în ciclul JHKG este utilizat în ciclul DCBA corespunzător pompei de căldură.

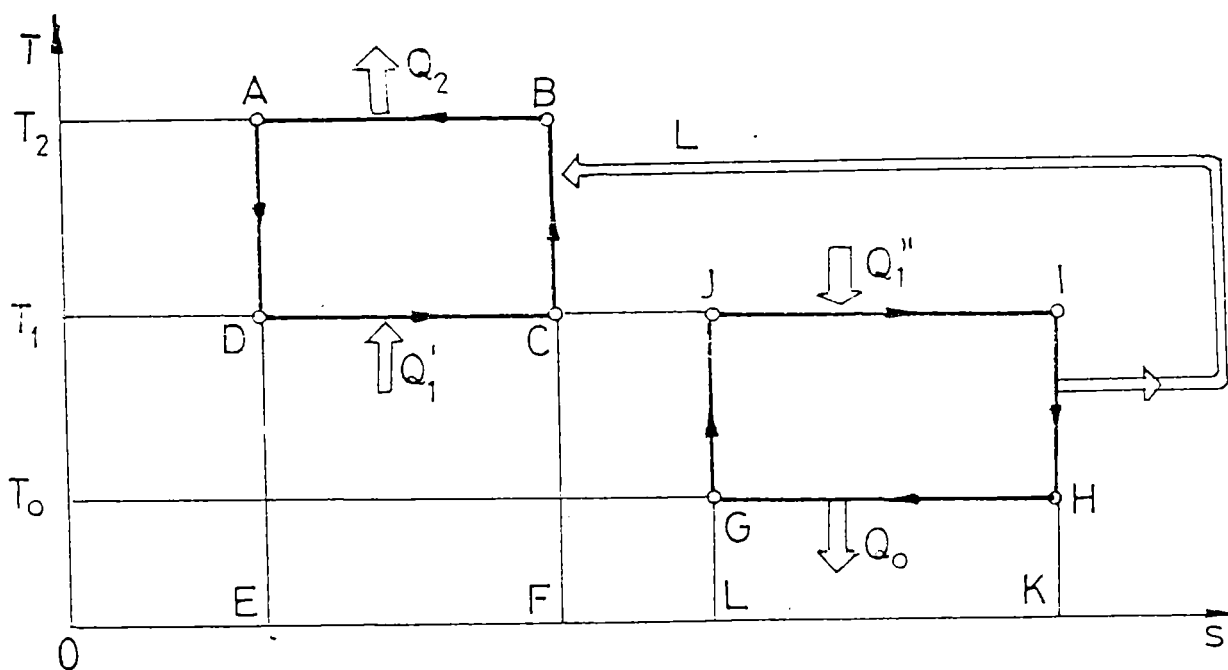


Fig.2.4 Ciclurile Carnot pentru un sistem combinat de generare de putere/pompare de căldură, corespunzătoare unui transformator de căldură cu absorbție

Coeficientul de performanță pentru transformatorul de căldură cu absorbție este definit prin relația:

$$\text{COP}_{\text{TCA}} = \frac{Q_2}{Q'_1 + Q''_1} \quad (2.14)$$

deci ca raport între cantitatea de căldură obținută la temperatura înaltă și cantitatea totală de căldură reziduală folosită. Folosind primul și al doilea principiu al termodinamicii pentru transformatorul de căldură cu absorbție și eliminând căldura  $Q_0$  se obține următoarea expresie pentru COP:

$$\text{COP}_{\text{TCA}} = \frac{T_1 - T_0}{T_1} \cdot \frac{T_2}{T_2 - T_0} \quad (2.15)$$

#### 2.4. POMPA DE CALDURA CU ABSORBȚIE CA O COMBINATIE DE CICLURI RANKINE

Figura 2.5a reprezintă instalației Rankine pentru pompa de căldură, iar figura 2.5b prezintă schema instalației Rankine care produce lucru mecanic. Cele două instalații pot fi combinate într-un singur sistem. Compresorul C și turbina Tb pot fi eliminate dacă sunt îndeplinite următoarele condiții:

1) Vaporii produși de cazanul Cz din ciclul de generare a puterii trebuie să aibă aceeași presiune și același debit ca a vaporilor refulați de compresorul C din ciclul de pompă de căldură;

2) Vaporii care părăsesc vaporizatorul V al pompei de căldură trebuie să aibă aceeași presiune scăzută și același debit masic ca și vaporii care intră în condensatorul K1 al ciclului de putere.

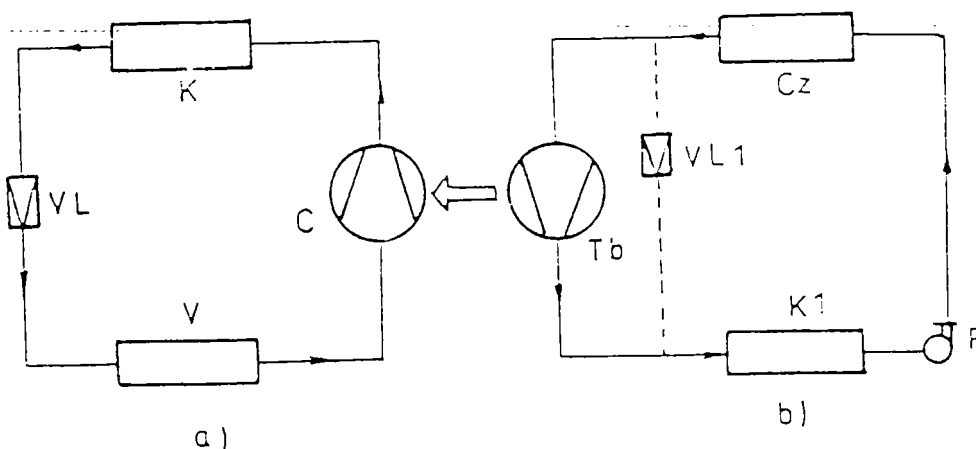


Fig.2.5 Ilustrarea combinației a două cicluri Rankine: a) pompa de căldură, b) generare de putere

Pentru a fi îndeplinite condițiile 1 și 2, cât și pentru a avea nivele diferite de temperaturi pentru procesul de vaporizare din cazanul ciclului de putere și în procesul de condensare din ciclul pompei de căldură (ambele având aceeași presiune), temperatura de fierbere a fluidului din cazan trebuie să fie mai mare decât cea din condensatorul ciclului de pompă de căldură. Acest efect poate fi realizat când vaporii din cazan rezultă prin fierberea unui amestec dintre lichidul substanței respective și o altă substanță care are punctul de fierbere mai ridicat (component greu volatil), numită uzual, absorbant sau solvent. Numai cu un asemenea amestec între solvent și refrigerent (component ușor volatil) este posibilă generarea de putere necesară procesului din pompa de căldură cu absorbție. Solventul rămas în cazan trebuie să fie recirculat în bucla sa proprie, așa cum este indicat prin linie întreruptă în figura 2.1b, ventilul de laminare VL1 asigură scăderea presiunii de la presiunea din cazan la presiunea din aparatul K1.

### 3. AMELIORAREA PROCESULUI DIN INSTALATIA FRIGORIFICA CU ABSORBTIE INTR-O TREAPTA CU SOLUTIE AMONIACALA PRIN UTILIZAREA REGENERARII CALDURII

#### 3.1. INSTALATIA SIMPLA, INTR-O TREAPTA.

Schema de calcul a instalației se prezintă în figura 3.1, iar procesul este prezentat în diagrama entalpie-concentrație în figura 3.2. Este cea mai simplă schemă de instalație cu absorbție la care lipsesc unele aparate de schimb de căldură și masă, care ameliorează procesul și care vor fi prezentate în paragraful următor. De asemenea, se neglijează pierderile de presiune și, ca urmare, se admite că presiunea din generatorul de vapori GV este egală cu cea din condensator, iar presiunile din vaporizator și absorbitor sunt egale între ele. Ca urmare, în instalație există două presiuni de lucru: presiunea de condensare  $p_k$  și presiunea de vaporizare  $p_0$ . S-a considerat că generatorul de vapori GV nu are coloana de concentrare și nici condensatorul de reflux., încât vaporii produși, având starea 2, nu sunt rectificați. Concentrația vaporilor cu starea 2 este mică (mult sub 1), astfel că pe circuitul principal, format din condensatorul K și vaporizatorul V pătrunde o cantitate importantă de apă (component greu volatil), ceea ce conduce la micșorarea puterii frigorifice specifice și la acumularea soluției în vaporizator. Periodic, această soluție trebuie evacuată, ceea ce ridică probleme în plus în timpul exploatării instalației

**Funcționarea instalației.** În generatorul de vapori GV are loc încălzirea și fierberea soluției bogate  $\dot{m}_3$  [kg/s], de concentrație  $x_b$ . Soluția bobată, introdusă sub presiune, având starea 9' se încălzește până la temperatura de saturație corespunzătoare stării 1. În urma degazării rezultă debitul  $\dot{m}_1$  de vapori cu concentrația  $x''$  mai mare față de  $x_b$ , dar mult sub  $x = 1$  și debitul  $\dot{m}_2$  de soluție săracă de concentrație scăzută  $x_s$ .

Se examinează *circuitul principal* parcurs de vaporii produși în generatorul de vapori. Vaporii cu starea 2, în echilibru cu lichidul cu starea 1 intră în condensatorul K în care cedează apei de răcire puterea termică  $\Phi_k$  și se condensează. Deoarece această instalație nu este prevăzută cu coloană de concentrare, rezultă  $x'' < 1$  și condensarea se produce la temperatură variabilă. Condensul rezultat, având starea 3 de lichid subrăcit ( $p_3 = p_k$ ,  $t_3 = t_k$ ,  $x_3 = x'' = x_2 < 1$ ) se laminează în ventilul de laminare VL2 de la presiunea  $p_k$  până la presiunea  $p_0$ , rezultând vapori umezi cu starea 4. În diagrama  $i-x$  cele două stări distincte 3 și 4 sunt reprezentate prin același punct. Temperatura punctului 4 reprezintă temperatura cea mai scăzută din vaporizator (temperatura de vaporizare fiind variabilă). Degazarea soluției în vaporizator are loc cu creșterea temperaturii, astfel încât, dacă se impune temperatura finală de vaporizare  $t_{of}$ , rezultă starea 5 de vapori umezi la ieșirea din vaporizator. Se observă că această parte din instalație (K-VL2-V) este comună cu cea de la instalația cu comprimare mecanică de vapori, cu deosebirea că, vaporizarea se produce la temperatură variabilă.

În *circuitul auxiliar* au loc următoarele procese. La partea inferioară a aparatului GV rezultă soluția săracă cu starea 6, de concentrație  $x_s$  și debit masic  $\dot{m}_2$ . Această soluție este laminată în ventilul de laminare VL1 și se introduce în absorbitor pe la partea superioară. În acest aparat se produce fenomenul de



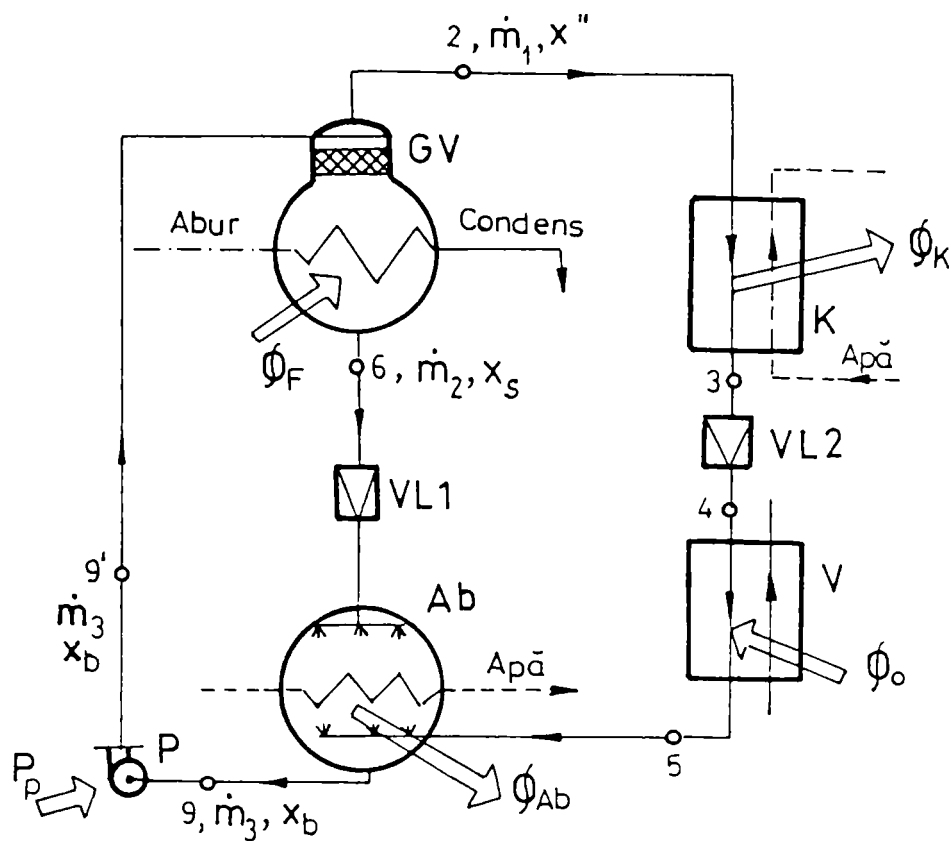


Fig. 3.1. Schema instalației cu absorbție fără ameliorări

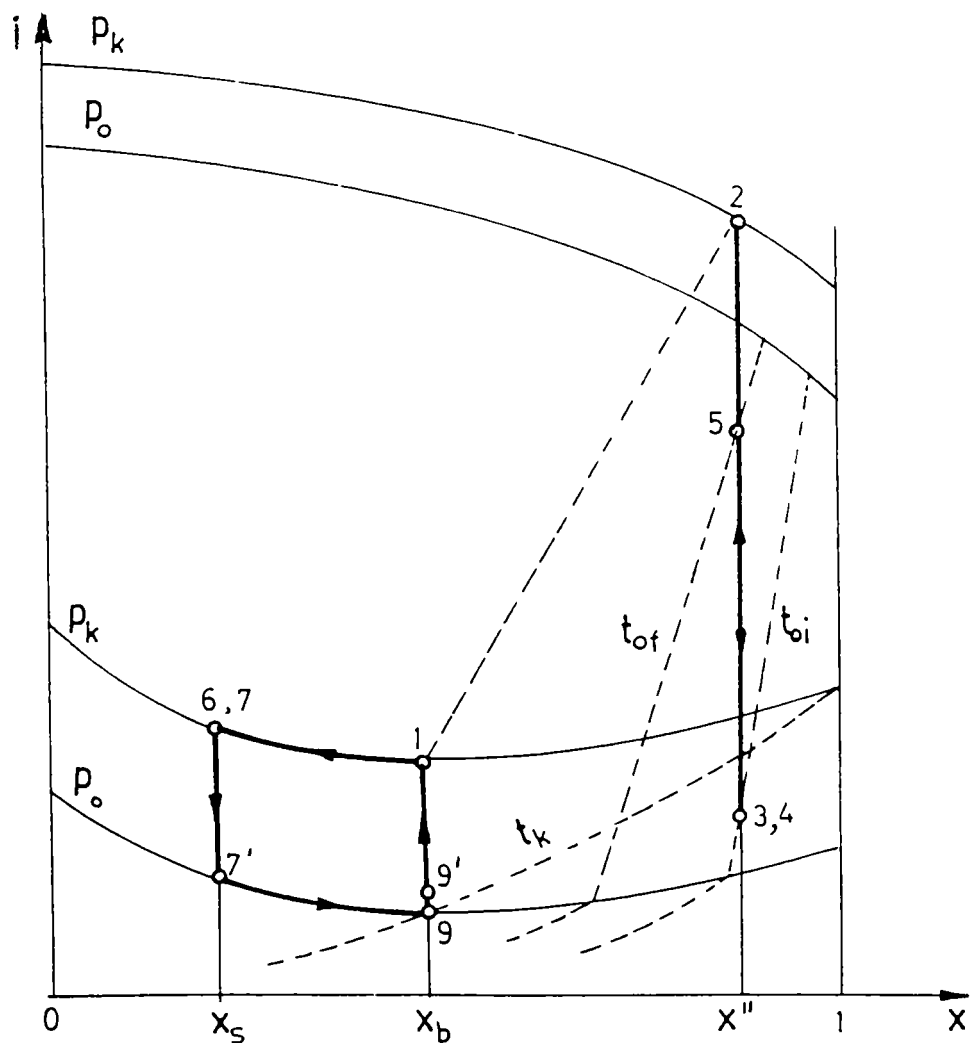


Fig.3.2. Reprezentarea procesului în diagrama entalpie-concentrație

absorbție: vaporii reci de concentrație  $x''$  sunt absorbiți de către soluția săracă și rezultă soluția bogată cu concentrația  $x_b$ . Pentru această instalație, soluția săracă cu starea 7 de vaporii umezi trebuie răcită până în starea 7', după care este posibilă absorbția 7' - 9. Soluția bogată, având starea 9 este introdusă sub presiune, cu starea 9' în fiabător unde are loc degazarea 6 -1 -2.

**Calculul termic** al instalației are drept scop determinarea valorilor mărimilor necunoscute ce intervin în ecuațiile de bilanț energetic și de materiale. Aceste mărimi constituie datele de bază pentru proiectarea instalației.

Se prezintă calculul termic pe baza metodei indicate în [26].

Mărimile caracteristice pentru această instalație, corespunzătoare calculului termic sunt:

$k = 2$ , numărul componentelor: apa și amoniacul;

$n = n_e = 2$ , numărul nodurilor : GV și Ab. Ambele noduri sunt noduri energetice;

$n' = n_2 = 1$ , noduri distincte: GV sau Ab (de ordinul 2);

$s = 3$ , numărul mașinilor sau aparatelor cu schimb energetic prin suprafață: V, K și P;

În cazul în care există numai perechi de noduri identice, așa cum este cazul de față, numărul ecuațiilor independente  $n_t$  se calculează cu relația:

$$n_t = n_1 + 2n_2 + n_e + s = 2 + 2 + 3 = 7$$

În aceste 7 ecuații intervin 7 mărimi necunoscute:  $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, i_{9'}, \Phi_K, \Phi_F$  și  $\Phi_{Ab}$ .

Schema de calcul a mărimilor necunoscute este:

$\Phi_0 = \dot{m}_1 (i_5 - i_4)$	ec. b. t. V	$\Rightarrow \dot{m}_1$
$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$	ec. b. m. GV	$\Rightarrow \dot{m}_2$ și $\dot{m}_3$
$\dot{m}_3 x_b = \dot{m}_1 x'' + \dot{m}_2 x_s$	ec. b. m. NH <sub>3</sub> GV	
$\Phi_K = \dot{m}_1 (i_2 - i_3)$	ec. b. t. K	$\Rightarrow \Phi_K$
$P_P = \dot{m}_3 (i_{9'} - i_9)$	ec. b. e. P	$\Rightarrow i_{9'}$
$\Phi_{Ab} = \dot{m}_1 i_5 + \dot{m}_2 i_7 - \dot{m}_3 i_{9'}$	ec. b. t. Ab	$\Rightarrow \Phi_{Ab}$
$\Phi_F = \dot{m}_1 i_2 + \dot{m}_2 i_6 - \dot{m}_3 i_{9'}$	ec. b. t. GV	$\Rightarrow \Phi_F$

Puterea  $P_P$  necesară pentru antrenarea pompei de soluție bogată se calculează cu relația:

$$P_P = \dot{m}_3 \frac{P_K - P_0}{\rho}$$

Se obișnuiește să se lucreze cu mărimi specifice raportate la 1 kg de vaporii rezultați în vaporizator.

Raportul  $f = \dot{m}_3 / \dot{m}_1$  se numește *factor de circulație*.

Împărțind relațiile de mai sus la debitul  $\dot{m}_1$ , rezultă:

$$f = \frac{x'' - x_s}{x_b - x_s}$$

$$q_0 = \Phi_0 / \dot{m}_1 = i_5 - i_4$$

$$q_K = \Phi_K / \dot{m}_1 = i_2 - i_3$$

$$l_P = P_P / \dot{m}_1 = f (i_{9'} - i_9)$$

$$q_{Ab} = \Phi_{Ab} / \dot{m}_1 = i_5 - i_7 + f (i_7 - i_9)$$

$$q_F = \Phi_F / \dot{m}_1 = i_2 - i_6 + f (i_6 - i_{9'})$$

Ecuația de bilanț energetic pentru întreaga instalație frigorifică servește la verificarea calculelor. Lucrând cu mărimi specifice, această ecuație are forma:

$$q_F + q_0 + l_P = q_{Ab} + q_K$$

În procesul simplu, neameliorat, prezentat mai sus, procesele de condensare și de vaporizare se produc la temperatură variabilă. Datorită prezenței apei, presiunile de condensare și de vaporizare pentru această instalație se consideră mai mici decât cele pentru amoniac curat.

### 3.2. AMELIORAREA PROCESULUI DIN INSTALATIA FRIGORIFICA CU ABSORBTIE CU SOLUTIE AMONACALA, PRIN UTILIZAREA REGENERARII DE CALDURA

#### Descrierea instalației

Schema examinată la punctul anterior se folosește mai rar, ea servește în special pentru studiul proceselor de bază din instalația frigorifică cu absorbție. În practică se folosesc unele ameliorări, care conduc la creșterea performanțelor instalației, cât și la o mai bună funcționare a ei. În figura 3.3 se prezintă schema instalației cu ameliorări, și anume: echiparea generatorului de vapori cu o coloană de concentrare și condensator de reflux, utilizarea a două regeneratoare de căldură, SS și Sr.

Echiparea generatorului de vapori cu o *coloană de rectificare și condensator de reflux* se realizează în scopul creșterii concentrației vaporilor produși în fierbător. Rectificarea vaporilor este un proces complex de schimb de căldură și de masă, care permite obținerea unor vapori cu concentrații foarte mari, anume  $x'' = 0,995...0,999$ . Rezultate bune se obțin dacă se admite concentrația vaporilor rectificați  $x'' = 0,997...0,998$ . Pentru realizarea procesului de rectificare, care constă din condensări și vaporizări succesive, se folosesc coloane de rectificare prevăzute cu talere cu clopot. Prin rectificarea vaporilor se asigură o putere frigorifică specifică mai mare și se reduce acumularea soluției în vaporizator.

*Subrăcirea condensului* este o altă ameliorare a procesului și se realizează în aparatul Sr. Prin subrăcirea lichidului cu ajutorul vaporilor reci se realizează creșterea puterii frigorifice specifice și prin aceasta se mărește randamentul exergetic al instalației.

*Schimbătorul de căldură SS dintre soluția săracă și soluția bogată* are rolul de a reduce atât sarcina termică a fierbătorului, cât și a absorbitorului. În acest aparat se realizează răcirea soluției sărace care se introduce în aborbitor (aparat răcit) și încălzirea soluției bogate care se introduce în fierbător (aparat încălzit), ambele procese fiind favorabile. Pentru puterea termică  $\Phi_{SS}$  realizată între cele două soluții se obține o reducere cu această valoare a puterilor termice ale fierbătorului și absorbitorului, ceea ce conduce la reducerea consumului de metal, reducerea debitului de apă de răcire a absorbitorului și reducerea debitului de abur pentru fierbător.

Se examinează în continuare aceste ameliorări, prezentate în figura 3.3. Procesul de lucru pentru această instalație este reprezentat în diagrama  $i-x$  din figura 3.4.

Ca și în cazul instalației simple se vor considera și pentru această instalație condițiile teoretice de funcționare: se neglijează căderile de presiune, se consideră absorbția completă.

Parametrii de lucru ai instalației se stabilesc plecând de la condițiile exterioare de funcționare, astfel:

- cunoscând temperatura apei de răcire  $t_{ai}$  se determină temperatura de condensare  $t_k = t_{ai} + \Delta t_k$ . Se recomandă  $\Delta t_k = 8...12$  grd. În cazul instalației prevăzută cu rectificarea vaporilor, presiunea de condensare  $p_k$  se admite egală cu presiunea de saturație la temperatura  $t_k$  pentru amoniac curat;
- temperatura mediului răcit  $t_r$  determină temperatura de vaporizare  $t_0$  și anume  $t_0 = t_r - \Delta t_0$ , unde  $\Delta t_0 = 6...10$  grade, în cazul răcirii lichidelor. Se stabilește valoarea presiunii de vaporizare  $p_0$  pentru amoniac, corespunzătoare temperaturii  $t_0$ ;
- temperatura sursei calde  $t_g$  (agentul de încălzire) determină temperatura maximă de fierbere a soluției  $t_6 = t_f$ ,  $t_6 = t_g - \Delta t_f$ . În cazul în care se utilizează ca agent de încălzire abur sau apă fierbinte, pentru diferența de temperatură  $\Delta t_f$  se recomandă  $\Delta t_f = 5...10$  grade;
- temperatura soluției bogate la ieșirea din absorbitor  $t_9$  este determinată de temperatura apei de răcire precum de modul de circulație a apei prin condensator și absorbitor. Considerând absorbția completă, pentru circulația apei în paralel prin condensator și absorbitor, se poate admite  $t_9 = t_k$ .

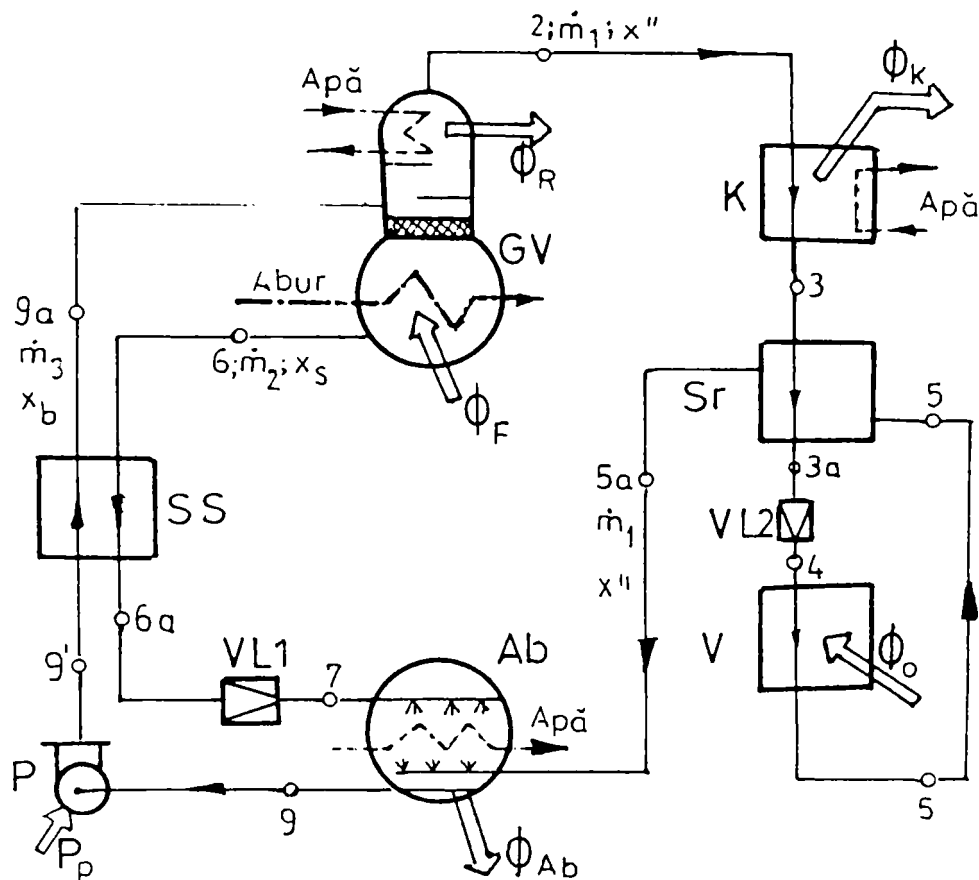


Fig. 3.3. Schema de calcul a instalației cu absorbție într-o treaptă, cu ameliorări.

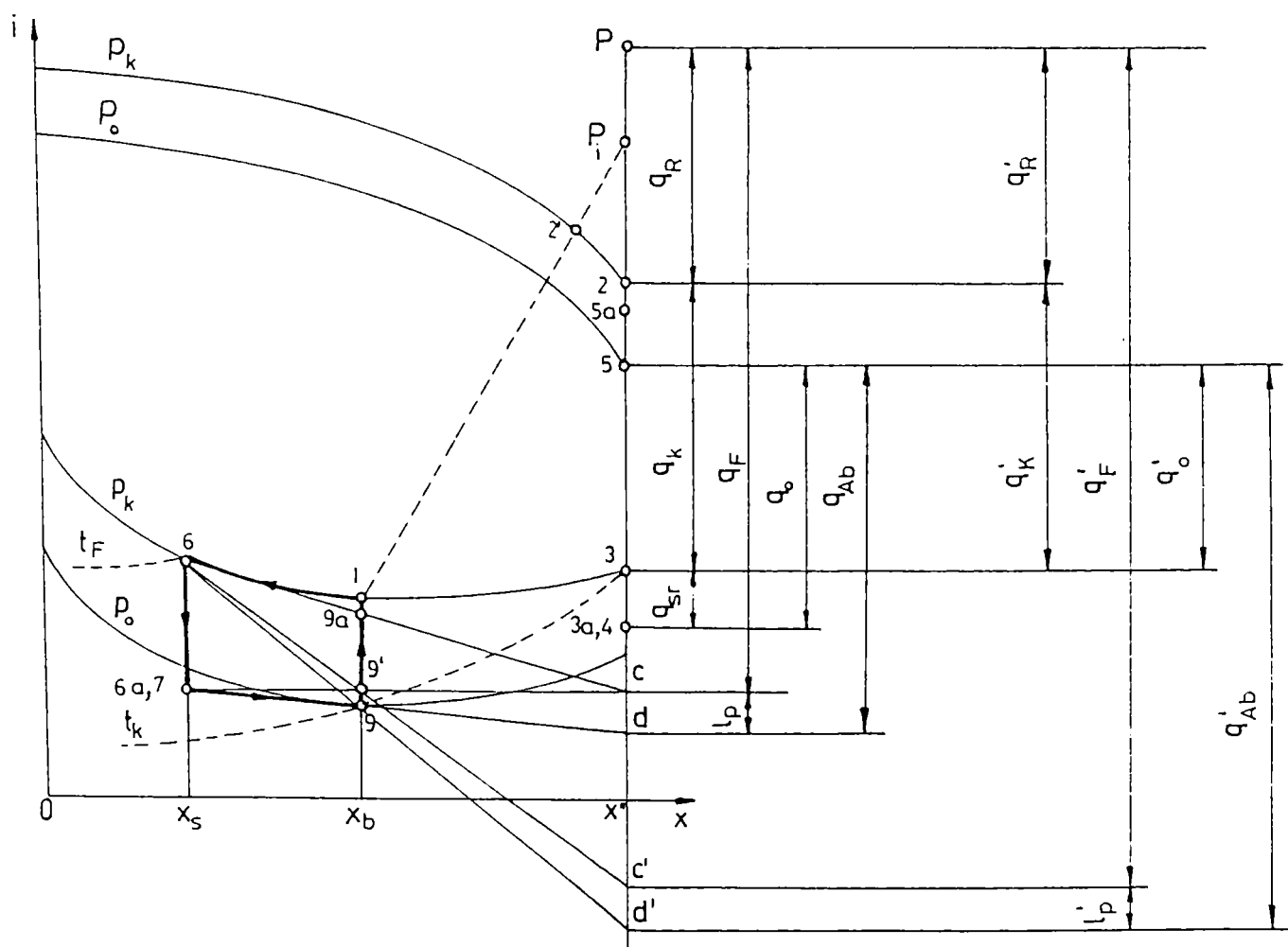


Fig. 3.4. Reprezentarea procesului în diagrama entalpie-concentrație. Comparatie între procesul ameliorat și procesul neameliorat

În acest fel, cunoscând stările de lichid saturat 6 și 9 determinate de presiunile și temperaturile respective, se pot stabili concentrațiile  $x_s$  și  $x_b$  și zona de degazare  $\Delta x = x_b - x_s$ . Se recomandă:  $x_s > 0,06$  și  $\Delta x > 0,06$  pentru a nu se obține valori foarte mari pentru factorul de circulație și deci consum mare de energie la pompa de antrenare a soluției bogate. Vaporii cu starea 2' de ieșire din coloana cu umplutură se consideră în echilibru cu soluția cu starea 1.

### Calculul termic.

Pentru efectuarea calculului termic al instalației se stabilește mai întâi numărul de ecuații independente de bilanț de materiale și de bilanț energetic.

Elementele caracteristice calculului termic pentru instalația prezentată în figura 3.3 sunt:

$n_1 = 0$ ;  $n = n_e = 2$  (GV și Ab);  $n' = n_2 = 1$  (GV sau Ab),  $k = 2$  (apa și amoniacul);  $s = 4$  (K, Sr, V, SS, P). Rezultă:

$$n_t = n_1 + 2 \cdot n_2 + n_e + s = 2 + 2 + 5 = 9 \text{ ecuații distincte}$$

În aceste ecuații apar următoarele mărimi necunoscute:  $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, i_{9'}, i_{9a}, i_{6a}, i_{5a}, i_{3a}, \Phi_K, \Phi_F - \Phi_R$  și  $\Phi_{Ab}$  (în număr de 11). Se observă că apare ca mărime necunoscută diferența  $\Phi_F - \Phi_R$ , dat fiind faptul că se scrie ecuația de bilanț termic pe ansamblul GV. Pentru a fi posibilă rezolvarea acestei probleme nedeterminate se impun, de obicei, stările 9a și 5a, prin temperaturi:

$$t_{9a} = t_1 - (1 \dots 3) \text{ grade} - \text{pentru a nu apărea fierberea soluției bogate în aparatul SS};$$

$$t_{5a} = t_K - (10 \dots 20) \text{ grade}$$

Cu aceasta, problema a devenit determinată și rezolvarea ei se face conform schemei de mai jos, avându-se în vedere faptul că:  $i_{3a} = i_4$  și  $i_{6a} = i_7$ .

$i_3 - i_3 = i_{5a} - i_5$	ec. b. t. Sr	$\Rightarrow i_{3a}$
$\Phi_0 = \dot{m}_1 (i_5 - i_4)$	ec. b. t. V	$\Rightarrow \dot{m}_1$
$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$	ec. b. m. GV	$\Rightarrow \dot{m}_2$ și $\dot{m}_3$
$\dot{m}_3 x_b = \dot{m}_1 x'' + \dot{m}_2 x_s$	ec. b. m. NH <sub>3</sub> GV	
$\Phi_K = \dot{m}_1 (i_2 - i_3)$	ec. b. t. K	$\Rightarrow \Phi_K$
$P_P = \dot{m}_3 (i_{9'} - i_9)$	ec. b. e. P	$\Rightarrow i_{9'}$
$\dot{m}_2 (i_6 - i_{6a}) = \dot{m}_3 (i_{9a} - i_{9'})$	ec. b. t. SS	$\Rightarrow i_{6a}$
$\Phi_{Ab} = \dot{m}_1 i_{5a} + \dot{m}_2 i_7 - \dot{m}_3 i_9$	ec. bt. Ab	$\Rightarrow \Phi_{Ab}$
$\Phi_F - \Phi_R = \dot{m}_1 i_2 + \dot{m}_2 i_6 - \dot{m}_3 i_{9a}$	ec. b. t. GV	$\Rightarrow \Phi_F - \Phi_R$

Împărțind ecuațiile de mai sus la debitul  $\dot{m}_1$  de vaporii reci se pot stabili expresiile pentru mărimile specifice:

$$f = \frac{x'' - x_s}{x_b - x_s}$$

$$q_0 = \Phi_0 / \dot{m}_1 = i_5 - i_4$$

$$q_K = \Phi_K / \dot{m}_1 = i_2 - i_3$$

$$l_P = P_P / \dot{m}_1 = f (i_{9'} - i_9)$$

$$(f - 1) \cdot (i_6 - i_{6a}) = f \cdot (i_{9a} - i_{9'})$$

$$q_{Ab} = \Phi_{Ab} / \dot{m}_1 = i_{5a} - i_7 + f (i_7 - i_9)$$

$$q_F - q_R = (\Phi_F - \Phi_R) / \dot{m}_1 = i_2 - i_6 + f (i_6 - i_{9a})$$

Căldura specifică de rectificare  $q_R$  se determină după stabilirea polului P al rectificării, cu relația:

$$q_R = i_P - i_2$$

**Reprezentarea grafică.** În figura 3.4. se unesc cu o linie dreaptă punctele 6 și 9a și la intersecția cu verticala  $x = x''$  se obține punctul c. Se poate ușor demonstra că dreapta care unește

stările 6a și 9' trece prin punctul c. Se unesc stările 6a și 9 și la intersecția cu verticala  $x = x'$  se obține punctul d. Din punctele 9a și c ducem drepte orizontale și se formează două triunghiuri dreptunghice asemenea. Rezultă:

$$f \cdot (i_6 - i_{9a}) = i_6 - i_c$$

$$q_F - q_R = i_2 - i_6 + i_6 - i_c = i_2 - i_c$$

$$q_F = i_P - i_c$$

În mod asemănător se demonstrează că:

$$f \cdot (i_{6a} - i_9) = i_{6a} - i_d$$

Se are în vedere faptul că  $i_{6a} = i_7$  și se obține:

$$q_{Ab} = i_{5a} - i_6 + i_6 - i_d = i_{5a} - i_d$$

$$l_P = i_c - i_d$$

În figura 3.4 se reprezintă grafic mărimile specifice  $q_0$ ,  $q_K$ ,  $q_{Ab}$ ,  $q_F$ ,  $q_R$  și  $l_P$ . Se are în vedere faptul că  $i_{5a} - i_5 = i_3 - i_{3a} = q_{Sr}$  și se observă că este verificată ecuația de bilanț energetic pe întreaga instalație:

$$q_0 + q_F + l_P = q_{Ab} + q_K + q_R$$

Pentru cazul în care lipsesc aparatele SS și Sr stările 5a, 9a, 6a și 3a se confundă cu stările 5, 9', 6 și, respectiv, cu starea 3. Pentru acest proces, numit "neameliorat" schimbările energetice raportate la un kilogram de vapori reci sunt notate cu indicele "prim" și sunt reprezentate grafic în aceeași figură

Bazat pe cele prezentate mai sus se poate face o analiză mai amănunțită în ceea ce privește ameliorările aduse de aparatele SS și Sr

a) *Subrăcirea condensatului* se realizează în aparatul Sr, de la starea 3 la starea 3a cu ajutorul vaporilor reci care se încălzesc de la 5 la 5a.

Admitând că în acest aparat se produce un transfer total de căldură între cele două fluide, căldura de subrăcire este egală cu căldura de supraîncălzire a vaporilor reci și aceasta este sarcina termică specifică a subrăcitorului.

$$i_{5a} - i_5 = i_3 - i_{3a} = q_{Sr}$$

Puterea frigorifică specifică  $q_0$  în procesul ameliorat prin aparatul Sr este mai mare decât cea din procesul neameliorat,  $q'_0$ :

$$q_0 = i_5 - i_{3a} = i_5 - i_3 + (i_3 - i_{3a}) = q'_0 + q_{Sr} > q'_0 = i_5 - i_3$$

Prin subrăcirea condensatului se realizează o putere frigorifică specifică mai mare ( $q_0 > q'_0$ ), ceea ce conduce la micșorarea debitului de vapori reci. Prin calcul numeric se va dovedi că prezența subrăcitorului conduce la îmbunătățirea performanțelor instalației: crește coeficientul de performanță și randamentul exergetic. În ceea ce privește supraîncălzirea vaporilor se poate considera ca un dezavantaj pentru absorbitor, aparat răcit, în care vaporii au la intrare entalpia mai mare ( $i_{5a} > i_5$ ). Aici se suprapun însă două efecte: un dezavantaj al creșterii entalpiei specifice a vaporilor, dar și un avantaj produs de micșorarea debitului de vapori. Prin calcul numeric se va dovedi că avantajul este precumpănitor, încât puterea termică  $\Phi_{Ab}$  se micșorează prin utilizarea aparatului Sr.

b) *Schimbul de căldură între soluția săracă și soluția bogată* are loc în schimbătorul de căldură SS. În acest aparat, soluția săracă se răcește între stările 6 și 6a, iar soluția bogată își mărește temperatura între stările 9' și 9a. Considerând procesul teoretic cu schimb de căldură total, expresia pentru puterea termică a acestui aparat este:

$$\Phi_{Ab} = \dot{m}_2 \cdot (i_6 - i_{6a}) = \dot{m}_3 \cdot (i_{9a} - i_{9'})$$

$$\text{și: } q_{SS} = f \cdot (i_{9a} - i_{9'}) = (f - 1) \cdot (i_6 - i_{6a})$$

Din figura 3.4 se observă că, prin introducerea schimbătorului de căldură SS se reduc sarcinile termice specifice ale fierbătorului și absorbitorului, ceea ce asigură o reducere a puterilor termice  $\Phi_F$  și  $\Phi_{Ab}$  cu puterea termică  $\Phi_{SS}$ . Aparatul SS care asigură puterea termică  $\Phi_{SS}$  între cele două soluții

(schimb intern) asigură reducerea consumului de metal, reducerea debitului de agent termic la fierbător și reducerea debitului de apă de răcire la absorbitor.

În ecuația de bilanț termic pe aparatul SS intervin două necunoscute, entalpiile în stările de ieșire din aparat 6a și 9a. Pentru a nu începe fierberea soluției bogate în aparatul SS, se impune starea 9a prin temperatură, astfel ca  $t_{9a} < t_1$

### 3.3. ANALIZA TERMODINAMICA A INSTALATIEI FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE

În cazul instalației frigorifice cu absorbție cu soluție de apă-amoniac (fig.3.3), ansamblul format din generatorul de vapori GV, absorbitorul Ab, regeneratorul de căldură SS, pompa P și ventilul de laminare VL este cunoscut sub denumirea de "*compresor termochimic*" deoarece asigură comprimarea debitului masic  $\dot{m}_1$  de vapori, de la starea 5a la starea 2. Ansamblul format din condensatorul K, subrăcitorul Sr, ventilul de laminare VL1 și vaporizatorul V realizează destinderea de la starea 2 la starea 5a și se propune să fie denumit "*detentor termic*" (sau *termochimic*).

În figura 3.5 se prezintă procesul de lucru în diagramele i-x (entalpie-concentrație) și în diagrama lg p - i pentru x" = 0 (amoniac).

În diagrama lg p - i se poate urmări modul în care se realizează destinderea 2-5a, nu direct prin zona de vapori, ci prin intermediul următoarelor transformări: condensarea 2-3, subrăcirea 3-3a, laminarea 3a-4, vaporizarea 4-5 și supraîncălzirea vaporilor 5-5a.

În figura 3.6 se prezintă diagrama fluxurilor energetice și a fluxurilor exergetice pentru instalația frigorifică cu absorbție. Pentru cele două unități, CT (compresor termochimic) și DT (detentor termochimic) sunt prezentate ciclurile ideale în diagrama T-s (temperatură-entropie).

În cadrul compresorului termochimic (C.T.) fluxurile termice  $\Phi_R$  și  $\Phi_{Ab}$  sunt cedate mediului ambiant cu temperatura  $T_a$ , deci exergiile lor sunt nule. Creșterea exergiei debitului masic  $\dot{m}_1$  între stările 5a și 2,  $\dot{E}_{x\ C.T.} = \dot{m}_1 \cdot (e_2 - e_{5a})$  se obține pe seama exergiei introdusă prin fluxul de căldură  $\Phi_F$  și prin puterea  $P_P$  pentru acționarea pompei. Exergia introdusă pe această porțiune de instalație este mai mare decât exergia  $\dot{E}_{x\ C.T.}$  deoarece trebuie să se acopere și pierderile exergetice din compresorul termochimic  $\dot{E}_{x\ p\ C.T.}$ :

$$\dot{E}_x \Phi_F + P_P = \dot{E}_{x\ C.T.} + \dot{E}_{x\ p\ C.T.}$$

unde:

$$\dot{E}_x \Phi_F = \Phi_F \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_g} \right)$$

$$\dot{E}_{x\ p\ C.T.} = \dot{E}_{x\ p\ GV} + \dot{E}_{x\ p\ Ab} + \dot{E}_{x\ p\ SS} + \dot{E}_{x\ p\ P} + \dot{E}_{x\ p\ VL}$$

Bilanțul energetic pe conturul compresorului termochimic este:

$$\Phi_F + \dot{m}_1 \cdot i_{5a} = \Phi_{Ab} + \Phi_R + \dot{m}_1 \cdot i_2$$

$$\text{sau: } \dot{m}_1 \cdot (i_2 - i_{5a}) = \Phi_F - \Phi_{Ab} - \Phi_R = \Delta I_{C.T.}$$

În funcție de gradul de supraîncălzire pentru vapori se poate obține:  $i_2 < i_{5a}$ ,  $i_2 = i_{5a}$ , sau  $i_2 > i_{5a}$ , așa cum se poate observa din diagrama exergie-entalpie (figura 3.7) În schimb, exergia specifică crește în cadrul compresorului termochimic, deci  $e_2 > e_{5a}$ . Componentele termice ale exergiilor  $e_2$  și  $e_{5a}$  sunt comparabile, însă componentele mecanice diferă foarte mult, fiind mai mare exergia în starea 2, deci  $e_2 > e_{5a}$ .

Fluxul de exergie  $\dot{E}_{x\ C.T.}$  este furnizat de către compresorul termochimic detentorului termic D.T. pentru a asigura ridicarea potențialului termic al fluxului  $\Phi_0$  (puterea frigorifică) de la temperatura  $T_r$  până la temperatura  $T_a$ , deci obținerea fluxului exergetic  $|\dot{E}_{x\ \Phi_0}|$ , cât și pentru

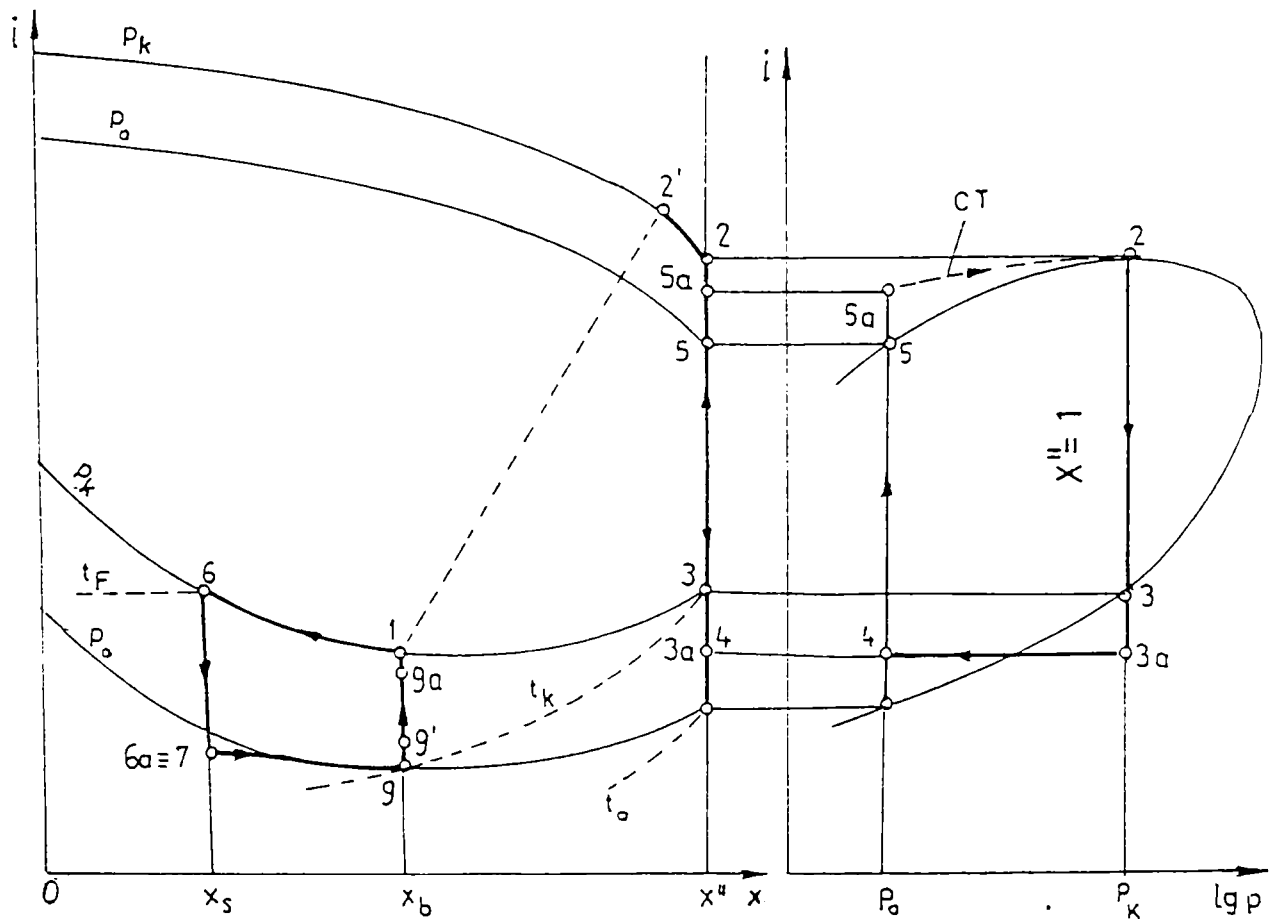


Fig. 3.5. Prezentarea procesului de lucru în diagramele  $i-x$  și  $\lg p-i$  (pentru  $x''=0$ )

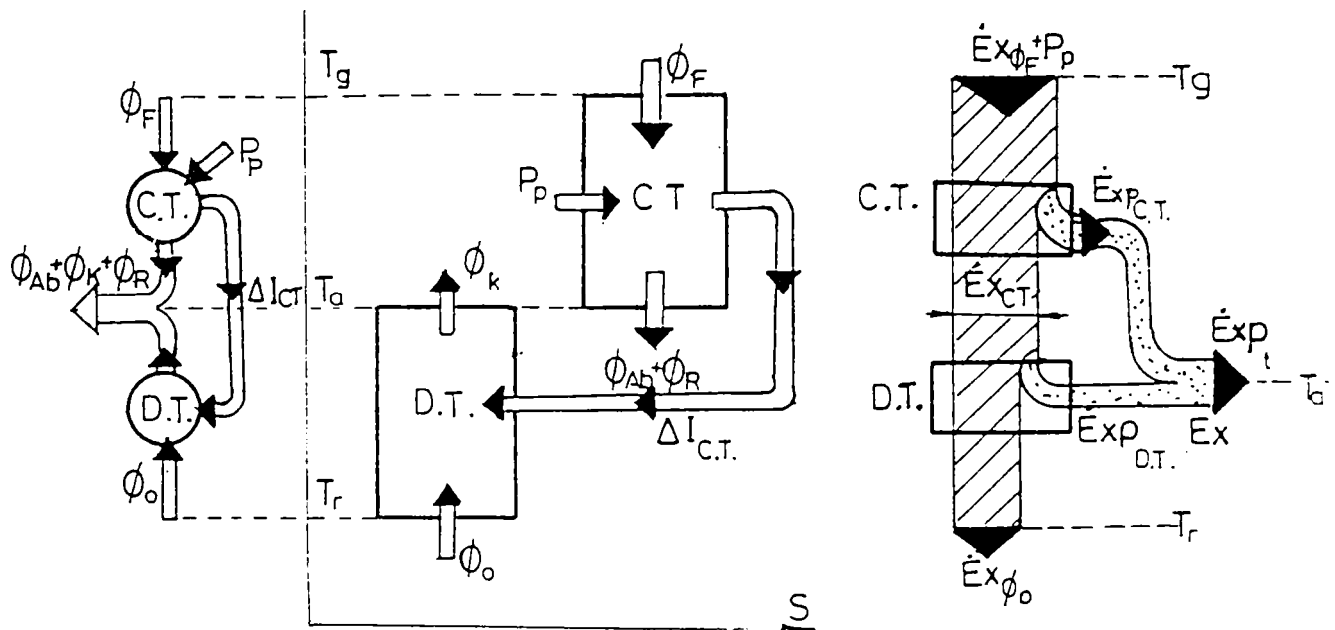


Fig. 3.6. Schema fluxurilor energetice și a fluxurilor exergetice pentru instalația frigorifică cu absorbție



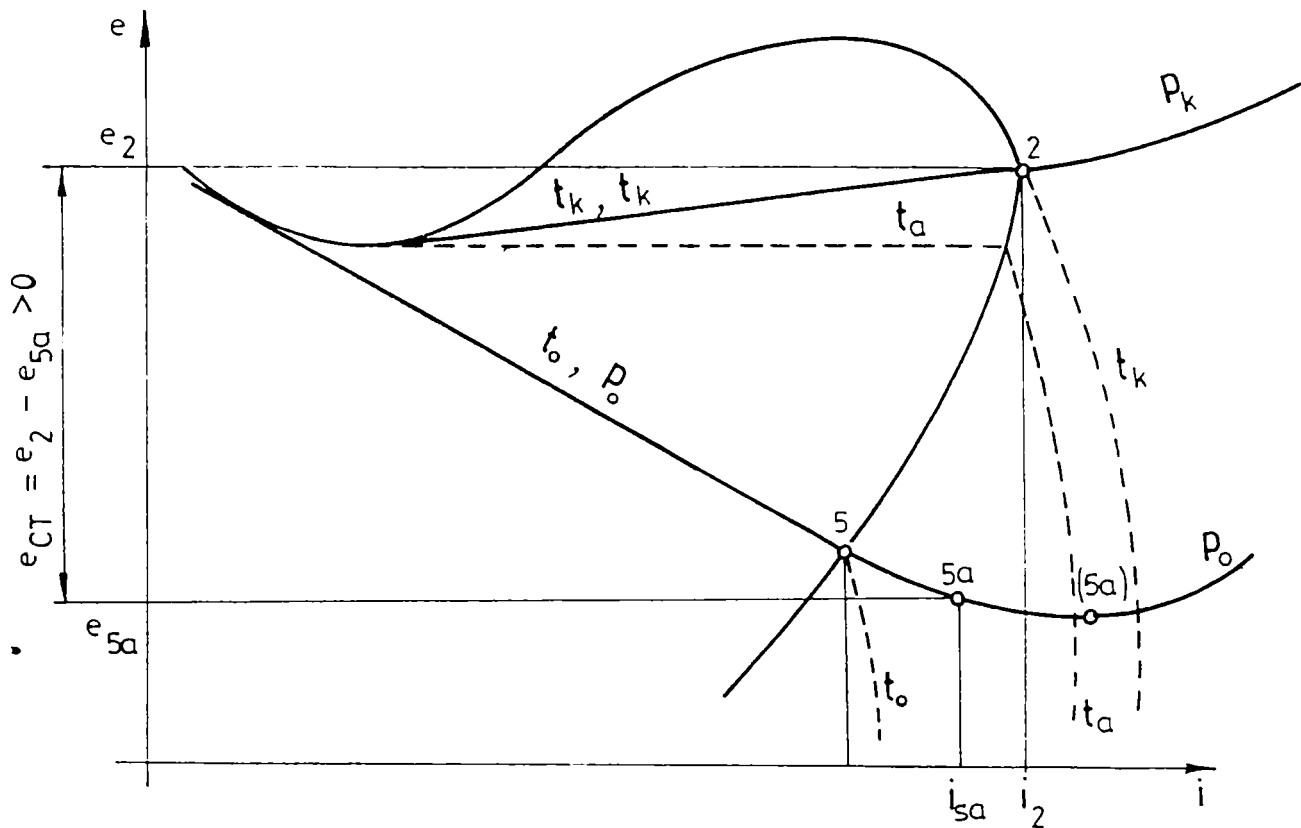


Fig. 3.7. Comparatii între exergiile și entalpiile specifice ale stărilor 2 și 5a.

acoperirea pierderilor exergetice  $\dot{E}_{x\text{ pD.T.}}$  din această porțiune de instalație (fig. 3.6)

$$\dot{E}_{x\text{ c.T.}} = |\dot{E}_{x\Phi_0}| + \dot{E}_{x\text{ pD.T.}}$$

unde:

$$|\dot{E}_{x\Phi_0}| = \Phi_0 \cdot \left( \frac{T_a}{T_r} - 1 \right)$$

$$\dot{E}_{x\text{ pD.T.}} = \dot{E}_{x\text{ pK}} + \dot{E}_{x\text{ pV}} + \dot{E}_{x\text{ pSr}} + \dot{E}_{x\text{ pVLI}}$$

Ecuatia de bilanț exergetic pe întreaga instalație este:

$$\dot{E}_{x\Phi_F} + P_p = |\dot{E}_{x\Phi_0}| + \dot{E}_{x\text{ pC.T.}} + \dot{E}_{x\text{ pD.T.}} = |\dot{E}_{x\Phi_0}| + \dot{E}_{x\text{ pI}}$$

unde  $\dot{E}_{x\text{ pI}}$  reprezintă pierderile exergetice totale din instalație.

În cadrul instalației frigorifice cu absorbție se realizează două cicluri: un ciclu motor efectuat de compresorul termochimic care funcționează între temperaturile  $T_a$  și  $T_b$  în care se produce exergia  $\dot{E}_{x\text{ c.T.}} = \dot{m}_1 \cdot (e_2 - e_{5a})$  și un ciclu frigorific produs de detentorul termic care folosește exergia  $\dot{E}_{x\text{ c.T.}}$  pentru a asigura "pomparea" fluxului termic  $\Phi_0$  între temperaturile  $T_r$  și  $T_a$ .

Pe baza primului principiu al termodinamicii este definită eficiența frigorifică sau coeficientul de performanță al instalației frigorifice  $\text{COP}_{\text{IFA}}$ , iar pe baza celui de al doilea principiu al termodinamicii se definește randamentul exergetic  $\eta_{\text{exIFA}}$ , prin relațiile:

$$\text{COP}_{\text{IFA}} = \frac{\Phi_0}{\Phi_F + P_p}$$

$$\eta_{\text{exIFA}} = \frac{|\dot{E}_{x\Phi_0}|}{\dot{E}_{x\Phi_F} + P_p} = 1 - \frac{\dot{E}_{x\text{ pI}}}{\dot{E}_{x\Phi_F} + P_p}$$

### 3.4.RELATII DE CALCUL PENTRU INSTALATIA FARA REGENERATORUL DE CALDURA SS, DAR ECHIPATA CU SUBRACITORUL DE TIP REGENERATIV Sr.

Aparatu SS este amplasat între generatorul de vapori GV și absorbitorul Ab. Dacă ne imaginăm că scoatem din instalație aparatul SS, nu se modifică zona de degazare, factorul de circulație și nici debitele masice. Se modifică doar puterile termice ale fierbătorului și absorbitorului, ambele cresc cu  $\Phi_{SS}$ .

Pentru instalația fără SS, dar cu aparatul Sr, se utilizează indicele "prim" pentru mărimile care diferă față de instalația cu SS. La instalația fără SS în locul stărilor 6a și 9a apar stările 6 și 9' (sau starea 9 dacă se neglijează saltul de entalpie în pompă). Rezultă:

$$\begin{aligned}\Phi'_{Ab} &= \dot{m}_1 i_{5a} + \dot{m}_2 i_6 - \dot{m}_3 i_9 && \text{ec.bt.Ab} && \Rightarrow \Phi'_{Ab} \\ \Phi'_F - \Phi_R &= \dot{m}_1 i_2 + \dot{m}_2 i_6 - \dot{m}_3 i_{9'} && \text{ec.b.t.GV} && \Rightarrow \Phi'_F - \Phi_R\end{aligned}$$

Se observă că:

$$\Phi'_F = \Phi_F + \Phi_{SS}$$

$$\Phi'_{Ab} = \Phi_{Ab} + \Phi_{SS}$$

Puterile termice  $\Phi_K$  și  $\Phi_R$  nu se modifică dacă nu se utilizează aparatul SS

La instalația fără aparatul SS, coeficientul de performanță  $COP'$  și randamentul exergetic  $\eta'_{ex}$  se calculează cu relațiile de la instalația cu ameliorări în care se înlocuiește  $\Phi_F$  cu  $\Phi'_F$ .

Este evident faptul că:  $COP' < COP$  și  $\eta'_{ex} < \eta_{ex}$ .

Deoarece randamentul exergetic scade, iar fluxul de exergie care iese din instalație, corespunzător puterii frigorifice, nu se modifică, rezultă că la instalația fără aparatul SS cresc pierderile exergetice. Folosind diagrama fluxurilor exergetice pentru cele două părți componente se poate preciza că, prezența sau absența aparatului SS nu modifică fluxul de exergie  $Ex_{CT}$  și nici pierderile exergetice din detentorul termic, ca urmare, pierderile exergetice suplimentare sunt localizate în compresorul termochimic, unde apare creșterea puterilor termice la aparatele F și Ab.

Se notează cu R raportul dintre puterile termice  $\Phi_{SS}$  și  $\Phi'_F$ :

$$R = \Phi_{SS} / \Phi'_F$$

Rezultă:

$$\begin{aligned}COP &= \frac{\Phi_0}{\Phi_F} = \frac{\Phi_0}{\Phi'_F - \Phi_{SS}} = \frac{\Phi_0}{\Phi'_F - \Phi'_F \cdot R} = \frac{\Phi_0}{\Phi'_F} \cdot \frac{1}{1-R} = COP' \cdot \frac{1}{1-R} \\ \eta_{ex} &= \frac{\Phi_0 \cdot \left( \frac{T_a}{T_0} - 1 \right)}{\Phi_F \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_{Fm}} \right)} = \frac{\Phi_0 \cdot \eta_0}{\Phi_F \cdot \eta_F} = \frac{\Phi_0 \cdot \eta_0}{\Phi'_F \cdot (1-R) \cdot \eta_F} = \eta'_{ex} \cdot \frac{1}{1-R}\end{aligned}$$

Pentru a pune în evidență importanța regeneratoarelor de căldură SS au fost stabilite expresiile rapoartelor dintre coeficienții de performanță și randamentul exergetic pentru instalația prevăzută cu acest aparat și cea la care nu se utilizează SS:

$$\frac{COP}{COP'} = \frac{1}{1-R} \quad \text{și} \quad \frac{\eta_{ex}}{\eta'_{ex}} = \frac{1}{1-R}$$

A fost efectuat un studiu asupra importanței aparatului SS în diferite condiții de lucru, rezultatele fiind prezentate tabelar și sub formă grafică

### 3.5.STUDII PRIVIND AMELIORAREA PROCESULUI PRIN UTILIZAREA SUBRACITORULUI DE TIP REGENERATIV Sr.

Să presupunem că nu am folosi aparatul Sr, dar se utilizează rectificarea vaporilor. Stările 5a și 3a din figura 3.3 dispar, locul lor fiind luat de stările 5 și, respectiv 3.

Se efectuează un studiu comparativ între instalația cu Sr și instalația fără Sr.

Pentru instalația echipată cu subrăcitorul Sr debitul masic prin vaporizator este  $\dot{m}_1$ , iar pentru instalația fără Sr este  $\dot{m}'_1$ .

Pentru instalația fără Sr puterea frigorifică specifică este  $q'_0 = i_5 - i_3$ . Sarcina specifică a subrăcitorului este  $q_{Sr} = i_{5a} - i_5 = i_3 - i_{3a}$ .

Se notează:

$$R_1 = q_{Sr} / q'_0$$

Se stabilește expresia raportului debitelor masice  $\dot{m}_1$  și  $\dot{m}'_1$ :

$$\dot{m}_1 = \frac{\Phi_0}{q_0} = \frac{\Phi_0}{q'_0 + q_{Sr}} = \frac{\Phi_0}{q'_0 + R_1 \cdot q'_0} = \frac{\Phi_0}{q'_0 \cdot (1 + R_1)} = \dot{m}'_1 \cdot \frac{1}{1 + R_1}$$

sau:

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}'_1} = \frac{1}{1 + R_1}$$

Prin utilizarea subrăcitorului se asigură o creștere a randamentului exergetic, deci se acționează în sensul reducerii pierderilor exergetice din instalație. Se pune problema de a localiza reducerea pierderilor exergetice în cele două părți componente: compresorul termochimic și detentorul termic. Pentru cele două situații, cu și fără Sr, din detentorul termic iese același flux de exergie,  $\dot{E}_{x\phi 0}$ . Fluxul de exergie introdus în detentorul termic este:

- pentru instalația cu subrăcitor:

$$\dot{E}_{x_{CT}} = \dot{m}_1 \cdot (ex_2 - ex_{5a})$$

- pentru instalația fără subrăcitor:

$$\dot{E}'_{x_{CT}} = \dot{m}'_1 \cdot (ex_2 - ex_5)$$

Deoarece :  $\dot{m}_1 < \dot{m}'_1$ , și  $ex_2 - ex_{5a} > ex_2 - ex_5$  nu se poate preciza dacă  $\dot{E}_{x_{CT}}$  este mai mic sau mai mare decât  $\dot{E}'_{x_{CT}}$ .

Pentru a pune în evidență modul de distribuire a pierderilor exergetice în cele două părți componente se va calcula raportul dintre fluxurile de exergie transmise de la compresorul termochimic către detentorul termic, cu și fără utilizarea aparatului Sr.

$$\frac{\dot{E}_{x_{CT}}}{\dot{E}'_{x_{CT}}} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}'_1} \cdot \frac{ex_2 - ex_{5a}}{ex_2 - ex_5} = \frac{1}{1 + R_1} \cdot \left( 1 + \frac{ex_5 - ex_{5a}}{ex_2 - ex_5} \right) = \frac{1 + R_2}{1 + R_1}$$

S-a notat:

$$R_2 = \frac{ex_5 - ex_{5a}}{ex_2 - ex_5}$$

Pe baza figurii 3.7. se observă că  $R_2 > 0$ .

Din studiile efectuate prin calcul numeric s-a pus în evidență faptul că, la utilizarea subrăcitorului fluxul de exergie transmis detentorului termic este mai mic față de cazul când acest aparat nu s-ar folosi. Se face precizarea că prezența aparatului Sr asigură reducerea pierderilor exergetice atât în compresorul termochimic, cât și în detentorul termic, spre deosebire de aparatul SS care reduce pierderile exergetice numai în compresorul termochimic

### 3.6. STUDII PRIVIND INFLUENȚA REGENERĂRII DE CALDURĂ

Pentru a pune în evidență importanța regeneratoarelor de căldură a fost efectuat un studiu privind funcționarea instalației în diferite condiții de funcționare, considerând instalația fără regeneratoare și apoi introducând pe rând cele două regeneratoare de căldură SS și Sr. Studiul a fost efectuat pentru diferite valori ale temperaturilor  $t_0$ ,  $t_k$  și  $t_F$ , deci, corespunzătoare diferitelor valori

ale condițiilor exterioare de funcționare. În acest fel a fost posibilă punerea în evidență a importanței fiecăruia dintre cele două regeneratoare SS și Sr în diferite condiții de lucru.

În tabelul 3.1. se prezintă rezultatele studiului asupra performanțelor instalației cu ameliorări (cu aparatele SS și Sr, în funcție de temperaturile  $t_0$  și  $t_F$ , pentru  $t_K = 30^\circ\text{C}$ .

Sunt prezentate valorile mărimilor calculate, dintre care menționăm pe cele mai importante: zona de degazare, factorul de circulație, debitele masice, sarcinile termice specifice, puterile termice ale aparatelor, coeficientul de performanță, randamentul exergetic, valorile fluxurilor de exergie introduse și ieșite din instalație.

În tabelul 3.2 se prezintă rezultatele studiului instalației cu ameliorări pentru diferite valori ale temperaturilor de vaporizare și de condensare, la temperatura maximă de fierbere  $t_F = 150^\circ\text{C}$ . În tabelele 3.3 și 3.4. sunt redate valorile studiului pentru temperaturile maxime de fierbere  $t_F = 140^\circ\text{C}$  și  $t_F = 130^\circ\text{C}$ .

În tabelul 3.5 se prezintă rezultatele studiului pentru instalația fără SS, dar cu Sr, cât și pentru instalația cu SS, dar fără Sr.

A fost efectuat un studiu și pentru instalația simplă, fără aparatele regeneratoare de căldură. Rezultate se prezintă în tabelul 3.6

O parte din rezultatele acestor studii se prezintă sub formă grafică în figurile 3.8 – 3.28.

Examinând rezultatele studiilor, prezentate sub formă tabelară și grafică, se pot trage următoarele **concluzii**:

- În condițiile în care  $t_K = \text{const.}$ ,  $t_F = \text{const.}$  iar  $t_0$  este variabilă se poate observa că randamentul exergetic și coeficientul de performanță prezintă câte un maxim în funcție de  $t_0$ , deci există anumite valori pentru  $t_0$  la care instalația lucrează în condiții optime. Aceste valori maxime pentru randamentul exergetic corespund pentru zone de degazare teoretice în jur de 10%. Ca urmare, valori foarte mici ale zonei de degazare, corespunzătoare temperaturilor  $t_0$  scăzute sunt defavorabile, conducând la factori mari de circulație a soluției bogate, cât și valori mari pentru puterea termică  $\Phi_F$ . La temperaturi  $t_0$  ridicate, zona de degazare crește, factorul de circulație scade, puterea termică  $\Phi_{SS}$  scade, dar, scăzând și valoarea exergiei puterii frigorifice, produsă de creșterea temperaturii  $t_0$ , randamentul exergetic scade;

- Pentru  $t_K = \text{const.}$ , scăderea temperaturii agentului termic folosit și, implicit scăderea temperaturii  $t_F$ , conduce la micșorarea zonei de degazare, creșterea factorului de circulație, dar valorile puterii termice  $\Phi_F$  nu se modifică decât foarte puțin. Se obține o ușoară creștere a randamentului exergetic la scăderea temperaturii  $t_F$ , explicată prin micșorarea factorului de temperatură.

- Pentru  $t_F = \text{const.}$  randamentul exergetic al instalației cu cele două regeneratoare de căldură crește la creșterea temperaturii de condensare și la scăderea temperaturii de vaporizare.

- Randamentul exergetic la instalației fără SS este mult mai mic decât al instalației cu SS. Se observă că la creșterea temperaturii de condensare, randamentul exergetic la instalația fără SS, fie scade, fie are o ușoară creștere urmată apoi de o scădere. Creșterea temperaturii de condensare conduce la micșorarea zonei de degazare, la creșterea factorului de circulație, la creșterea puterii termice  $\Phi_{SS}$  și la creșterea relativă a randamentului exergetic al instalației cu SS față de instalația fără SS.

- Puterea termică a subrăcitorului este mult mai mică decât puterea termică a aparatului SS. Prin introducerea aparatului SS nu se modifică debitele masice. Introducerea subrăcitorului conduce la micșorarea debitelor masice, micșorarea puterilor termice și la o ușoară creștere a randamentului exergetic.

- Pentru  $t_K = \text{const.}$  și  $t_F = \text{const.}$ , randamentul exergetic crește în funcție de  $t_0$ , atingând o valoare maximă pentru zone de degazare în jur de 10% și apoi scade. Când zona de degazare are valori mici, respectiv când  $t_0$  are valori mici, crește factorul de circulație, cresc debitele masice,

crește puterea termică  $\Phi_{SS}$ , cresc pierderile exergetice, iar randamentul exergetic scade. Pentru  $\Delta x \rightarrow 0$ ,  $f \rightarrow 0$ ,  $\Phi_{SS} \rightarrow 0$ ,  $EX_{\Phi_{SS}} \rightarrow \infty$  și  $\eta_{ex} \rightarrow 0$ . La valori mari ale temperaturii  $t_0$ , crește zona de degazare, factorul de circulație scade, scad debitele masice, se micșorează  $\Phi_{SS}$  (scade regenerarea), cresc puterile termice  $\Phi_F$  și  $\Phi_{Ab}$ , cresc pierderile exergetice și randamentul exergetic scade;

- La scăderea temperaturii  $t_F$  se obține o ușoară creștere a randamentului exergetic, dar, la aceeași valoare pentru temperatura  $t_0$ , scade zona de degazare, cresc debitele masice, crește și  $\Phi_{SS}$  (se mărește regenerarea), ceea ce atrage după sine o creștere a randamentului exergetic;

- Coeficientul de performanță crește în funcție de temperatura de vaporizare, iar temperatura agentului termic folosit nu are o influență prea mare asupra acestei mărimi;

- Aparatul SS are o importanță deosebită contribuind la creșterea randamentului exergetic și a coeficientului de performanță. În general, impunând încălzirea soluției bogate până aproape de starea 1 de început de fierbere, rezultă o răcire a soluției sărace suficient de bună, devenind soluție subrăcită la intrarea în absorbitor, așa cum este necesar, dar nu s-au obținut stări de incompatibilitate, când  $t_{0a} < t_k$ .

- Introducerea aparatului SS nu modifică fluxul de exergie  $EX_{CT}$  furnizat de compresorul termochimic detentorului termic, stările 5a, 2 și debitul masic  $\dot{m}_1$  nu se modifică. Reducerea pierderilor exergetice din instalație la introducerea aparatului SS este localizată în compresorul termochimic, urmarea fiind introducerea la fierbător a unui flux de exergie  $EX_{\Phi_F}$ , mai mic, ceea ce conduce la creșterea randamentului exergetic. Deși la introducerea aparatului SS apare o pierdere exergetică în acest aparat, pe ansamblu, în compresorul termochimic pierderile exergetice sunt mai mici față de instalația fără SS deoarece puterile termice  $\Phi_F$  și  $\Phi_{Ab}$  se micșorează cu  $\Phi_{SS}$  și, prin răcirea soluției sărace se micșorează și pierderea exergetică în ventilul de laminare;

- Introducerea aparatului Sr conduce la micșorarea debitului masic  $\dot{m}_1$ , dar  $ex_2 - ex_{5a} > ex_2 - ex_5$ , încât nu se poate preciza dacă reducerea pierderilor exergetice este localizată numai în compresorul termochimic sau și în detentorul termic. Important este faptul că, prin folosirea aparatului Sr scad pierderile exergetice și randamentul exergetic crește.

Tab. 3.1 Performanțele instalației frigorifice cu ameliorări (cu aparatele SS și Sf) în funcție de temperatura de vaporizare și de temperatura maximă de fierbere, pentru  $t_k = 30^\circ\text{C}$ .

$t_0$ [°C]	-50	-40	-30	-20	-10	-50	-40	-30	-20	-10	0	-40	-30	-20	-10	0	-10	0	10
$t_k$ [°C]	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
$t_f$ [°C]	150	150	150	150	150	140	140	140	140	140	140	130	130	130	130	130	130	130	130
$p_0$ [bar]	0,407	0,716	1,2	1,9	2,91	0,407	0,716	1,2	1,9	2,91	4,3	0,716	1,2	1,9	2,91	4,3	2,91	4,3	6,16
$p_k$ [bar]	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
$x_s$ [kg/kg]	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208
$x_b$ [kg/kg]	0,171	0,238	0,310	0,376	0,448	0,171	0,171	0,238	0,310	0,376	0,448	0,238	0,310	0,376	0,448	0,512	0,448	0,512	0,612
$x$ [kg/kg]	0,043	0,110	0,182	0,248	0,320	0,003	0,07	0,142	0,208	0,280	0,352	0,030	0,102	0,168	0,240	0,312	0,240	0,312	0,404
$t_1$ [°C]	138	123	107	94	79	138	123	107	94	79	65	123	107	94	79	65	79	65	54
$i_1$ [kJ/kg]	536	455	370	313	263	536	455	370	313	265	230	455	370	313	265	230	265	230	230
$t_{0a}$ [°C]	136	121	105	92	77	136	121	105	92	77	63	121	105	92	77	63	77	63	52
$i_{0a}$ [kJ/kg]	527	444	362	305	254	527	447	362	305	257	222	444	362	305	257	222	257	222	222
$i_9$ [kJ/kg]	59	33,5	20	20	32	59	35	20	20	32	62	33,5	20	20	32	62	32	62	115
$i_6$ [kJ/kg]	592	592	592	592	592	543	543	543	543	543	543	489	489	489	489	489	489	489	489
$f$ [kg/kg]	20,28	7,93	4,79	3,52	2,725	277,3	11,886	5,859	4,00	2,97	2,36	26,4	7,765	4,714	3,300	2,54	3,300	2,54	1,96
$i_{3a}$ [kJ/kg]	100	122	160	194	241	69,3	93	131	159	204	261	62,3	96	128	166	225	166	225	270
$t_{0s}$ [°C]	36	42,5	52	58	69	30	36	47	53	63	75	34	42	47	59	71	59	71	82
$q_{sr}$ [kJ/kg]	146	129	110	92	71	146	129	110	91	71	51	129	110	91	71	51	71	51	31
$t_{0a}$ [°C]	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
$i_5$ [kJ/kg]	1534	1549	1563	1576	1588	1534	1549	1563	1576	1588	1598	1549	1563	1576	1588	1598	1588	1598	1607
$i_{5a}$ [kJ/kg]	1680	1678	1673	1668	1659	1680	1678	1673	1667	1659	1649	1678	1673	1667	1659	1649	1659	1649	1638
$i_2$ [kJ/kg]	2140	2022	1910	1848	1785	2140	2022	1910	1848	1785	1737	2022	1910	1848	1785	1737	1785	1737	1693
$x_2$ [kg/kg]	0,724	0,83	0,917	0,952	0,975	0,724	0,830	0,917	0,952	0,975	0,988	0,830	0,917	0,952	0,975	0,988	0,975	0,988	0,995
$i_2$ [kJ/kg]	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630	1630
$i_3$ [kJ/kg]	496	496	496	496	496	496	496	496	496	496	-196	496	496	496	496	496	496	496	496

$i_{3a}$ [kJ/kg]	350	367	386	404	425	350	367	386	399	425	447	367	386	399	425	445	459
$i_{1a}$ [kJ/kg]	2940	2429	2120	1976	1857	2940	2472	2121	1976	1855	1776	2429	2121	1976	1855	1776	1710
$i_p$ [kJ/kg]	3118	2537	2187	2022	1888	3118	2587	2188	2022	1886	1794	2537	2188	2022	1886	1794	1720
$q_p$ [kJ/kg]	1190	1182	1177	1178	1163	1190	1182	1177	1177	1163	1159	1188	1177	1177	1163	1159	1148
$q_k$ [kJ/kg]	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134	1134
$q_{1k}$ [kJ/kg]	1481	907	557	392	258	1481	956	558	392	256	157	900	558	392	256	157	83
$q_{AB}$ [kJ/kg]	2411	2258	2184	2086	1988	4463	2274	2192	2064	1952	1858	2376	2167	2048	1923	1838	1672
$q_{1r}$ [kJ/kg]	3844	3117	2697	2440	2217	5907	3185	2705	2419	2192	2003	3236	2685	2400	2163	1983	1754
$m_1$ [kg/s]	0,8403	0,846	0,850	0,849	0,860	0,84	0,846	0,850	0,850	0,860	0,863	0,842	0,850	0,850	0,860	0,863	0,872
$m_3$ [kg/s]	17,04	6,709	4,07	2,988	2,343	233	10,056	4,980	3,400	2,554	2,037	22,23	6,600	4,007	2,838	2,192	1,709
$m_2$ [kg/s]	16,20	5,863	3,22	2,139	1,483	232,16	9,210	4,130	2,55	1,694	1,174	21,39	5,750	3,157	1,978	1,329	0,837
$\Phi_K$ [kW]	963	959	964	967	975	963	959	964	975	986	990	966	964	975	986	990	1000
$\Phi_R$ [kW]	1244	767	473	333	222	1244	809	474	327	220	135	758	474	327	220	135	72
$\Phi_{Ab}$ [kW]	2025	1910	1856	1771	1710	3749	1924	1863	1754	1679	1603	2000	1842	1741	1654	1586	1458
$\Phi_r$ [kW]	3229	2637	2292	2072	1906	4961	2695	2299	2056	1885	1728	2725	2282	2040	1860	1711	1530
$T_1$ [K]	296	296	296	296	296	296	296	296	296	296	296	296	296	296	296	296	296
$T_{1m}$ [K]	417	409,5	402	395	388	412	404,5	396	389	383	376	400	391	385	377	371	365
$\eta_r$	0,290	0,277	0,264	0,251	0,236	0,281	0,269	0,254	0,239	0,227	0,213	0,259	0,243	0,231	0,214	0,202	0,189
$T_0$ [K]	223	233	243	253	263	223	233	243	253	263	273	233	243	253	263	273	283
$\eta_0$	0,327	0,277	0,218	0,170	0,125	0,327	0,277	0,218	0,170	0,125	0,084	0,27	0,218	0,170	0,125	0,084	0,046
COP	0,31	0,379	0,436	0,483	0,525	0,201	0,371	0,435	0,462	0,531	0,562	0,367	0,438	0,490	0,538	0,584	0,654
$\eta_{ss}$	0,349	0,379	0,360	0,327	0,278	0,234	0,382	0,373	0,346	0,292	0,228	0,383	0,393	0,361	0,314	0,243	0,159
$\Phi_{SS}$	7975	2754	1392	852	520	109000	4143	1703	969	575	326	9137	2257	1142	638	351	183
$\Phi_{Sr}$	123	109	94	78	61	123	109	93	77	61	44	109	93	77	61	44	27
$E_{X,qR}$	936	730	605	520	450	30640	725	584	492	428	368	706	555	471	398	346	289
$E_{X,q0}$	327	277	218	170	125	234	277	218	170	125	84	270	218	170	125	84	46
$E_{X,p}$	609	453	387	350	325	30406	448	366	322	303	284	436	337	301	273	262	243

Tab 3.2 Performanțele instalației cu ameliorări (cu SS și Sr) în funcție de temperatura de vaporizare și de temperatura de condensare, pentru  $t_p = 150^\circ\text{C}$

$t_p$ [ $^\circ\text{C}$ ]	-40	-40	-40	-40	-40	-30	-30	-30	-30	-20	-20	-20	-20	-10	-10	-10	-10
$t_K$ [ $^\circ\text{C}$ ]	10	20	30	40	50	20	30	40	50	20	30	40	50	20	30	40	50
$t_p$ [ $^\circ\text{C}$ ]	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150
$p_0$ [bar]	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	1,2	1,2	1,2	1,2	1,9	1,9	1,9	1,9	2,91	2,91	2,91	2,91
$p_K$ [bar]	6,16	8,6	12	15,6	20,3	8,6	12	15,6	20,3	8,6	12	15,6	20,3	8,6	12	15,6	20,3
$x_s$ [kg/kg]	0,03	0,074	0,128	0,173	0,228	0,074	0,128	0,173	0,228	0,074	0,128	0,173	0,228	0,074	0,128	0,173	0,228
$x_b$ [kg/kg]	0,348	0,292	0,238	0,187	0,138	0,366	0,31	0,255	0,206	0,439	0,376	0,324	0,270	0,514	0,448	0,394	0,341
$\Delta x$ [kg/kg]	0,318	0,218	0,110	0,014	<0	0,292	0,182	0,082	<0	0,365	0,248	0,151	0,042	0,44	0,32	0,221	0,113
$t_1$ [ $^\circ\text{C}$ ]	74	98	123	146		81	107	130		67	94	114	136	55	79	100	123
$i_1$ [kJ/kg]	218	32	455	568		250	370	487		204	313	409	531	176	263	355	460
$t_2$ [ $^\circ\text{C}$ ]	72	96	121	142		79	105	128		65	92	112	134	53	77	98	121
$i_2$ [kJ/kg]	210	314	444	560		242	362	481		196	305	401	523	168	254	347	452
$i_3$ [kJ/kg]	-71	-20	33,5	97		-23	20	75		-12	20	64	117	16	52	60	102
$i_6$ [kJ/kg]	621	604	592	585		604	592	585		604	592	585	576	604	592	585	576
$f$ [kg/kg]	3,05	4,25	7,93	59		3,17	4,79	10,09		2,54	3,52	5,48	18,4	2,105	2,725	3,742	6,832
$i_6$ [kJ/kg]	203	166	122	114		217	160	134		261	194	173	147	314	241	193	166
$t_{6a}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	50	48	42,5	45		70	52	48		80	58	57	54	80	69	61	60
$q_{6a}$ [kJ/kg]	83	108	129	150		90	110	132		68	92	114	136	51	71	92	114
$t_{6a}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	0	10	20	30		10	20	30		10	20	30	40	10	20	30	40
$i_7$ [kJ/kg]	1549	1540	1540	1549		1563	1563	1563		1576	1576	1576	1576	1588	1588	1588	1588



$i_s$ [kJ/kg]	1632	1657	1678	1699	1653	1673	1695	1644	1668	1690	1712	1639	1659	1680	1702
$i_p$ [kJ/kg]	1819	1907	2022	2149	1839	1910	2017	1776	1848	1929	2036	1730	1785	1865	1953
$x_p$ [kg/kg]	0,962	0,92	0,83	0,73	0,96	0,917	0,845	0,979	0,952	0,914	0,843	0,992	0,975	0,950	0,910
$i_2$ [kJ/kg]	1621	1626	1630	1631	1626	1630	1631	1626	1630	1631	1629	1626	1630	1631	1629
$i_3$ [kJ/kg]	403	449	496	544	449	496	544	449	496	544	590	449	496	544	590
$i_{3a}$ [kJ/kg]	320	341	367	394	359	386	412	381	398	443	454	398	425	452	476
$i_{3b}$ [kJ/kg]	1918	2109	2429	2935	1946	2120	2419	1837	1976	2151	2448	1763	1857	2000	2189
$i_p$ [kJ/kg]	1958	2175	2537	3112	1990	2187	2526	1866	2022	2222	2560	1782	1888	2050	2265
$q_p$ [kJ/kg]	1229	1208	1182	1155	1204	1177	1151	1195	1178	1133	1122	1190	1163	1136	1112
$q_k$ [kJ/kg]	1218	1177	1134	1087	1177	1134	1087	1177	1134	1087	1039	1177	1134	1087	1039
$q_R$ [kJ/kg]	337	549	907	1481	364	557	895	240	392	591	931	156	258	419	636
$q_{Ab}$ [kJ/kg]	2265	2281	2258	2588	2197	2184	2156	2076	2086	2114	2117	1952	1988	1985	1973
$q_f$ [kJ/kg]	2590	2803	3117	4001	2534	2697	2987	2298	2440	2645	2959	2096	2217	2356	2536
$m_1$ [kg/s]	0,814	0,828	0,846	0,866	0,831	0,850	0,869	0,837	0,849	0,883	0,892	0,840	0,860	0,880	0,899
$m_3$ [kg/s]	2,483	3,518	6,709	51,08	2,633	4,070	8,766	2,126	2,988	4,837	16,40	1,769	2,343	3,294	6,144
$m_2$ [kg/s]	1,669	2,690	5,863	50,22	1,803	3,22	7,897	1,289	2,139	3,954	15,51	0,929	1,483	2,414	5,245
$\Phi_R$ [kW]	991	975	959	941	978	964	945	985	967	960	927	988	975	957	934
$\Phi_R$ [kW]	274	455	767	1283	302	473	778	201	333	521	830	131	222	369	572
$\Phi_{Ab}$ [kW]	1844	1889	1910	2241	1826	1856	1874	1738	1771	1867	1888	1640	1710	1745	1774
$\Phi_f$ [kW]	2108	2321	2637	3465	2106	2292	2596	1923	2072	2336	2639	1761	1906	2073	2280
$T_s$ [K]	276	286	296	306	286	296	306	286	296	306	316	286	296	306	316
$T_{inn}$ [K]	385	397	409	421	388	402	413	381	395	405	416	376	388	398	410
$\eta_f$	0,283	0,280	0,277	0,273	0,263	0,264	0,259	0,249	0,251	0,244	0,240	0,238	0,236	0,231	0,228
$T_0$ [K]	233	233	233	233	243	243	243	253	253	253	253	263	263	263	263
$\eta_0$	0,184	0,227	0,277	0,313	0,177	0,218	0,259	0,131	0,170	0,209	0,249	0,087	0,125	0,163	0,201
COP	0,474	0,431	0,379	0,289	0,475	0,436	0,385	0,520	0,483	0,428	0,379	0,568	0,525	0,482	0,439
$\eta_{cs}$	0,308	0,349	0,379	0,331	0,320	0,360	0,385	0,271	0,327	0,367	0,393	0,208	0,278	0,340	0,387
$\Phi_{s5}$	698	1175	2754	23650	698	1392	3559	442	852	1630	6658	269	520	945	2150
$\Phi_{s1}$	68	89	109	112	75	94	115	57	78	101	121	43	61	81	102
$Ex_{tot}$	597	650	730	946	554	605	672	479	520	570	633	419	450	479	520
$Ex_{30}$	184	227	277	313	177	218	259	130	170	209	249	87	125	163	201
$Ex_{np}$	413	423	453	633	377	387	413	349	350	361	384	332	325	316	319

Tabelul 3.3 Performanțele instalației frigorifice cu ameliorări (cu aparatele SS și Sr) în funcție de temperatura de vaporizare și de temperatura de condensare, pentru  $t_c = 140^\circ\text{C}$

$t_0$ [ $^\circ\text{C}$ ]	-40	-40	-30	-30	-30	-20	-20	-20	-20	-20	-10	-10	-10	-10
$t_k$ [ $^\circ\text{C}$ ]	10	20	30	40	10	20	30	40	50	10	20	30	40	50
$t_f$ [ $^\circ\text{C}$ ]	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140
$p_0$ [bar]	0,7	0,7	1,2	1,2	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91
$p_s$ [bar]	6,16	8,6	12	15,6	6,16	8,6	12	15,6	20,3	6,16	8,6	12	15,6	20,3
$x_1$ [kg/kg]	0,06	0,11	0,168	0,214	0,060	0,11	0,168	0,214	0,268	0,060	0,11	0,168	0,214	0,268
$x_0$ [kg/kg]	0,348	0,292	0,238	0,366	0,31	0,255	0,500	0,439	0,270	0,590	0,514	0,448	0,394	0,341
$x$ [kg/kg]	0,288	0,182	0,07	0,377	0,256	0,142	0,41	0,410	0,002	0,53	0,404	0,280	0,180	0,073
$t_1$ [ $^\circ\text{C}$ ]	74	98	123	58	81	107	130	45	114	32	42	79	100	123
$i_1$ [kJ/kg]	218	322	455	147	250	370	487	117	409	117	176	265	355	458
$t_{b1}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	72	96	121	56	79	105	128	43	112	30	40	77	98	121
$i_{b1}$ [kJ/kg]	210	314	447	139	242	362	481	109	401	109	168	257	347	450
$t_0$ [kJ/kg]	-71	-20	35	-61	-23	20	75	-37	64	17	16	32	60	102
$i_0$ [kJ/kg]	568	556	543	558	556	543	536	568	536	568	556	543	536	533
$f$ [kg/kg]	3,264	4,890	11,886	2,493	3,477	5,859	19,17	2,136	7,145	1,774	2,203	2,970	4,367	10,03
$t_{b0}$ [kJ/kg]	163	136	93	234	184	131	108	293	144	357	277	204	164	146
$t_{b0}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	35	41	36	61	53	47	45	76	55	90	77	63	60	56
$q_{00}$ [kJ/kg]	83	104	129	68	90	110	132	45	114	29	50	71	92	113
$t_{b0}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	0	10	20	0	10	20	30	0	30	0	10	20	30	40
$i_s$ [kJ/kg]	1549	1549	1549	1563	1563	1563	1563	1576	1576	1588	1588	1588	1588	1588
$i_{s0}$ [kJ/kg]	1632	1653	1678	1631	1653	1673	1695	1621	1690	1617	1638	1659	1680	1702
$i_f$ [kJ/kg]	1819	1907	2022	1756	1839	1910	2017	1701	1929	1670	1730	1785	1865	1953
$x_{00}$ [kg/kg]	0,962	0,920	0,831	0,984	0,960	0,917	0,845	0,994	0,914	0,998	0,992	0,975	0,950	0,910
$i_c$ [kJ/kg]	1621	1626	1630	1621	1626	1630	1631	1621	1631	1621	1626	1630	1631	1629
$i_c$ [kJ/kg]	391	449	496	391	449	496	544	391	544	391	449	496	544	590
$i_{s0}$ [kJ/kg]	320	345	367	335	359	386	412	346	430	362	390	425	452	477

$i_p$ [kJ/kg]	1918	2109	2472	1803	1946	2121	2419	1722	1837	1976	2151	2448	1677	1756	1855	2109	2190
$i_r$ [kJ/kg]	1958	2175	2587	1828	1990	2188	2526	1736	1866	2022	2222	2560	1685	1774	1886	2174	2266
$q_0$ [kJ/kg]	1229	1204	1182	1228	1204	1177	1151	1230	1195	1177	1146	1122	1226	1189	1163	1136	1112
$q_k$ [kJ/kg]	1230	1177	1134	1230	1177	1134	1087	1230	1177	1147	1087	1039	1230	1177	1147	1087	1039
$q_k$ [kJ/kg]	337	549	956	207	364	558	895	115	240	392	591	931	64	148	256	543	637
$q_{ab}$ [kJ/kg]	2233	2280	2274	2132	2189	2192	2220	2033	2062	2064	2118	4880	1863	1936	1952	1969	2001
$q_l$ [kJ/kg]	2559	2802	3185	2329	2526	2705	3044	2148	2284	2419	2650	5728	1931	2072	2192	2463	2565
$m_1$ [kg/s]	0,814	0,831	0,846	0,814	0,831	0,850	0,869	0,813	0,837	0,850	0,873	0,891	0,815	0,841	0,860	0,880	0,899
$m_3$ [kg/s]	2,656	4,061	10,056	2,029	2,889	4,980	16,65	1,737	2,264	3,400	6,235	32,62	1,447	1,853	2,554	3,844	9,020
$m_3$ [kg/s]	1,842	3,230	9,210	1,215	2,058	4,130	15,79	0,924	1,427	2,550	5,362	32,53	0,632	1,012	1,694	2,964	8,121
$\Phi_K$ [kW]	991	978	959	991	978	964	945	1000	985	975	945	926	1002	990	986	957	934
$\Phi_R$ [kW]	274	456	809	168	302	474	777	93	201	327	516	830	52	124	220	478	573
$\Phi_{ab}$ [kW]	1818	1895	1924	1735	1819	1863	1928	1653	1726	1754	1849	4348	1518	1628	1679	1733	1799
$\Phi_r$ [kW]	2083	2528	2695	1895	2099	2299	2645	1746	1912	2056	2313	5104	1574	1742	1885	2167	2306
$T_s$ [K]	276	286	296	276	286	296	306	276	286	296	306	316	276	286	296	306	316
$T_{fm}$ [K]	380	392	404,5	372	383	396	408	365	376	389	400	411	359	364	383	393	404
$\eta$	0,274	0,270	0,269	0,258	0,255	0,254	0,250	0,245	0,241	0,239	0,235	0,231	0,231	0,214	0,227	0,221	0,219
$T_o$ [K]	233	233	233	243	243	243	243	253	253	253	253	253	263	263	263	263	263
$\eta_o$	0,185	0,227	0,277	0,136	0,177	0,218	0,259	0,091	0,130	0,170	0,209	0,249	0,049	0,087	0,125	0,163	0,201
COP	0,480	0,430	0,371	0,528	0,476	0,455	0,378	0,573	0,523	0,462	0,432	0,196	0,635	0,574	0,531	0,462	0,434
$\eta_{ex}$	0,324	0,361	0,382	0,278	0,331	0,373	0,392	0,213	0,282	0,346	0,385	0,211	0,135	0,233	0,292	0,340	0,398
$\Phi_{ex}$	746	1356	4143	406	765	1703	6751	253	471	969	2101	132356	133	282	575	1103	3159
$\Phi_{ex}$	68	86	109	55	75	93	115	37	57	77	100	121	24	42	61	81	102
$E_{x,fl}$	571	629	725	489	535	584	661	428	461	492	544	1179	364	373	428	479	505
$E_{2,sp}$	185	227	277	136	177	218	259	91	130	170	200	249	46	87,5	125	163	201
$E_{3,fl}$	386	402	448	353	358	360	402	337	331	322	355	930	315	285	303	316	304

Tab.3.4. Performanțele instalației frigorifice cu ameliorări (cu aparatele SS și Sr) în funcție de temperatura de vaporizare și de temperatura de condensare, pentru  $t_p = 130^\circ\text{C}$

	-30	-30	-30	-30	-20	-20	-20	-20	-10	-10	-10	-10	-10	-10
$t_0$ [°C]														
$t_k$ [°C]	10	20	30	40	10	20	30	40	10	20	30	40	10	50
$t_e$ [°C]	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130
$p_0$ [bar]	1,2	1,2	1,2	1,2	1,9	1,9	1,9	1,9	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91
$p_k$ [bar]	6,16	8,60	12	15,6	6,16	8,6	12	15,6	6,16	8,6	12	15,6	6,16	20,3
$x_c$ [kg/kg]	0,096	0,128	0,208	0,255	0,096	0,128	0,208	0,255	0,096	0,128	0,208	0,255	0,096	0,31
$x_b$ [kg/kg]	0,457	0,366	0,310	0,255	0,500	0,439	0,376	0,324	0,590	0,514	0,448	0,394	0,590	0,342
$x$ [kg/kg]	0,341	0,238	0,102	0	0,404	0,311	0,168	0,069	0,494	0,386	0,240	0,139	0,494	0,032
$t_1$ [°C]	58	81	107	-	45	67	94	114	32	54	79	100	32	123
$i_1$ [kJ/kg]	147	250	370		117	204	313	409	117	176	265	355	117	460
$t_{0a}$ [°C]	56	79	105		43	65	92	112	30	52	77	98	30	121
$i_{0a}$ [kJ/kg]	139	242	362		109	196	305	401	109	168	257	347	109	452
$t_9$ [kJ/kg]	-61	-23	20		-37	-12	20	64	17	16	32	60	17	102
$i_9$ [kJ/kg]	516	500	489		516	500	489	487	516	500	489	487	516	492
$f$ [kg/kg]	2,651	3,664	7,765		2,238	2,804	4,714	10,8	1,823	2,259	3,300	5,360	1,823	21,56
$i_{0a}$ [kJ/kg]	195	133	96		252	177	128	116	312	227	166	134	312	125
$t_{0a}$ [°C]	55	47	42		67	53	47	50	83	66	59	54	83	55
$q_{0a}$ [kJ/kg]	68	90	110		45	68	91	114	29	50	71	92	29	114
$t_{5a}$ [°C]	0	10	20		0	10	20	50	0	10	20	30	0	40
$i_c$ [kJ/kg]	1563	1563	1563		1576	1576	1576	1576	1588	1588	1588	1588	1588	1588
$i_{5a}$ [kJ/kg]	1631	1653	1673		1621	1644	1667	1690	1617	1638	1659	1680	1617	1702
$t_e$ [kJ/kg]	1756	1839	1910		1701	1776	1848	1929	1670	1730	1785	1865	1670	1953
$x_p$ [kg/kg]	0,984	0,950	0,917		0,9935	0,979	0,952	0,914	0,9982	0,992	0,975	0,950	0,9982	0,910
$t_p$ [kJ/kg]	1621	1626	1630		1621	1626	1630	1631	1621	1626	1630	1631	1621	1629
$i_p$ [kJ/kg]	391	449	496		391	449	496	544	391	449	496	544	391	590

$i_{3a}$ [kJ/kg]	335	359	386	346	381	399	430	362	390	425	452	476
$i_{1a}$ [kJ/kg]	1803	1946	2121	1722	1837	1976	2151	1677	1756	1855	2109	2189
$i_p$ [kJ/kg]	1828	1990	2188	1736	1866	2022	2222	1685	1774	1886	2174	2265
$q_{10}$ [kJ/kg]	1228	1204	1177	1230	1195	1177	1146	1226	1189	1163	1136	1112
$q_k$ [kJ/kg]	1230	1177	1134	1230	1177	1147	1087	1230	1177	1147	1087	1039
$q_k$ [kJ/kg]	207	364	558	115	240	392	591	64	148	256	543	636
$q_{Ab}$ [kJ/kg]	2115	2092	2167	2016	1997	2048	2136	1842	1880	1923	1943	2073
$q_F$ [kJ/kg]	2311	2435	2685	2131	2218	2400	2664	1911	2006	2163	2437	2626
$m_1$ [kg/s]	0.814	0.831	0.850	0.813	0.837	0.850	0.873	0.815	0.841	0.860	0.880	0.899
$m_3$ [kg/s]	2.158	3.045	6.600	1.820	2.347	4.007	9.428	1.486	1.900	2.838	4.717	19.388
$m_2$ [kg/s]	1.344	2.214	5.750	1.007	1.510	3.157	8.555	0.671	1.059	1.978	3.837	18.489
$\Phi_k$ [kW]	991	978	964	1000	985	975	945	1002	990	986	957	934
$\Phi_R$ [kW]	168	302	474	93	201	327	516	52	124	220	478	572
$\Phi_{Ab}$ [kW]	1722	1738	1842	1639	1671	1741	1865	1501	1581	1654	1710	1864
$\Phi_T$ [kW]	1881	2023	2282	1732	1856	2040	2326	1557	1687	1860	2144	2361
$T_2$ [K]	276	286	296	276	286	296	306	276	286	296	306	316
$T_{1m}$ [K]	367	378	391	360	372	385	395	354	365	377	388	400
$\eta$	0.248	0.243	0.243	0.235	0.230	0.231	0.225	0.220	0.2164	0.214	0.211	0.209
$T_0$ [K]	245	243	243	253	253	253	253	263	263	263	263	263
$\eta_w$	0.136	0.177	0.218	0.091	0.130	0.170	0.209	0.049	0.0875	0.125	0.163	0.202
COP	0.532	0.494	0.438	0.577	0.539	0.490	0.430	0.642	0.595	0.533	0.466	0.424
$\eta_k$	0.292	0.360	0.393	0.223	0.305	0.361	0.399	0.143	0.240	0.314	0.360	0.409
$\Phi_{N_1}$ [kW]	432	807	2257	266	488	1142	3177	157	289	638	1354	6786
$\Phi_N$ [kW]	55	75	95	37	57	77	100	24	42	61	81	102
$EX_{1a}$ [kW]	466	492	555	407	427	471	523	342	365	398	452	493
$EX_{3a}$ [kW]	136	177	218	91	130	170	209	49	87.5	125	165	202
$EX_{10}$ [kW]	330	315	337	316	297	301	314	293.5	277.5	273	280	291



Tab.3.6 Performanțele instalației simple (fără SS și fără SR)

$t_c$ [°C]	-40	-40	-40	-30	-30	-30	-20	-20	-20	-20	-20	-10	-10	-10	-10	-10
$t_R$ [°C]	10	20	10	30	30	40	10	20	30	40	50	10	20	30	40	50
$t_f$ [°C]	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140
$q_c$ [kJ/kg]	1158	1100	1053	1172	1114	1067	1185	1127	1080	1032	986	1197	1139	1092	1044	998
$q_R$ [kJ/kg]	1230	1177	1134	1230	1177	1134	1230	1177	1140	1087	1039	1230	1177	1147	1087	1039
$q_R$ [kJ/kg]	337	549	956	207	364	538	115	240	392	591	931	64	148	256	543	637
$q_{3b}$ [kJ/kg]	3067	3810	7044	2563	3020	4084	2300	2556	3125	4412	15300	1997	2222	2563	3131	5378
$q_c$ [kJ/kg]	3476	4436	8082	2828	3447	4709	2460	2846	3571	5058	154283	2094	2407	2861	3717	6056
$f$ [kg/kg]	3,264	4,890	11,886	2,49	3,477	5,859	2,136	2,705	4,00	7,145	366	1,774	2,203	2,970	4,367	10,03
$m_1$ [kg/s]	0,863	0,909	0,930	0,853	0,898	0,937	0,844	0,887	0,926	0,969	1,014	0,835	0,878	0,916	0,958	1,002
$m_3$ [kg/s]	2,819	4,445	11,288	2,127	3,121	5,491	1,803	2,400	3,704	6,923	371,1	1,482	1,934	2,720	4,184	10,06
$m_2$ [kg/s]	1,956	3,536	10,338	1,274	2,223	4,554	0,959	1,513	2,777	5,954	370,1	0,647	1,056	1,804	3,226	9,06
$\Phi_c$ [kW]	1061	1070	1077	1049	1057	1063	1038	1044	1055	1053	1,054	1027	1033	1051	1041	1040
$\Phi_R$ [kW]	291	499	908	177	327	510	97	213	363	572	944	53	130	234	520	638
$\Phi_{3b}$ [kW]	2647	3463	6692	2186	2712	3826	1941	2267	2894	4275	155445	1667	1951	2348	3000	5380
$\Phi_c$ [kW]	3000	4032	7678	2412	3095	4412	2076	2524	3307	4901	150443	1748	2113	2621	3561	6060
COP	0,333	0,248	0,130	0,415	0,323	0,227	0,482	0,396	0,302	0,204	0,006	0,572	0,473	0,382	0,281	0,165
$\eta_{es}$	0,225	0,209	0,134	0,219	0,224	0,195	0,179	0,214	0,215	0,181	0,007	0,121	0,192	0,210	0,207	0,151
$E_{Sup}$ [kW]	822	1105	2065	622	289	1121	509	608	790	1152	36138	404	432	595	787	1327
$E_{Sub}$ [kW]	185	227	277	136	177	218	91	130	170	209	249	49	87	125	163	261
$E_{Np}$ [kW]	637	878	1788	486	112	903	418	478	620	943	35889	353	365	470	624	1126

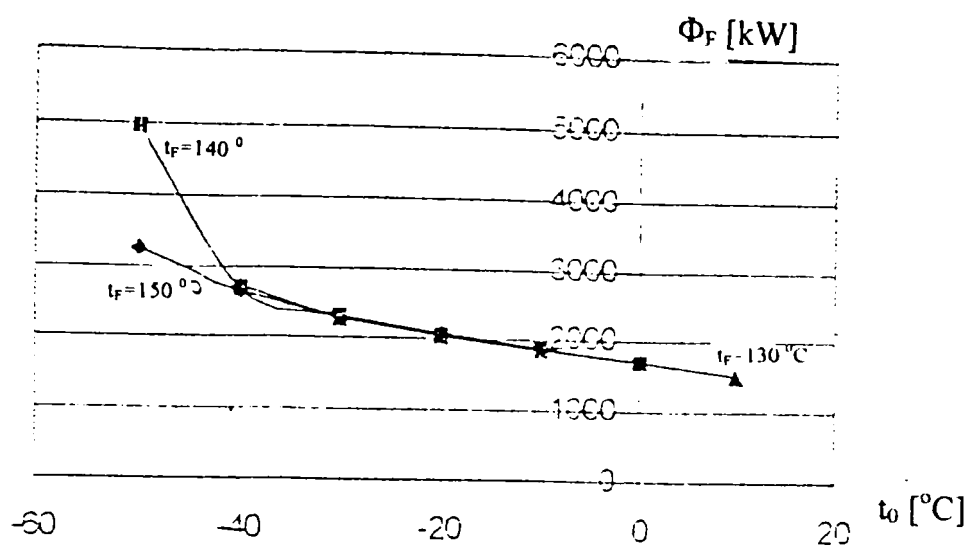


Fig. 3.8 Dependenta  $\Phi_F(t_0, t_F)$

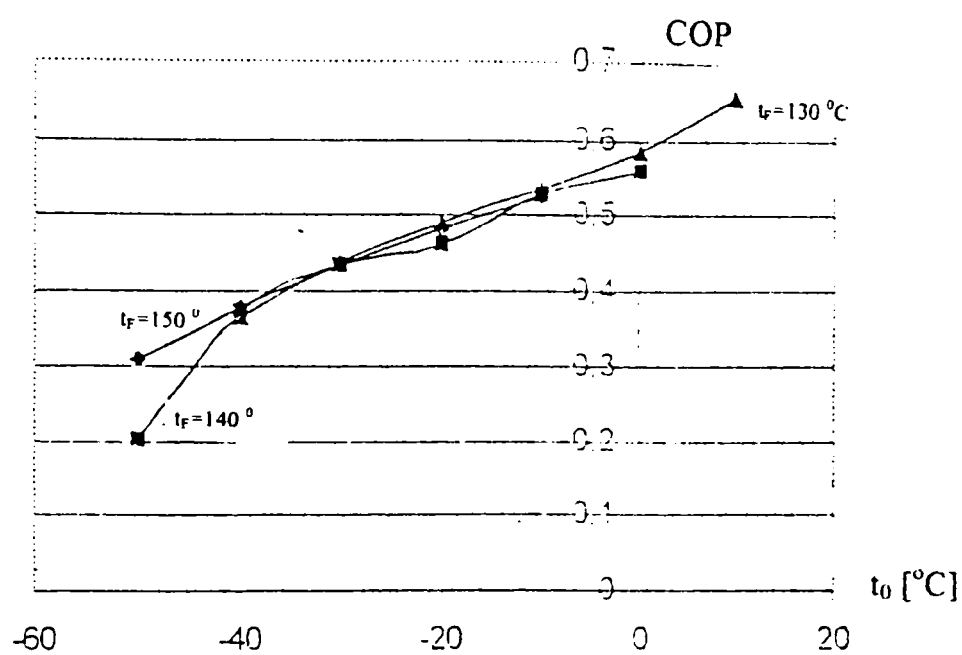


Fig. 3.9 Influența temperaturilor  $t_0$  și  $t_F$  asupra coeficientului de performanță

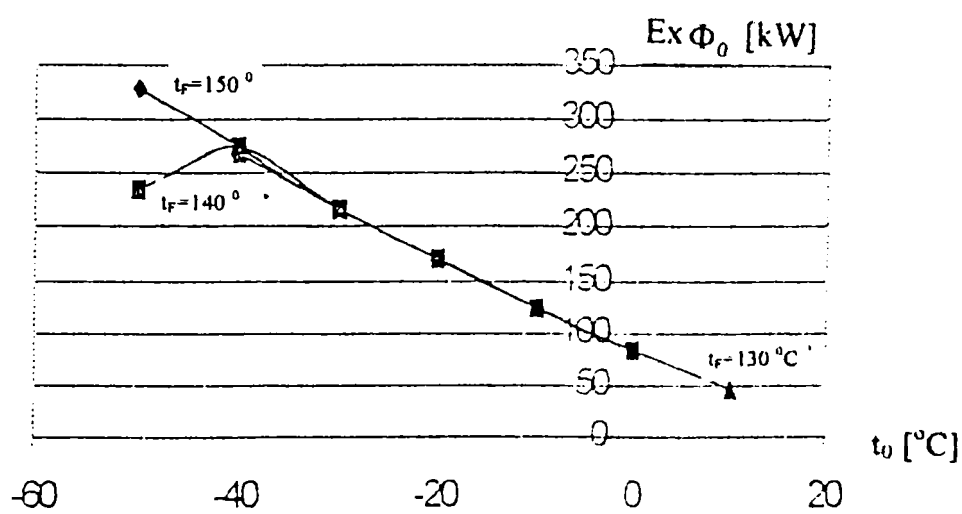


Fig. 3.10 Dependenta  $Ex \Phi_0(t_0, t_F)$



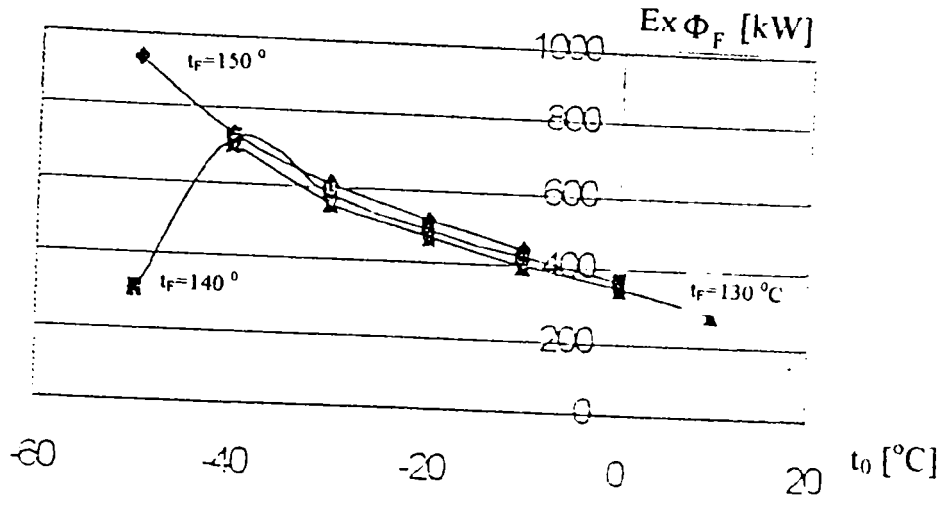


Fig. 3.11 Dependența  $Ex \Phi_F(t_0, t_F)$

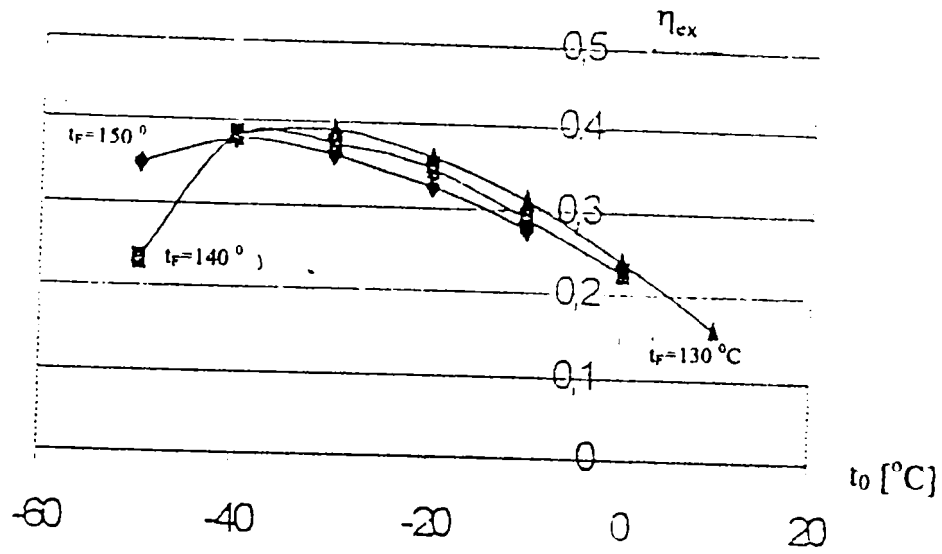


Fig. 3.12 Variația randamentului exergetic în funcție în funcție de  $t_0$  și  $t_F$

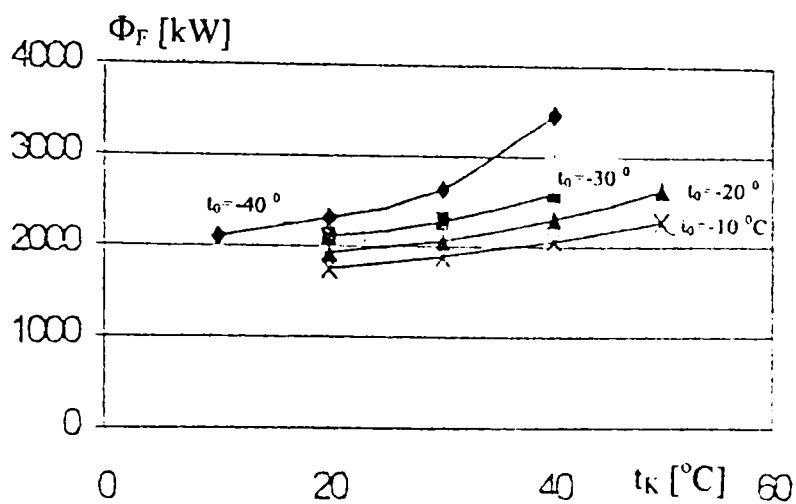


Fig. 3.13 Dependența  $\Phi_F(t_0, t_F)$  pentru  $t_F = 150^\circ\text{C}$

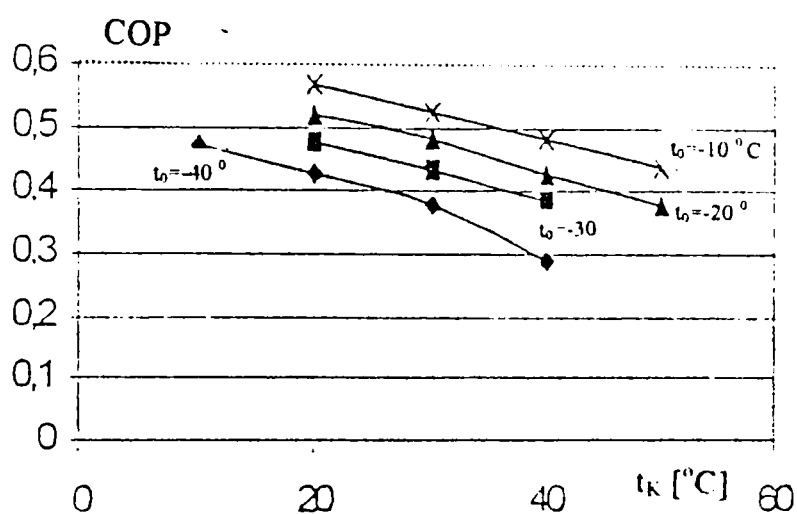


Fig. 3.14 Variația coeficientului de performanță în funcție în funcție de  $t_0$  și  $t_F$  pentru  $t_F = 150^\circ\text{C}$

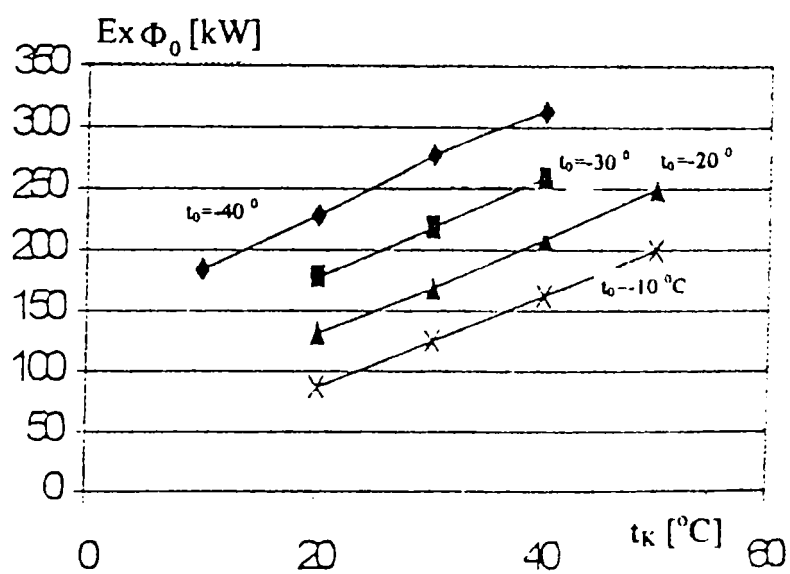


Fig. 3.15 Dependența  $Ex \Phi_0(t_0, t_K)$  pentru  $t_F = 150^\circ\text{C}$

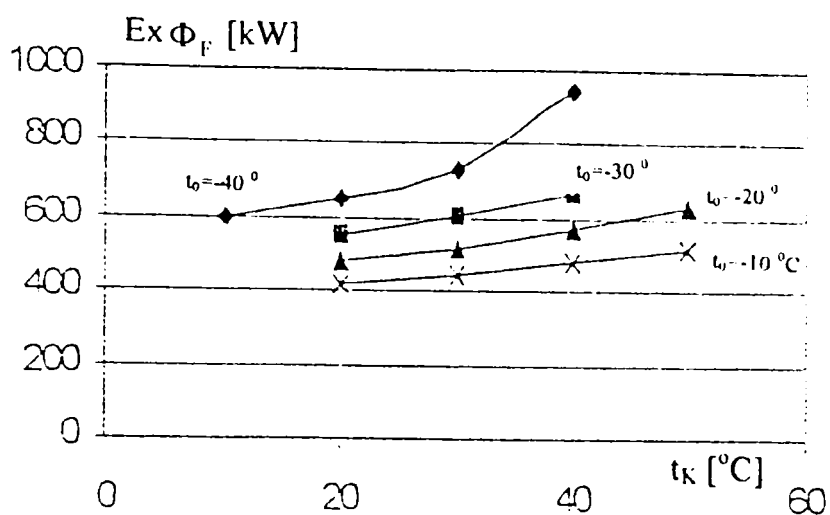


Fig. 3.16 Dependenta  $Ex\Phi_F(t_0, t_K)$  pentru  $t_F = 150$  °C

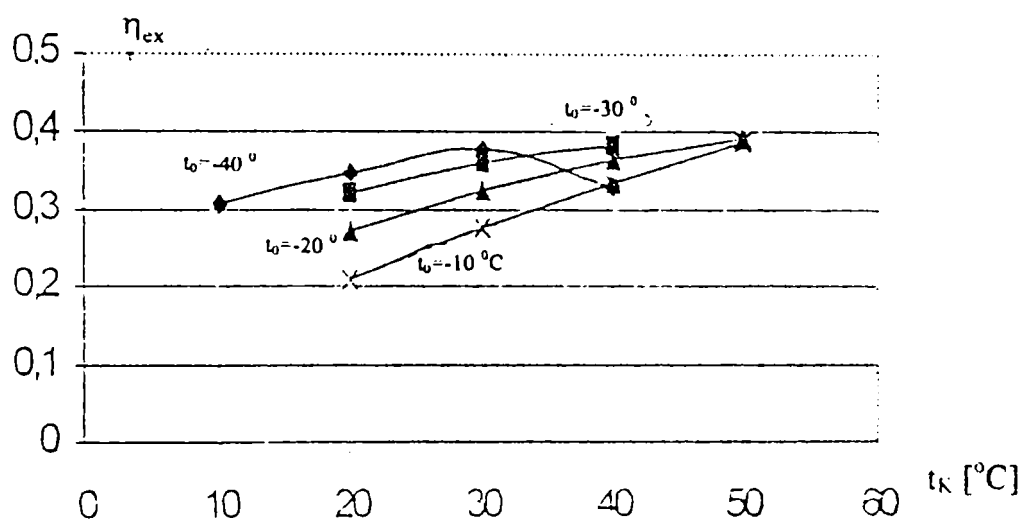


Fig. 3.17 Dependenta  $\eta_{ex}(t_0, t_K)$  pentru  $t_F = 150$  °C

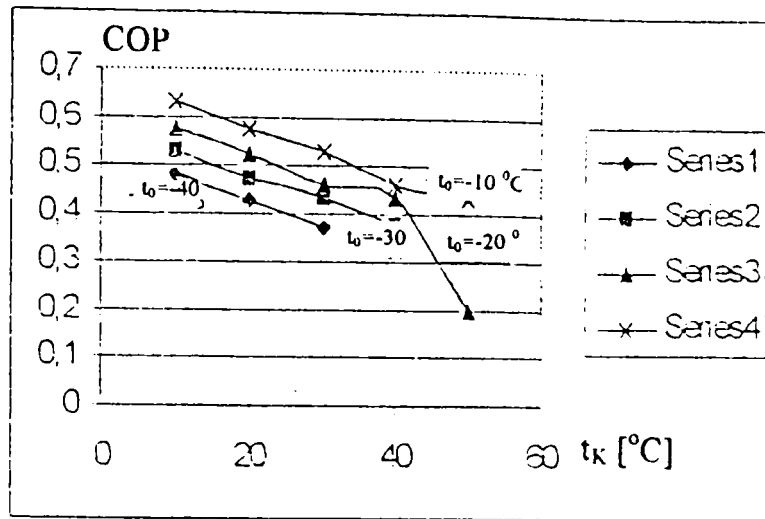


Fig. 3.18 Dependenta  $COP(t_0, t_k)$  pentru  $t_F = 140$  °C

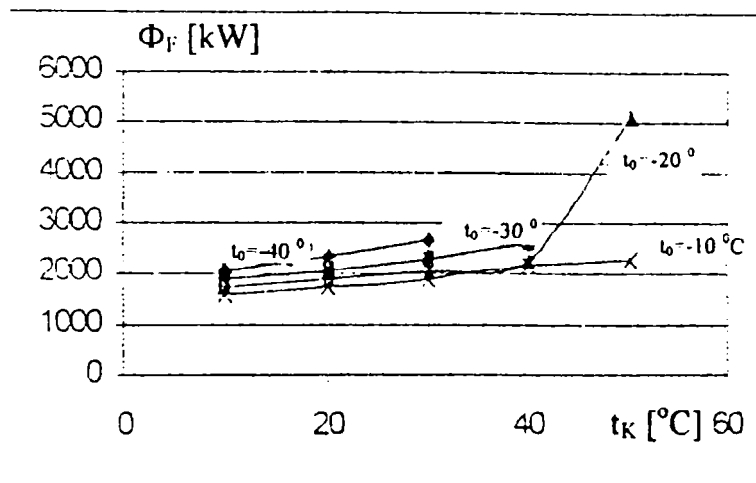


Fig. 3.19 Dependenta  $\Phi_F(t_0, t_k)$  pentru  $t_F = 140$  °C

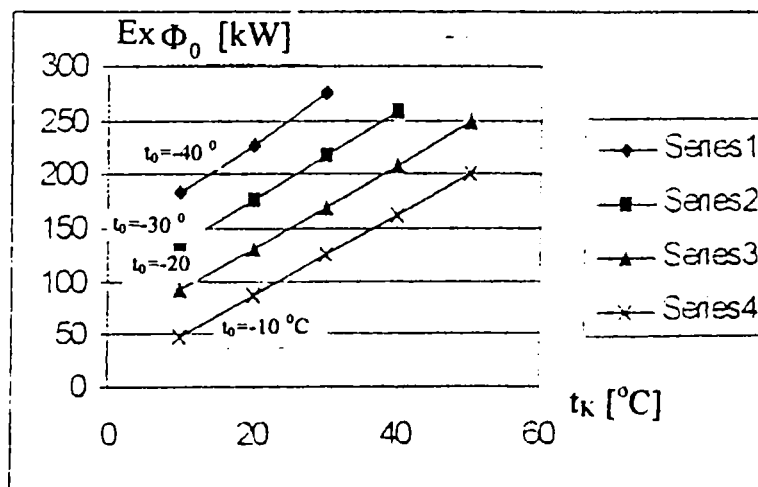


Fig. 3.20 Dependenta  $Ex\Phi_0(t_0, t_k)$  pentru  $t_F = 140$  °C

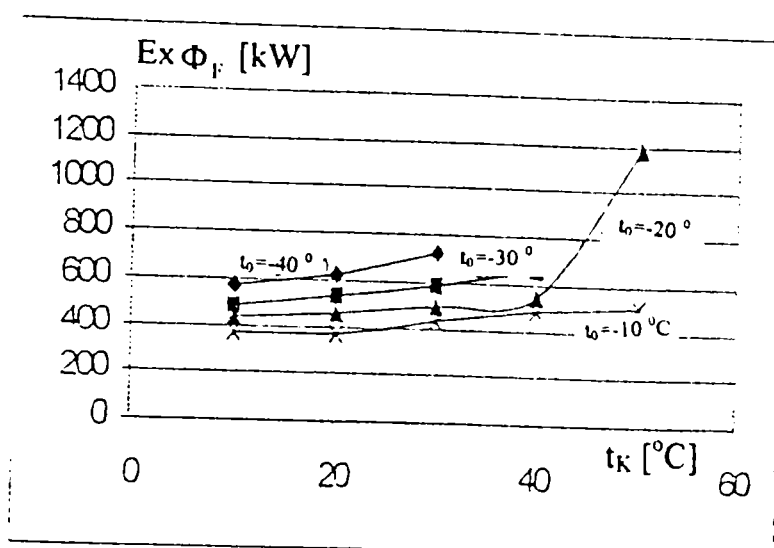


Fig. 3.21 Dependența  $Ex \Phi_F(t_0, t_K)$  pentru  $t_F = 140$  °C

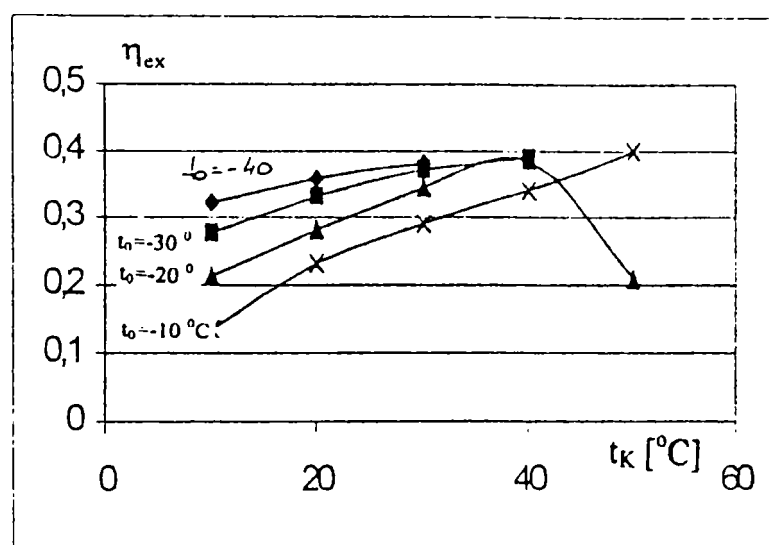


Fig. 3.22 Dependența  $\eta_{ex}(t_0, t_K)$  pentru  $t_F = 140$  °C

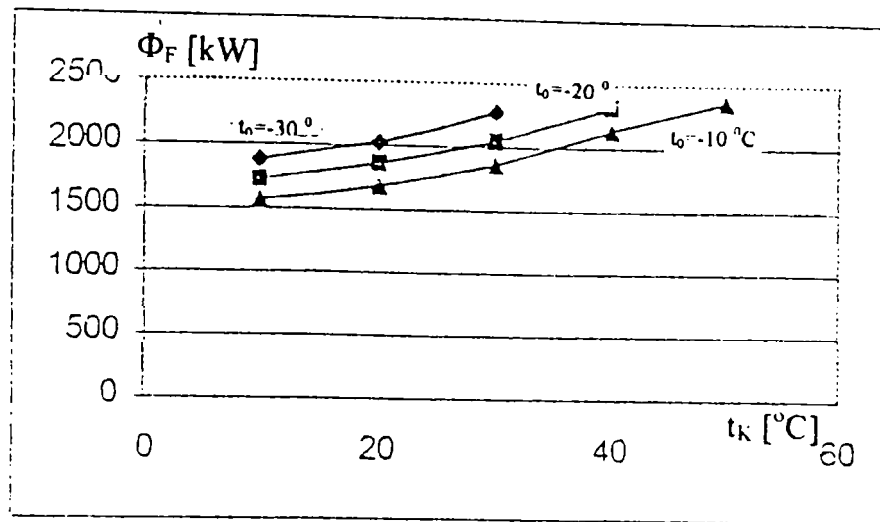


Fig. 3.23 Dependenta  $\Phi_F(t_0, t_K)$  pentru  $t_F = 130^\circ\text{C}$

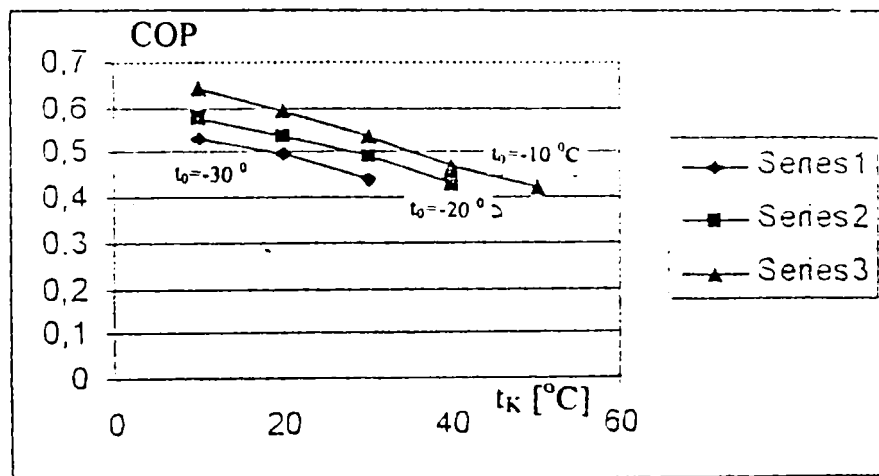


Fig. 3.24 Dependenta  $\text{COP}(t_0, t_K)$  pentru  $t_F = 130^\circ\text{C}$

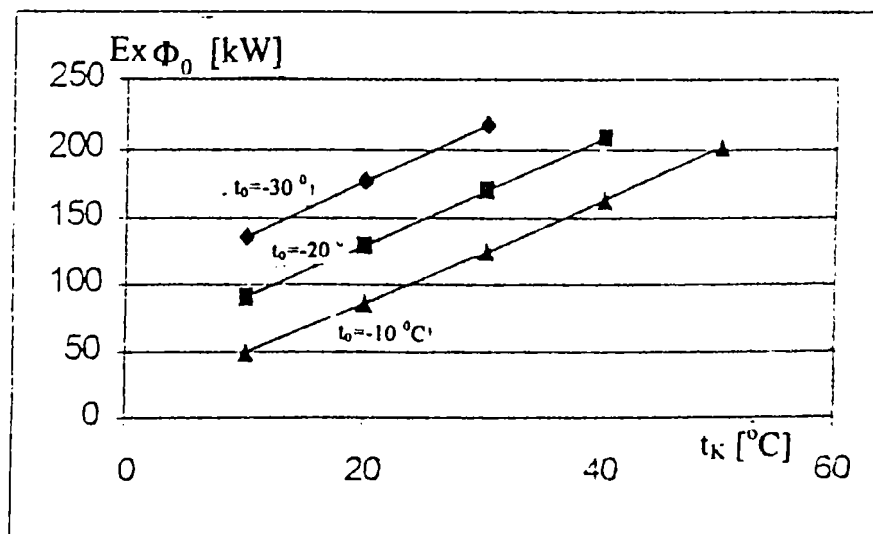


Fig. 3.25 Dependenta  $\text{Ex } \Phi_0(t_0, t_K)$  pentru  $t_F = 130^\circ\text{C}$

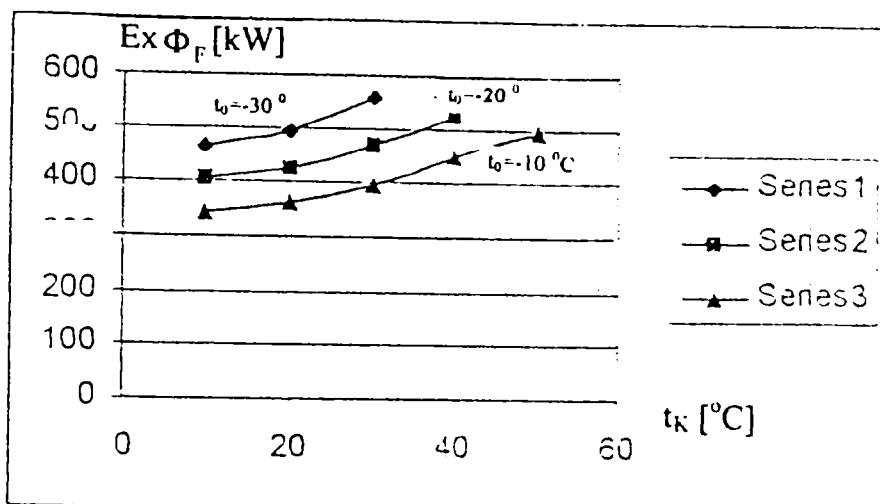


Fig. 3.26 Dependența  $Ex \Phi_F(t_0, t_K)$  pentru  $t_F = 130^\circ C$

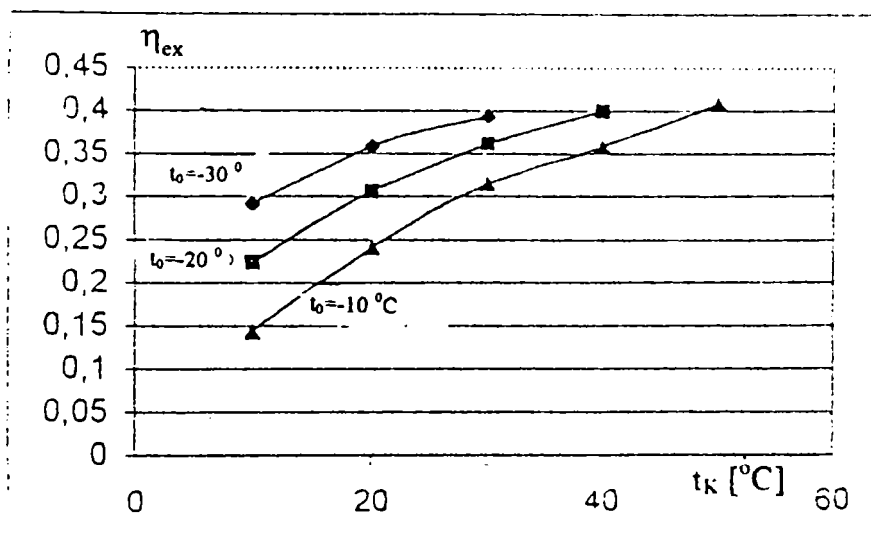


Fig. 3.27 Dependența  $\eta_{ex}(t_0, t_K)$  pentru  $t_F = 130^\circ C$

## 4. AMELIORAREA PERFORMANTELOR INSTALATIILOR FRIGORIFICE CU ABSORBTIE PRIN UTILIZAREA RECUPERARII INTERNE DE CALDURA

În procesul de transfer al căldurii de la mediul răcit către mediul ambiant, pe anumite porțiuni ale instalației frigorifice se obține o încălzire a agentului de lucru la temperaturi peste cea a mediului ambiant. Căldura extrasă de la agentul cald este considerată ca un "subprodus", asigurând încălzirea unui fluid, de exemplu, se poate prepara apă caldă menajeră. În acest caz, instalația frigorifică asigură efectul principal, de răcire și efectul secundar, de încălzire.

*Recuperarea de căldură* reprezintă un transfer de căldură, realizat în scop util, între agentul de lucru din instalație și un fluid exterior circuitului. Prin acest proces se reduc pierderile de căldură către mediul ambiant și se obține încălzirea (de multe ori și vaporizarea) utilă a unui fluid, fără consum suplimentar de căldură. Căldura recuperată de la instalațiile frigorifice poate fi utilizată în diferite scopuri: prepararea apei calde, încălzirea pardoselilor la spațiile de congelare a produselor alimentare, degivrarea suprafețelor de răcire, sau în scopul ridicării potențialului termic cu ajutorul pompelor de căldură.

În acest capitol se prezintă rezultatele unui studiu detaliat privind recuperarea căldurii de la instalația frigorifică cu absorbție și de la cea cu resorbție. Se pune în evidență creșterea randamentului exergetic și se localizează zonele în care se asigură reducerea pierderilor exergetice.

### 4.1. INSTALATIA FRIGORIFICA CU ABSORBTIE

Prezența generatorului de vapori, aparat încălzit cel mai adesea cu abur, asigură îndeplinirea funcției suplimentare de preparare a apei calde utilizabilă în anumite procese tehnologice, sau pentru încălzirea pe timp de iarnă. Se poate recupera căldură de la vaporii produși de fierbător, prin utilizarea unui deflegmator Df (figura 4.1.), plasat între coloana de epuizare CE și coloana de concentrare CC. Prin răcirea vaporilor în aparatul Df se obține o reducere a numărului de talere pentru coloana de concentrare și, în plus, se reduce și sarcina termică  $\Phi_R$  a condensatorului de reflux.

Este posibilă obținerea apei calde, având în vedere următoarele posibilități de recuperare a căldurii:

- Preluarea căldurii de potențial scăzut de la aparatele principale răcite: absorbitor și condensator;
- Preluarea căldurii de potențial mai ridicat de la partea superioară a coloanei de rectificare, respectiv, de la condensatorul de reflux, unde vaporii rectificați la o concentrație de aproximativ 0,997 au temperatura mai ridicată față de temperatura de condensare cu 15...20°C;
- Extragerea căldurii de la vaporii calzi care părăsesc coloana de epuizare cu temperaturi mari, aproximativ egale cu temperatura de început de fierbere a soluției în fierbător. Răcirea și condensarea parțială a vaporilor în această zonă se poate realiza cu ajutorul deflegmatorului Df;



- Recuperarea unei părți din căldura extrasă de la soluția săracă caldă, imediat după ieșirea ei din blaza fierbătorului. În acest scop se utilizează recuperatorul de căldură I1 (figura 4.1.). Se menționează faptul că, se poate introduce acest aparat doar în cazul în care, prin folosirea regeneratoarelor SS soluția săracă nu s-a răcit suficient, deci la ieșirea din SS are temperatura sensibil mai mare decât  $t_k$ .

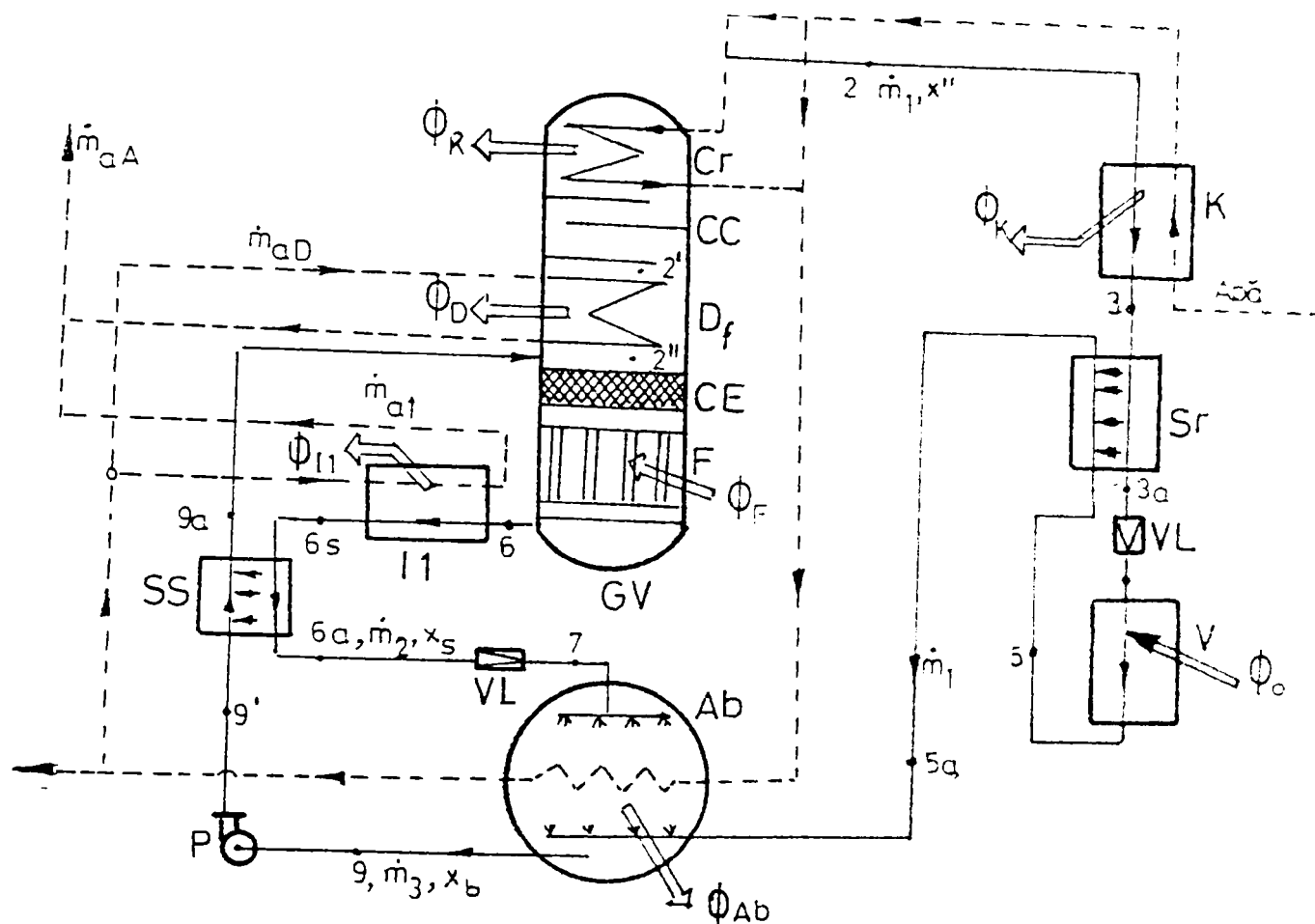


Fig.4.1. Recuperarea căldurii la instalația frigorifică cu absorbție

Prin utilizarea recuperatorului de căldură I1 se poate prepara debitul  $\dot{m}_{a1}$  de apă caldă.

Pe de altă parte, printr-o mai bună subrăcire a soluției sărace, obținută în cazul folosirii aparatului I1, se asigură o desfășurare rapidă a procesului de absorbție, deci se micșorează suprafața de schimb de căldură a absorbitorului.

Randamentele exergetice pentru instalația cu absorbție, fără recuperare de căldură  $\eta_{exA1}$  și pentru cea cu recuperare de căldură  $\eta_{exA2}$  se determină cu relațiile:

$$\eta_{exA1} = \frac{\Phi_0 \cdot \left( \frac{T_1}{T_0} - 1 \right)}{\Phi_F \cdot \left( 1 - \frac{T_1}{T_{Fmed}} \right)} \quad (4.1)$$

$$\eta_{\text{exA2}} = \frac{\Phi_0 \cdot \left( \frac{T_a}{T_0} - 1 \right) + (\Phi_D + \Phi_{II}) \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_{\text{acm}}} \right)}{\Phi_F \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_{\text{Fmed}}} \right)} \quad (4.2.)$$

unde:  $T_a = T_K - 7 \text{ K}$ ;  $T_{\text{acm}} = 273 + t_{\text{ai}} + 0,5 \cdot (t_{\text{af}} + t_{\text{ac}})$ ,  
 $t_{\text{ac}} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$  - temperatura apei calde preparate

Debitul de apă caldă cu temperatura  $t_{\text{ac}} = 55^\circ\text{C}$  este:

$$\dot{m}_{\text{aA}} = \dot{m}_{\text{aD}} + \dot{m}_{\text{aI}} = \frac{\Phi_D + \Phi_{II}}{c_a \cdot \Delta t} \quad (4.3)$$

unde:  $\Delta t = t_{\text{ac}} - t_a$

În tabele 4.1, 4.2 și 4.3 se prezintă rezultatele studiului asupra recuperării căldurii de la instalația cu absorbție pentru diferite condiții de funcționare. Au fost determinate valorile fluxurilor de caldura recuperată în cele doua aparate aparate, cât și fluxul de exergie  $Ex_{\text{DI}}$  corespunzător:

$$Ex_{\text{DI}} = (\Phi_D + \Phi_I) \cdot \eta_{\text{DI}} = (\Phi_D + \Phi_I) \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_{\text{acm}}} \right) \quad (4.4)$$

S-a admis ca fluxul de caldura recuperat in deflegmatorul Df este jumătate din fluxul de caldura  $\Phi_R$  extras în deflegmator.

A fost determinat debitul de apa caldă cu temperatura de  $55^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m}_{\text{acA}}$

In figura 4.2 se prezinta variatia randamentului exergetic iar in figura 4.3 este redată variatia debitului de apa caldă preparată in diferite condiții de funcționare ale instalației.

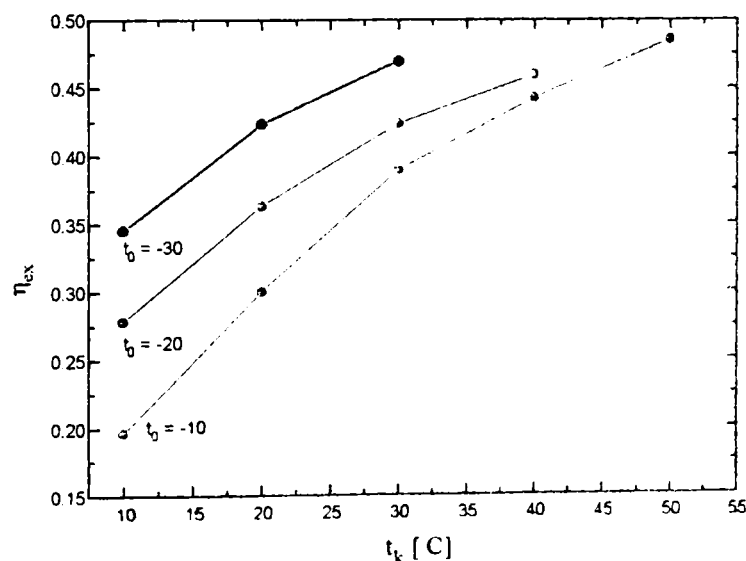


Fig 4.2a Variatia randamentului exergetic pentru  $t = 130 \text{ }^\circ\text{C}$

Tabelul 4.1 Studiul recuperării căldurii în funcție de temperaturile de vaporizare și de condensare pentru  $t_f = 150^\circ\text{C}$ .

$t_0$ [ $^\circ\text{C}$ ]	-40	-40	-40	-40	-40	-30	-30	-30	-20	-20	-20	-20	-10	-10	-10
$t_k$ [ $^\circ\text{C}$ ]	10	30	40	40	40	20	30	30	20	30	40	50	20	30	40
$t_f$ [ $^\circ\text{C}$ ]	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150
$t_{0a}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	50	48	42,5	45	70	52	48	48	80	58	57	54	80	69	61
$t_{0a}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	20	30	40	50	30	40	50	50	30	40	50	60	30	40	50
$t_{0a} - t_{0a}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	30	18	2,5	<0	40	12	<0	<0	50	18	7	<0	50	29	11
$i_{0a}$ [kJ/kg]	203	166	122	--	217	160	--	--	261	194	173	147	314	241	193
$i_{0a}$ [kJ/kg]	78	91	112	--	49	109,6	--	--	51	118	144	--	104	119	147
$q_1$ [kJ/kg]	125	75	10	--	168	50,4	--	--	210	76	29	--	210	122	46
$m_2$ [kg/s]	1,669	2,690	5,863	--	1,802	3,22	--	--	1,289	2,139	3,954	--	0,929	1,483	2,414
$\Phi_1$ [kW]	209	202	59	0	303	162	0	271	163	115	0	195	181	111	0
$T_a$ [K]	276	286	296	306	286	296	306	286	286	296	306	316	286	296	306
$T_{am}$ [K]	303	318	333	348	318	333	348	318	318	333	348	363	318	333	348
$\Phi_D$ [kW]	137	227	383	640	151	236	389	100	100	166	260	415	65	111	184
$\Phi_1 + \Phi_D$ [kW]	346	429	442	640	454	398	389	371	371	329	375	415	260	292	295
$\eta_{D1}$ [-]	0,089	0,100	0,111	0,121	0,100	0,111	0,121	0,100	0,100	0,111	0,121	0,129	0,100	0,111	0,121
$E_{N_{D1}}$ [kW]	30,8	42,9	49	77	45,4	44	47	37	37	36,5	45	54	26	32,4	36
$E_{N_{D1}}$ [kW]	184	227	277	313	177	218	259	130	130	170	209	249	87	125	163
$E_{N_{D1}}$ [kW]	597	650	730	946	554	605	672	479	479	520	570	633	419	450	479
$\eta_{s1}$ [-]	0,360	0,415	0,447	0,412	0,401	0,433	0,455	0,349	0,349	0,397	0,446	0,479	0,270	0,350	0,414
$\Delta t_s$	50	40	30	20	40	30	20	40	40	30	20	10	40	30	20
$m_{s1}$ [kg/s]	1,65	2,55	3,51	7,62	2,70	3,16	4,63	2,21	2,21	2,61	4,46	9,88	1,55	2,32	3,51

Tabelul 4.2 Studiul recuperării căldurii în funcție de temperaturile de vaporizare și de condensare pentru  $t_{c0} = 140^{\circ}\text{C}$ .

$t_0$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	--40	--40	--40	--30	--30	--30	--20	--20	--20	--20	--10	--10	--10	--10	
$t_k$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	10	20	30	10	20	30	10	20	30	40	10	20	30	40	50
$t_F$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140
$t_{oa}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	35	41	36	61	53	47	76	65	53	55	90	77	63	60	56
$t_{oa'}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	20	30	40	20	30	40	20	30	40	50	20	30	40	50	60
$t_{oa} - t_{oa'}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	15	11	< 0	41	23	7	56	35	13	5	70	47	23	10	< 0
$i_{oa}$ [kJ/kg]	163	136	--	234	184	131	293	226	159	144	357	277	204	164	--
$i_{oa'}$ [kJ/kg]	100	90	--	62	87	102	58	79	104	123	67	80	107	122	--
$q_0$ [kJ/kg]	63	46	--	172	97	29	235	147	55	21	290	197	97	42	--
$m_0$ [kg/s]	1,842	3,230	--	1,215	2,058	4,130	0,924	1,427	2,55	5,362	0,632	1,012	1,694	2,964	--
$\Phi_1$ [kW]	116	149	0	209	200	120	217	210	140	113	183	199	164	125	0
$T_1$ [K]	276	286	--	276	286	296	276	286	296	306	276	286	296	306	--
$T_{1,m}$ [K]	303	318	--	303	318	333	303	318	333	348	303	318	333	348	--
$\Phi_{10}$ [kW]	137	228	404	84	151	237	46	100	163	258	26	62	116	239	286
$\Phi_{11} + \Phi_{10}$ [kW]	253	377	404	293	351	357	263	310	359	371	309	261	274	354	286
$\eta_{th}$ [-]	0,089	0,100	0,111	0,089	0,160	0,111	0,089	0,100	0,111	0,121	0,089	0,100	0,111	0,121	0,129
$E_{N_{01}}$ [kW]	23	38	45	26	35	40	23	31	40	45	19	26	31	43	37
$E_{N_{00}}$ [kW]	185	227	277	136	177	218	91	130	170	209	49	87,5	125	163	201
$E_{N_{00}}$ [kW]	571	629	725	489	535	584	428	461	492	544	364	373	428	479	505
$\eta_{N_{00}}$ [-]	0,364	0,421	0,444	0,331	0,396	0,442	0,266	0,349	0,427	0,467	0,187	0,304	0,361	0,430	0,471
$\Delta t_m$ [kg/s]	50	40	30	50	40	30	50	40	30	20	50	40	30	20	10
$m_{0,1}$ [kg/s]	1,21	2,24	3,21	1,40	2,09	2,83	1,25	1,85	2,85	4,42	1,00	1,55	2,17	4,21	6,81

Tabelul 4.3. Studiul recuperării căldurii în funcție de temperaturile de vaporizare și de condensare pentru  $t_f = 130^{\circ}\text{C}$ .

$t_0$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	-30	-30	-30	-20	-20	-20	-20	-20	-10	-10	-10	-10	-10	-10
$t_k$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	10	20	30	10	20	30	30	40	10	20	30	40	50	50
$t_r$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130
$t_{ca}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	55	47	42	67	53	47	53	50	83	66	59	54	55	55
$t_{ca}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	20	30	40	20	30	40	30	50	20	30	40	50	60	60
$t_{ca} - t_{ca}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	35	17	2	47	23	7	23	0	63	36	19	4	<0	<0
$i_{ca}$ [kJ/kg]	195	133	96	252	177	128	177	116	312	227	184	134	125	125
$i_{ca}$ [kJ/kg]	48	61	88	54	80	98	80	116	47	76	104	117	125	125
$q_1$ [kJ/kg]	147	72	8	198	97	30	97	0	265	151	80	17	0	0
$m_2$ [kg/s]	1,344	2,214	5,75	1,007	1,51	3,157	1,51	8,555	0,671	1,059	1,978	3,837	18,5	18,5
$\Phi_1$ [kW]	198	159	46	199	147	95	147	0	178	160	158	65	0	0
$T_a$ [K]	276	286	296	276	286	296	286	306	276	286	296	306	316	316
$T_{acm}$ [K]	303	318	333	303	318	333	318	348	303	318	333	348	363	363
$\Phi_D$ [kW]	84	151	237	46	100	163	100	258	26	62	110	239	286	286
$\Phi_1 + \Phi_D$ [kW]	282	310	383	245	247	258	247	258	204	222	268	304	286	286
$\eta_{tot}$ [-]	0,089	0,100	0,111	0,089	0,100	0,111	0,100	0,121	0,089	0,100	0,111	0,121	0,129	0,129
$Ex_{tot}$ [kW]	25	31	42,5	22	25	29	25	31	18	22	30	37	37	37
$Ex_{sup}$ [kW]	136	177	218	91	130	170	130	209	49	87,5	125	163	202	202
$Ex_{opt}$ [kW]	466	492	555	407	427	471	427	523	342	365	398	452	493	493
$\eta_{ex}$ [-]	0,345	0,423	0,469	0,278	0,363	0,423	0,363	0,459	0,196	0,300	0,389	0,442	0,485	0,485
$\Delta t_a$ [kg/s]	50	40	30	50	40	30	40	20	50	40	30	20	10	10
$m_{ca}$ [kg/s]	1,34	1,85	3,04	1,17	1,14	2,05	1,14	3,07	0,97	1,32	2,13	3,62	6,81	6,81

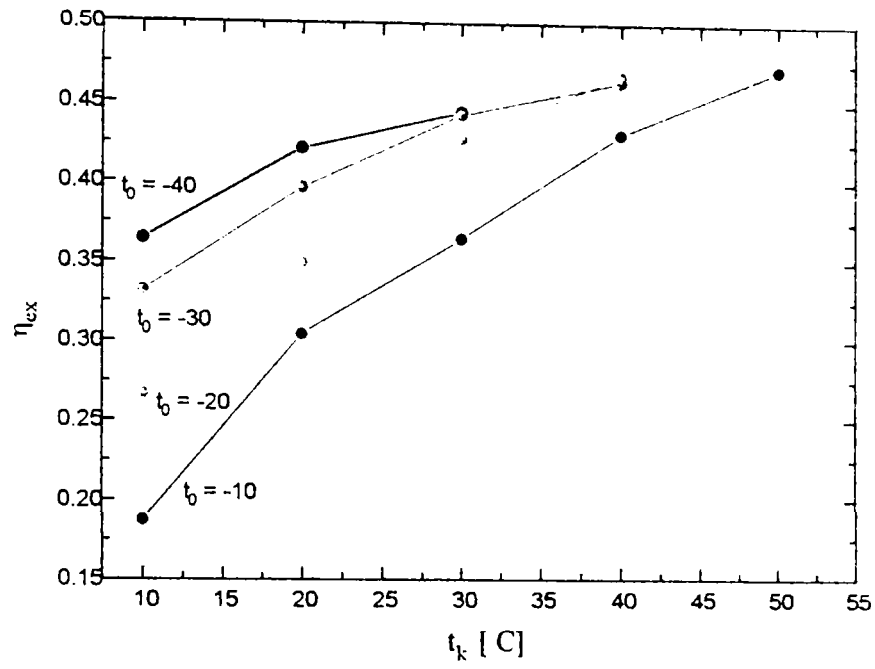


Fig 4.2b Variatia randamentului exergetic pentru  $t = 140^\circ\text{C}$

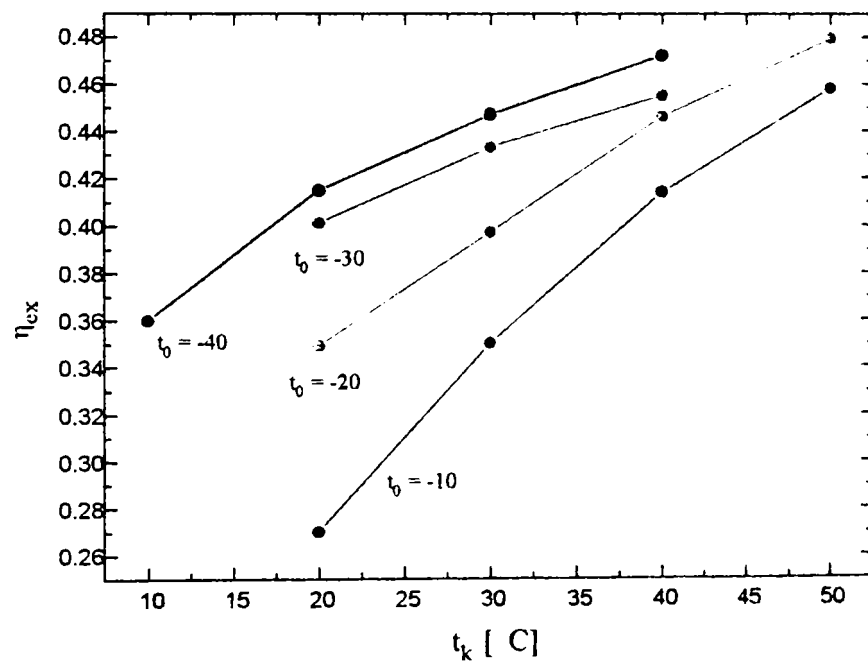


Fig 4.2c Variatia randamentului exergetic pentru  $t = 150^\circ\text{C}$

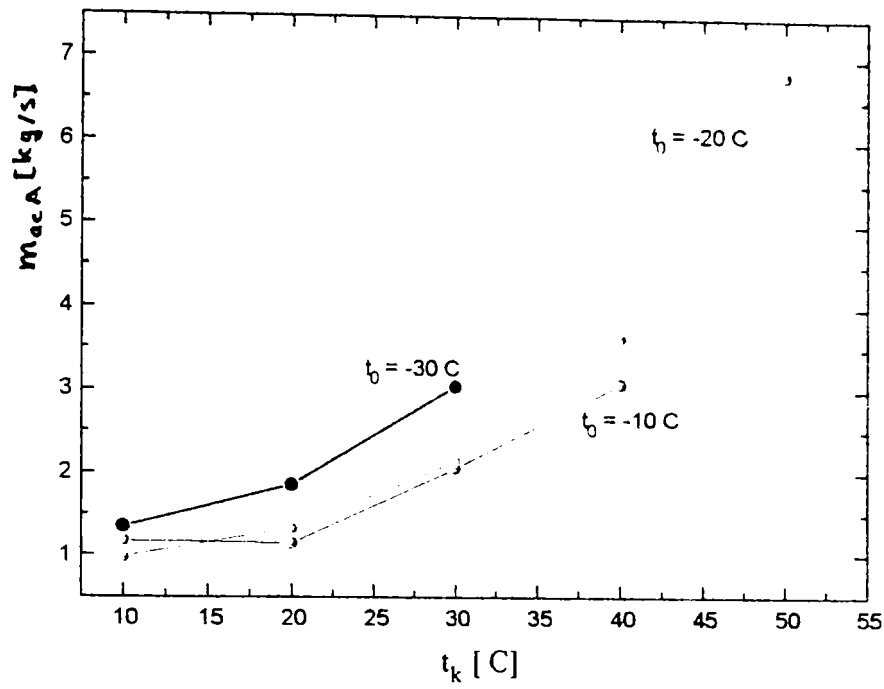


Fig 4.3a Variatia debitului de apa calda preparata pentru  $t = 130$  °C

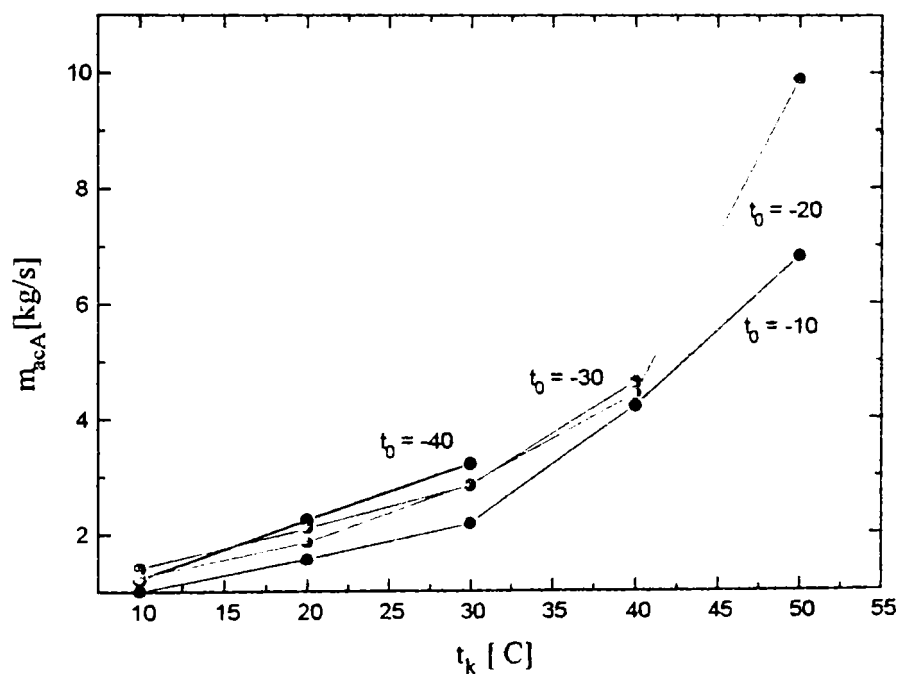


Fig 4.3b Variatia debitului de apa calda preparata pentru  $t = 140$  °C

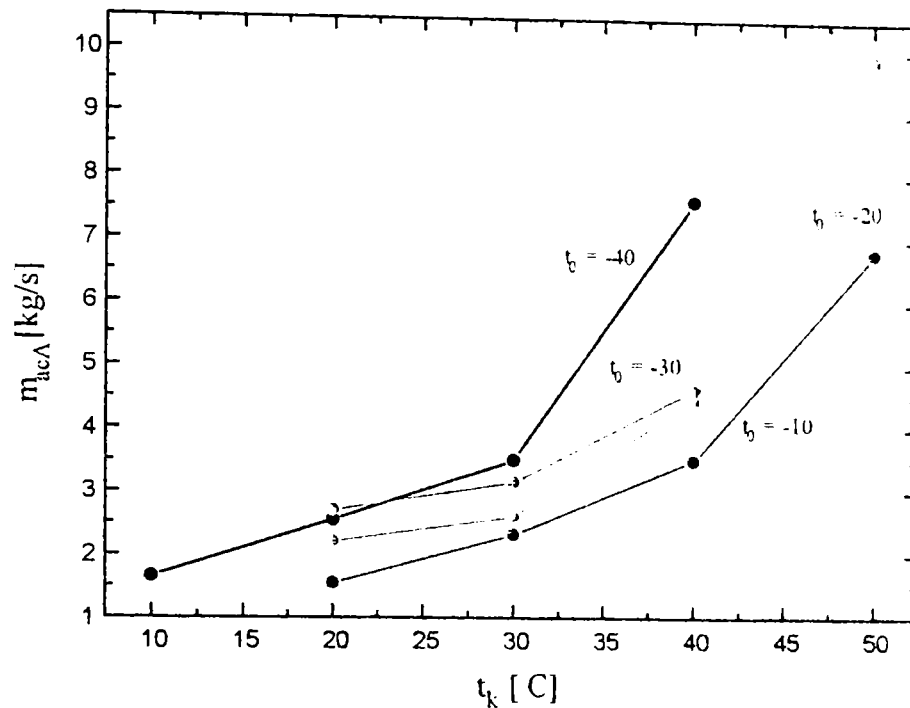


Fig 4.3c Variația debitului de apă caldă preparată pentru  $t = 150$  °C

### CONCLUZII

- Prin recuperarea căldurii din interiorul generatorului de vapori GV cu ajutorul aparatului Df se obține un flux de exergie  $EX_{\Phi D}$ . Deoarece debitele masice, cât și stările fluidelor la intrarea și la ieșirea din GV nu se modifică se observă că, prin utilizarea recuperatorului de căldură Df se asigură reducerea pierderilor exergetice din aparatul GV cu  $EX_{\Phi D}$ ;

- Aparatul I1 se utilizează doar în cazul în care, prin folosirea regeneratoarei SS soluția săracă nu se răcește suficient, deci are temperatura mai mare decât ( $t_k + 10$  K). S-a admis diferența de temperatură la capătul rece al aparatului SS de 10 K. Folosirea aparatului SS asigură obținerea unui flux de exergie  $EX_{\Phi I}$  prin fluidul cald preparat și care reprezintă reducerea pierderilor exergetice în aparatele SS și Ab și în ventilul de laminare VL;

- Recuperarea căldurii prin aparatele Df și I1 din cadrul compresorului termochimic contribuie la reducerea pierderilor exergetice din ansamblul respectiv, cu valoarea fluxurilor exergetice obținute ( $EX_{\Phi D} + EX_{\Phi I}$ ) =  $EX_{DI}$

- Compresorul termochimic furnizează același flux de exergie  $EX_{CT}$  detentorului termic, ca și în cazul când nu se face recuperarea de căldură prin aparatele Df și I1;

- Fluxul de exergie introdus  $EX_{\Phi F}$  este același ca și la instalația fără aparatele Df și I1, dar fluxul de exergie obținut este mai mare cu ( $EX_{\Phi D} + EX_{\Phi I}$ ) când se utilizează aparatele recuperatoare, iar randamentul exergetic crește, conform relației (4.2). Se observă că randamentul exergetic  $\eta_{exA2}$  al instalației frigorifice echipată cu recuperatoarele Df și I1 este suma dintre randamentul instalației frigorifice  $\eta_{exA1}$  (fără aparatele Df și I1) și randamentul



exergetic  $\eta_{\text{exPC}}$  al pompei de căldură în care se obțin fluxurile de căldură  $\Phi_D$  și  $\Phi_I$ . În tabelele 4.1, 4.2 și 4.3 se prezintă fluxurilor exergetice pentru instalația frigorifică echipată cu recuperatoare de căldură.

– Utilizarea deflegmatorului Df conduce la reducerea numărului de talere pentru coloana de concentrare, cât și la reducerea puterii termice a condensatorului de reflux, ceea ce înseamnă economie de metal pentru realizarea acestui aparat și economie de apă de răcire.

#### 4.2. INSTALAȚIA FRIGORIFICĂ CU RESORBȚIE

Instalația frigorifică cu resorbție poate fi completată cu două recuperatoare de căldură I1 și I2, cu ajutorul cărora se asigură încălzirea apei sau a unui fluid (figura 4.4). Aparatul I2 de pe circuitul de soluție săracă poate fi folosit în condițiile unei regenerări incomplete a căldurii în aparatul SS1. Utilizarea aparatului I2 duce la micșorarea fluxului de căldură pentru absorbtor, deci se obține economie de apă de răcire și de metal. Aparatul I1, montat pe circuitul de vapori calzi, asigură răcirea și condensarea lor parțială la presiune constantă,  $p = \text{const.}$  și  $x = \text{const.}$  de la starea 2 la starea 2a. Prin utilizarea recuperatorului I1 se reduce sarcina termică a resorbitorului.

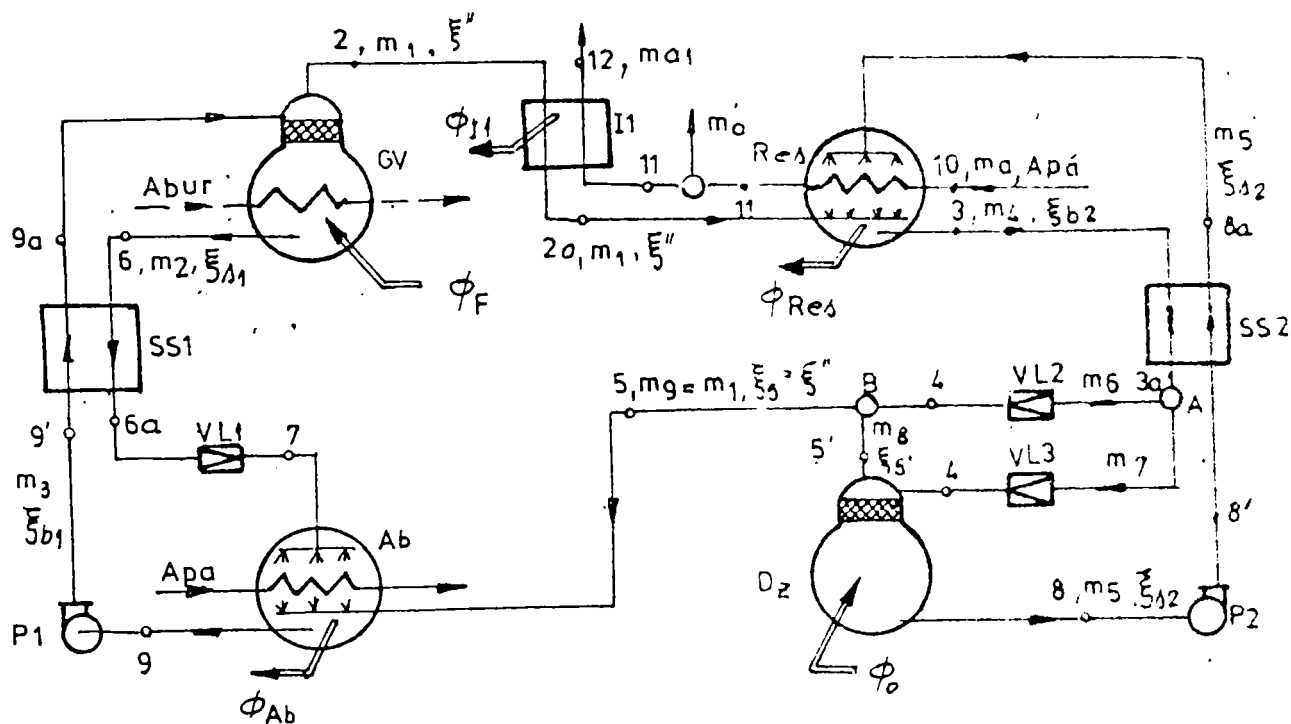


Fig 4.4. Schema instalației cu resorbție cu recuperare de căldură în scopul preparării apei calde.

În figura 4.5 se prezintă procesul de lucru în diagrama entalpie–concentrație.

Pentru  $\Phi_0 = 1000 \text{ kW}$ ,  $t_{\text{min}} = -10^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{max}} = -5^\circ\text{C}$ ,  $t_g = 100 \dots 130^\circ\text{C}$  a fost studiată recuperarea căldurii în scopul preparării apei calde cu temperatura de  $55^\circ\text{C}$ . Deditul de apă caldă preparată este

$$\dot{m}_{aR} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = \frac{\Phi_{11} + \Phi_{12}}{c_a \cdot \Delta t} \quad (4.5)$$

Randamentele exergetice,  $\eta_{exR1}$  pentru instalația fără recuperare și  $\eta_{exR2}$  pentru instalația cu recuperare de căldură, se calculează cu relațiile:

$$\eta_{exR1} = \frac{\Phi_0 \cdot \left( \frac{T_a}{T_{omed}} - 1 \right)}{\Phi_F \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_{Fmed}} \right)} \quad (4.6)$$

$$\eta_{exR2} = \frac{\Phi_0 \cdot \left( \frac{T_a}{T_{omed}} - 1 \right) + (\Phi_{11} + \Phi_{12}) \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_{acm}} \right)}{\Phi_F \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_{Fmed}} \right)} \quad (4.7)$$

În figurile 4.6, 4.7 și 4.8 se prezintă variația fluxurilor de căldură, a coeficientului de performanță și a randamentului exergetic în diferite condiții de funcționare.

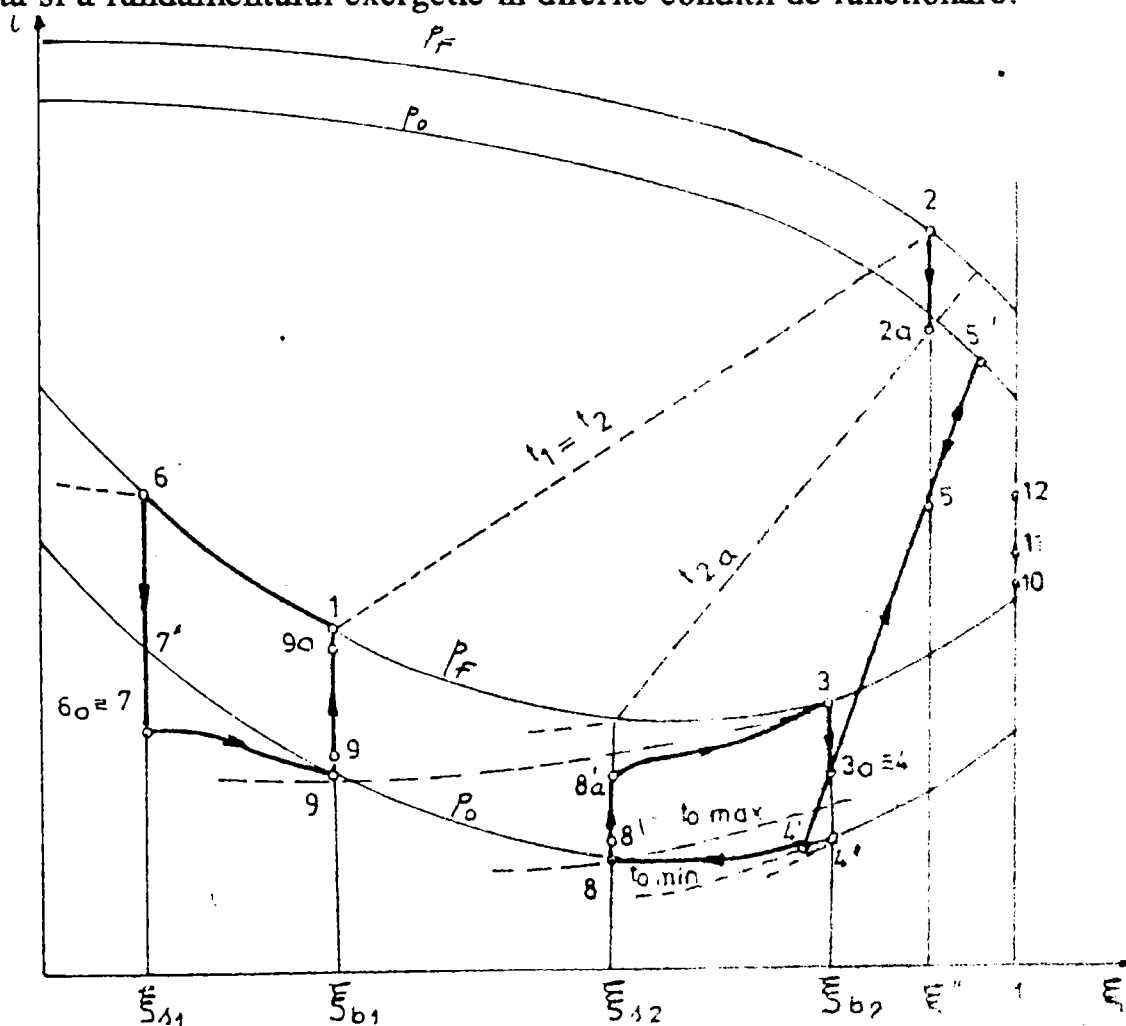


Fig. 4.5 Prezentarea procesului în diagrama entalpie-concentrație

Din cele prezentate în paragrafele 4.1 și 4.2 se observă că, pentru o putere frigorifică  $\Phi_0 = 1000$  kW se poate prepara, fără consum suplimentar de energie, un debit de apă caldă de 0,5.....4 kg/s sau 1800.....14400 kg/h, valorile mai mari corespund pentru instalația frigorifică cu resorbție.

Singurul inconvenient al recuperării căldurii îl reprezintă utilizarea, în plus, a aparatelor recuperatoare de căldură, dar această investiție poate fi justificată, atât prin reducerea sarcinilor termice pentru aparatele răcite, cât și prin creșterea randamentului exergetic.

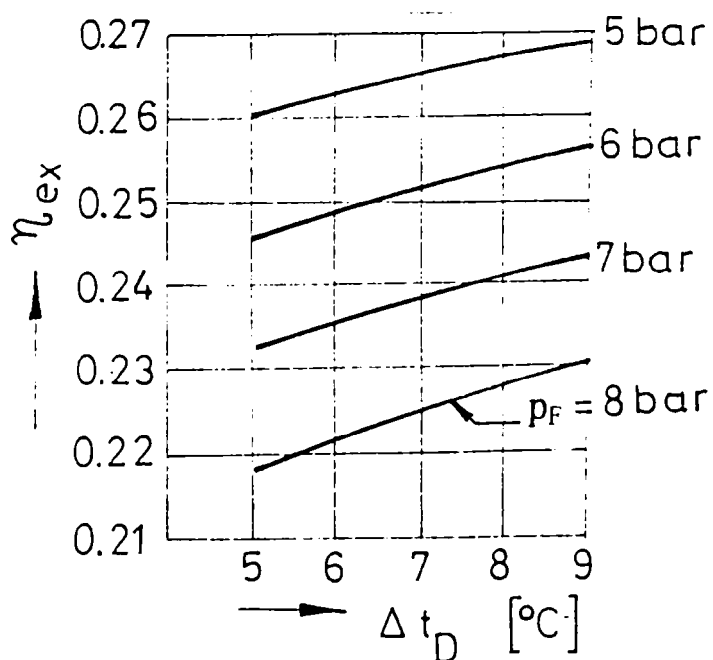
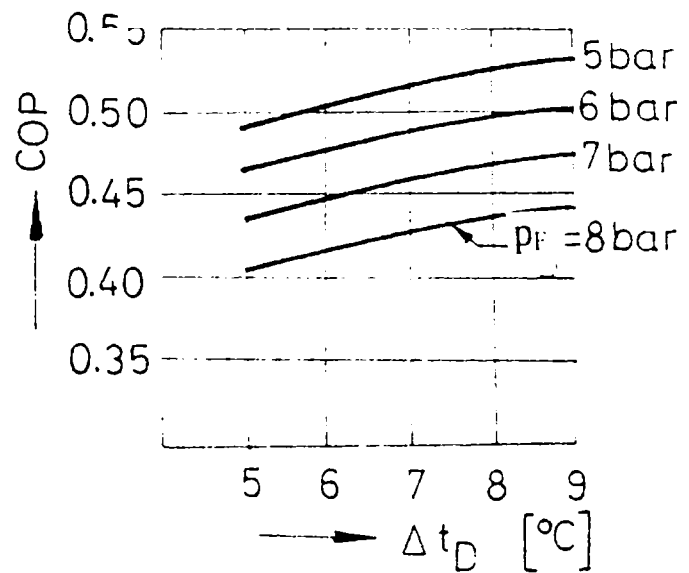
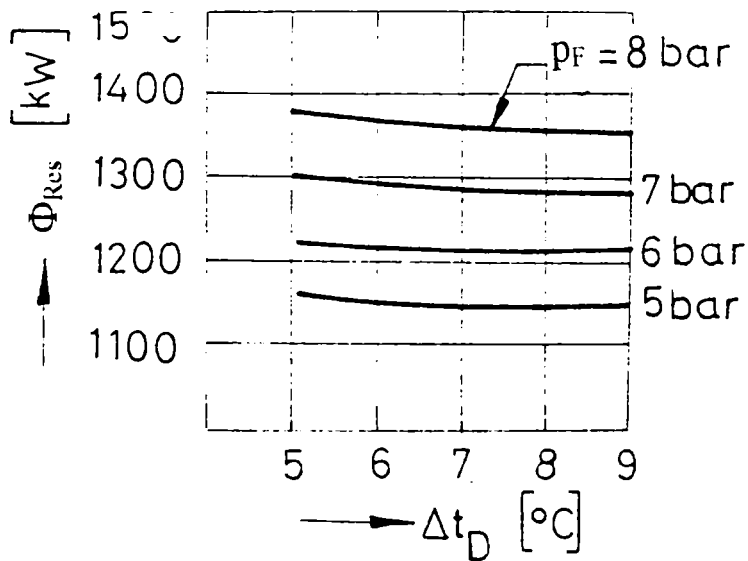
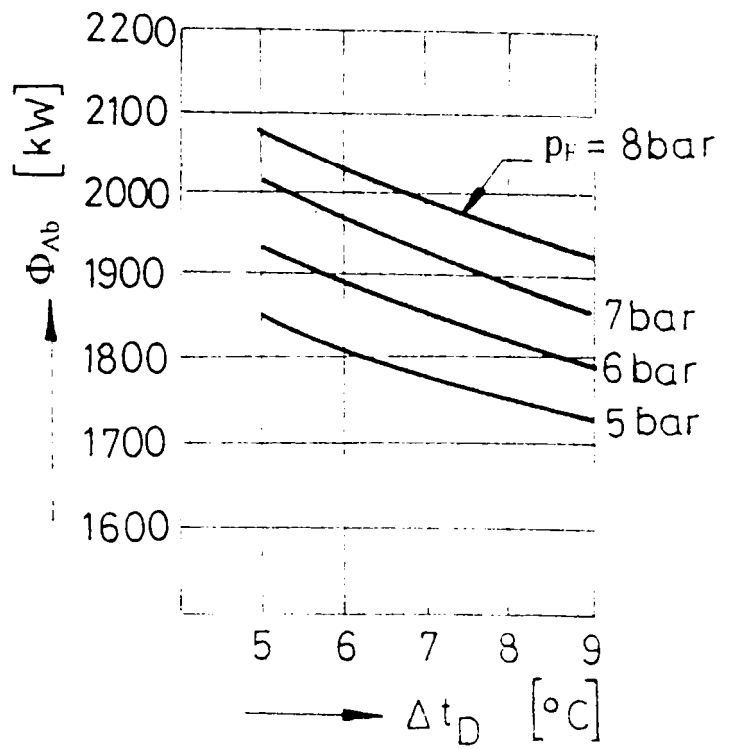
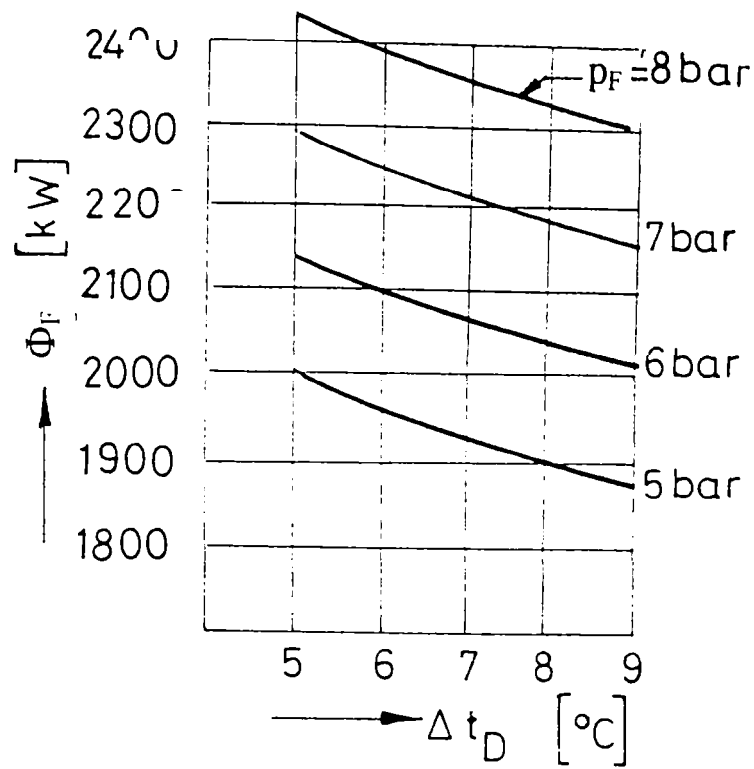


Fig 4.5 Variația fluxurilor de căldură, a coeficientului de performanță și a randamentului exergetic în funcție de  $p_F$  și  $\Delta t_D$  în condițiile:  $t_F - t_0 = 120^\circ\text{C}$ ;  $t_3 = t_9 = 30^\circ\text{C}$ ;  $t_{0min} = 10^\circ\text{C}$ ;  $\Phi_0 = 1000 \text{ kW}$

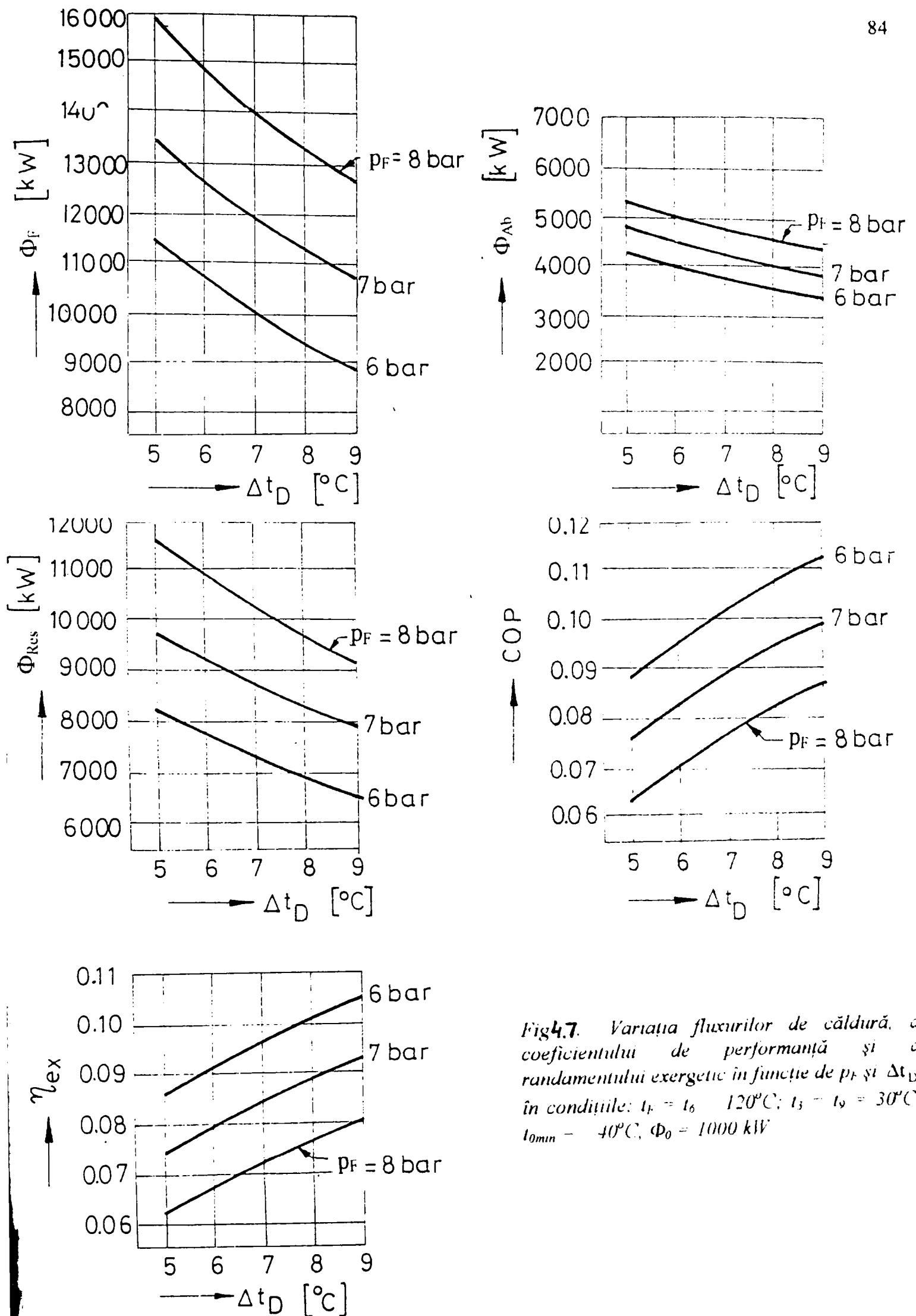


Fig4.7. Variația fluxurilor de căldură, a coeficientului de performanță și a randamentului exergetic în funcție de  $p_F$  și  $\Delta t_D$  în condițiile:  $t_f = t_6 = 120^\circ\text{C}$ ;  $t_3 = t_9 = 30^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{min}} = -40^\circ\text{C}$ ,  $\Phi_0 = 1000 \text{ kW}$

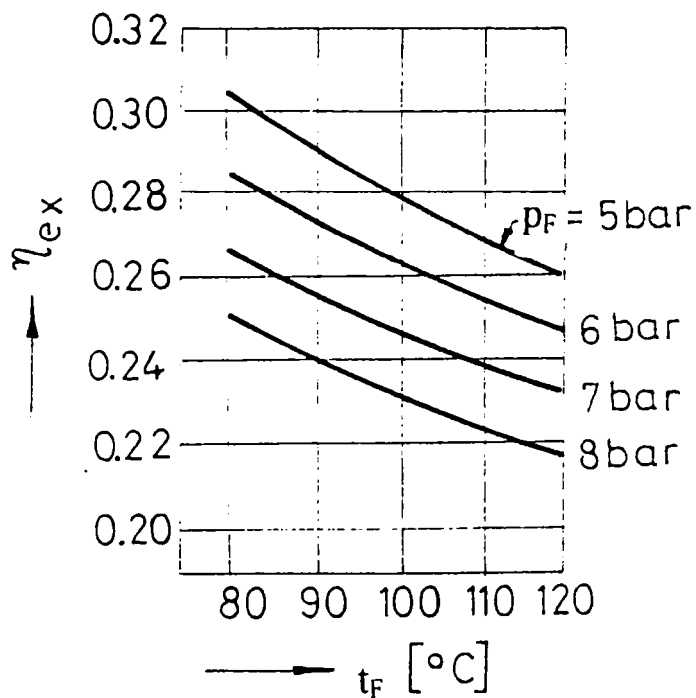
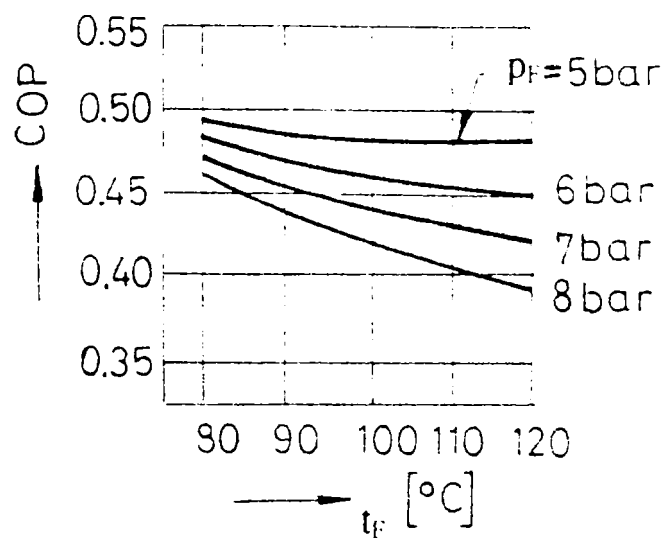
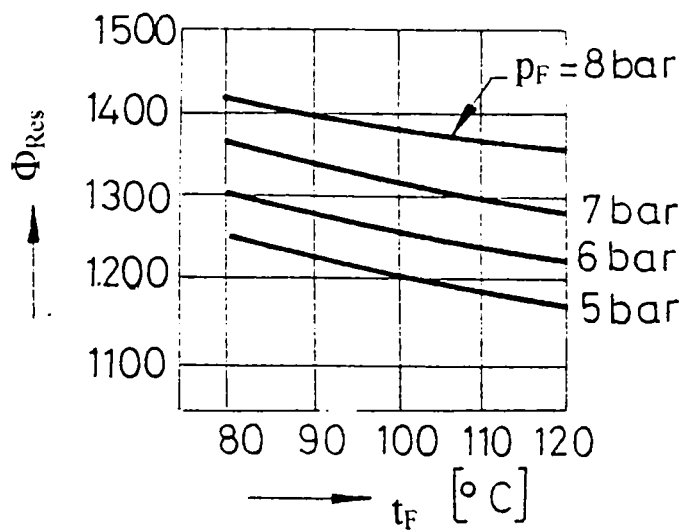
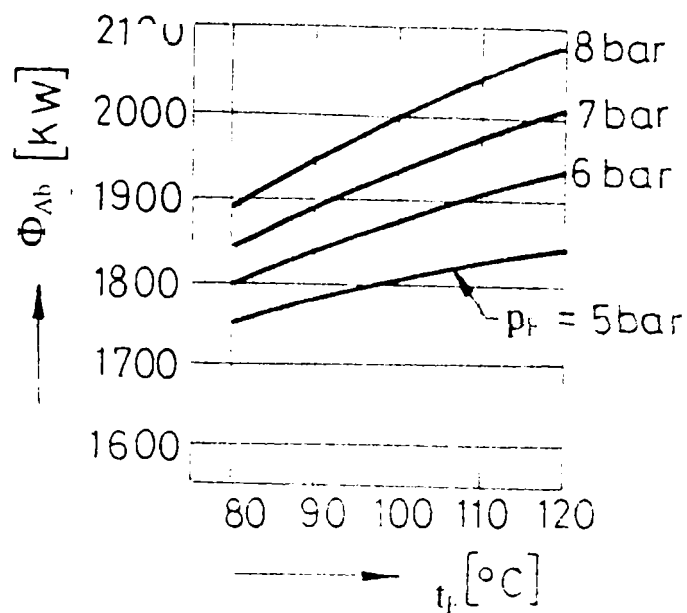
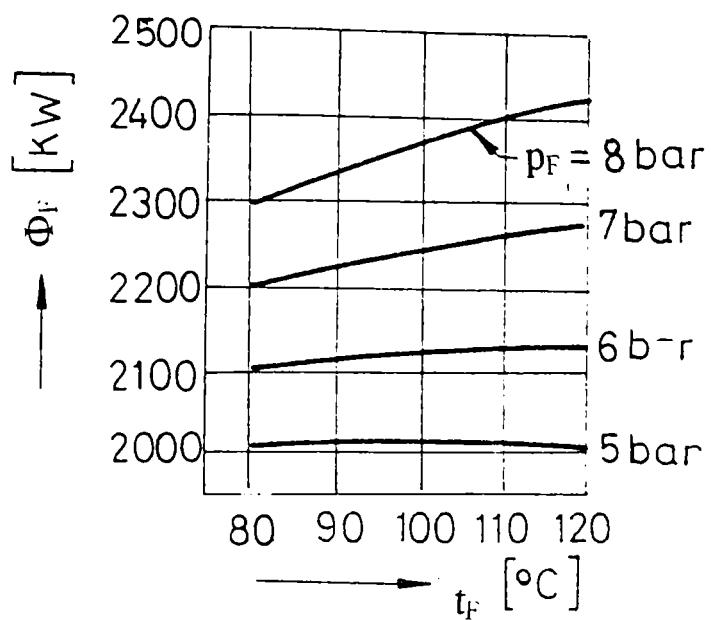


Fig 4.8 Variația fluxurilor de căldură, a coeficientului de performanță și a randamentului exergetic în funcție de  $p_F$  și  $t_F$  în condițiile:  $t_3 = t_9 = 30^\circ\text{C}$ ,  $t_{\min} = 10^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t_D = 5^\circ\text{C}$ ,  $\Phi_0 = 1000 \text{ kW}$

## 5. AMELIORAREA PERFORMANTELOR INSTALATIILOR FRIGORIFICE CU ABSORBTIE PRIN UTILITAREA EFECTULUI DUBLU SAU MULTIPLU

### 5.1. INSTALATIA FRIGORIFICA CU ABSORBTIE CU BROMURA DE LITIU-APA, CU DUBLU EFECT

Termenul de "dublu efect" se referă la acea configurație (construcție) la care o oarecare cantitate de căldură este utilizată a doua oară pentru a genera vapori de agent frigorific. Acesta este un caz special al sistemelor cu două trepte. Această construcție asigură, fie creșterea eficienței, fie creșterea saltului de temperatură.

O particularitate a soluției de bromură de litiu-apă o constituie faptul că, în procesul de degazare rezultă vapori puri de component ușor volatil (apă) și chiar în stare supraîncălzită, deci are loc separarea completă.

Generarea suplimentară de vapori de agent (dublul efect) este posibilă tocmai prin folosirea vaporilor supraîncălziți produși de fierbătorul principal. În figura 5.1 se prezintă schema instalației cu dublu efect, unde s-a notat: V - vaporizator; K- condensator; Ab- absorbtor; F1, F2- fierbătoare; SS1, SS2- schimbătoare de căldură de tip regenerativ; R- răcitor; P1, P2- pompe; VL1, VL2- ventile de laminare;  $\dot{m}$ - debit masic,  $\Phi$ - sarcină termică.

În figura 5.2 este prezentat procesul de lucru în diagrama i-x (entalpie-concentrație)

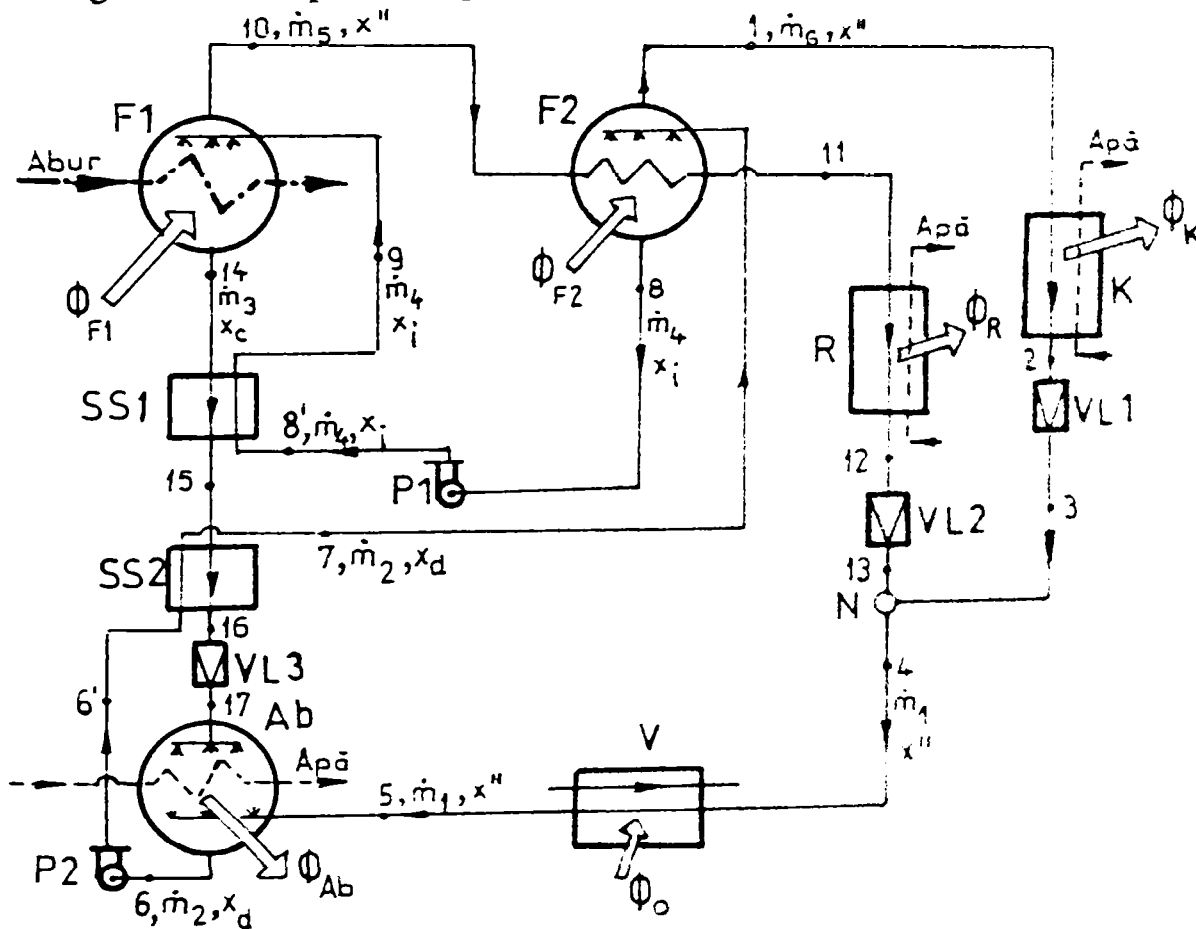


Fig. 5.1 Schema instalației cu dublu efect

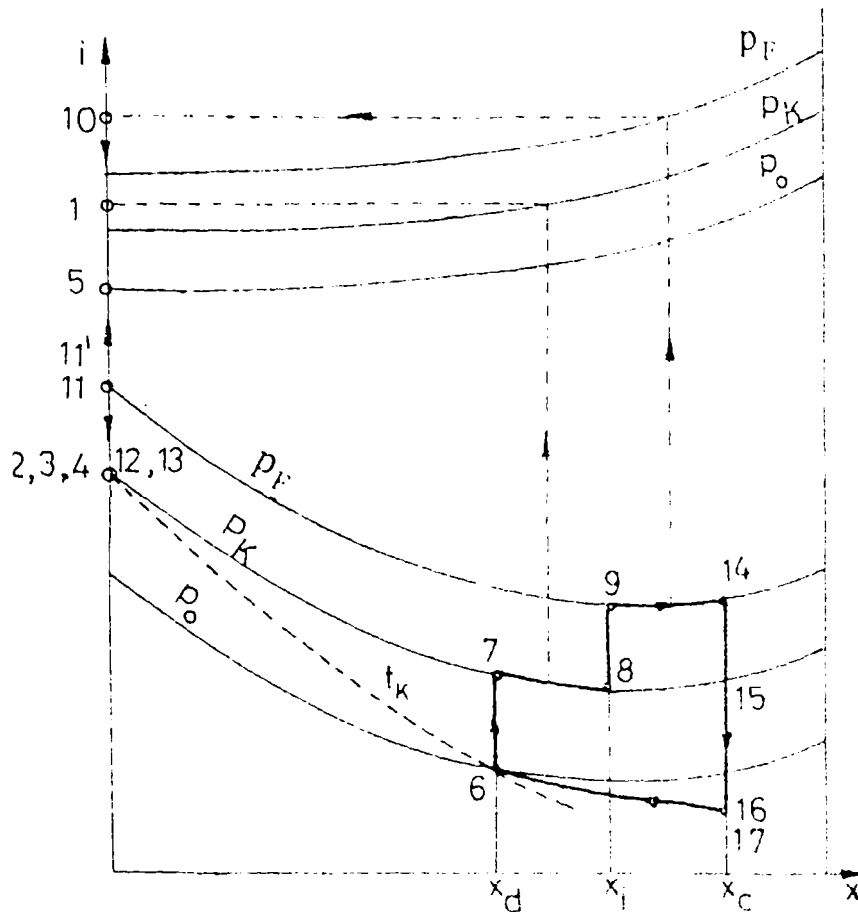


Fig. 5.2 Prezentarea procesului de lucru in diagrama de lucru  $i - x$

## 5.2. ANALIZA SI CALCULUL TERMIC

Presiunile  $p_0$  și  $p_K$  corespund temperaturilor  $t_0$  – de vaporizare și  $t_K$  – de condensare, determinate de temperatura  $t_r$  a mediului răcit și, respectiv, de temperatura apei de răcire. Temperatura  $t_6$  este determinată de temperatura apei de răcire circulantă prin absorbitor, iar temperatura  $t_{14}$  este determinată de temperatura agentului termic folosit, de exemplu, abur. Presiunea  $p_F$  și concentrația intermediară  $x_i$  nu sunt determinate de condițiile exterioare de funcționare și vor fi considerați ca parametri. A fost efectuat un studiu privind influența acestor parametri asupra performanțelor instalației.

Se presupun cunoscute condițiile de funcționare ale instalației ( $p_0$ ,  $p_K$ ,  $p_F$ ,  $t_6$ ,  $t_{14}$  și  $x_i$ ). Se neglijează variația entalpiei în pompe.

Mărimile caracteristice calculului termic, conform metodei propuse, sunt:

- numărul componentelor:  $k = 2$ ; apa și bromura de litiu;
- noduri distincte:  $n = 4$ ; F1, F2, Ab și N;
- noduri de ordinul 1:  $n_1 = 1$ ; nodul N;
- noduri de ordinul 2:  $n_2 = 3$ ; F1, F2, și Ab;
- noduri energetice:  $n_e = n = 4$ ; F1, F2, Ab și N;
- componente de tipul "s":  $s = 5$ ; K, V, SS1, SS2 și R.

Se determină numărul de ecuații independente de bilanțuri de materiale și de bilanțuri energetice:

$$n_r = n_1 + 2 \cdot n_2 - k + n_e + s = 1 + 2 \cdot 3 - 2 + 4 + 5 = 14 \text{ ecuații}$$



În aceste ecuații intervin 14 mărimi necunoscute:  $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4, \dot{m}_5, \dot{m}_6, \Phi_{F1}, \Phi_{F2}, \Phi_K, \Phi_R, \Phi_{Ab}, i_{15}, i_{16}$  și  $i_4$ .

Se remarcă faptul că s-a considerat necunoscută sarcina termică  $\Phi_{F2}$ , ceea ce echivalează cu o încălzire suplimentară (din exterior) a fierbătorului F2. În unele lucrări se consideră, în mod greșit,  $\Phi_{F2} = 0$ . Cele șase debite masice se determină din ecuația de bilanț termic pe vaporizator și din cele cinci ecuații de bilanț de materiale, din care două ecuații sunt pentru bromura de litiu. Din celelalte opt ecuații de bilanț energetic se determină necunoscutele:  $\Phi_{F1}, \Phi_{F2}, \Phi_K, \Phi_{Ab}, \Phi_R, i_{15}, i_{16}$  și  $i_4$ .

### 5.3. STUDIUL INFLUENȚEI PRESIUNII DE FIERBERE $p_F$ ȘI A CONCENTRAȚIEI INTERMEDIARE $x_i$

Studiul a fost efectuat folosind mărimile specifice raportate la un kilogram de vapori reci.

Se introduc următoarele notații:

$$f = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{x_c}{x_c - x_d} \quad (5.1)$$

$$\alpha = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}} = f \cdot \frac{x_i - x_d}{x_i} \quad (5.2)$$

Se obțin relațiile:

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = f - 1 ; \quad \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_1} = f - \alpha \quad \text{și} \quad \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_1} = 1 - \alpha \quad (5.3)$$

$$q_0 = \Phi_0 / \dot{m}_1 = i_5 - i_4 \quad (5.4)$$

$$q_{Ab} = \Phi_{Ab} / \dot{m}_1 = f \cdot (i_{17} - i_6) + i_5 - i_{17} \quad (5.5)$$

$$q_{F1} = \Phi_{F1} / \dot{m}_1 = f \cdot (i_{14} - i_9) - \alpha \cdot (i_{10} - i_9) + i_{10} - i_2 \quad (5.6)$$

$$q_{F2} = \Phi_{F2} / \dot{m}_1 = f \cdot (i_8 - i_7) + \alpha \cdot (i_1 - i_8) - (1 - \alpha) \cdot (i_{10} - i_{11}) \quad (5.7)$$

$$q_R = \Phi_R / \dot{m}_1 = (1 - \alpha) \cdot (i_{11} - i_{12}) \quad (5.8)$$

$$q_K = \Phi_K / \dot{m}_1 = \alpha \cdot (i_1 - i_2) \quad (5.9)$$

$$i_4 = \alpha \cdot i_2 + (1 - \alpha) \cdot i_{12} \quad (5.10)$$

Din ecuațiile de bilanț termic pe aparatele SS1 și SS2 se determină entalpiile specifice în stările 15 și 16:

$$i_{15} = i_{14} - \frac{(f - \alpha) \cdot (i_9 - i_8)}{f - 1} \quad (5.11)$$

$$i_{16} = i_{15} - \frac{f}{f - 1} \cdot (i_7 - i_6) \quad (5.12)$$

Se determină temperaturile în stările 15 și 16 și se verifică dacă sunt îndeplinite condițiile:  $t_{15} > t_8$ ;  $t_{16} > t_6$ .

Se verifică bilanțul termic pe întreaga instalație:

$$q_0 + q_{F1} + q_{F2} = q_K + q_{Ab} + q_R \quad (5.13)$$

Studiul a fost realizat în următoarele condiții:

- temperatura de vaporizare  $t_0 = 6^\circ\text{C}$ , ( $p_0 = 7,1 \text{ mmHg}$ );
- temperatura de condensare  $t_K = 30^\circ\text{C}$ , ( $p_K = 32 \text{ mmHg}$ );
- temperatura soluției bogate în starea 14,  $t_{14} = 110^\circ\text{C}$  și  $t_{14} = 100^\circ\text{C}$ ;
- pentru simplificarea calculului s-a considerat  $i_3 = i_{13} = i_4$

Coefficientul de performanță COP s-a calculat cu relația:

$$\text{COP} = \frac{\Phi_0}{\Phi_{F1} + \Phi_{F2}} = \frac{q_0}{q_{F1} + q_{F2}} \quad (5.14)$$

Randamentul exergetic este definit prin relația:

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_C \cdot \Phi_0}{\eta_{F1} \cdot \Phi_{F1} + \eta_{F2} \cdot \Phi_{F2}} = \frac{\eta_C \cdot q_0}{\eta_{F1} \cdot q_{F1} + \eta_{F2} \cdot q_{F2}} \quad (5.15)$$

unde:

$$\eta_C = \frac{T_a - T_0}{T_0} \quad ; \quad \eta_{F1} = \frac{T_{F1} - T_a}{T_{F1}} \quad ; \quad \eta_{F2} = \frac{T_{F2} - T_a}{T_{F2}} \quad (5.16)$$

$$T_{F1} = 0,5 \cdot (T_9 + T_{14}) \quad ; \quad T_{F2} = 0,5 \cdot (T_7 + T_8) \quad ; \quad T_a = 293\text{K} \quad ; \quad T_0 = 279\text{K} \quad (5.17)$$

În figura 5.3 se prezintă rezultatele studiului privind influența celor doi parametri,  $x_i$  și  $p_F$  asupra instalației. Au fost calculate valorile pentru coeficientul de performanță COP și pentru randamentul exergetic  $\eta_{ex}$ . Pentru aprecierea consumului de abur de încălzire a fost studiată sarcina termică specifică pentru cele două fierbătoare  $q_{F1} + q_{F2} = f(x_i, p_F)$ .

În vederea aprecierii consumului de apă de răcire s-a calculat suma sarcinilor termice specifice ale aparatelor răcite cu apă:

$$q_e = q_K + q_{Ab} + q_R = f(x_i, p_F) \quad (5.18)$$

S-a studiat și prezentat grafic dependența  $q_{F2}(x_i, p_F)$ . Se observă că această mărime poate avea valori pozitive, deci este necesară o încălzire suplimentară, din exterior, a fierbătorului F2. În cazul când  $q_{F2}$  are valori negative, deci nu este nevoie de abur la fierbătorul F2, pentru a simplifica construcția, s-a considerat în acest studiu  $q_{F2} = 0$  și calculele au fost efectuate ținând seama de această ipoteză. Se precizează că, în cazul în care  $q_{F2} < 0$  încălzirea fierbătorului F2 cu debitul de abur  $\dot{m}_s$  produs de fierbătorul F1 este suficientă și, admitând  $q_{F2} = 0$ , aburul cu debitul  $\dot{m}_s$  iese din fierbător cu o entalpie (stabilită prin calcul) și care este mai mare decât entalpia în starea 11. În acest caz, sarcina termică  $q_F$  crește. Pe figură au fost notate valorile maxime ale concentrației  $x_i$  până la care nu este necesară încălzirea exterioară a fierbătorului F2, ( $q_{F2} = 0$ ).

În figura 5.3 se prezintă dependența  $\alpha(x_i, p_F)$ . La limită, când  $\alpha = 0$ , lipsește fierbătorul F2,  $x_i = x_d = 0,54$ , instalația se transformă în instalația într-o treaptă, funcționând între presiunile  $p_0$  și  $p_F$ . Pentru  $x_i = x_c$ ,  $\alpha = 1$ , lipsește fierbătorul F1 și se obține instalația într-o treaptă funcționând între limitele de presiune  $p_0$  și  $p_K$ , fierbătorul F2 folosește numai încălzirea exterioară, deci regenerarea de căldură lipsește.

### Concluzii

a) Creșterea presiunii  $p_F$  conduce la o ușoară scădere a consumului de abur și de apă de răcire dacă  $x_i$  se alege în mod convenabil, dar se micșorează zona de degazare și crește factorul de circulație a soluției. Presiunea  $p_F$  se va alege avându-se în vedere, atât valoarea factorului de circulație, cât și evitarea fenomenului de cristalizare.

b) Pentru o valoare a presiunii  $p_F$ , coeficientul de performanță și randamentul exergetic prezintă maxime la o concentrație  $x_i$  care se apropie de  $x_{im} = 0,5 \cdot (x_d + x_c)$ . În acest caz, deci pentru valorile maxime ale COP și  $\eta_{ex}$  se observă că  $q_{F2} > 0$ , ceea ce presupune o încălzire suplimentară a fierbătorului F2. Dacă  $x_i > x_{im}$ , consumul de abur și de apă de răcire cresc, iar COP și  $\eta_{ex}$  scad.

c) Pentru o anumită valoare a concentrației  $x_i < x_{im}$ ,  $q_{F2} = 0$ , când instalația poate funcționa fără circuit exterior de încălzire a fierbătorului F2, dar cu valori mai mici pentru COP și  $\eta_{ex}$  față de cele maxim posibile. Pentru siguranța funcționării corecte se poate prevedea circuitul suplimentar de încălzire a aparatului F2.

d) Calculul instalației pentru  $t_{14} = 100^\circ\text{C}$  a condus la rezultate foarte apropiate de cele obținute pentru  $t_{14} = 110^\circ\text{C}$ .

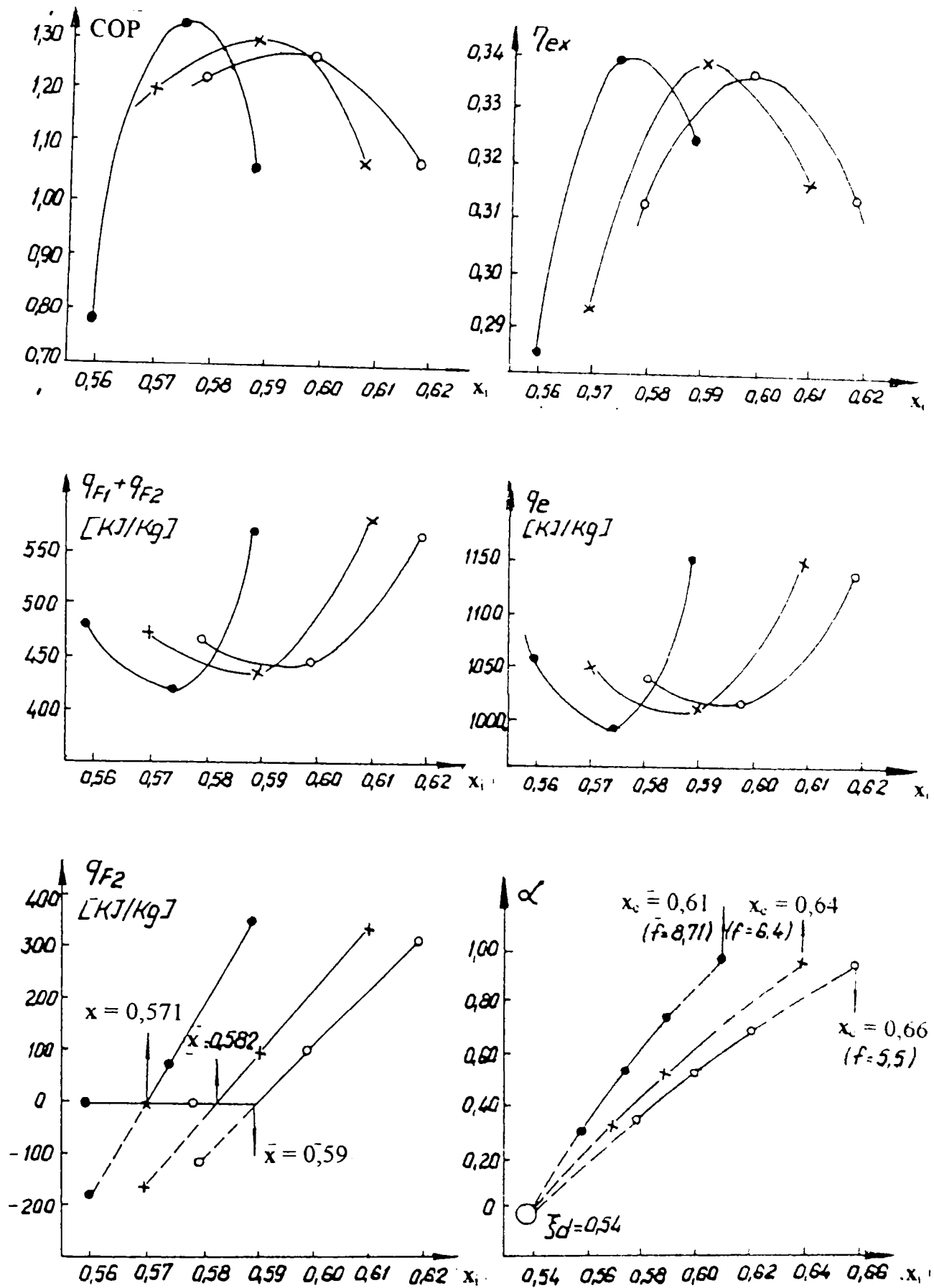


Fig. 5.3 Influența parametrilor  $x_i$  și  $p_F$  asupra performanțelor instalației frigorifice cu absorbție cu bromură de litiu-apă, cu dublu efect ( $t_{14} = 110^\circ\text{C}$ )

—○—○—  $p_F = 100$  mmHg    —x—x—  $p_F = 120$  mmHg    —●—●—  $p_F = 150$  mmHg

## 6. STUDIUL PERFORMANTELOR INSTALATIEI FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE CU SOLUȚIE HIDROAMONACALĂ CU REGENERARE DE CALDURĂ ÎNTRE ABSORITOR ȘI VAPORIZATOR.

Sistemele frigorifice cu absorbție convenționale nu pot produce temperaturi mai scăzute de  $-20^{\circ}\text{C}$ . În astfel de situații se recurge la instalațiile frigorifice cu două trepte [27], care cuprind două generatoare de vapori și două absorbitoare. Un nou tip de instalație cu absorbție, care poate asigura obținerea unor temperaturi foarte scăzute, de până la  $-70^{\circ}\text{C}$ , a fost propusă de Rogdakis și Antonopoulos [48]. Acest sistem (fig. 6.1.) funcționează cu trei nivele de presiune astfel încât căldura de la condensator care se află la înaltă presiune și de la absorbitorul de medie presiune sunt evacuate în mediul ambiant, în timp ce căldura eliberată de absorbitorul de joasă presiune este preluată de vaporizatorul de medie presiune. În acest capitol se stabilește metodologia de calcul termic și se efectuează un studiu asupra performanțelor acestei instalații în comparație cu sistemele uzuale în două trepte, cât și influența condițiilor exterioare asupra performanțelor. O asemenea instalație poate fi acționată și cu ajutorul energiei solare. Mai mult, urmărind o maximizare a proceselor interne de transfer de căldură se poate asigura minimizarea căldurii evacuate în mediul ambiant și, prin aceasta, se obține reducerea poluării termice.

În figura 6.2 se prezintă procesul de lucru din instalație în diagrama entalpie-concentrație.

### *Descrierea instalației.*

Instalația cuprinde un singur generator de vapori, GV, un absorbitor Ab1 răcit cu apă, condensatorul K și vaporizatorul V. Prin starea 6 determinată de presiunea  $p_k$  și temperatura maximă de fierbere  $t_F$  se obține concentrația  $x_s$ . Pentru a realiza zona de degazare se impune concentrația  $x_b$  și astfel la intersecția dintre  $x_b$  și  $t_k$  rezultă starea 9 și presiunea  $p_i$  din absorbitorul Ab1 răcit cu apă. Corespunzător temperaturii scăzute  $t_o$  din vaporizator rezultă presiunea  $p_o$  care are cea mai scăzută valoare din instalație. Pentru a fi posibilă absorbția vaporilor reci la presiune  $p_o$  rezultă că soluția trebuie să aibă la ieșirea din absorbitor temperatura  $t_{10}$ . Starea 10 se determină la intersecția dintre  $x_b$  și  $p_o$ . Un asemenea absorbitor, notat Ab2 în figura 6.1. nu mai poate fi răcit cu apă, deci căldura de absorbție nu mai poate fi evacuată în mediul ambiant. Căldura de absorbție este preluată de către agentul frigorific cu debitul masic  $\dot{m}_5$  care se vaporizează la temperatura  $t_v$ , astfel că,  $t_v < t_{10} = t_{Ab}$ . Instalația mai cuprinde regeneratoarele SS1, SS2, Sr1 și Sr2. și pompele P1 și P2. În comparație cu instalația frigorifică cu două trepte cu două generatoare de vapori, această instalație se poate aprecia că este mai simplă din aspect constructiv deoarece nu este prevăzută cu al doilea generator de vapori, construcție complicată și scumpă.

### *Funcționare.*

Vaporii rectificați, cu starea 2, produși de generatorul de vapori GV se condensează în condensatorul K. Condensul rezultat, cu debitul masic  $\dot{m}_1$  se subrăcește în subrăcitorul Sr1 cu ajutorul debitului  $\dot{m}_5$  de agent care-și modifică starea de la 5 la 5a. În nodul A condensul  $\dot{m}_1$  se împarte pe două circuite cu debitele masice  $\dot{m}_4$  și  $\dot{m}_5$ . În subrăcitorul Sr2 se continuă subrăcirea de la 3a la 3a'', cu ajutorul vaporilor reci. Vaporii reci sunt absorbiți în aparatul regenerativ Ab2 de către soluția săracă cu debitul masic  $\dot{m}_6$ , rezultând soluția bogată cu

debitul masic  $\dot{m}_7$ . Caldura de absorbtie este preluată de debitul masic  $\dot{m}_5$  care se vaporizează la presiunea  $p_i$ . În schimbătorul de căldură regenerativ SS2 se produce transferul de căldură între soluția săracă  $\dot{m}_6$  care se răcește de la 7 la 7a și soluția bogată  $\dot{m}_7$  care se încălzește de la 10' la 11. În absorbtorul Ab1 debitul masic  $\dot{m}_8$  absoarbe vaporii cu starea 5a și rezultă soluția bogată cu debitul masic  $\dot{m}_9$ . În nodul B soluțiile cu presiunea  $p_i$  și stările 9 și 11 se amestecă rezultând soluția cu starea 12. Pompa P1 ridică presiunea soluției de la  $p_i$  la  $p_K$ . o circulă prin regeneratorul SS1 și o introduce în generatorul GV deasupra coloanei de epuizare.

### Analiza instalației. Calculul termic.

Pentru stabilirea numărului maxim de ecuații distincte de bilanțuri energetice și de materiale se utilizează metoda propusă de Porneală [42]. Elementele specifice calculului termic al acestei instalații sunt:

$n = n' = 6$ ; numărul de noduri (distincte): A, B, C, GV, Ab1, Ab2

$n_1 = 3$ ; numărul de noduri de ordinul 1 (cu un component): A, B, C

$n_2 = 3$ ; numărul de noduri de ordinul 2 (cu doi componenți): GV, Ab1, Ab2

$n_e = 4$ ; noduri energetice: GV, Ab1, Ab2, B

$s = 7$ ; componente cu schimb energetic prin suprafață: SS1, SS2, Sr1, Sr2, K, V, Ab2(S)

Se calculează numărul de ecuații distincte de bilanțuri energetice și de materiale [39]:

$$n_t = n_1 + 2 \cdot n_2 - k + n_e + s = 3 + 2 \cdot 3 - 2 + 4 + 7 = 18 \text{ ecuații}$$

7 ec. de b.m.      11 ec. de b.e.

În aceste ecuații intervin următoarele mărimi necunoscute:

$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dots, \dot{m}_9$  - 9 debite masice

$i_{6a}, i_{5a}, i_{5a'}, i_{3a'}, i_{3a}, i_{11}, i_{12}, i_{9a}, i_8, i_5$  - 10 entalpii specifice

$\Phi_K, \Phi_{Ab1}, \Phi_{Ab2}, (\Phi_F - \Phi_R)$  - 4 puteri termice

Pentru rezolvarea problemei se impun 5 mărimi. Se impun temperaturile în stările 6a, 3a, 3a'', 5a, 8 și se determină entalpiile specifice în aceste stări. Rămân 18 mărimi necunoscute care se determină după următoarea schemă de calcul:

$\Phi_o = \dot{m}_4 (i_{5''} - i_{3a''})$	ec.b.t. V	$\Rightarrow \dot{m}_4$
$i_{5a''} - i_{5''} = i_{3a} - i_{3a''}$	ec.b.t.Sr2	$\Rightarrow i_{5a''}$
$\dot{m}_4 + \dot{m}_6 = \dot{m}_7$	ec.b.m. Ab2	$\Rightarrow \dot{m}_6$
$\dot{m}_4 \cdot X'' + \dot{m}_6 \cdot X_s = \dot{m}_7 \cdot X_b$	ec.b.m. NH <sub>3</sub> Ab2	$\Rightarrow \dot{m}_7$
$\Phi_{Ab2} = \dot{m}_5 (i_5 - i_4)$	ec.b.t. Ab2(S)	$\Rightarrow \Phi_{Ab2}$
$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5$	ec.b.m. A	$\Rightarrow \dot{m}_1$
$\dot{m}_1 (i_3 - i_{3a}) = \dot{m}_5 (i_{5a} - i_5)$	ec.b.t. Sr1	$\Rightarrow \dot{m}_5$
$\dot{m}_6 \cdot i_8 + \dot{m}_4 \cdot i_{5a''} = \dot{m}_7 \cdot i_{10} + \Phi_{Ab2}$	ec.b.t. Ab2	$\Rightarrow i_8$
$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$	ec.b.m. GV	$\Rightarrow \dot{m}_2, \dot{m}_3$
$\dot{m}_1 \cdot X'' + \dot{m}_2 \cdot X_s = \dot{m}_3 \cdot X_b$	ec.b.m. NH <sub>3</sub> GV	
$\dot{m}_2 = \dot{m}_6 + \dot{m}_8$	ec.b.m. C	$\Rightarrow \dot{m}_8$
$\dot{m}_9 + \dot{m}_7 = \dot{m}_3$	ec.b.m. B	$\Rightarrow \dot{m}_9$
$\dot{m}_6 \cdot (i_7 - i_{7a}) = \dot{m}_7 \cdot (i_{11} - i_{10})$	ec.b.t.SS2	$\Rightarrow i_{11}$
$\dot{m}_3 \cdot i_{12} = \dot{m}_9 \cdot i_9 + \dot{m}_7 \cdot i_{11}$	ec.b.t.B	$\Rightarrow i_{12}$
$\dot{m}_3 (i_{9a} - i_{12}) = \dot{m}_2 (i_6 - i_{6a})$	ec. b.t. SS1	$\Rightarrow i_{9a}$
$\Phi_F - \Phi_R = \dot{m}_1 \cdot i_2 + \dot{m}_2 \cdot i_6 - \dot{m}_3 \cdot i_{9a}$	ec.b.t.GV	$\Rightarrow \Phi_F - \Phi_R$
$\Phi_{Ab1} = \dot{m}_8 \cdot i_{6a} + \dot{m}_5 \cdot i_{5a} - \dot{m}_9 \cdot i_9$	ec.b.t Ab1	$\Rightarrow \Phi_{Ab1}$
$\Phi_K = \dot{m}_1 (i_2 - i_3)$	ec.b.t.K	$\Rightarrow \Phi_K$

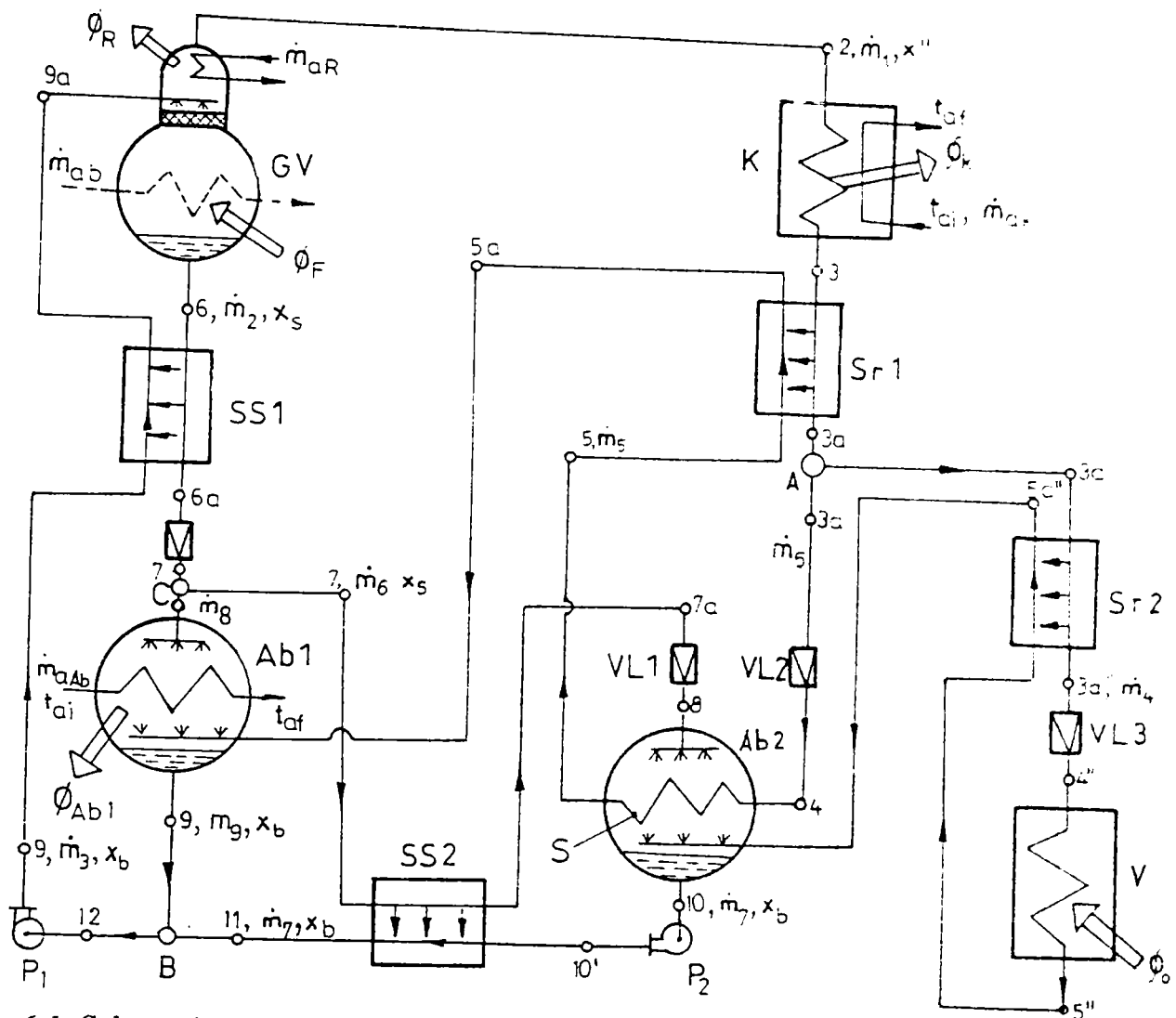


Fig. 6.1. Schema instalației frigorifice cu absorbție cu regenerare de căldură între absorbitor și vaporizator

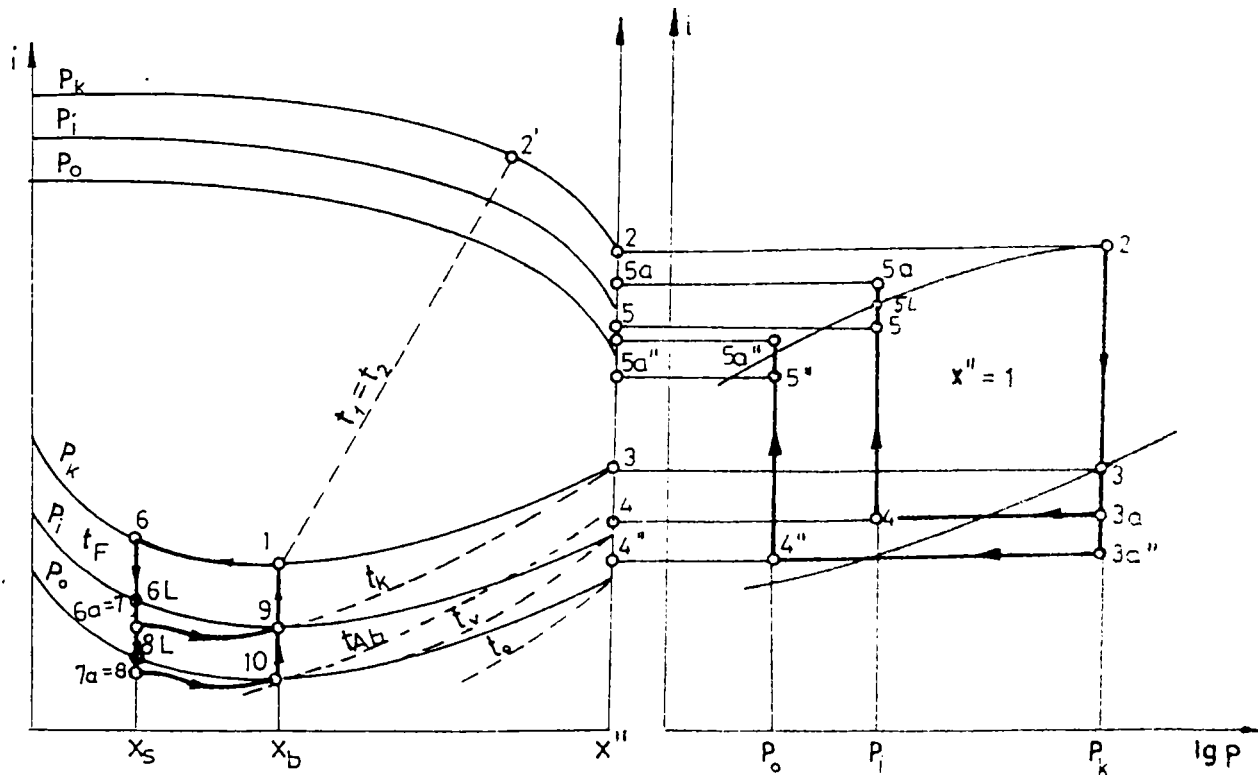


Fig. 6.2. Reprezentarea procesului în diagramele  $i-x$  și  $\lg p - i$  (pentru  $x'' = 1$ ).

Au fost neglijate puterile necesare acționării pompelor de circulație a soluțiilor.

Stările 6a și 7a se impun prin temperaturi, astfel încât după laminare să se obțină soluții subrăcite pentru a se putea realiza procesele de absorbție chiar de la intrarea soluțiilor în absorbitoare [26]:  $t_{6a} = t_{6L} - 4^{\circ}\text{C}$  și  $t_{7a} = t_{7L} - 4^{\circ}\text{C}$ . Starea 5'' s-a admis în calcule ca fiind stare de vapori saturați. Se obțin următoarele expresii pentru mărimile necunoscute:

$$\dot{m}_4 = \frac{\Phi_o}{i_{5''} - i_{3a''}}$$

$$i_{5a''} = i_{3a} - i_{3a''} + i_{5''}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 \frac{x'' - x_s}{x_b - x_s}$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 - \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_5 = \frac{\dot{m}_6 \cdot i_8 + \dot{m}_4 \cdot (i_{5a''} + i_3 - i_{3a}) - \dot{m}_7 \cdot i_{10}}{i_{5a} - i_3}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5$$

$$i_5 = i_{5a} - \dot{m}_1 \cdot (i_3 - i_{3a}) / \dot{m}_5$$

$$\Phi_{Ab2} = \dot{m}_5 \cdot (i_5 - i_{3a})$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 \frac{x'' - x_s}{x_b - x_s}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_2 - \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_3 - \dot{m}_7$$

$$i_{11} = i_{10} + \dot{m}_6 \cdot (i_{6a} - i_8) / \dot{m}_7$$

$$i_{12} = (\dot{m}_9 \cdot i_9 + \dot{m}_7 \cdot i_{11}) / \dot{m}_3$$

$$i_{9a} = i_{12} + \dot{m}_2 \cdot (i_6 - i_{6a}) / \dot{m}_3$$

$$\Phi_K = \dot{m}_1 \cdot (i_2 - i_3)$$

$$\Phi_{Ab1} = \dot{m}_8 \cdot i_{6a} + \dot{m}_5 \cdot i_{5a} - \dot{m}_9 \cdot i_9$$

$$\Phi_F = \Phi_R + \dot{m}_1 \cdot i_2 + \dot{m}_2 \cdot i_6 - \dot{m}_3 \cdot i_{9a}$$

Puterea termică de rectificare  $\Phi_R$  se determină cu ajutorul polului rectificării. La intersecția izotermei care trece prin stările 1 și 2' cu verticala  $x'' = 1$  se obține polul ideal al rectificării, notat  $P_i$ . Se determină căldura de rectificare în condiții ideale pentru un kilogram de vapori:

$$q_{Ri} = i_{Pi} - i_2$$

Se consideră randamentul rectificării  $\eta_R$  având valoarea 0,88 și se calculează căldura reală de rectificare  $q_R$  pentru un kilogram de vapori:

$$q_R = q_{Ri} / \eta_R$$

Puterea termică pentru asigurarea rectificării se calculează cu relația:

$$\Phi_R = \dot{m}_1 \cdot q_R$$

Pentru verificarea calculelor se va folosi ecuația de bilant energetic pentru întreaga instalație frigorifică:



$$\Phi_o + \Phi_F = \Phi_K + \Phi_{Ab1} + \Phi_R$$

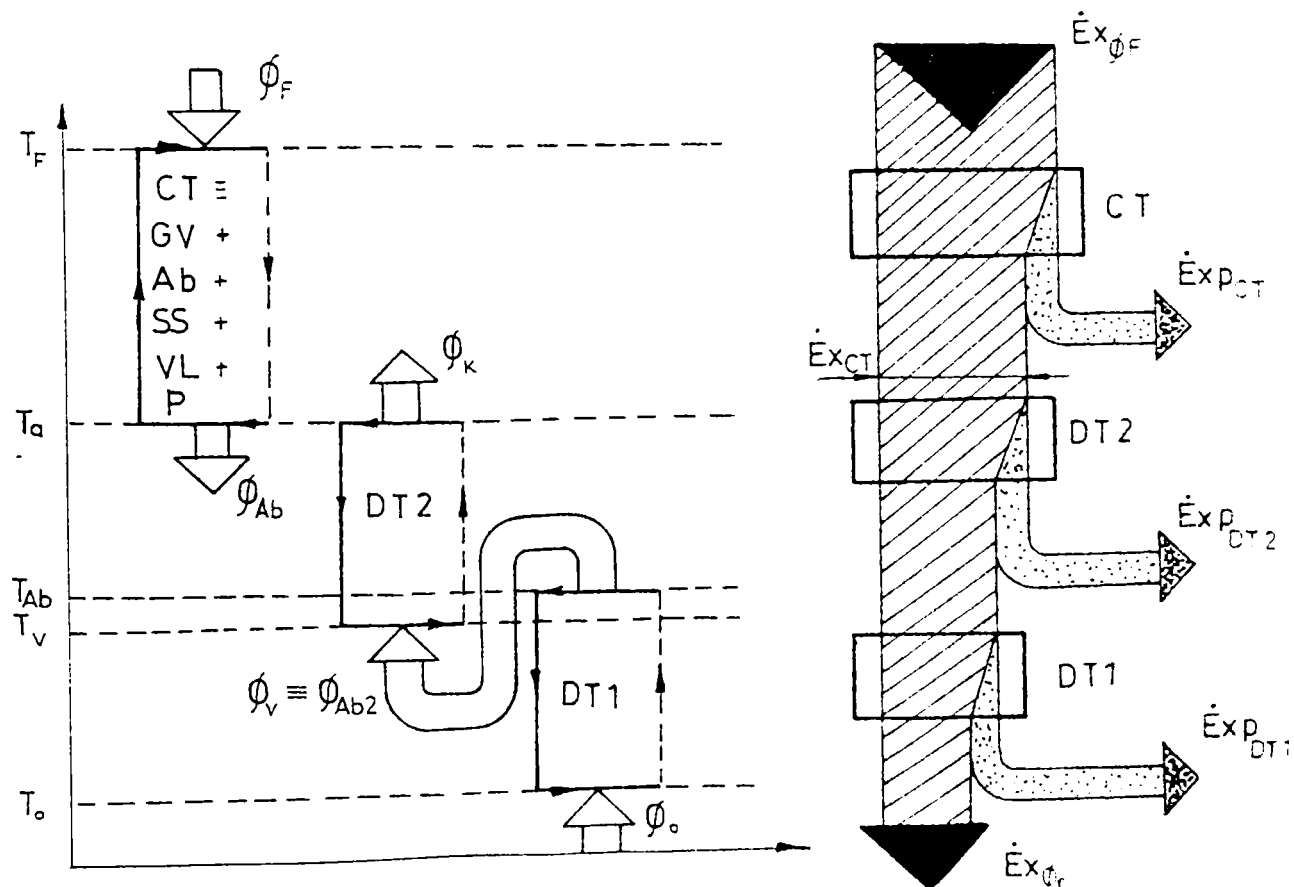
Pentru optimizarea proceselor din instalație se calculează coeficientul de performanță COP și randamentul exergetic  $\eta_{ex}$ .

$$COP = \Phi_o / \Phi_F$$

$$\eta_{ex} = \frac{|\dot{E}_{x\Phi_o}|}{\dot{E}_{x\Phi_F}} = \frac{\Phi_o \cdot \left( \frac{T_a}{T_o} - 1 \right)}{\Phi_F \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_{Fm}} \right)}$$

*Diagrama fluxurilor exergetice.*

Instalația cuprinde un compresor termochimic și două detentoare termice (fig.6.3). Compresorul termochimic utilizează fluxul de exergie  $\dot{E}_{x\Phi_F}$  din care o parte se consumă pentru acoperirea pierderilor exergetice din această porțiune de instalație și fluxul rămas este transmis celor două detentoare termice pentru a acoperi pierderile exergetice din aceste două unități, cât și pentru a asigura "pomparea" fluxului de căldură  $\Phi_o$  în două trepte, între temperaturile  $t_o$  și  $t_a$ . Randamentul exergetic este precis definit, ca raport între exergia puterii frigorifice  $\Phi_o$ , care iese din instalație și fluxul de exergie  $\dot{E}_{x\Phi_F}$  care intră în instalație.



*Fig. 6.3. Diagrama fluxurilor energetice și exergetice*

În tabelul 6.1 se prezintă rezultatele studiului efectuat asupra acestei instalații în ceea ce privește influența zonei de degazare. S-a considerat temperatura de condensare  $t_k = 30^\circ\text{C}$ , temperatura maximă de fierbere  $t_F = 130^\circ\text{C}$ , iar pentru temperatura de vaporizare s-au admis două valori foarte scăzute  $t_o = -50^\circ\text{C}$  și  $t_o = -60^\circ\text{C}$ . Pentru cazul în care  $t_{10} - t_v < 0$  (coloana 5) procesul este incompatibil.

Tab.6.1.Studiul influenței zonei de degazare asupra performanțelor instalației.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_0$ [°C]	- 60	- 60	- 60	- 60	- 50	- 50	- 50	- 50
$t_k$ [°C]	30	30	30	30	30	30	30	30
$t_f$ [°C]	130	130	130	130	130	130	130	130
$p_0$ [bar]	0,22	0,22	0,22	0,22	0,4	0,4	0,4	0,4
$p_k$ [bar]	12	12	12	12	12	12	12	12
$x_s$ [kg /kg]	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208
$\Delta x$ [kg /kg]	0,08	0,12	0,16	0,20	0,08	0,12	0,16	0,20
$x_b$ [kg /kg]	0,288	0,328	0,368	0,408	0,288	0,328	0,368	0,408
$p_9$ [bar]	1,03	1,39	1,80	2,28	1,03	1,39	1,80	2,28
$t_v$ [°C]	- 33	- 26,5	- 21	- 16	- 33	- 26,5	- 21	- 16
$t_{10} = t_{Ab}$ [°C]	- 4	- 11	- 16,5	- 23,5	8	2	- 4	- 11
$t_{10} - t_v$ [°C]	27	15,5	4,5	- 7,5	41	28,5	17	5
$i_9$ [kJ /kg]	24	22	22		24	22	22	23
$i_{10}$ [kJ /kg]	- 120	- 157	- 189		- 71	- 105	- 134	- 160
$i_1$ [kJ /kg]	397	357	319		397	357	319	290
$t_1$ [°C]	113	103	95		113	103	95	87
$i_6$ [kJ /kg]	489	489	489		489	489	489	489
$x_2$ [kg /kg]	0,895	0,928	0,948		0,895	0,928	0,948	0,963
$i_2$ [kJ /kg]	1948	1902	1869		1948	1902	1869	1835
$i_2$ [kJ /kg]	1626	1626	1626		1626	1626	1626	1626
$i_3$ [kJ /kg]	449	449	449		449	449	449	449
$t_{5a} = t_0$ [°C]	- 60	- 60	- 60		- 50	- 50	- 50	- 50
$i_{5a}$ [kJ /kg]	1517	1517	1517		1534	1534	1534	1534
$t_{3a}$ [°C]	15	15	15		15	15	15	15
$i_{3a}$ [kJ /kg]	378	378	378		378	378	378	378
$t_{6L}$ [°C]	46	55	62		46	55	62	76
$t_{6a}$ [°C]	40	49	56		40	49	56	60
$i_{6a}$ [kJ /kg]	85	121	155		85	121	155	176
$t_{3a}$ [°C]	- 10	- 10	- 10		- 10	- 10	- 10	- 10
$q_{sr2}$ [kJ /kg]	119	119	119		119	119	119	119
$i_{3a}$ [kJ /kg]	259	259	259		259	259	259	259
$t_{5a}$ [°C]	20	20	20		20	20	20	20
$i_{5a}$ [kJ /kg]	1674	1668	1655		1674	1668	1655	1649

Tab 61. Continuare

1	2	3	4	5	6	7	8	9
$i_{5L}$ [kJ / kg]	1558	1568	1575		1558	<b>1568</b>	1575	1586
$t_{5L}$ [°C]	10	10	10		10	10	10	10
$t_8$ [°C]	4	4	4		4	4	4	4
$i_8$ [kJ / kg]	- 67	- 67	- 67		- 67	- 67	- 67	- 67
$q_0$ [kJ / kg]	1258	1258	1258		1275	1275	1275	1275
$\dot{m}_4$ [kg / s]	0,795	0,795	0,795		0,784	0,784	0,784	0,784
$i_{5a}$ [kJ / kg]	1636	1636	1636		1653	1653	1653	1653
$\dot{m}_7$ [kg / s]	7,87	5,247	3,935		7,762	5,174	3,88	3,105
$\dot{m}_6$ [kg / s]	7,075	4,452	3,140		6,978	4,390	3,096	2,321
$\dot{m}_5$ [kg / s]	1,491	1,545	1,568		1,171	1,313	1,381	1,411
$\dot{m}_1$ [kg / s]	2,286	2,340	2,363		1,955	2,097	2,165	2,195
$i_5$ [kJ / kg]	1565	1560	1548		1555	1555	1544	1539
$\Phi_{Ab2}$ [kW]	1770	1826	1835		1378	1545	1610	1638
$\dot{m}_3$ [kg / s]	22,631	15,088	11,32		19,354	13,840	10,717	8,692
$\dot{m}_2$ [kg / s]	20,345	12,748	8,957		17,400	11,743	8,552	6,497
$\dot{m}_8$ [kg / s]	13,270	8,296	5,814		10,421	7,353	5,456	4,176
$\dot{m}_9$ [kg / s]	14,761	9,841	7,385	$\epsilon$	11,592	8,666	6,837	5,587
$i_{11}$ [kJ / kg]	16,65	2,52	- 11,85		65,65	54,5	43,14	21,6
$i_{12}$ [kJ / kg]	21,43	15,23	10,33		40,71	34	29,7	22,4
$i_{9a}$ [kJ / kg]	385	326	275		404	346	296	256
$i_{10}$ [kJ / kg]	2216	2087	2008		2166	2087	2008	1980
$q_{Ri}$ [kJ / kg]	590	461	382		590	461	382	354
$q_R$ [kJ / kg]	670	524	434		670	524	434	402
$\Phi_K$ [kW]	2691	2754	2781		2301	2468	2548	2583
$\Phi_{Ab1}$ [kW]	3270	3364	3335		2568	2889	3009	2934
$\Phi_R$ [kW]	1532	1226	1026		1310	1099	940	882
$\Phi_F$ [kW]	6494	6346	6135		5178	5386	5480	5401
COP [--]	0,154	0,155	0,163		0,193	0,180	0,183	0,185
$ \dot{E}_{X_{\phi_0}} $ [kW]	390	390	390		327	327	327	327
$T_{Fm}$ [K]	394	389	385		394	389	385	381
$\dot{E}_{X_{\phi_F}}$ [kW]	1615	1517	1418		1288	1305	1267	1205
$\eta_{ex}$ [--]	0,242	0,257	0,275		0,254	0,251	0,258	0,271
$\dot{E}_{X_{pt}}$ [kW]	1225	1127	1028		961	978	940	878

Tab.6.2) Influența temperaturii sursei termice folosite și a zonei de degazare asupra performanțelor instalației

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$t_o$ [°C]	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60
$t_k$ [°C]	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
$t_f$ [°C]	110	120	130	130	130	140	140	140	140	150	150	150	150	150
$p_o$ [bar]	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22
$p_k$ [bar]	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
$x_s$ [kg/kg]	0,294	0,25	0,208	0,208	0,208	0,166	0,166	0,166	0,166	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13
$\Delta x$ [kg/kg]	0,12	0,12	0,08	0,12	0,16	0,08	0,12	0,16	0,20	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24
$x_b$ [kg/kg]	0,414	0,37	0,288	0,328	0,368	0,246	0,286	0,326	0,366	0,21	0,25	0,29	0,33	0,37
$p_p$ [bar]	2,4	1,8	1,03	1,39	1,80	0,76	1,05	1,35	1,80	0,57	0,8	1,05	1,40	1,80
$t_v$ [°C]	-14,5	-21	-33	-27	-21	-39	-32	-27,5	-21	-44	-38	-32	-26,5	-21
$t_{10}=t_{ab}$ [°C]	-26	-17	-4	-11	-17	2	-4	-11,5	-16,5	10	2	-4	-11,5	-17
$t_{10}-t_v$ [°C]	-11,5	4	27	16	4	41	28	16	4,5	54	40	28	15	4
$t_p$ [kJ/kg]		21	24	21	22	32	24	21	22	43	33	24	21	22
$t_{10}$ [kJ/kg]		-188	-120	-157	-188	-84	-120	-157	-189	-42	-88	-121	-159	-192
$t_1$ [kJ/kg]		319	397	357	319	445	397	357	319	491	441	396	355	318
$t_1$ [°C]		95	113	103	95	122	113	103	95	129	120	112	102	94
$t_0$ [kJ/kg]		441	489	489	489	542	542	542	542	582	582	582	582	582
$x_2$ [kg/kg]		0,948	0,895	0,928	0,948	0,85	0,895	0,928	0,948	0,80	0,856	0,90	0,93	0,949
$t_2$ [kJ/kg]		1869	1948	1902	1869	2016	1948	1902	1869	2079	2007	1953	1904	1870
$t_2$ [kJ/kg]		1626	1626	1626	1626	1626	1626	1626	1626	1626	1626	1626	1626	1626
$t_3$ [kJ/kg]		449	449	449	449	449	449	449	449	449	449	449	449	449
$t_{s^*}=t_0$ [°C]		-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60
$t_{s^*}$ [kJ/kg]		1517	1517	1517	1517	1517	1517	1517	1517	1517	1517	1517	1517	1517

Tab. 6.2 Continuare

<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>
$t_{3a}$ [°C]		15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
$i_{3a}$ [kJ/kg]	<b>P</b>	378	378	378	378	378	378	378	378	378	378	378	378	378
$t_{6L}$ [°C]	<b>R</b>	52	46	55	62	47	55	62	69	47	56	63	72	78
$t_{6a}$ [°C]	<b>O</b>	46	40	49	56	41	49	56	63	41	50	57	66	72
$i_{6a}$ [kJ/kg]	<b>C</b>	100	85	121	155	109	143	164	202	121	160	193	231	254
$t_{3a'}$ [°C]	<b>E</b>	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10
$q_{Sr2}$ [kJ/kg]	<b>S</b>	119	119	119	119	119	119	119	119	119	119	119	119	119
$i_{3a''}$ [kJ/kg]		259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259
$t_{5a}$ [°C]	<b>I</b>	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
$i_{5a}$ [kJ/kg]	<b>N</b>	1655	1674	1668	1655	1682	1674	1668	1662	1684	1678	1674	1669	1662
$i_{5L}$ [kJ/kg]	<b>C</b>	1575	1558	1568	1575	1549	1558	1567	1575	1539	1549	1558	1568	1575
$t_{8L}$ [°C]	<b>O</b>	2	10	10	10	18	18	18	18	26	26	26	26	26
$t_8$ [°C]	<b>M</b>	-4	4	4	4	12	12	12	12	20	20	20	20	20
$i_8$ [kJ/kg]	<b>P</b>	-113	-67	-67	-67	-17	-17	-17	-17	25	25	25	25	25
$q_b$ [kJ/kg]	<b>A</b>	1258	1258	1258	1258	1258	1258	1258	1258	1258	1258	1258	1258	1258
$\dot{m}_4$ [kg/s]	<b>T</b>	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795
$i_{5L'}$ [kJ/kg]	<b>I</b>	1636	1636	1636	1636	1636	1636	1636	1636	1636	1636	1636	1636	1636
$\dot{m}_7$ [kg/s]	<b>B</b>	4,969	7,87	5,247	3,935	8,288	5,525	4,144	3,315	8,646	5,764	4,323	3,458	2,882
$\dot{m}_6$ [kg/s]	<b>I</b>	4,174	7,075	4,452	3,140	7,493	4,730	3,349	2,520	7,851	4,969	3,528	2,663	2,087
$\dot{m}_5$ [kg/s]	<b>L</b>	1,508	1,491	1,545	1,568	1,562	1,584	1,600	1,599	1,551	1,618	1,607	1,617	1,617
$\dot{m}_1$ [kg/s]		2,303	2,786	2,340	2,363	2,357	2,379	2,395	2,394	2,346	2,413	2,402	2,412	2,412
$i_5$ [kJ/kg]		1547	1565	1560	1548	1575	1567	1562	1556	1578	1572	1568	1563	1556
$\Phi_{w2}$ [kW]		1763	1770	1826	1835	1870	1883	1894	1884	1861	1932	1912	1916	1905

Tab. 6.2. Continue

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$\dot{m}_3$ [kg/s]	P	14,394	22,631	15,088	11,70	24,57	16,534	12,48	9,98	25,512	17,49	13,061	10,492	8,744
$\dot{m}_2$ [kg/s]	R	12,091	20,345	12,748	9,337	22,213	14,155	10,085	7,586	23,167	15,08	10,659	8,080	6,332
$\dot{m}_8$ [kg/s]	O	7,917	13,270	8,296	6,197	14,720	9,425	6,736	5,066	15,316	10,111	7,131	5,417	4,245
$\dot{m}_9$ [kg/s]	C	9,425	14,761	9,841	7,765	16,282	11,009	8,336	6,665	16,866	11,726	8,738	7,034	5,862
$i_{11}$ [kJ/kg]	E	-9,1	16,65	2,52	-10,85	29,90	16,980	-10,75	-22,56	45	28,4	16,1	-0,36	-26,17
$i_{12}$ [kJ/kg]	S	10,63	21,43	15,23	10,88	31,29	21,65	10,45	7,20	43,666	31,846	21,384	12,833	6,123
$i_{9a}$ [kJ/kg]		297	385	326	277,5	423	363	316	265,5	462	395	339	283	244
$i_{11}$ [kJ/kg]	I	2008	2216	2087	2008	2406	2215	2087	2008	2617	2377	2208	2085	2007
$q_{R1}$ [kJ/kg]	N	382	590	461	382	780	589	461	381	991	751	582	459	381
$q_{R2}$ [kJ/kg]	C	434	670	524	434	886	669	524	434	1126	853	661	522	433
$\Phi_K$ [kW]	O	2711	2691	2754	2781	2774	2800	2819	2818	2761	2840	2827	2839	2839
$\Phi_{M1}$ [kW]	M	3090	3270	3364	3385	3711	3736	3599	3535	3740	3946	3856	3802	3636
$\Phi_R$ [kW]	P	1000	1532	1226	1025	2090	1592	1255	1038	2642	2059	1589	1258	1043
$\Phi_F$ [kW]	A	5801	6494	6346	6186	7568	7130	6671	6392	8145	7851	7271	6904	6516
COP [--]	T	0,172	0,154	0,155	0,162	0,132	0,140	0,150	0,156	0,123	0,127	0,138	0,145	0,153
$\dot{E}_{x_{th}}$ [kW]	I	390	390	390	390	390	390	390	390	390	390	390	390	390
$T_{Fm}$ [K]	B	580	394	389	385	404	400	395	390	412	408	404	399	395
$\dot{E}_{x_{pt}}$ [kW]	I	1290	1615	1517	1438	2023	1845	1664	1549	2293	2119	1944	1782	1633
$\eta_c$ [--]	L	0,302	0,242	0,257	0,271	0,193	0,211	0,234	0,252	0,170	0,184	0,201	0,219	0,234
$\dot{E}_{x_{pt}}$ [kW]		900	1225	1127	1048	1633	1455	1274	1159	1904	1729	1554	1392	1243

În tabelul 6.2 se prezintă rezultatele studiului privind influența temperaturii agentului termic folosit cât și a zonei de degazare asupra performanțelor instalației în condițiile  $t_k = 30^\circ\text{C}$  și  $t_o = -60^\circ\text{C}$ .

### 6.1 INSTALATIA CU CONCENTRATII DIFERITE LA IESIREA SOLUTIILOR DIN ABSORBITOARE.

Pentru a îmbunătăți condițiile de lucru s-a conceput o variantă de instalație la care concentrațiile soluțiilor obținute în cele două absorbitoare au valori diferite. Se notează concentrațiile soluțiilor bogate obținute în absorbitoarele Ab1 și Ab2 cu  $x_{b1}$ , respectiv  $x_{b2}$ . În figura 6.4 se prezintă stările în faza lichidă pentru cazul când  $x_{b1} < x_{b2}$ , iar în figura 6.5 pentru cazul  $x_{b1} > x_{b2}$ .

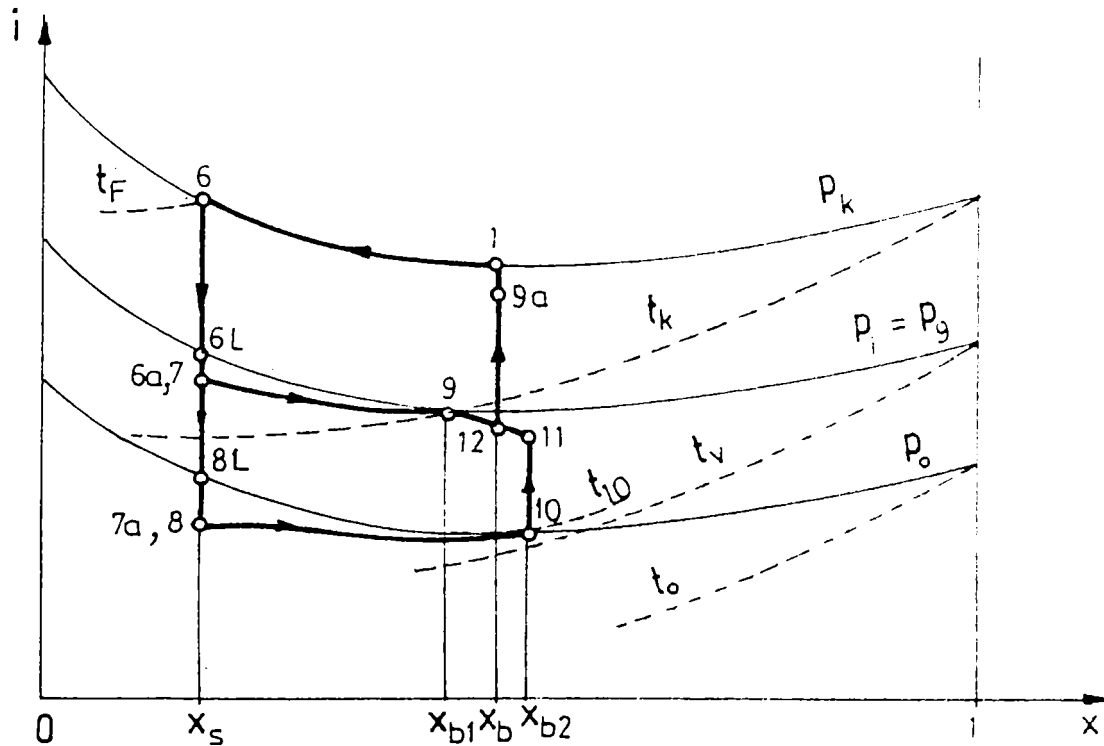


Fig.6.4. Prezentarea procesului în diagrama  $i - x$  pentru cazul  $x_{b1} < x_{b2}$

Pentru această variantă de instalație nodul B (fig.6.1.) devine nod de ordinul 2 și din ecuația de bilanț de materiale pentru bromura de litiu se va calcula concentrația  $x_b$  pentru soluția formată în acest nod și care este circulată cu pompa P1. Relațiile de calcul pentru cele 19 marimi necunoscute sunt:

$$\dot{m}_4 = \frac{\Phi_o}{i_{5''} - i_{3a''}}$$

$$i_{5a''} = i_{3a} - i_{3a''} + i_{5''}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 \frac{x'' - x_s}{x_{b2} - x_s}$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 - \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_5 = \frac{\dot{m}_6 \cdot i_8 + \dot{m}_4 \cdot (i_{5a''} + i_3 - i_{3a}) - \dot{m}_7 \cdot i_{10}}{i_{5a} - i_3}$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_5 \frac{x'' - x_s}{x_{b1} - x_s}$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 - \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_9$$

$$x_b = \frac{\dot{m}_9 \cdot x_{b1} + \dot{m}_7 \cdot x_{b2}}{\dot{m}_3}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_6 + \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5$$

$$i_5 = i_{5a} - \dot{m}_1 \cdot (i_3 - i_{3a}) / \dot{m}_5$$

$$\Phi_{Ab2} = \dot{m}_5 \cdot (i_5 - i_{3a})$$

$$i_{11} = i_{10} + \dot{m}_6 \cdot (i_{6a} - i_8) / \dot{m}_7$$

$$i_{12} = (\dot{m}_9 \cdot i_9 + \dot{m}_7 \cdot i_{11}) / \dot{m}_3$$

$$i_{9a} = i_{12} + \dot{m}_2 \cdot (i_6 - i_{6a}) / \dot{m}_3$$

$$\Phi_K = \dot{m}_1 \cdot (i_2 - i_3)$$

$$\Phi_{Ab1} = \dot{m}_8 \cdot i_{6a} + \dot{m}_5 \cdot i_{5a} - \dot{m}_9 \cdot i_9$$

$$\Phi_F = \Phi_R + \dot{m}_1 \cdot i_2 + \dot{m}_2 \cdot i_6 - \dot{m}_3 \cdot i_{9a}$$

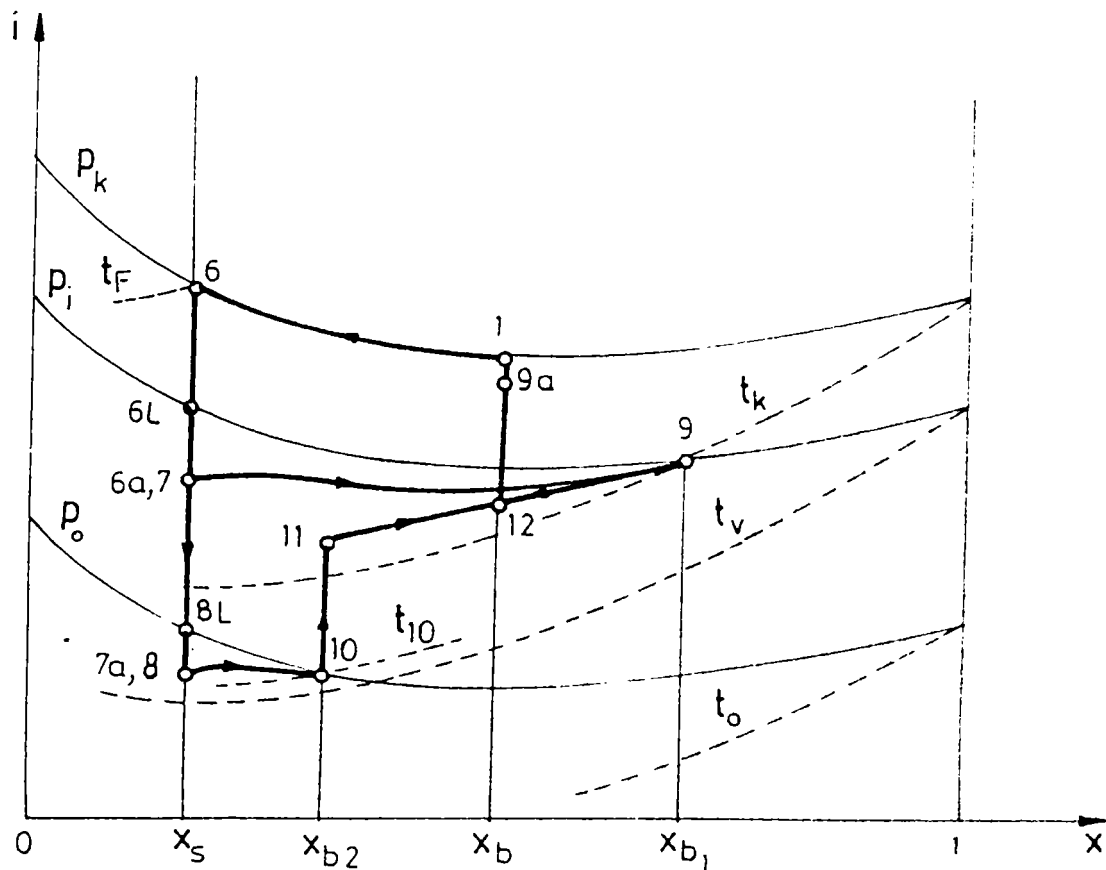


Fig.6.5. Prezentarea procesului în diagrama  $i - x$  pentru cazul  $x_{b1} > x_{b2}$

La această variantă de instalație se urmărește să se reducă diferența de temperatură între starea 10 de ieșire a soluției din absorbtorul Ab2 și temperatura de vaporizare  $t_v$  corespunzătoare presiunii intermediare  $p_i$  și dacă este posibil să se obțină o ameliorare a performanțelor instalației. În tabelul 6.3 se prezintă rezultatele studiului instalației cu zone de absorbție diferite pentru două valori ale temperaturii maxime de fierbere, la  $t_k = 30^\circ\text{C}$  și  $t_o = -60^\circ\text{C}$ .



Tab.63 Studiul instalației cu zone de absorbție diferite

1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_F$ [°C]	120	120	120	120		130	130	130
$t_v$ [°C]	-60	-60	-60	-60		-60	-60	-60
$t_K$ [°C]	30	30	30	30		30	30	30
$p_0$ [bar]	0,22	0,22	0,22	0,22		0,22	0,22	0,22
$p_K$ [bar]	12	12	12	12		12	12	12
$x_8$ [kg / kg]	0,25	0,25	0,25	0,25		0,208	0,208	0,208
$x_{b1}$ [kg / kg]	0,33	0,33	0,41	0,37		0,288	0,368	0,328
$x_{b2}$ [kg / kg]	0,37	0,41	0,33	0,41		0,368	0,288	0,408
$p_9$ [bar]	1,4	1,4	2,3	1,8		1,03	1,8	1,39
$i_9$ [kJ / kg]	20	20	24	21		24	21	21
$t_v$ [°C]	-26,5	-26,5	-16	-21		-33	-21	-27
$t_{lv}$ [°C]	-17	-23,5	-11	-23		-17	-4	-24
$t_{lv} - t_v$ [°C]	9,5	3	5	-2		16	17	3
$i_{10}$ [kJ / kg]	-188	-210	-157			-188	-120	-210
$i_6$ [kJ / kg]	441	441	441	<b>P</b>		489	489	489
$i_7$ [kJ / kg]	1626	1626	1626	<b>R</b>		1626	1626	1626
$i_8$ [kJ / kg]	449	449	449	<b>O</b>		449	449	449
$i_{5-}$ [kJ / kg]	1517	1517	1517	<b>C</b>		1517	1517	1517
$t_{5a}$ [°C]	15	15	15	<b>E</b>		15	15	15
$i_{5a}$ [kJ / kg]	378	378	378	<b>S</b>		378	378	378
$t_{6a}$ [°C]	46	46	62			46	62	55
$t_{6a}$ [°C]	40	40	56	<b>I</b>		40	56	49
$i_{6a}$ [kJ / kg]	84	84	151	<b>N</b>		85	155	121
$t_{5a-}$ [°C]	-10	-10	-10	<b>C</b>		-10	-10	-10
$q_{5r2}$ [kJ / kg]	119	119	119	<b>O</b>		119	119	119
$i_{5a-}$ [kJ / kg]	259	259	259	<b>M</b>		259	259	259
$t_{5a}$ [°C]	20	20	20	<b>P</b>		20	20	20
$i_{5a}$ [kJ / kg]	1668	1668	1650	<b>A</b>		1674	1655	1668
$i_{5l}$ [kJ / kg]	1568	1568	1583	<b>T</b>		1558	1575	1568
$t_{9l}$ [°C]	2	2	2	<b>I</b>		10	10	10
$t_8$ [°C]	-4	-4	-4	<b>B</b>		4	4	4
$i_8$ [kJ / kg]	-113	-113	-113	<b>I</b>		-67	-67	-67
$q_0$ [kJ / kg]	1258	1258	1258	<b>L</b>		1258	1258	1258
$i_{5a-}$ [kJ / kg]	1636	1636	1636			1636	1636	1636

Tab 63 Continuare

1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\dot{m}_4$ [kg / s]	0,795	0,795	0,795			0,795	0,795	0,795
$\dot{m}_7$ [kg / s]	4,969	3,727	7,453	P		3,935	7,870	3,148
$\dot{m}_6$ [kg / s]	4,174	2,932	6,658	R		3,140	7,075	2,353
$\dot{m}_5$ [kg / s]	1,492	1,484	1,478	O		1,540	1,515	1,526
$\dot{m}_1$ [kg / s]	2,287	2,279	2,273	C		2,335	2,310	2,321
$i_5$ [kJ / kg]	1559	1559	1540	E		1566	1547	1560
$\dot{m}_9$ [kg / s]	13,987	13,912	6,928	S		15,246	7,400	10,072
$\dot{m}_8$ [kg / s]	12,495	12,428	5,45			13,706	5,984	8,546
$\dot{m}_3$ [kg / s]	18,956	17,639	14,381	I		19,181	15,389	15,220
$x_5$ [kg / kg]	0,341	0,347	0,3685	N		0,304	0,327	0,347
$\dot{m}_2$ [kg / s]	16,669	15,36	12,108	C		16,846	13,059	10,800
$\dot{m}_1$ [kg / s]	2,287	2,279	2,273	O		2,335	2,310	2,321
$t_1$ [°C]	100	99	95	M		108	104	99
$i_1$ [kJ / kg]	344	336	323	P		382	361	338
$x_2$ [kg / kg]	0,935	0,94	0,948	A		0,91	0,925	0,94
$i_2$ [kJ / kg]	1890	1882	1869	T		1932	1911	1882
$i_{11}$ [kJ / kg]	- 22,52	- 55	78,84	I		- 66,7	79,6	- 69,5
$i_{12}$ [kJ / kg]	8,86	4,14	50,94	B		5,42	51	- 0,55
$t_{12}$ [°C]	28	27	33	I		26	37	26
$i_{9a}$ [kJ / kg]	323	315	295	L		360	335	303
$i_{p_i}$ [kJ / kg]	2059	2038	2008			2162	2104	2038
$q_{Ri}$ [kJ / kg]	433	413	382			536	478	412
$q_R$ [kJ / kg]	492	469	434			609	543	468
$\Phi_K$ [kW]	2692	2682	2675			2748	2719	2732
$\Phi_{Ab1}$ [kW]	3259	3241	3117			3377	3278	3368
$\Phi_R$ [kW]	1125	1069	986			1422	1254	1086
$\Phi_F$ [kW]	6076	5989	5775			6552	6247	6184
COP [--]	0,165	0,167	0,173			0,153	0,160	0,162
$ \dot{E}x_{\dot{m}_0} $ [kW]	390	390	390			390	390	390
$T_{im}$ [K]	383	383	380			392	390	387
$\dot{E}x_{\Phi F}$ [kW]	1428	1353	1284			1605	1506	1454
$\eta_{ex}$ [--]	0,273	0,288	0,304			0,243	0,259	0,268
$\dot{E}x_{p_i}$ [kW]	1038	963	894			1215	116	1064

## 6.2 INSTALATIA CU DOUA MEDII RACITE.

Pe circuitul cu presiunea intermediară  $p_i$  se poate introduce un al doilea vaporizator  $V'$  (fig. 6.6.) cu care se asigură realizarea puterii frigorifice  $\Phi_o'$  la o temperatură de vaporizare  $t_o' = t_v > t_o$ , unde  $t_o'$  este temperatura de saturație a amoniacului la presiunea  $p_i = p_o'$ . Vaporizarea debitului de amoniac în serpentina S din interiorul absorbitorului Ab2 se produce la aceeași temperatură  $t_o'$ . Se notează cu  $\dot{m}_{10}$  debitul masic de amoniac care se vaporizează între stările 3a și 5L (fig.6.2) în vaporizatorul  $V'$ . Debitul  $\dot{m}_{10}$  este preluat din nodul A și se reunește cu debitul  $\dot{m}_5$  în cadrul nodului B. Nodul B este nod de ordinul 1 și în același timp este nod energetic, starea de amestec 11 fiind o stare intermediară între cele două stări de amestec, 5 și 5L. În raport cu instalația din figura 6.1. apar în plus trei ecuații, una de bilanț de materiale în nodul B și două ecuații de bilanț energetic, pe vaporizatorul  $V'$  și pe nodul B. Pe baza acestor trei ecuații se vor determina trei mărimi necunoscute care apar în plus față de instalația din figura 6.1, anume  $\dot{m}_{10}$ ,  $\dot{m}_{11}$  și  $i_{5'}$ . Numărul total de necunoscute este 21. Se prezintă relațiile de calcul pentru aceste mărimi necunoscute:

$$\dot{m}_{10} = \frac{\Phi_o'}{i_{5L} - i_{3a}}$$

$$\dot{m}_4 = \frac{\Phi_o}{i_{5''} - i_{3a''}}$$

$$i_{5a''} = i_{3a} - i_{3a''} + i_{5''}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 \frac{x'' - x_5}{x_b - x_5}$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 - \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_5 = \frac{\dot{m}_6 \cdot i_8 + \dot{m}_4 \cdot (i_{5a''} + i_3 - i_{3a}) + \dot{m}_{10} \cdot (i_3 - i_{3a} + i_{5L} - i_{5a}) - \dot{m}_7 \cdot i_{10}}{i_{5a} - i_3}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_{10}$$

$$i_{5'} = i_{5a} - \dot{m}_1 \cdot (i_b - i_{3a}) / \dot{m}_{11}$$

$$i_5 = \frac{\dot{m}_{11} \cdot i_{5'} - \dot{m}_{10} \cdot i_{5L}}{\dot{m}_5}$$

$$\Phi_{Ab2} = \dot{m}_5 \cdot (i_5 - i_{3a})$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 \frac{x'' - x_5}{x_b - x_5}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_2 - \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_3 - \dot{m}_7$$

$$i_{11} = i_{10} + \dot{m}_6 \cdot (i_{6a} - i_8) / \dot{m}_7$$

$$i_{12} = (\dot{m}_9 \cdot i_9 + \dot{m}_7 \cdot i_{11}) / \dot{m}_3$$

$$i_{9a} = i_{12} + \dot{m}_2 \cdot (i_6 - i_{6a}) / \dot{m}_3$$

$$\Phi_K = \dot{m}_1 \cdot (i_2 - i_3)$$

$$\Phi_{Ab1} = \dot{m}_8 \cdot i_{6a} + \dot{m}_{11} \cdot i_{5a} - \dot{m}_9 \cdot i_9$$

$$\Phi_F = \Phi_R + \dot{m}_1 \cdot i_2 + \dot{m}_2 \cdot i_6 - \dot{m}_3 \cdot i_{9a}$$

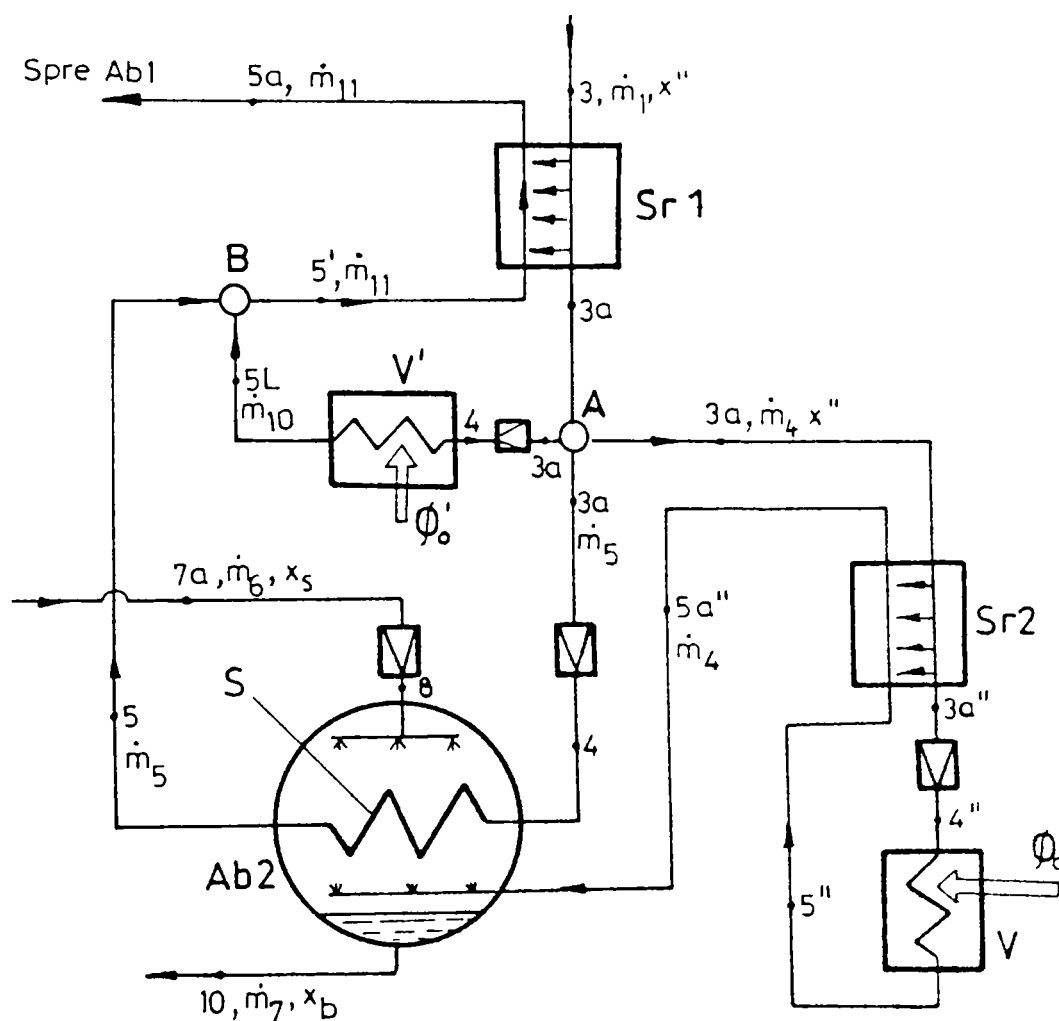


Fig. 6.6 Schema instalatiei cu absorbtie cu regenerare de caldura intre absorbtor si vaporizator, cu doua medii racite.

Tabelul 6.4. Studiul instalației cu două medii răcite

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$t_o$ [°C]	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60	-60
$t_o'$ [°C]	-21	-21	-21	-21	-21	-21	-21	-21	-21	-21
$t_k$ [°C]	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
$t_F$ [°C]	130	130	130	130	130	120	120	120	120	120
$a$ [--]	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
$p_o$ [bar]	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22
$p_k$ [bar]	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
$p_i = p_o'$ [bar]	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
$x_s$ [kg / kg]	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
$\Delta x$ [kg / kg]	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
$x_b$ [kg / kg]	0,368	0,368	0,368	0,368	0,368	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37
$t_{10}$ [°C]	-16,5	-16,5	-16,5	-16,5	-16,5	-17	-17	-17	-17	-17
$t_{10} - t_o'$ [°C]	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4	4	4	4	4
$i_9$ [kJ / kg]	22	22	22	22	22	21	21	21	21	21
$i_{10}$ [kJ / kg]	-189	-189	-189	-189	-189	-188	-188	-188	-188	-188
$t_1$ [°C]	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
$i_1$ [kJ / kg]	319	319	319	319	319	319	319	319	319	319
$i_6$ [kJ / kg]	489	489	489	489	489	441	441	441	441	441
$x_2$ [kg / kg]	0,948	0,948	0,948	0,948	0,948	0,948	0,948	0,948	0,948	0,948
$i_2$ [kJ / kg]	1869	1869	1869	1869	1869	1869	1869	1869	1869	1869
$i_2$ [kJ / kg]	1626	1626	1626	1626	1626	1626	1626	1626	1626	1626
$i_3$ [kJ / kg]	449	449	449	449	449	449	449	449	449	449
$i_{5'}$ [kJ / kg]	1517	1517	1517	1517	1517	1517	1517	1517	1517	1517
$t_{3a}$ [°C]	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
$i_{3a}$ [kJ / kg]	378	378	378	378	378	378	378	378	378	378
$t_{6L}$ [°C]	62	62	62	62	62	52	52	52	52	52
$t_{6a}$ [°C]	56	56	56	56	56	46	46	46	46	46
$i_{6a}$ [kJ / kg]	155	155	155	155	155	100	100	100	100	100
$t_{3a'}$ [°C]	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10	-10
$i_{3a'}$ [kJ / kg]	259	259	259	259	259	259	259	259	259	259
$t_{5a}$ [°C]	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
$i_{5a}$ [kJ / kg]	1655	1655	1655	1655	1655	1655	1655	1655	1655	1655
$i_{5l}$ [kJ / kg]	1575	1575	1575	1575	1575	1575	1575	1575	1575	1575
$t_{8L}$ [°C]	10	10	10	10	10	2	2	2	2	2
$t_8$ [°C]	4	4	4	4	4	-4	-4	-4	-4	-4
$i_8$ [kJ / kg]	-67	-67	-67	-67	-67	-113	-113	-113	-113	-113
$q_o$ [kJ / kg]	1258	1258	1258	1258	1258	1258	1258	1258	1258	1258

Tab.6.4. Continuare

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$q_0$ [kJ/kg]	1197	1197	1197	1197	1197	1197	1197	1197	1197	1197
$\dot{m}_{10}$ [kg/s]	0,418	0,835	1,253	1,671	2,088	0,418	0,835	1,253	1,671	2,088
$\dot{m}_4$ [kg/s]	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795	0,795
$i_{s_7}$ [kJ/kg]	1636	1636	1636	1636	1636	1636	1636	1636	1636	1636
$\dot{m}_7$ [kg/s]	3,935	3,935	3,935	3,935	3,935	4,969	4,969	4,969	4,969	4,969
$\dot{m}_6$ [kg/s]	3,140	3,140	3,140	3,140	3,140	4,174	4,174	4,174	4,174	4,174
$\dot{m}_5$ [kg/s]	1,5649	1,5618	1,5587	1,5556	1,5525	1,5049	1,5018	1,4986	1,4955	1,4924
$\dot{m}_{11}$ [kg/s]	1,9829	2,3968	2,8210	3,2266	3,6405	1,9229	2,3368	2,7516	3,1665	3,5804
$\dot{m}_1$ [kg/s]	2,7790	3,1918	3,6160	4,0216	4,4355	2,7179	3,1318	3,5470	3,9615	4,3750
$i_s$ [kJ/kg]	1555	1560	1564	1566	1568	1555	1560	1563	1566	1568
$i_5$ [kJ/kg]	1550	1552	1555	1557	1558	1550	1552	1554	1556	1558
$\dot{m}_3$ [kg/s]	13,313	15,290	17,323	19,266	21,248	16,987	19,574	22,169	24,759	27,344
$\dot{m}_2$ [kg/s]	10,534	12,098	13,707	15,244	16,813	14,269	16,442	18,622	20,798	22,969
$\dot{m}_8$ [kg/s]	7,394	8,958	10,567	12,104	13,673	10,095	12,268	14,445	16,624	18,797
$\dot{m}_9$ [kg/s]	9,378	11,355	13,388	15,331	17,313	12,018	14,605	17,197	19,791	22,377
$i_{11}$ [kJ/kg]	-11,85	-11,85	-11,85	-11,85	-11,85	-9,08	-9,08	-9,08	-9,08	-9,08
$i_{12}$ [kJ/kg]	12,02	13,33	14,35	15,12	15,76	12,20	13,36	14,26	14,96	15,54
$i_{0_3}$ [kJ/kg]	276,3	277,6	278,6	279,4	280	298,6	299,8	300,7	301,4	302
$i_{p1}$ [kJ/kg]	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008	2008
$q_{R1}$ [kJ/kg]	382	382	382	382	382	382	382	382	382	382
$q_R$ [kJ/kg]	434	434	434	434	434	434	434	434	434	434
$\Phi_R$ [kW]	1206	1385	1569	1745	1925	1180	1359	1540	1719	1899
$\Phi_K$ [kW]	3270	3757	4256	4733	5221	3199	3686	4175	4663	5149
$\Phi_{Ab1}$ [kW]	4222	5105	6012	6879	7762	3939	4787	5637	6487	7335
$\Phi_F$ [kW]	7198	8247	9340	10400	11416	6819	7834	8853	9871	10882
$T_{im}$ [K]	385	385	385	385	385	380	380	380	380	380
$\dot{E}_{X_{\Phi F}}$ [kW]	1664	1906	2158	2402	2637	1507	1731	1957	2181	2405
$\dot{E}_{X_{\Phi_0}}$ [kW]	390	390	390	390	390	390	390	390	390	390
$\dot{E}_{X_{\Phi_0}}$ [kW]	87	174	261	349	436	87	174	261	349	436
$\eta_{ex}$ [--]	0,287	0,296	0,302	0,308	0,313	0,317	0,326	0,333	0,339	0,343
$\Phi_{SS1}$ [kW]	3518	4041	4578	5091	5549	4866	5607	6350	7096	7832
$\Phi_{SS2}$ [kW]	697	697	697	697	697	889	889	889	889	889
$\Phi_{Sr1}$ [kW]	197	227	257	286	315	193	222	252	281	311
$\Phi_{Sr2}$ [kW]	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
$\sum \Phi_{Rcg}$ [kW]	4507	5060	5627	6169	6656	6046	6813	7586	8361	9327

Randamentul exergetic pentru această instalație cu două efecte frigorifice utile se calculează cu relația:

$$\eta_{ex} = \frac{\Phi_o \cdot \left( \frac{T_a}{T_o} - 1 \right) + \Phi_o' \cdot \left( \frac{T_a}{T_o'} - 1 \right)}{\Phi_F \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_{Fm}} \right)}$$

Deoarece cele două puteri frigorifice sunt realizate la temperaturi diferite se poate aprecia ca nesemnificativă calcularea coeficientului de performanță.

În tabelul 6.4 se prezintă rezultatele unui studiu efectuat asupra instalației cu două medii răcite în funcție de raportul celor două puteri frigorifice, pentru două valori ale temperaturii maxime de fierbere  $t_F$  și admițându-se o diferență minimă de temperatură în absorbitorul Ab2, respectiv valori maxime posibile pentru zona de degazare.

### 6.3 COMPARATII CU INSTALATIA CU DOUA TREPTE CU COMPENSAREA CONCENTRATIILOR CU SOLUTII SARACE.

În figura 6.7 se prezintă schema de principiu a instalației iar în figura 6.8 este reprezentat procesul în diagrama entalpie-concentrație. Instalația este prevăzută cu două generatoare de vapori: generatorul GV1 se află la presiunea intermediară  $p_i$  și nu este echipat cu coloană de concentrare și nici condensator de reflux, iar generatorul de vapori GV2, de înaltă presiune, este prevăzut cu coloană de concentrare și condensator de reflux. Cele două absorbitoare Ab1 și Ab2, cât și condensatorul K sunt răcite cu apă. Instalația cuprinde două compresoare termochimice: compresorul CT1 format din aparatele GV1, Ab1, SS1, VL1 și pompa P1 și compresorul CT2 care cuprinde: GV2, Ab2, SS2, VL2 și P2. Pentru menținerea echilibrului concentrațiilor între cele două compresoare termochimice se utilizează un circuit de compensare cu soluție săracă, cu debitul masic  $\dot{m}_{10}$ .

*Analiza instalației. Calculul termic.*

Pentru stabilirea numărului maxim de ecuații distincte de bilanțuri energetice și de materiale se utilizează metoda propusă de Porneală [40]. Se neglijează creșterea entalpiei în pompe. Elementele specifice calculului termic al acestei instalații sunt:

$k = 2$ ; apa și amoniacul

$n = n' = 5$ ; numărul de noduri (distincte): A, GV1, GV2, Ab1, Ab2

$n_1 = 1$ ; numărul de noduri de ordinul 1 (cu un component): A.

$n_2 = 4$ ; numărul de noduri de ordinul 2 (cu doi componenți): GV1, GV2, Ab1, Ab2

$n_e = 4$ ; noduri energetice: GV1, GV2, Ab1, Ab2.

$s = 5$ ; componente cu schimb energetic prin suprafață: SS1, SS2, Sr, K, V.

Se calculează numărul de ecuații distincte de bilanțuri energetice și de materiale [26]:

$$n_t = n_1 + 2 \cdot n_2 - k + n_e + s = 1 + 2 \cdot 4 - 2 + 4 + 5 = 16 \text{ ecuații}$$

7 ec. de b.m.      9 ec. de b.e.

În aceste ecuații intervin următoarele mărimi necunoscute:

$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4, \dot{m}_5, \dot{m}_6, \dot{m}_9, \dot{m}_{10}$  - 8 debite masice

$i_{6aI}, i_{9aI}, i_{6aII}, i_{9aII}, i_{5a}, i_{3a}$  - 6 entalpii specifice

$\Phi_K, \Phi_{Ab1}, \Phi_{Ab2}, \Phi_{F1}, (\Phi_{F2} - \Phi_{R2})$  - 5 puteri termice.

Numărul de necunoscute este 19, cu trei în plus față de numărul 16 de ecuații.

Datorită prezenței celor trei regeneratoare SS1, SS2 și Sr care participă cu câte o ecuație dar introduc fiecare câte două necunoscute, pentru rezolvarea problemei va trebui să impunem trei dintre stările de ieșire, câte una pentru fiecare aparat. Impunem temperaturile în stările 9aI, 9aII și 5a, încât entalpiile specifice în aceste stări se pot determina din diagrame. Rămân 16 mărimi necunoscute care se determină după următoarea schemă de calcul:

$\dot{i}_{5a} - \dot{i}_5 = \dot{i}_{3a} - \dot{i}_{3a}$	ec.b.t.Sr	$\Rightarrow \dot{i}_{3a}$
$\Phi_o = \dot{m}_6 (\dot{i}_5 - \dot{i}_{3a})$	ec.b.t. V	$\Rightarrow \dot{m}_6$
$\dot{m}_1 + \dot{m}_6 = \dot{m}_2$	ec.b.m. Ab1	$\Rightarrow \dot{m}_1$
$\dot{m}_1 \cdot X_{s1} + \dot{m}_6 \cdot X'' = \dot{m}_2 \cdot X_{b1}$	ec.b.m. NH <sub>3</sub> Ab1	$\dot{m}_2$
$\dot{m}_6 + \dot{m}_9 = \dot{m}_5$	ec.b.m. GV2	$\Rightarrow \dot{m}_5, \dot{m}_9$
$\dot{m}_6 \cdot X'' + \dot{m}_9 \cdot X_{s2} = \dot{m}_5 \cdot X_{b2}$	ec.b.m. NH <sub>3</sub> GV2	
$\dot{m}_{10} + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_1$	ec.b.m. GV1	$\Rightarrow \dot{m}_{10}, \dot{m}_3$
$\dot{m}_{10} \cdot X_{s2} + \dot{m}_2 \cdot X_{b1} = \dot{m}_3 \cdot X_{2'1} + \dot{m}_1 \cdot X_{s1}$	ec.b.m. NH <sub>3</sub> GV1	
$\dot{m}_9 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10}$	ec.b.m. A	$\Rightarrow \dot{m}_4$
$\dot{m}_1 (\dot{i}_{6I} - \dot{i}_{6aI}) = \dot{m}_2 (\dot{i}_{9aI} - \dot{i}_{9I})$	ec.b.t. SS1	$\Rightarrow \dot{i}_{6aI}$
$\dot{m}_4 (\dot{i}_{6II} - \dot{i}_{6aII}) = \dot{m}_5 (\dot{i}_{9aII} - \dot{i}_{9II})$	ec.b.t. SS2	$\Rightarrow \dot{i}_{6aII}$
$\Phi_K = \dot{m}_6 (\dot{i}_2 - \dot{i}_3)$	ec.b.t.K	$\Rightarrow \Phi_K$
$\Phi_{Ab1} = \dot{m}_1 \cdot \dot{i}_{6aI} + \dot{m}_6 \cdot \dot{i}_{5a} - \dot{m}_2 \cdot \dot{i}_{9I}$	ec.b.t. Ab1	$\Rightarrow \Phi_{Ab1}$
$\Phi_{Ab2} = \dot{m}_4 \cdot \dot{i}_{6aII} + \dot{m}_3 \cdot \dot{i}_{2'1} - \dot{m}_5 \cdot \dot{i}_{9II}$	ec.b.t. Ab1	$\Rightarrow \Phi_{Ab2}$
$\Phi_{F2} - \Phi_{R2} = \dot{m}_6 \cdot \dot{i}_{2II} + \dot{m}_9 \cdot \dot{i}_{6II} - \dot{m}_5 \cdot \dot{i}_{9aII}$	ec.b.t.GV	$\Rightarrow \Phi_{F2} - \Phi_{R2}$
$\Phi_{F1} = \dot{m}_3 \cdot \dot{i}_{2'1} + \dot{m}_1 \cdot \dot{i}_{6I} - \dot{m}_2 \cdot \dot{i}_{9aI} + \dot{m}_{10} \cdot \dot{i}_{6II}$	ec.b.t.GV1	$\Rightarrow \Phi_{F1}$

Coefficientul de performanță se calculează cu relația:

$$COP = \frac{\Phi_o}{\Phi_{F1} + \Phi_{F2}}$$

Randamentul exergetic se determină cu relația:

$$\eta_{ex} = \frac{\Phi_o \cdot \left( \frac{T_a}{T_o} - 1 \right)}{\Phi_{F1} \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_{Fm1}} \right) + \Phi_{F2} \cdot \left( 1 - \frac{T_a}{T_{Fm2}} \right)}$$

unde  $T_{Fm1}$  și  $T_{Fm2}$  reprezintă temperaturile medii de fierbere în cele două fierbătoare F1 și F2. Un inconvenient al acestei instalații îl reprezintă faptul că zona de degazare  $\Delta X_1 = X_{b1} - X_{s1}$  are valori mici și este plasată între concentrații foarte scăzute.

În figura 6.9 se prezintă sub formă simplificată diagrama fluxurilor de energie și a fluxurilor de exergie. Se observă deosebirea față de instalația din figura 6.1. Această instalație are două compresoare termochimice care funcționează între limite diferite de presiuni, dar aproximativ între aceleași temperaturi și un singur detentor termic care asigură "pomparea" puterii frigorifice de la temperatura  $t_o$  la temperatura  $t_a$ .



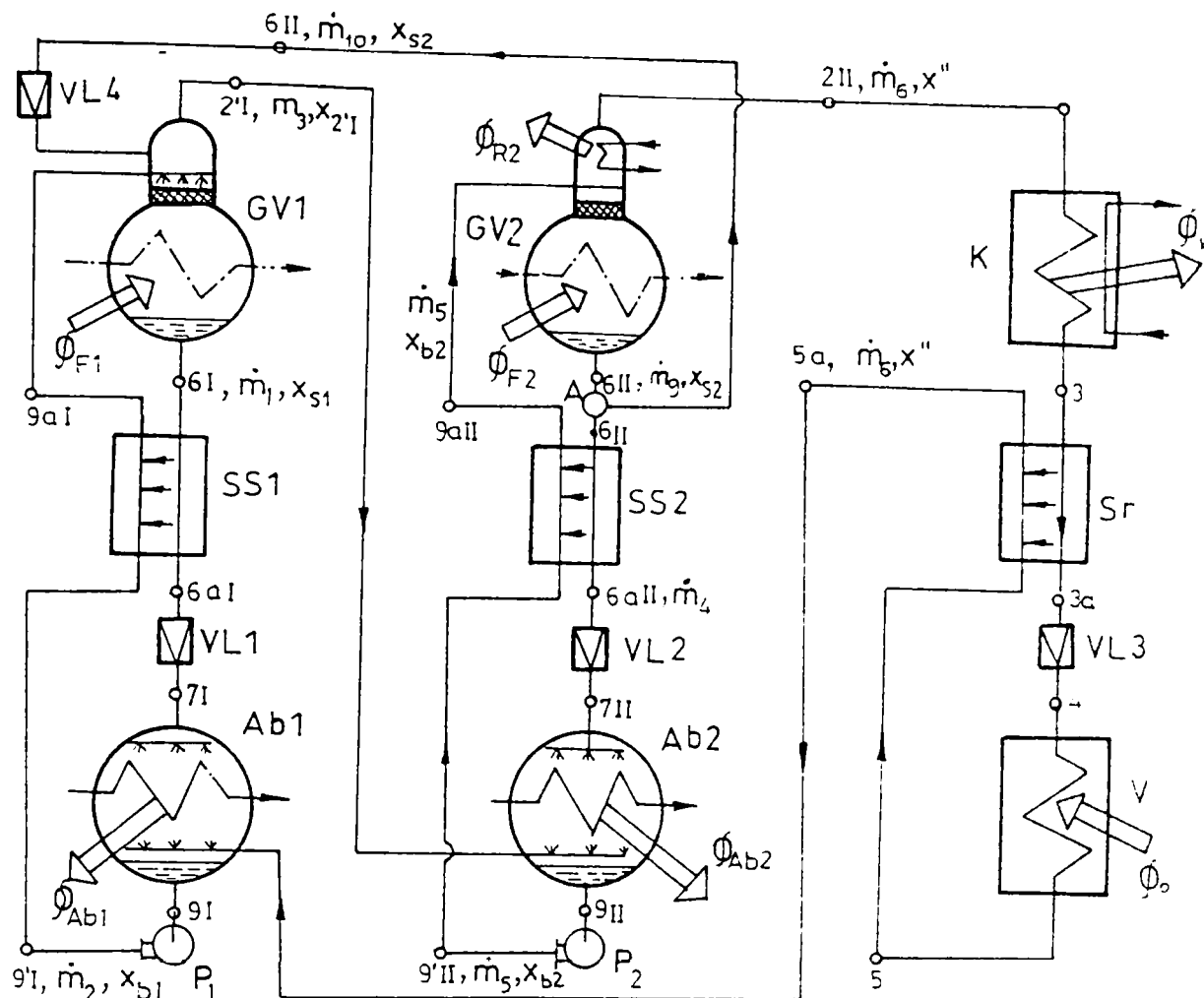


Fig. 6.7. Schema instalatiei cu absorbtie in doua trepte cu compensarea concentratiilor cu solutie saraca.

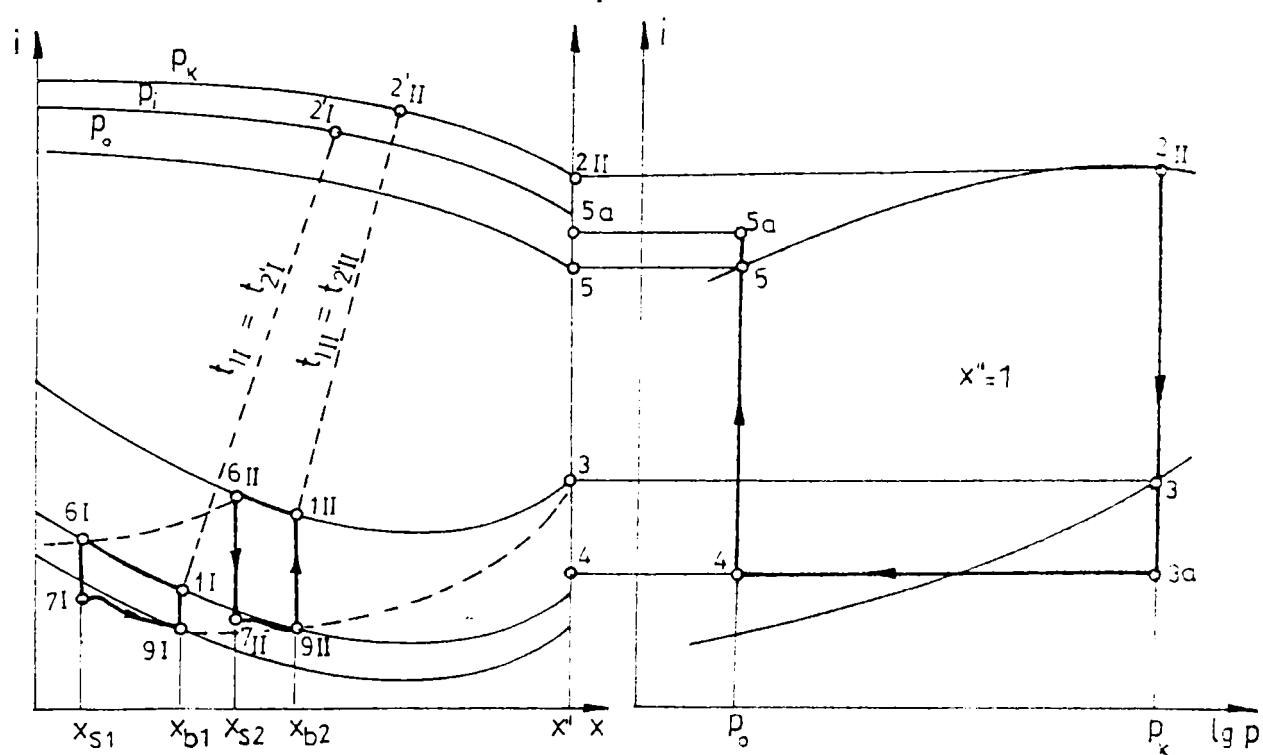


Fig. 6.8. Reprezentarea procesului din instalatia cu compensare cu solutie saraca in diagrama entalpie - concentratie

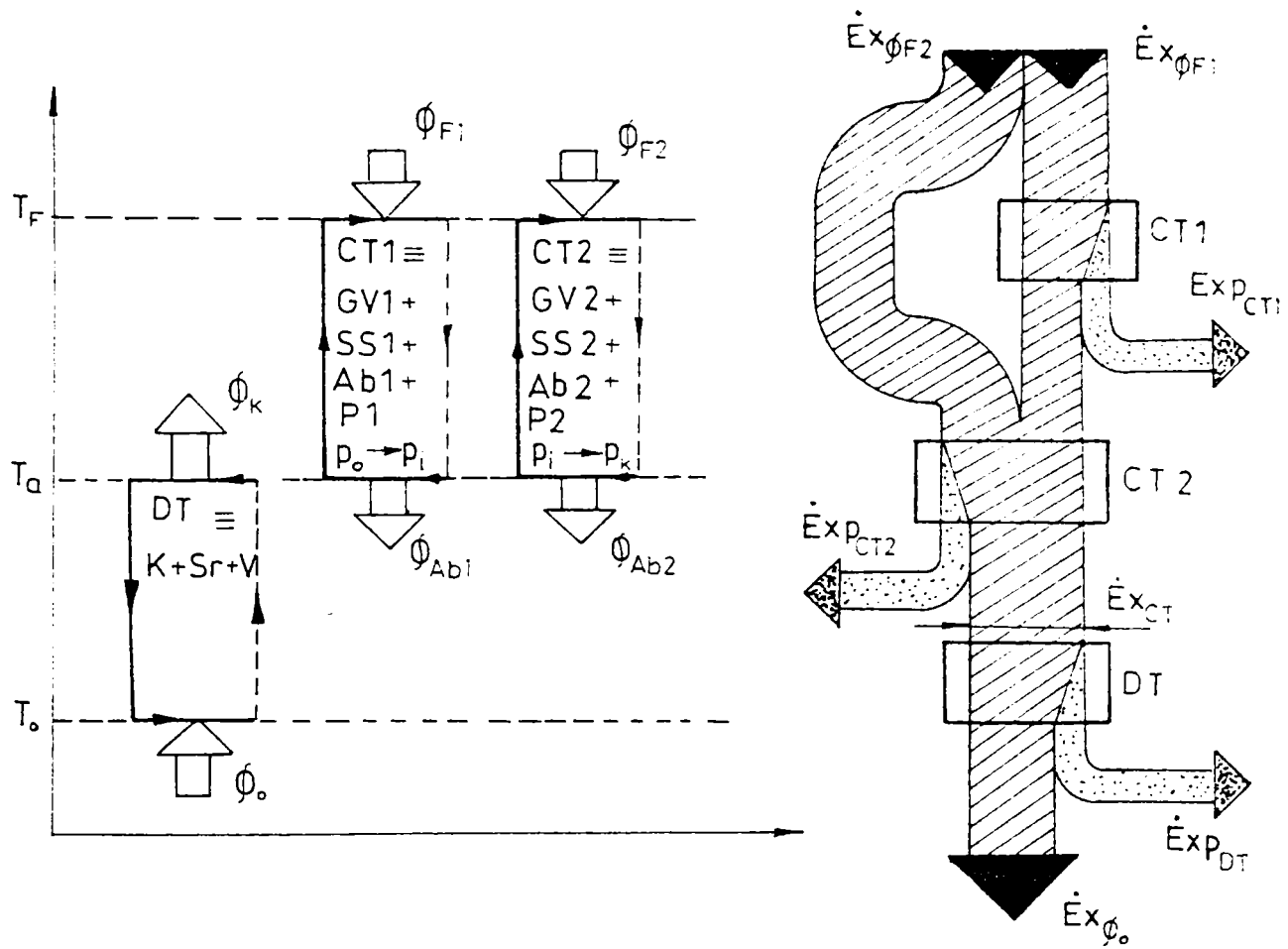


Fig. 6.9. Diagrama fluxurilor energetice și a fluxurilor exergetice pentru instalația cu absorbție cu compensarea concentrațiilor cu soluție săracă.

În figura 6.10 se prezintă variația randamentului exergetic și a coeficientului de performanță pentru instalația din figura 6.1 în funcție de zona de degazare, la două valori ale temperaturii de vaporizare,  $t_o = -50^\circ\text{C}$  și  $t_o = -60^\circ\text{C}$ , pentru  $t_k = 30^\circ\text{C}$  și  $t_F = 130^\circ\text{C}$ . Este prezentată de asemenea și variația diferenței de temperatură  $\Delta t = t_{10} - t_v$  necesară desfășurării procesului din absorbitorul Ab2. Se observă că sunt indicate valorile mai mari pentru zona de degazare, la care corespund valori mici pentru diferența de temperatură  $\Delta t = t_{10} - t_v$  deoarece performanțele instalației sunt mai bune.

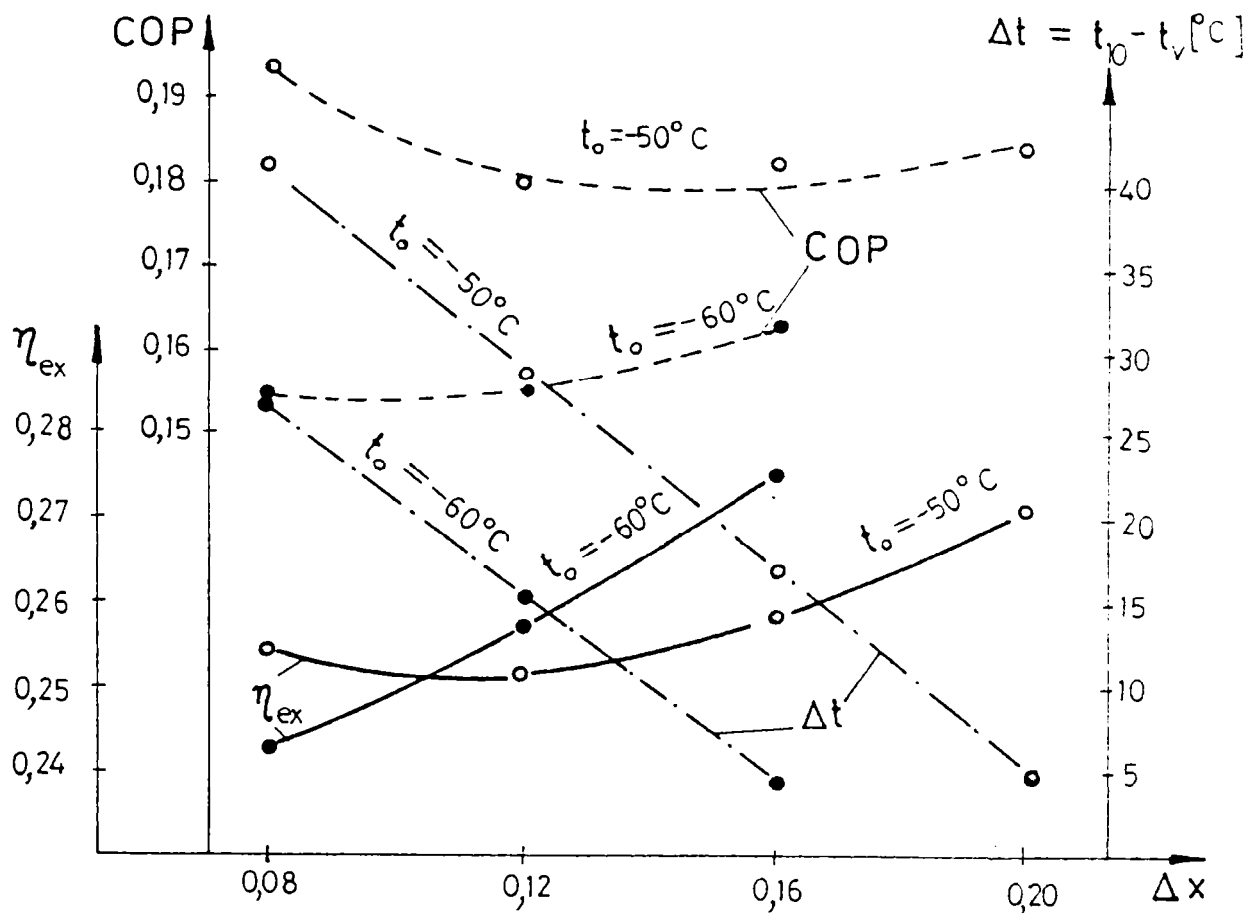


Fig. 6.10. Influența zonei de degazare asupra randamentului exergetic, a coeficientului de performanță și a diferenței de temperatură  $\Delta t = t_{10} - t_v$ .

Pe baza tabelului 6.2 s-a reprezentat variația randamentului exergetic în funcție de zona de degazare și temperatura maximă de fierbere (figura 6.11). Se observă că obținerea temperaturilor foarte scăzute ( $t_o = -60^\circ\text{C}$ ) cu ajutorul instalației prezentate în figura 6.1 este recomandat să se realizeze cu surse termice de potențial scăzut ( $t_F = 120^\circ\text{C} \dots 130^\circ\text{C}$ ). Pare ciudat, dar se explică urmărind rezultatele din tabelul 6.2, căci sursele termice de potențial ridicat ( $t_F > 140^\circ\text{C}$ ) nu asigură valori bune pentru randamentul exergetic. Acest fapt poate constitui avantajul esențial al instalației din figura 6.1, deoarece asigură obținerea unor temperaturi foarte scăzute, la performanțe foarte bune, cu surse de potențial scăzut. Se va evita utilizarea surselor termice de potențial ridicat și deci scumpe, care nu asigură instalației performanțe termodinamice bune. Se va urmări realizarea unor diferențe de temperatură

$\Delta t = t_{10} - t_v$  în absorbitorul Ab2 cât mai mici, deci zone de degazare cât mai mari, caz în care randamentul exergetic are valori foarte bune.

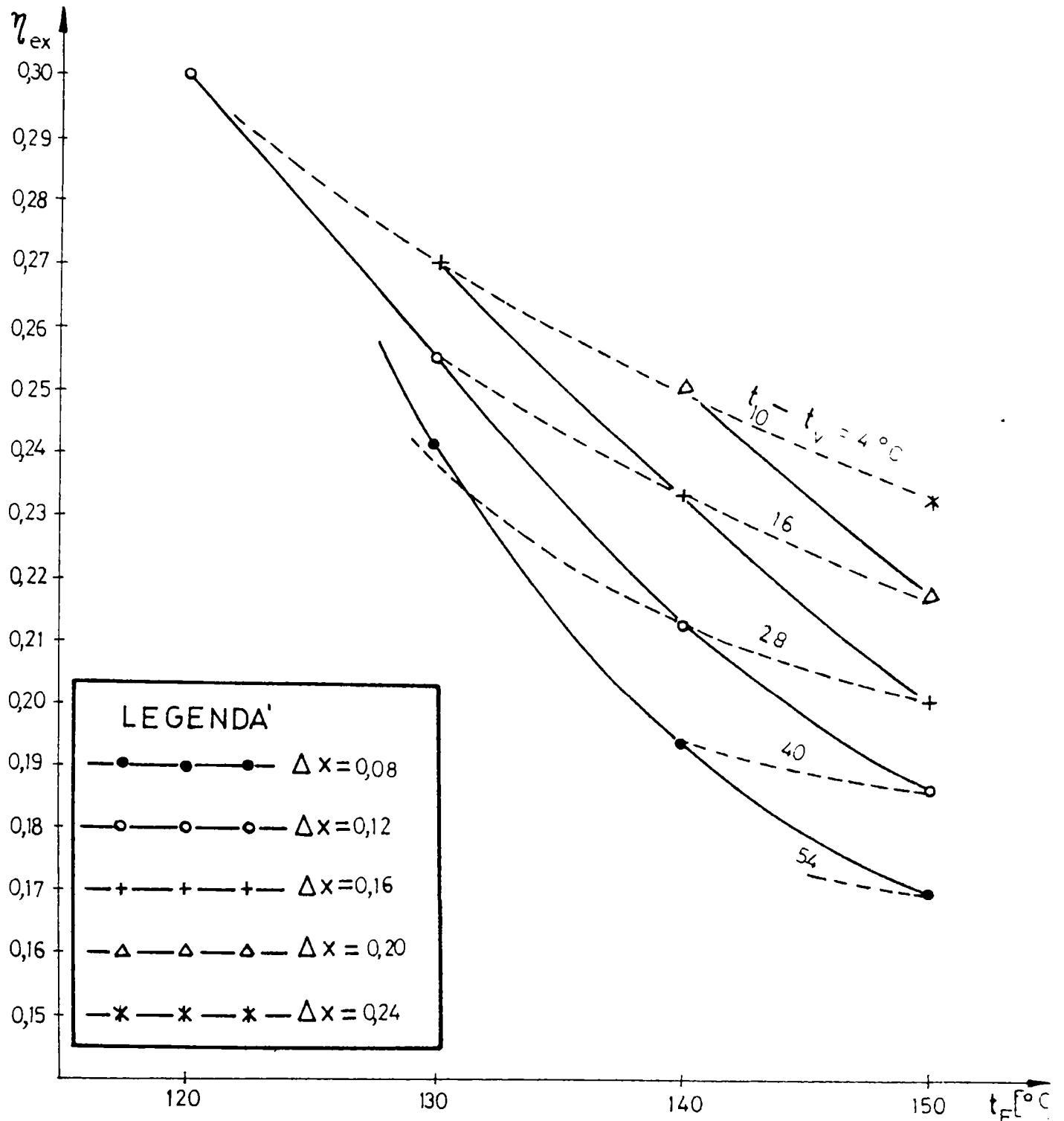


Fig. 6.11. Variația randamentului exergetic în funcție de zona de degazare și de temperatura maximă de fierbere.

Urmărind rezultatele studiului prezentate în tabelul 6.3 se poate observa că în cazul instalației cu zone de absorbție diferite (figurile 6.4 și 6.5) performanțele instalației nu se modifică în mod esențial în raport cu instalația din figura 6.1. Totuși se pot găsi condiții de funcționare care asigură o anumită ameliorare a randamentului exergetic.

În figura 6.12 se prezintă sub formă grafică dependența randamentului exergetic în funcție de raportul puterilor frigorifice  $a = \Phi_o / \Phi_{o_0}$ , pentru două valori ale temperaturii maxime de fierbere,  $t_F = 120^{\circ}C$  și  $t_F = 130^{\circ}C$  pentru instalația cu două medii răcite (fig.6.6).

Randamentul exergetic crește în funcție de raportul "a", având valori mai bune la utilizarea unor surse termice de potențial scăzut. Se observă că randamentul exergetic este cu circa 10% mai mare când  $t_F = 120^\circ\text{C}$  față de cazul când  $t_F = 130^\circ\text{C}$ . În figura 6.12 se prezintă suma puterilor termice ale celor patru schimbătoare de căldură de tip regenerativ

$$\sum \Phi_{\text{Reg}} = \Phi_{\text{SS1}} + \Phi_{\text{SS2}} + \Phi_{\text{Sr1}} + \Phi_{\text{Sr2}}$$

O explicație a valorilor mai bune pentru randamentul exergetic poate fi pusă în corelație cu posibilitatea unei regenerări mai bune a căldurii în sistem.

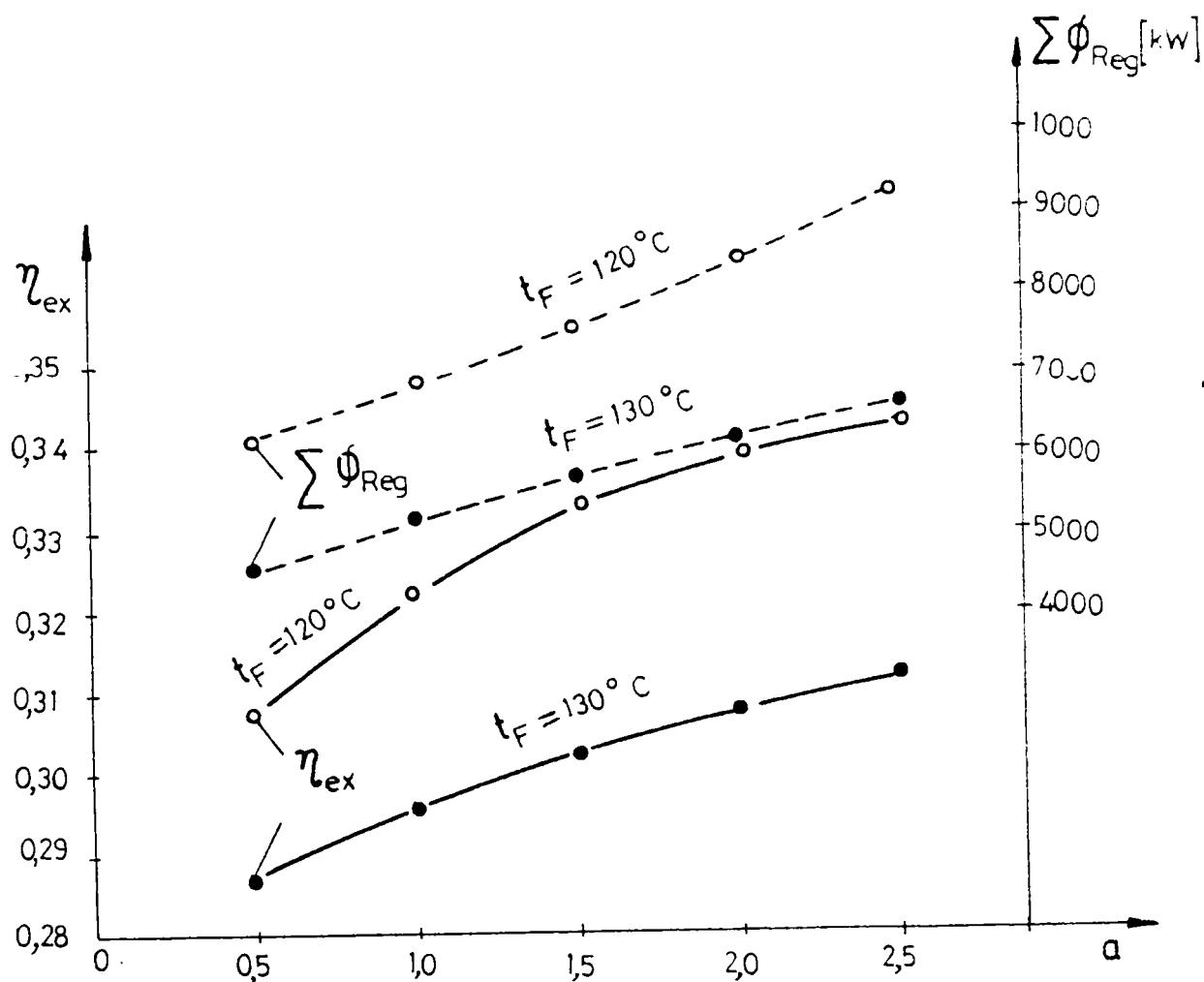


Fig. 6.12. Variația randamentului exergetic și a căldurii totale regenerată în funcție de raportul puterilor frigorifice și de temperatura maximă de fierbere.

## 7. Rezultate teoretice si experimentale si interpretarea critica a acestor rezultate in cazul instalatiei frigorifice cu absorbtie

### 7.1 Rezultatele experimentale

Imbunatatirea indicilor de functionare ai instalatiilor frigorifice cu absorbtie este posibila printr-o serie de perfectionari constructive.

Aceste perfectionari se pot aduce in ramura fierbatorului, in ramura absorbitorului sau in ambele daca se justifica energetic.

Evidentierea perfectionarii s-a facut considerand un regim de functionare caracterizat prin: temperatura de vaporizare de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , temperatura de condensare si de absorbtie de  $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , temperatura in fierbator de  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$  si presiunile de lucru de 2 bar si 9 bar, pentru o putere frigorifica de 100 kW.

Pentru a avea termenul de comparatie privind imbunatatirea indicilor de functionare se considera o instalatie cu absorbtie simpla pentru care se intocmeste bilantul material si cel termic pe fiecare utilaj.

Fata de aceasta instalatie de baza se studiaza influenta introducerii unui schimbator de caldura intermediar si a unei coloane de rectificare prevazuta si cu deflegmator.

Rolul schimbatorului de caldura intermediar este de a recupera o parte din caldura cu care solutia slaba fierbinte pleaca spre absorbitor, caldura recuperata este folosita pentru incalzirea solutiei concentrate reci ce vine din absorbitor. Solutia concentrata poate ajunge astfel la temperatura de fierbere inca din antifierbator, rezultand o reducere apreciabila a caldurii ce urmeaza a fi introdusa in fierbator.

In acelasi timp, prin reducerea temperaturii solutiei slabe rezulta o reducere a consumului de apa de racire in absorbitor, precum si o reducere a temperaturii din absorbitor, deci o crestere a capacitatii de absorbtie a solutiei din absorbitor.

Rolul rectificatorului si al deflegmatorului este de a reduce la minimum prezenta dezavantajoasa a vaporilor de absorbant in solutia gazoasa ce pleaca din fierbator spre condensator. Se realizeaza acest lucru prin racirea fortata a solutiei gazoase fierbinte cu ajutorul solutiei concentrate reci care vine din absorbitor si cu ajutorul apei de racire.

In urma acestei raciri o parte din solutia gazoasa se condenseaza, condensatorul are o concentratie de saturatie mult mai mica decat solutia gazoasa in echilibru si rezulta o crestere a concentratiei in agent frigorific a vaporilor ramasi spre valoarea maxima 1.

#### 7.1.1 Descrierea instalatiei experimentale

Schema de principiu a întregii instalații de cercetare este redată în figura 7.1. Fierberea soluției se realizează cu ajutorul unei rezistențe electrice, energia consumată fiind reglabilă. De asemenea, căldura necesară vaporizării amoniacului în vaporizatorul 6, la presiune scăzută, reglabilă, este asigurată de o rezistență electrică. Absorbitorul și condensatorul sânt răciți cu apă.

Schimbătorul de căldură 11, izolat termic, de construcție serpentină în manta, servește pentru subrăcirea soluției sărace cu ajutorul apei până la anumite temperaturi. Același aparat servește și drept calorimetru pentru determinarea debitului de soluție săracă, fiind prevăzut cu posibilități de măsurare a temperaturilor de intrare și ieșire pentru apă și soluție. Cu ajutorul

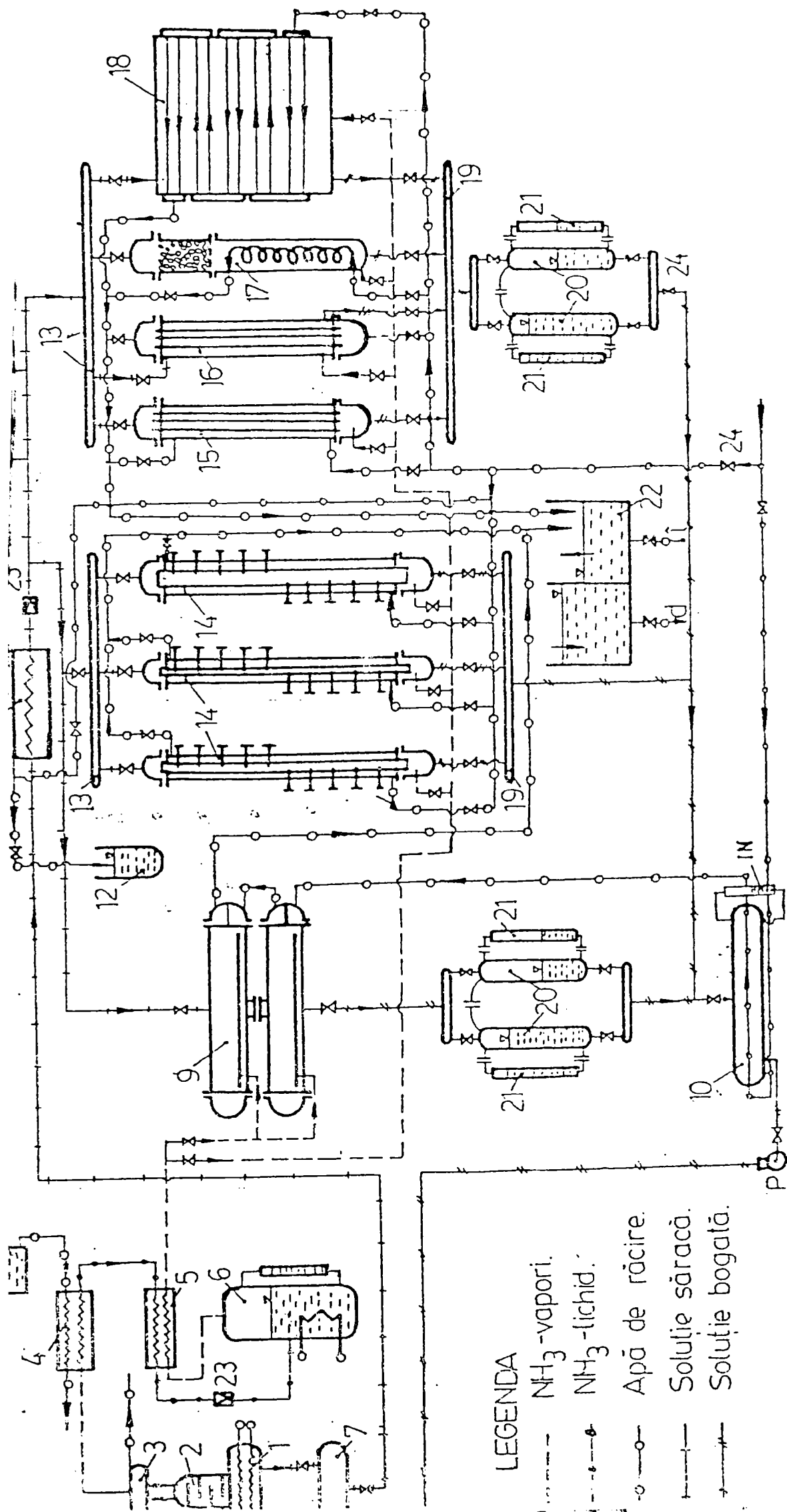


Fig. 1 Schema instalației experimentale.

1 - Fierbător; 2 - Coloană de rectificare; 3 - Condensator de reflux; 4 - Condensator; 5 - Subrăcitor; 6 - Vaporizator;  
 7 - Rezervor de soluție săracă; 8 - Rezervor de apă; 9 - Absorbtor orizontal cu plăci; 10 - Rezervor de soluție bogată; 11 - Răcitor de soluție; 12 - Vas pentru măsurarea debitului de apă; 13 - Distribuitoare; 14 - Modele experimentale ale absorbtorului vertical; 15 - Absorbtor vertical cu peliculă interioară; 16 - Absorbtor vertical cu peliculă exterioară; 17 - Absorbtor cu serpentină; 18 - Model experimental de absorbtor orizontal cu plăci;  
 19 - Colectoare; 20 - Vase etalonate pentru măsurarea debitului de soluție bogată; 21 - Sticle de nivel; 22 - Bazin etalonat cu două compartimente pentru măsurarea debitului de soluție bogată; 23 - Ventile de laminare; 24 - Ventile de trecere; d - deschis; î - închis; P - Pompă; M - Manometru; Ra - Robinet de acționare.

LEGENDA

- $\text{NH}_3$  - vapor.
- - -  $\text{NH}_3$  - lichid.
- Apă de răcire.
- Soluție săracă.
- Soluție bogată.

vasului 12 se poate determina debitul de apă de răcire. Concentrația soluției sărace se determină experimental, luându-se probe de la partea superioară a absorbitorului.

Debitul volumetric de soluție bogată se măsoară cu ajutorul vaselor calibrate, prevăzute cu indicatoare de nivel. Aceste vase lucrează pe rând, unul se umple, iar celălalt se golește, după care se face inversarea lor prin intermediul robinetilor de amoniac. Debitul masic se determină prin calcule, cunoscând concentrația și temperatura soluției în funcție de care se determină densitatea. Acest dispozitiv se poate monta pe rând în două locuri din instalație. Debitul de apă de răcire se măsoară cu ajutorul bazinului calibrat 22, dublu compartimentat, prevăzut cu robineti pentru golire și evacuarea apei la rețeaua de canalizare. Temperaturile la intrarea și ieșirea din aparate se măsoară cu termometre și termocuple. Presiunea din absorbitor se citește la manometrele M montate pe distribuitoarele de soluție săracă.

Instalația este prevăzută cu un robinet de aerisire Ra (pentru scoaterea aerului), montat la partea cea mai de sus a instalației. În vederea efectuării diferențelor manevre, instalația este prevăzută cu foarte mulți robineti de amoniac și de apă.

Circulația soluției bogate între rezervorul de soluție bogată și fierbător se realizează cu ajutorul pompei cu roți dințate P. Pentru siguranța funcționării acestei pompe cât și pentru a se putea regla debitul de soluție circulat de aceasta, rezervorul de soluție s-a prevăzut cu un indicator de nivel I.N. Soluția săracă se introduce în aparat, în partea superioară, printr-un distribuitor circular și apoi deversează sub formă de peliculă la interiorul țevii.

#### *Lucrări pregătitoare în vederea efectuării experiențelor*

În vederea asigurării etanșeității instalației de cercetare, prevăzută cu numeroase flanșe, robineti, legături demontabile ș.a. s-au efectuat probe de presiune, hidraulică (cu apă) și de etanșitate (cu aer) pe fiecare aparat component, cât și pe porțiuni de instalație și pe instalația întreagă, remediindu-se la timp lipsurile semnalate. Pentru probe s-a folosit o pompă manuală și respectiv un compresor portabil.

S-a mai efectuat o probă de verificare a etanșeității cu ajutorul unei cantități reduse de amoniac, introdus în instalația vidată, asigurându-se astfel presiunea manometrică de 3 at. Scăpările au fost depistate cu indicatorul fenolftaleină. S-a golit și s-a suflat instalația cu aer introdus pe la partea superioară și evacuat prin punctele cele mai de jos ale instalației. Înainte de umplere, s-a făcut vidarea instalației cu ajutorul unei pompe de vid cu care s-a realizat presiunea absolută de 25 mm Hg.

Datorită complexității instalației, aceste lucrări au constituit una din cele mai dificile probleme apărute la partea experimentală.

Prin calcul s-au stabilit cantitățile de amoniac și de apă distilată necesare pentru umplerea instalației, în vederea obținerii unei concentrații masice medii de 25 %. În rezervorul de soluție bogată și în fierbător s-au introdus 18 l de apă distilată (deci 18 kg). amoniacul din butelie s-a introdus în instalație astfel: 3 kg în apa distilată care l-a absorbit ușor și încă 3 kg în vaporizatorul instalației. Determinarea cantității de amoniac introdus, s-a făcut cu bună precizie, cu ajutorul unui cântar pe care s-a așezat butelia de amoniac.

Înainte de a trece la măsurătorile propriu-zise au fost efectuate numeroase lucrări pregătitoare pentru pornirea instalației și pentru asigurarea unei cât mai bune manevrabilități în vederea realizării și menținerii unui regim dorit.



Pentru măsurarea temperaturilor în pelicula hidroamonică (în lungul aparatelor) și în vapori (în axa țevii), s-au folosit 30 de termocuple din fier-constantan. Acestea au fost confecționate minuțios și etalonate exact în situația în care au fost folosite în instalație, respectiv firele de fier și constantan au avut aceeași lungime, au fost montate pe același comutator și tensiunea termoelectrică a fost măsurată cu același aparat de măsură, având clasa de precizie de 0,05. În această situație nu au mai trebuit făcute nici un fel de corecții în timpul măsurării temperaturii pe instalație. Nu s-au folosit cabluri de prelungire, lungimea termocuplelor tăiate de la etalonare fiind suficientă pentru montarea pe instalație. În acest sens s-a construit un tablou pentru instalația de măsură a temperaturilor, care a fost montat la înălțimea corespunzătoare cu mijlocul aparatelor. Aceste termocuple s-au etalonat pentru o scară, în ambele sensuri: sudura cu temperatură constantă a fost menținută la 0 °C în baia de gheață care se topește într-un vas Dewar, izolat cu polistiren, iar sudura cu temperatură variabilă a fost introdusă în baia cu ulei a unui ultratermostat U10, până la 70 °C. Prin încălzirea uleiului cât și prin răcirea acestuia s-au obținut aceleași valori pentru forța termoelectrică.

Făcând etalonarea termocuplelor în absolut aceleași condiții în care urmau să lucreze după montare pe instalație, nu a mai fost necesară nici un fel de corecție.

În figura 6.2. se prezintă standul de etalonare a termocuplelor. Pentru măsurarea temperaturii apei cât și a temperaturii de pe fața peretelui exterior al țevii mici (la contactul cu apa), s-au folosit termocuple cupru - constantan.

Termocuplele de pe suprafețele de schimb de căldură s-au fixat în interiorul unui șanțuleț și au fost scoase apoi în lateral.

Firele termocuplelor au fost trase în tub varniș pe tot traseul.

#### *Determinarea experimentală a concentrației soluției*

Coeficientul de schimb de căldură prin convecție este influențat de proprietățile soluției și deci și de concentrația acesteia și ca urmare se impune să se cunoască variația concentrației pe înălțimea aparatului. Pentru determinarea concentrației soluției hidroamoniacale s-a folosit metoda titrării.

Probele de soluție se recoltează, pe cât posibil toate dintrodată, la un regim stabilizat, cu ajutorul seringilor de 10 ml., luându-se câte 3 - 4 ml.

Au fost pregătite câte 5 l de soluție de acid clorhidric n/10 și soluție de hidroxid de sodiu n/10 pentru care au fost stabilite titrurile:

$$T_{\text{HCl}} = 0,00391$$

$$T_{\text{NaOH}} = 0,00387$$

Se umplu două biurete de câte 50 ml, fiecare cu câte una din soluțiile respective. Într-un balon cotat de 200 ml se introduce în apă distilată, o cantitate din proba de analizat din seringă (obișnuit 2 ml), adăugându-se apă până la cota de 200 ml.

Din biureta cu soluție de acid clorhidric n/10 se introduc 10 ml din această soluție într-un pahar Erlenmayer în care se află apă distilată (nu are importanță cantitatea de apă). Se adaugă apoi 1 - 2 picături de indicator (s-a folosit roșu de Congo) și 10 ml din soluția amoniacală slabă, din balonul cotat, obținându-se un preparat de culoare albastru deschis. Dacă culoarea rezultată este roz, în acest caz se va relua determinarea cu o cantitate mai mare de acid clorhidric n/10.

Se titrează preparatul din paharul Erlenmayer cu soluția de NaOH n/10, din biuretă, introducând câte puțin (în picături) și agitând paharul până în momentul virajului, adică schimbarea bruscă a culorii de la albastru în roz. Se notează cantitatea de soluție de hidroxid de sodiu n/10 consumată.

Cu aceasta, determinarea s-a terminat și se poate calcula concentrația soluției hidroamoniacale preluată de instalație, în funcție de mărimile cunoscute ce au intervenit în experiență.

Pentru o determinare se fac 2 - 3 analize și se ia media valorilor obținute pentru concentrație.

### 7.1.2 Instalația frigorifică cu absorbție simplă

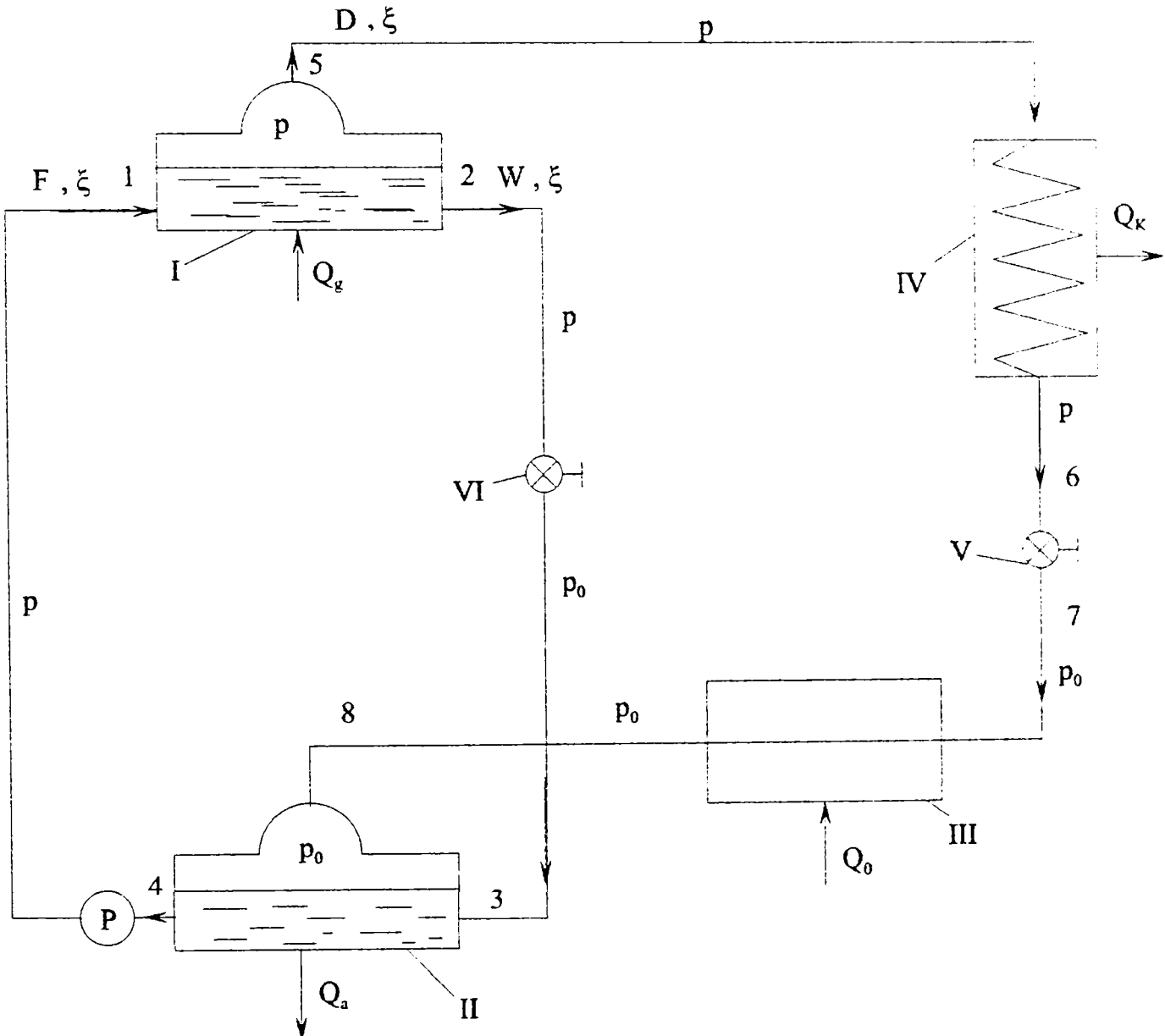


Fig. 7.2 Schema instalației frigorifice cu absorbție simplă  
 I - fierbătorul ; II - absorbtorul ; III - vaporizatorul ; IV - condensatorul ;  
 V, VI - ventilele de reglare a presiunii

## 7.1.3 Bilantul material si termic pentru fierbator

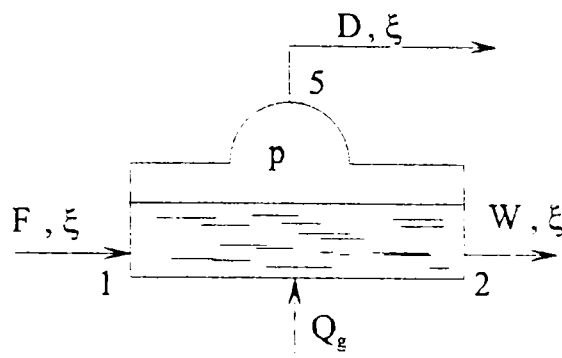


Fig. 7.3 Schema fierbatorului

$$F = D + W \quad (1)$$

$$F \cdot \xi_F = D \cdot \xi_D + W \cdot \xi_W \quad (2)$$

$$F \cdot \xi_F = D \cdot \xi_D + (F - D) \cdot \xi_W \quad (3)$$

$$Q_g + F \cdot i_F = D \cdot i_D + W \cdot i_W \quad (4)$$

$$Q_g + F \cdot i_F = D \cdot i_D + (F - D) \cdot i_W \quad (5)$$

Din relatia 3 rezulta:

$$\frac{F}{D} \cdot \xi_F = \xi_D + \left( \frac{F - D}{D} \right) \cdot \xi_W \quad (6)$$

In cazul in care coeficientul de distilare este definit prin raportul:

$$\frac{F}{D} = f$$

rezulta:

$$f \cdot \xi_F = \xi_D + (f - 1) \cdot \xi_W \quad (7)$$

Daca folosim urmatoarea notatie:

A - amoniac (agentul frigorific)

B - apa (absorbant)

$$\frac{Q_g}{D} + \frac{F}{D} \cdot i_F = i_D + (f - 1) \cdot i_W \quad (8)$$

$$q_g + f \cdot i_F = i_D + (f - 1) \cdot i_W \quad (9)$$

sau dupa rearanjare:

$$q_g = i_D - i_W + f \cdot (i_W - i_F) \quad (10)$$

Relatia 10 conform diagramei 1 se poate scrie astfel:

$$q_g = i_5 - i_2 + f \cdot (i_2 - i_1) \quad (11)$$

## 7.1.4 Bilantul material si cel termic pentru absorbitor

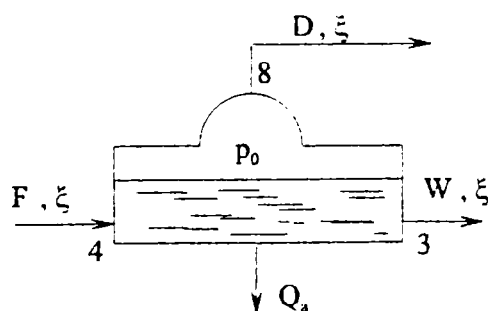


Fig. 7.4 Schema absorbitorului

$$F = D + W \quad (12)$$

$$F \cdot \xi_F = D \cdot \xi_D + W \cdot \xi_W \quad (13)$$

$$F \cdot \xi_F = D \cdot \xi_D + (F-D) \cdot \xi_W \quad (14)$$

$$Q_a + F \cdot i_F = D \cdot i_D + W \cdot i_W \quad (15)$$

Raportand relatia 15 la debitul solutiei care paraseste fierbatorul  $D$  se obtine:

$$\frac{Q_a}{D} + \frac{F}{D} \cdot i_F = i_D + \frac{W}{D} \cdot i_W \quad (16)$$

sau in forma:

$$\frac{Q_a}{D} + \frac{F}{D} \cdot i_F = i_D + \frac{(F-D)}{D} \cdot i_W \quad (17)$$

de unde rezulta:

$$q_a + f \cdot i_F = i_D + (f-1) \cdot i_W \quad (18)$$

sau in forma finala:

$$q_a = i_D - i_W + f \cdot (i_W - i_F) \quad (19)$$

relatia 19 conform diagramei 1 se prezinta astfel:

$$q_a = i_8 - i_3 + f \cdot (i_3 - i_4) \quad (20)$$

### 7.1.5 Bilantul termic al condensatorului

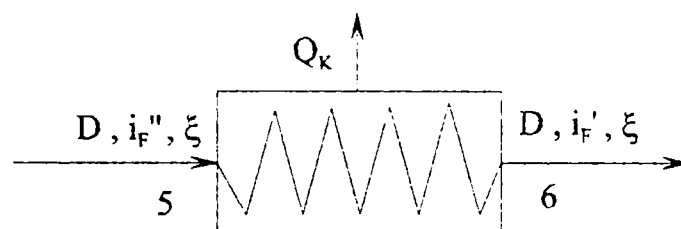


Fig. 7.5 Schema condensatorului

$$Q_K + D \cdot i_F' = D \cdot i_F'' \quad (21)$$

Raportand relatia 21 la debitul solutiei care paraseste fierbatorul  $D$  rezulta:

$$\frac{Q_K}{D} + i_F' = i_F'' \quad (22)$$

iar in forma finala:

$$q_K = i_F'' - i_F' \quad (23)$$

relatia 23 conform diagramei 1 are urmatoarea forma:

$$q_K = i_5 - i_6 \quad (24)$$

### 7.1.6 Bilantul termic al vaporizatorului

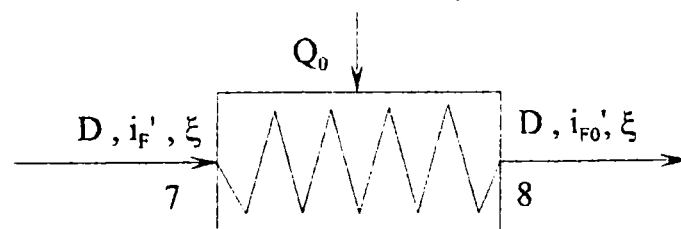


Fig. 7.6 Schema vaporizatorului

$$Q_0 + D \cdot i'_{F0} = D \cdot i'_F \quad (25)$$

Raportand relatia 25 la D rezulta:

$$\frac{Q_0}{D} + i'_{F0} = i'_F \quad (26)$$

iar in forma finala:

$$q_0 = i'_F - i'_{F0} \quad (27)$$

relatia 27 conform diagramei 1 are urmatoarea forma:

$$q_K = i_8 - i_7 \quad (28)$$

Dupa prezentarea procesului din instalatia frigorifica cu absorbtie in diagrama  $i$ - $\xi$  considerand datele necesare din cap. 1, se pot determina urmatoarele marimi:

$$\xi_D = 0,86 \text{ kgA / kg(A+B)}$$

$$\xi_F = 0,45 \text{ kgA / kg(A+B)}$$

$$\xi_W = 0,24 \text{ kgA / kg(A+B)}$$

$$i_5 = 1980 \text{ KJ/kg}$$

$$i_1 = i_4 = -20 \text{ KJ/kg}$$

$$i_3 = i_2 = 390 \text{ KJ/kg}$$

$$i_6 = i_7 = 290 \text{ KJ/kg}$$

$$i_8 = 780 \text{ KJ/kg}$$

Cu marimile de mai sus se poate determina:

$$f = \frac{\xi_D - \xi_W}{\xi_F - \xi_W} = \frac{0,86 - 0,24}{0,45 - 0,24} = 2,952 \quad (29)$$

$$q_g = i_5 - i_2 + f \cdot (i_2 - i_1) = 1980 - 390 + 2,952 \cdot (390 - (-20)) = 2800 \text{ KJ/kg} \quad (30)$$

$$q_a = i_8 - i_3 + f \cdot (i_3 - i_4) = 780 - 390 + 2,952 \cdot (390 - (-20)) = 1600 \text{ KJ/kg} \quad (31)$$

$$q_K = i_5 - i_6 = 1980 - 290 = 1690 \text{ KJ/kg} \quad (32)$$

$$q_0 = i_8 - i_7 = 780 - 290 = 490 \text{ KJ/kg} \quad (33)$$

Pentru o putere frigorifica  $Q_0 = 100 \text{ kW}$  rezulta un debit total  $D$  al solutiei prin vaporizator:

$$D = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{100}{490} = 0,204 \text{ kg / s} = 735 \text{ kg / h} \quad (34)$$

Avand in vedere ca:

$$f = \frac{F}{D} \quad (35)$$

se obtine debitul solutiei bogate in amoniac  $F$ :

$$F = f \cdot D = 2,952 \cdot 735 = 2170 \text{ kg/h} \quad (36)$$

Debtul masic al solutiei sarace din fierbator se determina:

$$W = F - D = 2170 - 735 = 1435 \text{ kg/h} \quad (37)$$

Eficienta instalatiei frigorifice rezulta din:

$$\varepsilon_h = \frac{q_0}{q_g} = \frac{490}{2800} = 0,175$$

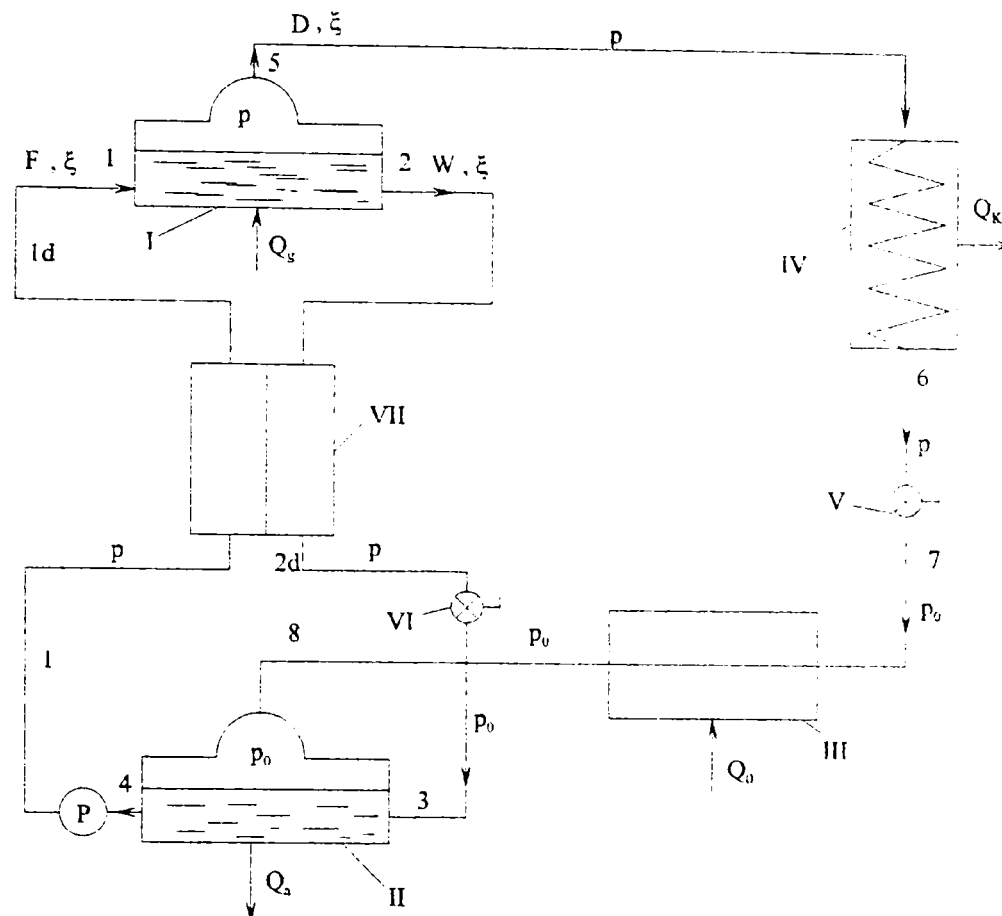


Fig. 7.7 Schema instalatiei frigorifice cu schimbator de caldura intermediar

I - fierbatorul ; II - absorbitorul ; III - vaporizatorul ; IV - condensatorul ;

V, VI - ventilele de reglare a presiunii ; VII - schimbator de caldura

Considerand parametrii regimului de functionare din cap. 1 din diagrama 2 se pot determina urmatoarele marimi:

$$i_A = -30 \text{ KJ/kg}$$

$$i_B = -815 \text{ KJ/kg}$$

Economia de caldura este:

$$q_e = i_A - i_B = -30 - (-815) = 785 \text{ KJ/kg} \quad (38)$$

Caldura degajata in absorbitor este:

$$q_a = i_B - i_A = 780 - (-30) = 810 \text{ KJ/kg} \quad (39)$$

Caldura necesara fierbatorului:

$$q_g = i_5 - i_A = 1980 - (-30) = 2010 \text{ KJ/kg} \quad (40)$$

Cantitatea de caldura degajata in condensator ramane aceeași, precum și cantitatea de caldura preluata de vaporizator.

In acest mod eficienta instalatiei frigorifice este:

$$\varepsilon_h = \frac{q_0}{q_g} = \frac{490}{2010} = 0,244$$

Comparand valoarea eficientei cu valoarea acesteia obtinuta pentru instalatia simpla se observa o imbunatatire.

In cazul in care deasupra fierbatorului se monteaza o coloana de rectificare impreuna cu deflegmator, se poate obtine un debit al solutiei frigorifice D continand amoniac pur. In acest caz se poate majora presiunea din vaporizator, si prin urmare sa se obtine o eficienta mai mare.

Presiunea se poate majora maximum pana la  $p_0 = 3$  bar, dar din motive de siguranta se adopta o valoare mai mica, si anume  $p_0 = 2,5$  bar. Aceasta valoare rezulta din diagrama pentru temperatura de vaporizare  $t_0 = -10$  °C si pentru concentratia  $\xi_D=1$ .

Scopul optimizarii instalatiilor frigorifice cu absorbtie este obtinerea unei concentratii la iesire din fierbator  $\xi_D \approx 1$ , cu un consum de energie sub forma de caldura minim.

Pentru a obtine  $\xi_D = 1$ , punctul de separare va fi la infinit, prin urmare cantitatea de caldura degajata din deflegmator este infinit de mare, ceea ce este imposibil de realizat.

#### 7.1.8 Instalatia frigorifica cu absorbtie cu coloana de rectificare si deflegmator

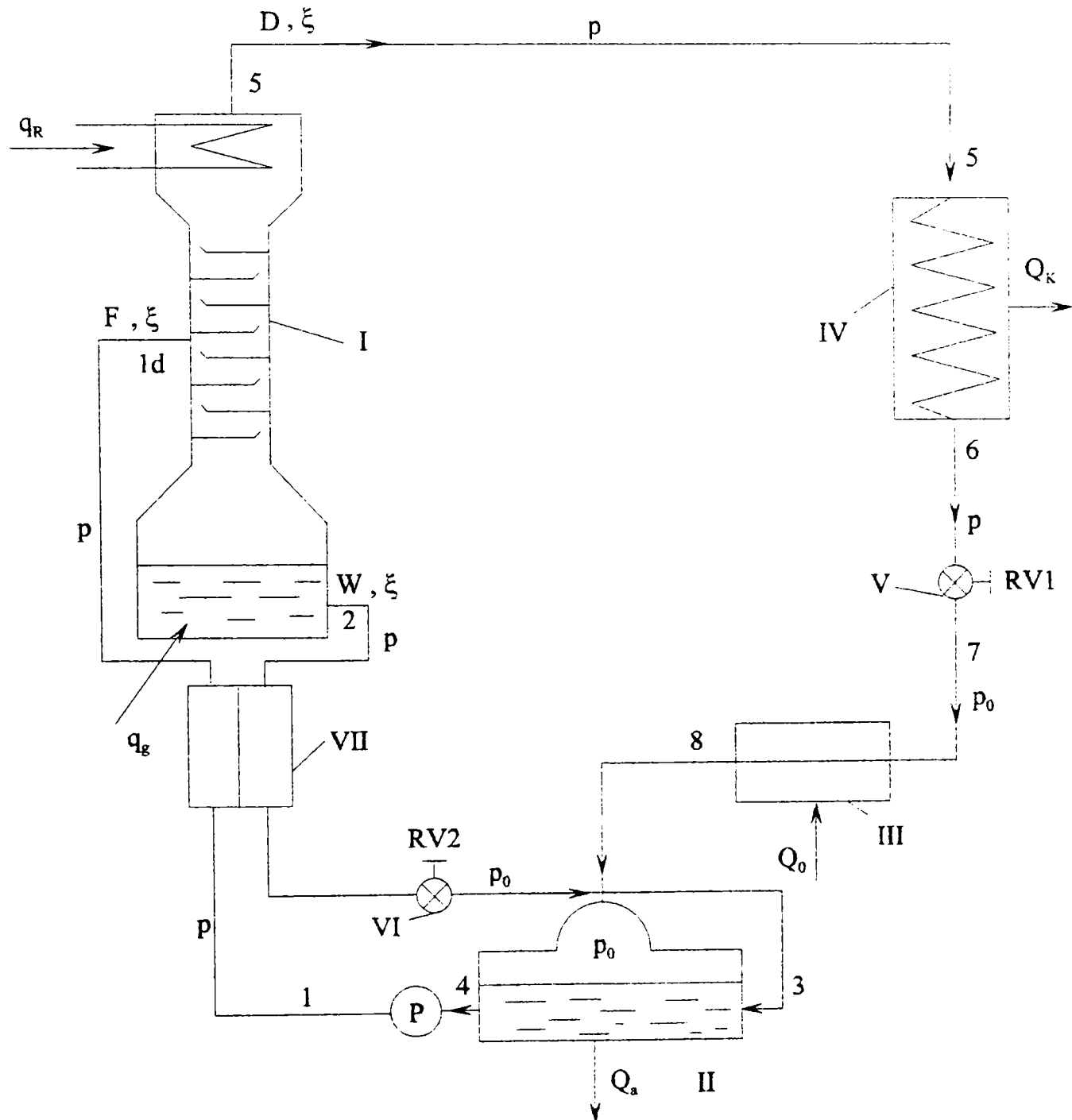


Fig. 7.8 Schema instalatiei frigorifice cu absorbtie cu coloana de rectificare si deflegmator

- I - fierbatorul cu coloana de rectificare si deflegmator ; II - absorbtorul ;  
 III - vaporizatorul ; IV - condensatorul ; V, VI - ventilele de reglare a presiunii  
 VII - schimbator de caldura

Pentru aceiasi parametrii ai regimului de functionare din diagrama 3 se determina:

$$i_{\pi} = 1815 \text{ KJ/kg}$$

$$i_5 = 1630 \text{ KJ/kg}$$

$$i_6 = 440 \text{ KJ/kg}$$

$$i_8 = 1600 \text{ KJ/kg}$$

$$i_A = 25 \text{ KJ/kg}$$

Cantitatile de caldura necesare pentru 1 kg de solutie bogata cu amoniac, pentru:

1. fierbator:

$$q_g = i_{\pi} - i_A = 1815 - 25 = 1790 \text{ KJ/kg} \quad (41)$$

2. condensator:

$$q_K = i_5 - i_6 = 1630 - 440 = 1190 \text{ KJ/kg} \quad (42)$$

3. deflegmator:

$$q_R = i_{\pi} - i_5 = 1815 - 1630 = 185 \text{ KJ/kg} \quad (43)$$

4. vaporizator:

$$q_0 = i_8 - i_6 = 1600 - 440 = 1160 \text{ KJ/kg} \quad (44)$$

5. absorbitor:

$$q_a = i_8 - i_A = 1600 - 25 = 1575 \text{ KJ/kg} \quad (45)$$

Eficienta instalatiei frigorifice cu absorbtie este:

$$\varepsilon_h = \frac{q_0}{q_g} = \frac{1160}{1790} = 0,648$$

Din diagrama 3 se pot citii valorile concentratiilor:

$$\xi_F = 0,48 \text{ kgA/kg(A+B)}$$

$$\xi_W = 0,23 \text{ kgA/kg(A+B)}$$

$$\xi_D = 1,00 \text{ kgA/kg(A+B)}$$

In continuare se prezinta bilantul masic pentru coloana de rectificare in ansamblu:

$$F = D + W \quad (46)$$

$$F \cdot \xi_F = D \cdot \xi_D + W \cdot \xi_W \quad (47)$$

Din relatia 46 rezulta:

$$W = F - D \quad (48)$$

iar din relatiile 46 si 47 rezulta:

$$F \cdot \xi_F = D \cdot \xi_D + (F - D) \cdot \xi_W \quad (49)$$

sau prin rearanjare:

$$F \cdot (\xi_F - \xi_W) = D \cdot (\xi_D - \xi_W) \quad (50)$$

si in final debitul solutiei care iese din fierbator este:

$$D = F \cdot \frac{\xi_F - \xi_W}{\xi_D - \xi_W} = 2170 \cdot \frac{0,48 - 0,23}{1,0 - 0,23} = 704,5 \text{ kg/h}$$

Prin montarea unei coloane de rectificare in fierbator, s-a marit eficienta instalatiei frigorifice simultan cu micsorarea necesarului de caldura din fierbator, ceea ce a si fost scopul modificarii efectuate.



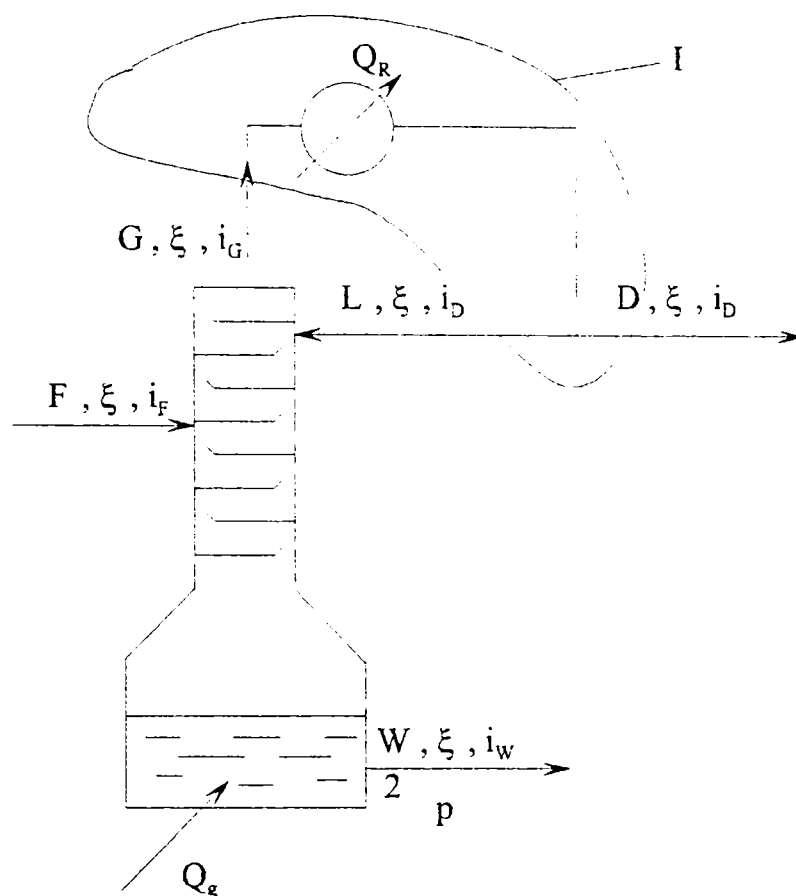


Fig. 7.9 Schema coloanei de rectificare

Din diagrama 3 se citesc urmatoarele marimi:

$$i_D = 1650 \text{ KJ/kg}$$

$$i_F = 300 \text{ KJ/kg}$$

$$i_W = 400 \text{ KJ/kg}$$

$$i_G = 1750 \text{ KJ/kg}$$

Bilantul masic pentru sectiunea I este:

$$G \cdot i_G = Q_R + D \cdot i_D + L \cdot i_D \quad (51)$$

Relatia 51 se poate prezenta si astfel:

$$Q_R = G \cdot i_G - D \cdot i_D - L \cdot i_D \quad (52)$$

Avand in vedere ca debitul la iesire din colana este:

$$G = L + D \quad (53)$$

iar raportul minim de recirculare:

$$R_{\min} = \frac{L}{D} \quad (54)$$

prin urmare se obtine:

$$Q_R = (L + D) \cdot i_G - D \cdot i_D - L \cdot i_D \quad (55)$$

sau dupa aranjarea ecuatiei:

$$Q_R = L \cdot (i_G - i_D) + D \cdot (i_G - i_D) \quad (56)$$

$$Q_R = (i_G - i_D) (L + D) \quad (57)$$

$$Q_R = (i_G - i_D) \cdot \left( \frac{L}{D} \cdot D + D \right) \quad (58)$$

conform raportului 54 rezulta:

$$Q_R = D \cdot (i_G - i_D) \cdot (R_{\min} + 1) \quad (59)$$

de unde rezulta valoarea raportului minim de recirculare in forma:

$$R_{\min} = \frac{q_R}{i_G - i_D} - 1 = \frac{185}{1750 - 1650} = 0,85 \quad (60)$$

Bilantul termic pentru coloana de rectificare in ansamblu este:

$$Q_g + F \cdot i_F = W \cdot i_W + D \cdot i_D + Q_R \quad (61)$$

$$q_g = q_R + \frac{W}{D} \cdot i_W + i_D - \frac{F}{D} \cdot i_F \quad (62)$$

$$q_g = 185 + \frac{2170 - 704,5}{704,5} \cdot 400 + 1650 - \frac{2170}{704,5} \cdot 300 = 1743 \text{ KJ / kg}$$

Valoarea obtinuta este apropiata de valoarea determinata din diagrama 3.

Pentru temperatura de  $t = 110^\circ\text{C}$  din [4] s-au prezentat tabelar valorile coeficientului de solubilitate relative pentru diferite participari molare ale amoniacului in apa.

Tabelul 1

$\xi_A$ [mol/molt]	0,17	0,34	0,51	0,68	0,85
$\alpha$	2,1	4,2	11,5	24,1	44,2
$y_A^*$ [mol/molt]	0,30	0,68	0,92	0,98	0,996

Starea de echilibru pentru vapori de amoniac rezulta din urmatoarea relatie:

$$y_A^* = \frac{\alpha \cdot \xi_A}{(\alpha - 1) \cdot \xi_A + 1} \quad (63)$$

In diagrama 5 se traseaza curba de echilibru pentru amoniac la temperatura de  $110^\circ\text{C}$ .

Pentru determinarea numarului necesar de elemente ai coloanei de rectificare, trebuiesc determinate: curba de lucru a coloanei, respectiv curba de alimentare a coloanei de distilare. Pentru asta se foloseste metoda grafica a lui Melab s Thiel (diagrama 5).

#### 7.1.10 Determinarea curbei de lucru

$$y = \frac{R_{\min}}{R_{\min} + 1} \cdot \xi + \frac{\xi_D}{R_{\min} + 1} \quad (64)$$

In continuare se determina participarile molare pe baza relatiei:

$$\xi_A = \frac{\frac{\xi_A}{M_A}}{\frac{\xi_A}{M_A} + \frac{1 - \xi_A}{M_B}} \quad (65)$$

$$M_{\text{NH}_3} = M_A = 17 \text{ kg/Kmol}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = M_B = 18 \text{ kg/Kmol}$$

prin urmare avem:

$$\xi_D = \frac{\frac{1}{17}}{\frac{1}{17} + \frac{0}{18}} = 1,0 \text{ KmolA / Kmol(A + B)}$$

$$\xi_V = \frac{\frac{0,23}{17}}{\frac{0,23}{17} + \frac{1-0,23}{18}} = 0,267 \text{ KmolA / Kmol(A + B)}$$

$$\xi_F = \frac{\frac{0,48}{17}}{\frac{0,48}{17} + \frac{1-0,48}{18}} = 0,494 \text{ KmolA / Kmol(A + B)}$$

In final rezulta curba de lucru a coloanei de distilare:

$$y = \frac{0,85}{0,85+1} \cdot \xi + \frac{1,0}{0,85+1} = 0,459 \cdot \xi + 0,54 \quad (66)$$

### 7.1.11 Determinarea curbei de alimentare a coloanei de distilare

Determinarea curbei de alimentare a coloanei de distilare rezulta din:

$$y = \frac{e}{e-1} \cdot \xi - \frac{\xi_F}{e-1} \quad (67)$$

unde coeficientul e rezulta din relatia:

$$e = \frac{i_G - i_F}{i_G - i_F'} \quad (68)$$

prin urmare curba de alimentare are urmatoarea forma:

$$y = \frac{0,935}{0,935-1} \cdot \xi - \frac{0,495}{0,935-1} = -14,38 \cdot \xi + 7,615 \quad (69)$$

Prin intersectarea curbei de lucru cu curba de alimentare se obtine punctul M (diagrama 5). Din diagrama rezulta ca numarul de elemente necesari este 4 si ca solutia trebuie introdusa la cel de al doilea element.

Avand in vedere ca, curba de echilibru  $y^* = f(\xi_A)$  se suprapune cu dreapta  $y=1$ , pe domeniul  $0,9 < \xi_A < 1,0$ , este greu de determinat numarul exact al elementelor de epuizare a coloanei de distilare. S-a aproximat ca acest numar este 2.

### 7.1.12 Calcul de dimensionare a coloanei de rectificare

S-au adoptat urmatoarele caracteristici ale elementelor:

- diametrul orificiului	$d_0 = 4 \text{ mm}$
- pasul orificiului	$t = 10 \text{ mm}$
- inaltimea peretelui de prelevare	$h_p = 40 \text{ mm}$
- sectiunea activa a elementului	8 %
- distanta dintre elemente	$H_p = 300 \text{ mm}$

### 7.1.13 Calculul inaltimii coloanei de rectificare

Pentru determinarea inaltimii coloanei de distilare avem nevoie de eficienta respectiv numarul real al elementelor, si anume:

$$E_K = 0,47 \cdot (\mu_l \cdot \alpha_{med})^{-0,245} \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{0,3} \cdot 10^{0,3 \cdot h_p} \quad (70)$$

unde:

$$\mu_l = 0,259 \cdot 10^{-3} \text{ Pa s}$$

$$\alpha_{med} = 11$$

iar debitele:

$$L = F - D = 2170 - 704,5 = 1465,5 \text{ kg/h} = 0,407 \text{ kg/s}$$

$$G = D = 704,5 \text{ kg/h} = 0,196 \text{ kg/s}$$

conform relatiei 70 eficienta este:

$$E_K = 0,47 \cdot (0,259 \cdot 10^{-3} \cdot 11)^{-0,245} \cdot \left(\frac{0,407}{0,196}\right)^{0,3} \cdot 10^{0,3-0,04} \quad (71)$$

Pe de alta parte eficienta se poate calcula si din:

$$E_K = \frac{N_t}{N_{real}} \quad (72)$$

unde:

$N_t$  este numarul de elemente adoptat;

$N_{real}$  este numarul de elemente real;

prin urmare numarul real de elemente este:

$$N_{real} = \frac{N_t}{E_K} = \frac{4}{0,248} = 16$$

Inaltimea coloanei de distilare rezulta din:

$$H_K = (N_{real} - 1) \cdot H_p + 1,3 + H_p = (16-1) \cdot 0,3 + 1,3 + 0,3 = 6,1 \text{ m}$$

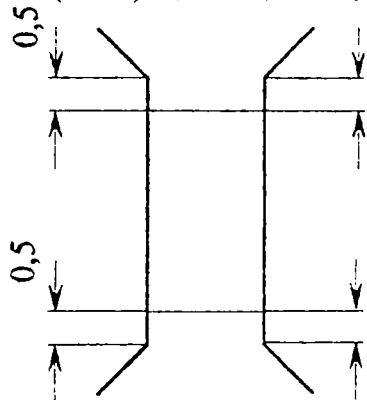


Fig. 7.10. Schema coloanei de rectificare

#### 7.1.14 Calculul densității medii a vaporilor

Densitatea vaporilor la ieșire din fierbător:

$$\rho_{pB} = \frac{M_B \cdot 273}{22,4 \cdot (273 + t_{KB})} = \frac{18 \cdot 273}{22,4 \cdot (273 + 173,35)} = 0,489 \text{ kg/m}^3 \quad (73)$$

unde:

$$t_{KB} = 175,35 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{pentru } p = 9 \text{ bar})$$

5.2.2. Densitatea vaporilor care intră în deflegmator:

$$\rho_{pA} = \frac{M_A \cdot 273}{22,4 \cdot (273 + t_{KA})} = \frac{18 \cdot 273}{22,4 \cdot (273 + 25)} = 0,695 \text{ kg/m}^3 \quad (74)$$

unde:

$$t_{KA} = 25 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{pentru } p = 9 \text{ bar})$$

Densitatea medie a vaporilor:

$$\rho_p = \frac{\rho_{pA} + \rho_{pB}}{2} = \frac{0,695 + 0,489}{2} = 0,592 \text{ kg/m}^3 \quad (75)$$

Densitatea medie a lichidului:

$$\rho_t = \frac{\rho_{tA} + \rho_{tB}}{2} = \frac{625 + 951}{2} = 788 \text{ kg/m}^3 \quad (76)$$

unde:

$$\rho_{tA} = 625 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{tB} = 951 \text{ kg/m}^3$$

#### 7.1.15 Calculul vitezei a vaporilor prin elementii perforati

$$w_p = c_H \cdot \sqrt{\frac{\rho_t}{\rho_p}} = 0,032 \cdot \sqrt{\frac{788}{0,592}} = 1,167 \text{ m/s} \quad (77)$$

pentru  $H_p = 300 \text{ mm}$ ,  $C_H = 0,032$

#### 7.1.16 Calculul debitului volumic al vaporilor

- la iesire din coloana de distilare:

$$\dot{V}_{pi} = \frac{D \cdot (R_{\min} + 1)}{3600 \cdot \rho_{pA}} = \frac{704,5 \cdot (0,85 + 1)}{3600 \cdot 0,695} = 0,521 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (78)$$

- la intrare in coloana:

$$\dot{V}_{pu} = \frac{R_{\min} + 1}{\phi - 1} \cdot \frac{W}{3600 \cdot \rho_{pB}} = \frac{0,85 + 1}{3,275 - 1} \cdot \frac{1465,5}{3600 \cdot 0,489} = 0,695 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (79)$$

$$\phi = \frac{\xi_D - \xi_W}{\xi_F - \xi_W} = \frac{1 - 0,267}{0,495 - 0,267} = 3,215 \quad (80)$$

- Debitul volumic mediu al vaporilor

$$\dot{V}_p = \frac{\dot{V}_{pu} + \dot{V}_{pi}}{2} = \frac{0,695 + 0,521}{2} = 0,608 \text{ m}^3 / \text{s}$$

#### 7.1.17 Calculul diametrului coloanei de rectificare

- Diametrul coloanei de distilare:

$$D_K = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,608}{\pi \cdot 1,167}} = 0,81 \text{ m} \quad (81)$$

se adpota valoarea diametrului de:

$$D_K = 0,8 \text{ m} = 800 \text{ mm}$$

iar viteza recalculata este:

$$w_p = \frac{4 \cdot \dot{V}_p}{D_K^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0,608}{0,8^2 \cdot \pi} = 1,21 \text{ m/s}$$

## 7.1.18 Calculul marimilor geometrice ale elementului coloanei de rectificare

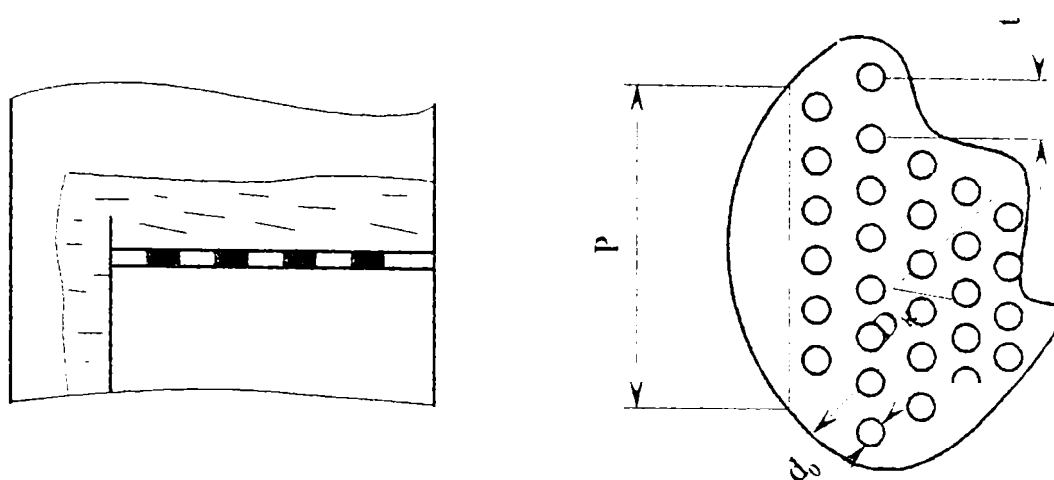


Fig. 7.11 Schema elementului coloanei

$$d_0 = 4 \text{ mm}$$

$$t = 10 \text{ mm}$$

$$h_p = 40 \text{ mm}$$

$$P = (0,6 - 0,8) D_u = (0,6 - 0,8) 0,8 = (0,48 - 0,64)$$

$$P = 550 \text{ mm}$$

## 7.1.19 Caderea de presiune la trecerea prin elementul coloanei

## 7.1.20 Coloana de amplificare

$$\Delta p_g = \Delta p_{sp} + \Delta p_{pN} + \Delta p_{pl} \quad (82)$$

$$\Delta p_{sp} = \zeta \cdot \frac{w_p'^2 \cdot \rho_p}{2} = 1,82 \cdot \frac{\left(\frac{1,21}{0,08}\right)^2 \cdot 0,592}{2} = 123 \text{ Pa} \quad (83)$$

Pentru acest tip de element coeficientul de rezistență hidraulică este:

$$\zeta = 1,82$$

iar viteza raportată la secțiunea activă a elementului este:

$$w_p' = \frac{w_p}{0,08} \text{ - (raportat la secțiunea activă a elementului)}$$

Caderea de presiune datorită existenței tensiunii superficiale a fazei lichide:

$$\Delta p_{pN} = \frac{4 \cdot \sigma}{d_0} = \frac{4 \cdot 0,0569}{0,004} = 57 \text{ Pa} \quad (83)$$

Caderea de presiune datorită existenței lichidului pe suprafața elementului:

$$\Delta p_{pl} = 1,3 \cdot (h_p + \Delta h) \cdot k \cdot \rho_l \cdot g \quad (84)$$

unde:

$$k = \frac{\rho_{spumei}}{\rho_l} \approx 0,5$$

$$\Delta h = \left( \frac{\dot{V}_{t1}}{1,85 \cdot P \cdot k} \right)^{2/3} = \left( \frac{0,00021}{1,85 \cdot 0,55 \cdot 0,5} \right)^{2/3} = 0,00554 \text{ m} \quad (85)$$

$$\dot{V}_{t1} = \frac{D \cdot R_{\min}}{3600 \cdot \rho_t} = \frac{704,5 \cdot 0,85}{3600 \cdot 788} = 0,00021 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\Delta p_{p1} = 1,3 \cdot (0,04 + 0,00554) \cdot 0,5 \cdot 788 \cdot 9,81 = 229 \text{ Pa}$$

iar caderea de presiune totala este:

$$\Delta p_g = 123 + 57 + 229 = 409 \text{ Pa}$$

### 7.1.21 Coloana de epuizare

$$\Delta p_d = \Delta p_{sp} + \Delta p_{pN} + \Delta p_{p2}$$

In acest caz se modifica numai caderea de presiune  $\Delta p_{p2}$  avand in vedere ca se modifica debitul lichidului, si anume:

$$\Delta p_{p1} = 1,3 \cdot (h_p + \Delta h) \cdot k \cdot \rho_t \cdot g = 1,3 \cdot (0,04 + 0,015) \cdot 0,5 \cdot 788 \cdot 9,81 = 277 \text{ Pa}$$

unde:

$$\Delta h = \left( \frac{\dot{V}_{t2}}{1,85 \cdot P \cdot k} \right)^{2/3} = \left( \frac{0,000948}{1,85 \cdot 0,55 \cdot 0,5} \right)^{2/3} = 0,015 \text{ m}$$

iar debitul lichidului este:

$$\dot{V}_{t2} = \frac{R + \phi}{\phi - 1} \cdot \frac{W_0}{\rho_t} = \frac{0,85 + 3,215}{3,215 - 1} \cdot \frac{1465,5}{3600 \cdot 788} = 0,000948 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (86)$$

In final caderea de presiune totala este:

$$\Delta p_d = \sum p_i = 123 + 57 + 277 = 457 \text{ Pa}$$

6.3. Caderea de presiune totala pe coloana de distilare este:

$$\Delta p_M = N_d \cdot \Delta p_d + N_g \cdot \Delta p_g$$

$$\Delta p_M = 8 \cdot 457 + 8 \cdot 409 = 6928 \text{ Pa} = 0,07 \text{ bar}$$

6.4. Verificarea distantei adoptate intre elementii coloanei:

$$H_{p \min} = 1,8 \cdot \frac{\Delta p}{\rho_t \cdot g} = 1,8 \cdot \frac{457}{788 \cdot 9,81} = 0,106 \text{ m} < H_p = 0,3 \text{ m}$$

unde:  $\Delta p = \max(\Delta p_d, \Delta p_g)$

6.5. Viteza minima de curgere a vaporilor prin orificiile elementului:

$$w_{d0 \min} = 0,67 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \rho_t \cdot (h_p + \Delta h)}{\zeta \cdot \rho_p}} = 0,67 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot 788 \cdot (0,04 + 0,015)}{1,82 \cdot 0,592}} = 13,3 \text{ m/s}$$

$$w_{d0 \min} < 1,21/0,08 = 15,1 \text{ m/s}$$

unde:  $\Delta h = \max(\Delta h_1, \Delta h_2)$

## 7.2 Aprecierea teoretica a eficientei instalatiei frigorifice conform celui de-al doilea principiu al termodinamicii

### 7.2.1 Instalatia frigorifica cu absorbtie simpla

Conform scopului acestei lucrari, in continuare se va determina cantitatea de caldura consumata in plus datorita ireversibilitatii proceselor din instalatia frigorifica, prin modificarea entropiei.

Din diagrama 4 se obtine:

$$s_5 = 10,8 \text{ KJ/kg K}$$

$$s_8 = 7,55 \text{ KJ/kg K}$$

$$s_6 = 5,60 \text{ KJ/kg K}$$

$$s_7 = 5,65 \text{ KJ/kg K}$$

$$s_A = 2,75 \text{ KJ/kg K}$$

Pentru schema simpla a instalatiei frigorifice cu absorbtie avem:

$$q_K = 1690 \text{ KJ/kg}$$

$$q_0 = 490 \text{ KJ/kg}$$

$$q_g = 2800 \text{ KJ/kg}$$

$$q_a = 1600 \text{ KJ/kg}$$

Variatia entropiei fierbatorului este:

$$\Delta s_g = s_5 - s_A - \frac{q_g}{T_g} = 10,80 - 2,75 - \frac{2800}{273 + 110} = 0,739 \text{ KJ / kg K}$$

Pierderea de caldura din fierbator datorita ireversibilitatii procesului:

$$\left(\Delta q_g\right)_g = \frac{T \cdot \Delta s_g}{1 - \frac{T}{T_g}} = \frac{293 \cdot 0,739}{1 - \frac{293}{383}} = 921 \text{ KJ / kg}$$

Variatia entropiei din condensator:

$$\Delta s_K = \frac{q_K}{T} - (s_5 - s_6) = \frac{1690}{293} - (10,8 - 5,60) = 0,508 \text{ KJ / kg K}$$

iar pierderea de caldura din condensator:

$$\left(\Delta q_g\right)_K = \frac{T \cdot \Delta s_K}{1 - \frac{T}{T_g}} = \frac{293 \cdot 0,508}{1 - \frac{293}{383}} = 708 \text{ KJ / kg}$$

Variatia de entropie din absorbtor este:

$$\Delta s_a = \frac{q_a}{T} - (s_8 - s_A) = \frac{1600}{293} - (7,55 - 2,75) = 0,661 \text{ KJ / kg K}$$

iar pierderea de caldura:

$$\left(\Delta q_g\right)_a = \frac{T \cdot \Delta s_a}{1 - \frac{T}{T_g}} = \frac{293 \cdot 0,661}{1 - \frac{293}{383}} = 824 \text{ KJ / kg}$$

Variatia de entropie pentru ventilul de reglare:

$$\Delta s_{rv} = s_7 - s_6 = 5,65 - 5,60 = 0,05 \text{ KJ/kg}$$

iar pierderea de caldura:

$$\left(\Delta q_g\right)_{rv} = \frac{T \cdot \Delta s_{rv}}{1 - \frac{T}{T_g}} = \frac{293 \cdot 0,05}{1 - \frac{293}{383}} = 62 \text{ KJ / kg}$$

Variatia de entropie pentru vaporizator:

$$\Delta s_0 = s_8 - s_7 - \frac{q_0}{T_0} = 7,55 - 5,65 - \frac{490}{273 - 10} = 0,037 \text{ KJ / kg K}$$

pierderea de caldura din vaporizator:



$$x_7 = \frac{i_7 - i_7'}{i_7'' - i_7'} = \frac{450 - 285}{1590 - 288} = 0,126$$

unde entalpiile din relatia rezulta din diagrama 6:

$$i_7 = 450 \text{ KJ/kg}$$

$$i_7' = 285 \text{ KJ/kg}$$

$$i_7'' = 1590 \text{ KJ/kg}$$

prin urmare valoarea entropiei este:

$$s_7 = 0,126 \cdot (10,492 - 5,465) + 5,465 = 6,098 \text{ KJ/kg K}$$

In continuare se vor calcula cresterile de entropie, respectiv pierderile de caldura pentru fiecare dintre utilejele care fac parte din instalatia frigorifica, si anume:

- fierbator

$$\Delta s_g = s_5 - s_G + \frac{q_R}{T} - \frac{q_g}{T_g} = 10 - 5,5 + \frac{185}{293} - \frac{1790}{(273 + 110)} = 0,458 \text{ KJ / kg K}$$

$$\left(\Delta q_g\right)_g = \frac{T \cdot \Delta s_g}{1 - \frac{T}{T_g}} = \frac{293 \cdot 0,458}{1 - \frac{293}{383}} = 571 \text{ KJ / kg}$$

- condensator:

$$\Delta s_K = \frac{q_K}{T} - (s_5 - s_6) = \frac{1190}{293} - (10 - 5,95) = 0,011 \text{ KJ / kg K}$$

$$\left(\Delta q_g\right)_K = \frac{T \cdot \Delta s_K}{1 - \frac{T}{T_g}} = \frac{293 \cdot 0,011}{1 - \frac{293}{383}} = 13,7 \text{ KJ / kg}$$

- absorbitor:

$$\Delta s_a = \frac{q_a}{T} - (s_8 - s_A) = \frac{1575}{293} - (10,5 - 5,4) = 0,275 \text{ KJ / kg K}$$

$$\left(\Delta q_g\right)_a = \frac{T \cdot \Delta s_a}{1 - \frac{T}{T_g}} = \frac{293 \cdot 0,275}{1 - \frac{293}{383}} = 342,9 \text{ KJ / kg}$$

- ventil de reglare a presiunii:

$$\Delta s_{rv} = s_7 - s_6 = 6,098 - 5,95 = 0,148 \text{ KJ / kg K}$$

$$\left(\Delta q_g\right)_{vr} = \frac{T \cdot \Delta s_{vr}}{1 - \frac{T}{T_g}} = \frac{293 \cdot 0,148}{1 - \frac{293}{383}} = 184,5 \text{ KJ / kg}$$

- vaporizator:

$$\Delta s_0 = s_8 - s_7 + \frac{q_0}{T_0} = 10,5 - 6,098 - \frac{1160}{(273 - 10)} = 0,089 \text{ KJ / kg K}$$

$$\left(\Delta q_g\right)_0 = \frac{T \cdot \Delta s_0}{1 - \frac{T}{T_g}} = \frac{293 \cdot 0,089}{1 - \frac{293}{383}} = 111 \text{ KJ / kg}$$

- schimbatorul de caldura:

$$\Delta s_{sch} = s_G - s_A = 5,5 - 5,4 = 0,1 \text{ KJ/kg K}$$

Diagrama nr. 1

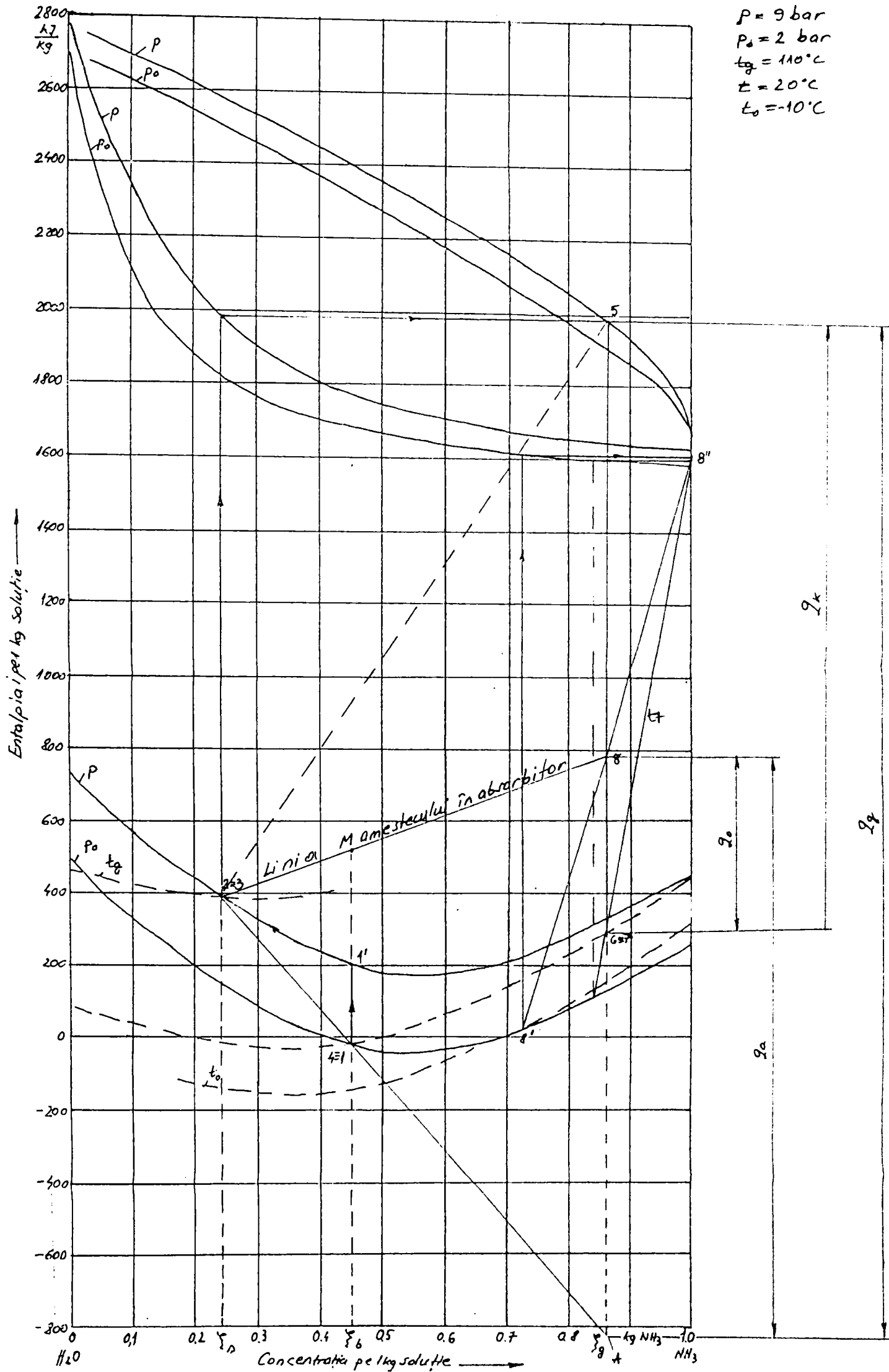


Diagrama nr 2

$p = 9 \text{ bar}$   
 $p_0 = 2 \text{ bar}$   
 $t_g = 110^\circ\text{C}$   
 $t = 20^\circ\text{C}$   
 $t_0 = -10^\circ\text{C}$

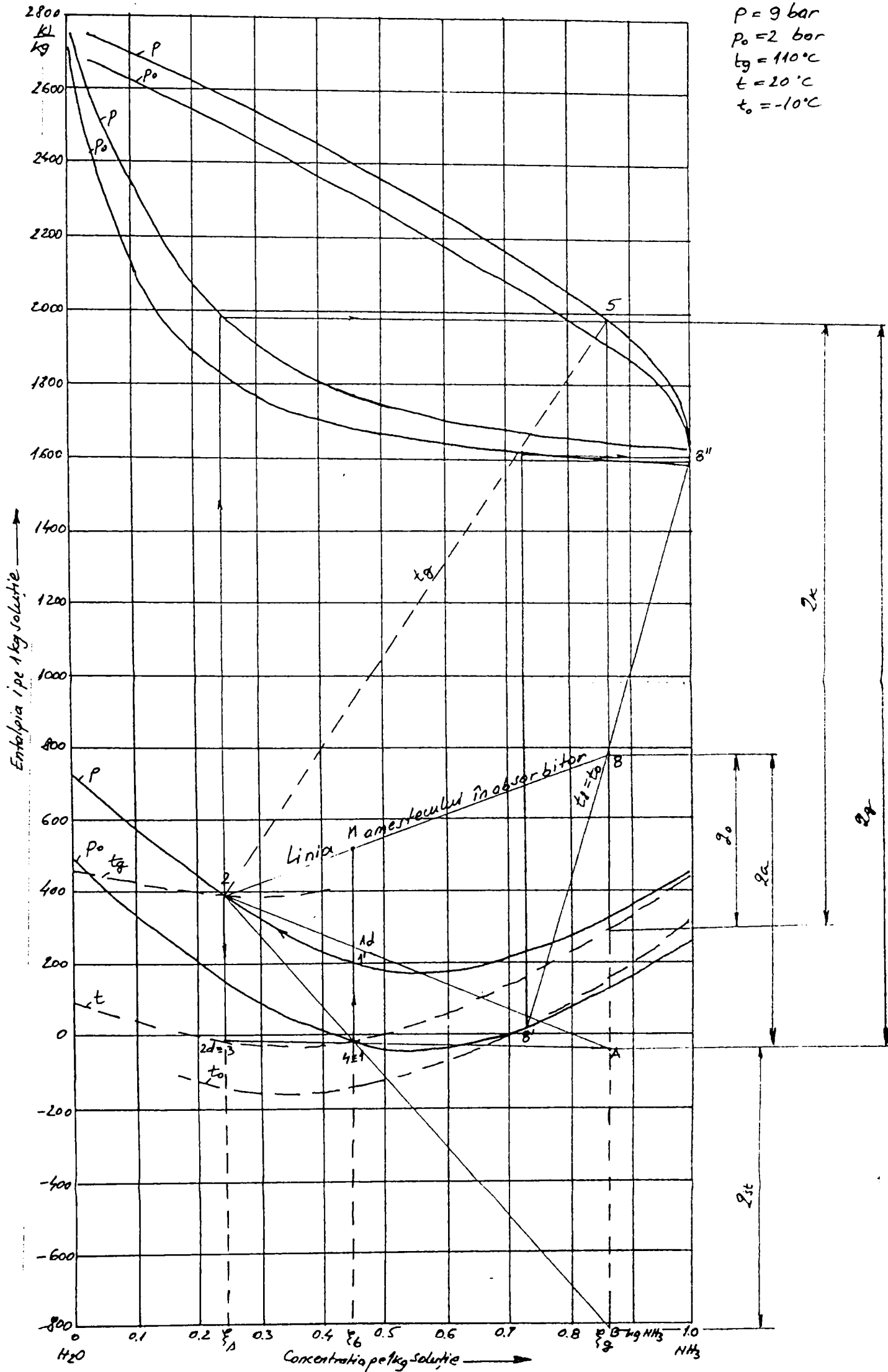


Diagrama nr. 3

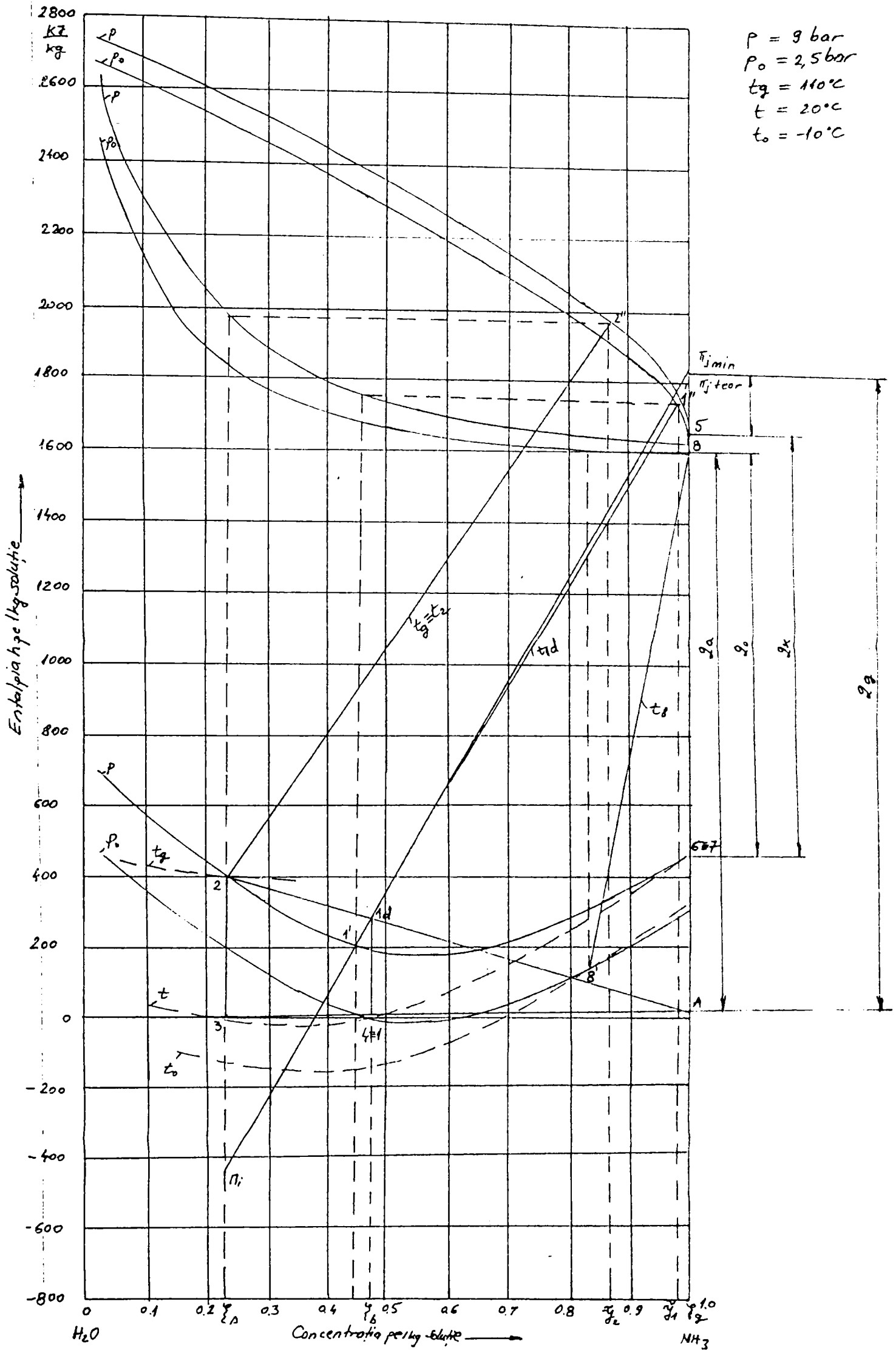


Diagram nr. 4

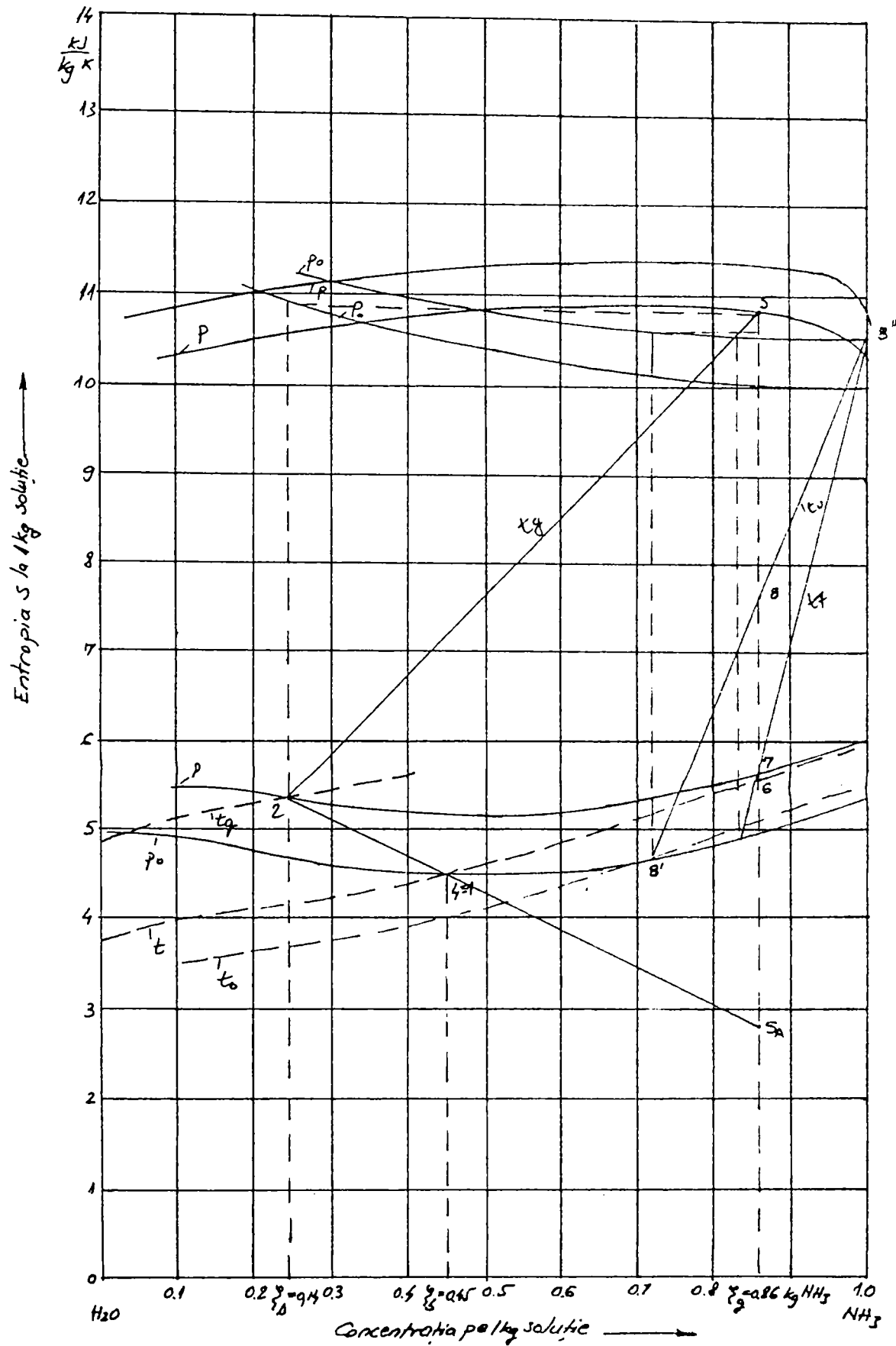


Diagrama nr. 5

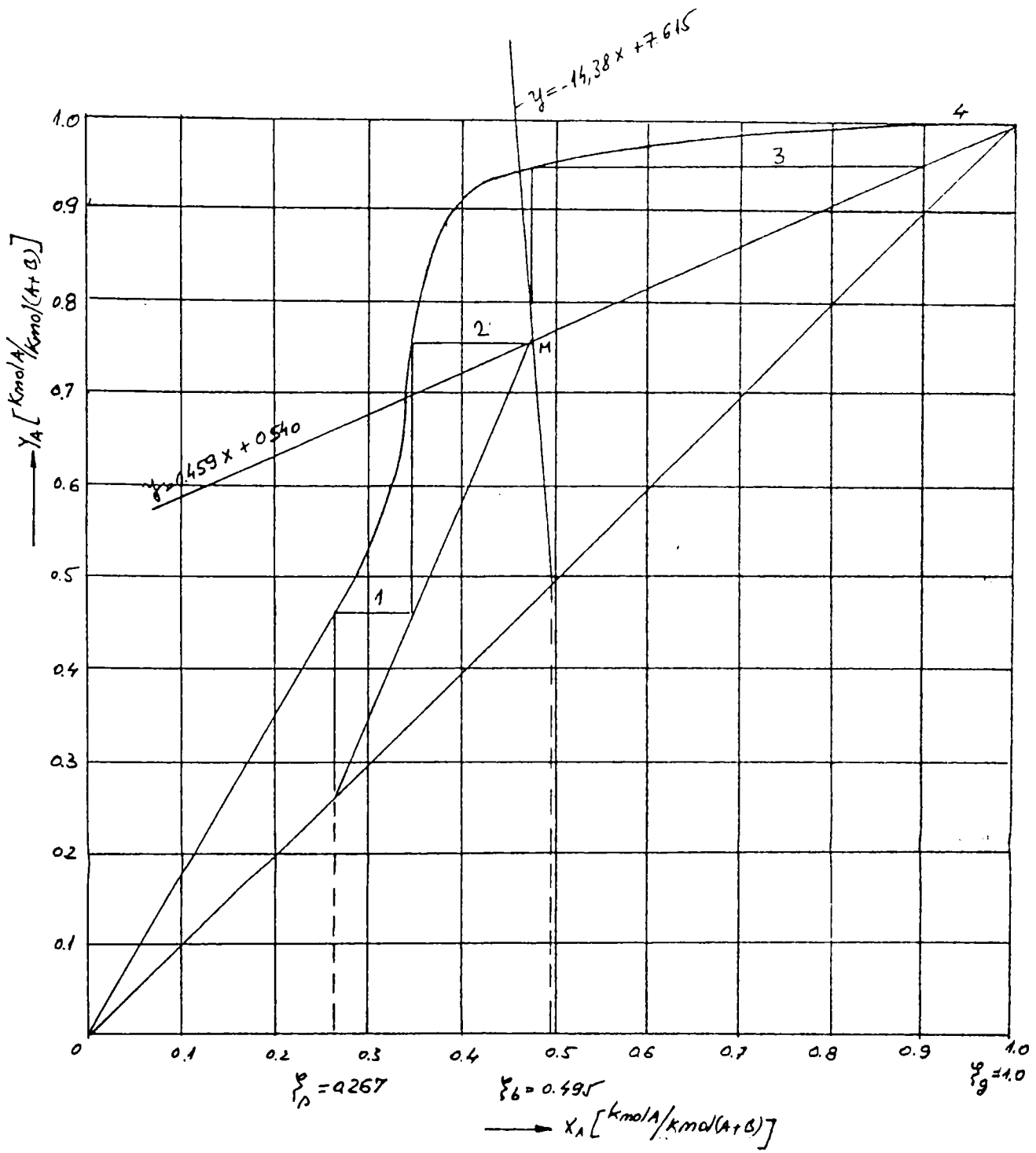
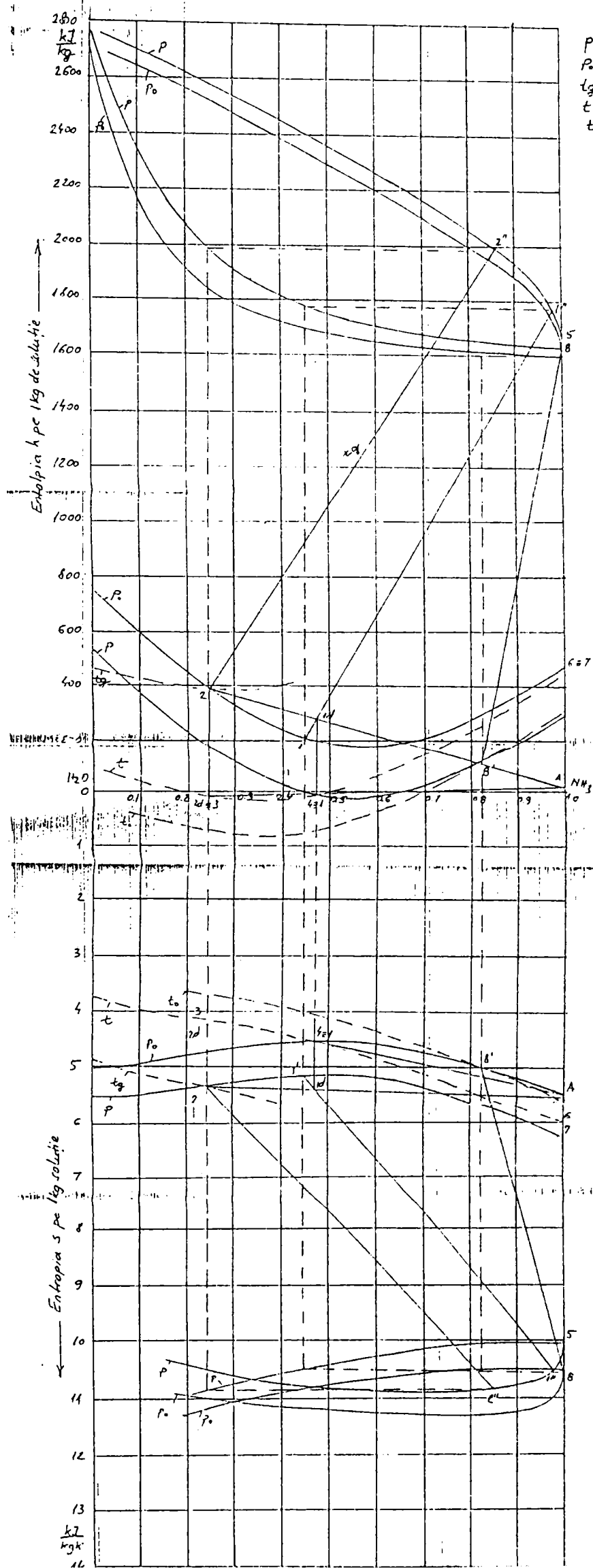


Diagrama nr. 6



$p = 9 \text{ bar}$   
 $p_0 = 25 \text{ bar}$   
 $t_g = 110^\circ\text{C}$   
 $t = 20^\circ\text{C}$   
 $t_0 = -10^\circ\text{C}$

$$\left(\Delta q_g\right)_{sch} = \frac{T \cdot \Delta s_{sch}}{1 - \frac{T}{T_g}} = \frac{293 \cdot 0,1}{1 - \frac{293}{383}} = 124,7 \text{ KJ / kg}$$

Rezultatele privind pierderile de caldura a fiecarei componente si variatia entropiei, a fiecarei componente din instalatia frigorifica se prezinta in tabelul 3.

Tabelul 3

Utilaj	$\Delta s$ [KJ/kg K]	$\Delta q_g$	
		[KJ/kg]	%
Fierbator	0,458	571,0	42,37
Condensator	0,011	13,7	1,02
Absorbitor	0,275	342,9	25,44
Ventil de reglare	0,148	184,5	13,69
Vaporizator	0,089	111,0	8,24
Schimbator de caldura	0,100	124,7	9,25
Suma	1,081	1347,8	100,00

Gradul de ireversibilitate pentru instalatia frigorifica cu absorbtie cu coloana de rectificare si deflegmator, rezulta din relatia:

$$v_g = \frac{T}{q_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0} - 1\right)} \cdot \Delta s_{sv} = \frac{293}{1160 \cdot \left(\frac{293}{263} - 1\right)} \cdot 1,081 = 2,39$$

### 7.3 Rezultatele obtinute la calibrarea si la evaluarea experimentală a performantelor de lucru pentru instalatia frigorifica cu absorbtie

Perfectionarile constructive au ca efect:

1. Cresterea eficientei frigorifice de la 0,175 cat este la instalatia simpla la 0,244 prin folosirea schimbatorului de caldura intermediar si la 0,648 la instalatia cu rectificator si deflegmator.

2. Micsorarea debitului de agent frigorific, solutia care paraseste fierbatorul fiind amoniac pur, ceea ce permite majorarea presiunii din vaporizator si prin urmare o eficienta mai mare.

3. Micsorarea consumului de caldura la fierbator de la 2800 KJ/kg pentru instalatia simpla, la 2010 kJ/kg pentru instalatia cu schimbator de caldura si la 1790 KJ/kg la instalatia cu rectificator si deflegmator.

4. S-au micsorat pierderile de caldura din fierbator de la 921 KJ/kg la 571 KJ/kg.

5. Au scazut foarte mult pierderile de caldura din condensator de la 27,65 % la 1,02 %.

6. Pierderile de caldura pe absorbitor au scazut de la 824 KJ/kg la 342,9 KJ/kg.

7. Avand in vedere ponderea pierderilor de caldura pe utilaje, modificarile trebuiesc facute in primul rand pe fierbator, apoi pe absorbitor si dupa aceea pe celelalte utilaje.



## 8. Concluzii generale si contributii personale

1. Din studiile efectuate privind ameliorarea procesului de regenerare din instalatiile frigorifice cu absorbtie se desprind urmatoarele concluzii:

– În condițiile în care  $t_K = \text{const.}$ ,  $t_F = \text{const.}$  iar  $t_0$  este variabilă se poate observa că randamentul exergetic și coeficientul de performanță prezintă câte un maxim în funcție de  $t_0$ , deci există anumite valori pentru  $t_0$  la care instalația lucrează în condiții optime. Aceste valori maxime pentru randamentul exergetic corespund pentru zone de degazare teoretice în jur de 10%. Ca urmare, valori foarte mici ale zonei de degazare, corespunzătoare temperaturilor  $t_0$  scăzute sunt defavorabile, conducând la factori mari de circulație a soluției bogate, cât și valori mari pentru puterea termică  $\Phi_F$ . La temperaturi  $t_0$  ridicate, zona de degazare crește, factorul de circulație scade, puterea termică  $\Phi_{SS}$  scade, dar, scăzând și valoarea exergiei puterii frigorifice, produsă de creșterea temperaturii  $t_0$ , randamentul exergetic scade;

– Pentru  $t_K = \text{const.}$ , scăderea temperaturii agentului termic folosit și, implicit scăderea temperaturii  $t_F$ , conduce la micșararea zonei de degazare, creșterea factorului de circulație, dar valorile puterii termice  $\Phi_F$  nu se modifică decât foarte puțin. Se obține o ușoară creștere a randamentului exergetic la scăderea temperaturii  $t_F$ , explicată prin micșorarea factorului de temperatură.

– Pentru  $t_F = \text{const.}$  randamentul exergetic al instalației cu cele două regeneratoare de căldură crește la creșterea temperaturii de condensare și la scăderea temperaturii de vaporizare.

– Randamentul exergetic la instalației fără SS este mult mai mic decât al instalației cu SS. Se observă că la creșterea temperaturii de condensare, randamentul exergetic la instalația fără SS, fie scade, fie are o ușoară creștere urmată apoi de o scădere. Creșterea temperaturii de condensare conduce la micșorarea zonei de degazare, la creșterea factorului de circulație, la creșterea puterii termice  $\Phi_{SS}$  și la creșterea relativă a randamentului exergetic al instalației cu SS față de instalația fără SS.

– Puterea termică a subrăcitorului este mult mai mică decât puterea termică a aparatului SS. Prin introducerea aparatului SS nu se modifică debitele masice. Introducerea subrăcitorului conduce la micșorarea debitelor masice, micșorarea puterilor termice și la o ușoară creștere a randamentului exergetic.

– Pentru  $t_K = \text{const}$  și  $t_F = \text{const.}$ , randamentul exergetic crește în funcție de  $t_0$ , atingând o valoare maximă pentru zone de degazare în jur de 10% și apoi scade. Când zona de degazare are valori mici, respectiv când  $t_0$  are valori mici, crește factorul de circulație, cresc debitele masice, crește puterea termică  $\Phi_{SS}$ , cresc pierderile exergetice, iar randamentul exergetic scade. Pentru  $\Delta x \rightarrow 0$ ,  $f \rightarrow 0$ ,  $\Phi_{SS} \rightarrow 0$ ,  $Ex_{\Phi_{SS}} \rightarrow \infty$  și  $\eta_{ex} \rightarrow 0$ . La valori mari ale temperaturii  $t_0$ , crește zona de degazare, factorul de circulație scade, scad debitele masice, se micșorează  $\Phi_{SS}$  (scade regenerarea), cresc puterile termice  $\Phi_F$  și  $\Phi_{Ab}$ , cresc pierderile exergetice și randamentul exergetic scade;

– La scăderea temperaturii  $t_F$  se obține o ușoară creștere a randamentului exergetic, dar, la aceeași valoare pentru temperatura  $t_0$ , scade zona de degazare, cresc debitele masice, crește și  $\Phi_{SS}$  (se mărește regenerarea), ceea ce atrage după sine o creștere a randamentului exergetic;

– Coeficientul de performanță crește în funcție de temperatura de vaporizare, iar temperatura agentului termic folosit nu are o influență prea mare asupra acestei mărimi;

– Aparatul SS are o importanță deosebită contribuind la creșterea randamentului exergetic și a coeficientului de performanță. În general, impunând încălzirea soluției bogate

până aproape de starea 1 de început de fierbere, rezultă o răcire a soluției sărace suficient de bună, devenind soluție subrăcită la intrarea în absorbitor, așa cum este necesar, dar nu s-au obținut stări de incompatibilitate, când  $t_{6a} < t_K$ .

– Introducerea aparatului SS nu modifică fluxul de exergie  $Ex_{CT}$  furnizat de compresorul termochimic detentorului termic, stările 5a, 2 și debitul masic  $\dot{m}_1$  nu se modifică. Reducerea pierderilor exergetice din instalație la introducerea aparatului SS este localizată în compresorul termochimic, urmarea fiind introducerea la fierbător a unui flux de exergie  $Ex_{\Phi F}$ , mai mic, ceea ce conduce la creșterea randamentului exergetic. Deși la introducerea aparatului SS apare o pierdere exergetică în acest aparat, pe ansamblu, în compresorul termochimic pierderile exergetice sunt mai mici față de instalația fără SS deoarece puterile termice  $\Phi_F$  și  $\Phi_{Ab}$  se micșorează cu  $\Phi_{SS}$  și, prin răcirea soluției sărace se micșorează și pierderea exergetică în ventilul de laminare;

– Introducerea aparatului Sr conduce la micșorarea debitului masic  $\dot{m}_1$ , dar  $ex_2 - ex_{5a} > ex_2 - ex_5$ , încât nu se poate preciza dacă reducerea pierderilor exergetice este localizată numai în compresorul termochimic sau și în detentorul termic. Important este faptul că, prin folosirea aparatului Sr scad pierderile exergetice și randamentul exergetic crește.

2. În procesul de transfer al căldurii de la mediul răcit către mediul ambiant, pe anumite porțiuni ale instalației frigorifice se obține o încălzire a agentului de lucru la temperaturi peste cea a mediului ambiant. Căldura extrasă de la agentul cald este considerată ca un "subprodus", asigurând încălzirea unui fluid, de exemplu, se poate prepara apă caldă menajeră. În acest caz, instalația frigorifică asigură efectul principal, de răcire și efectul secundar, de încălzire.

Este posibilă obținerea apei calde, având în vedere următoarele posibilități de recuperare a căldurii:

– Preluarea căldurii de potențial scăzut de la aparatele principale răcite: absorbitor și condensator;

– Preluarea căldurii de potențial mai ridicat de la partea superioară a coloanei de rectificare, respectiv, de la condensatorul de reflux, unde vaporii rectificați la o concentrație de aproximativ 0,997 au temperatura mai ridicată față de temperatura de condensare cu 15...20°C;

– Extragerea căldurii de la vaporii calzi care părăsesc coloana de epuizare cu temperaturi mari, aproximativ egale cu temperatura de început de fierbere a soluției în fierbător. Răcirea și condensarea parțială a vaporilor în această zonă se poate realiza cu ajutorul deflegmatorului Df;

– Recuperarea unei părți din căldura extrasă de la soluția săracă caldă, imediat după ieșirea ei din blaza fierbătorului. În acest scop se utilizează recuperatorul de căldură II (figura 4.1.). Se menționează faptul că, se poate introduce acest aparat doar în cazul în care, prin folosirea regeneratoarelor SS soluția săracă nu s-a răcit suficient, deci la ieșirea din SS are temperatura sensibil mai mare decât  $t_K$ .

Din studiul efectuat asupra ameliorării performanțelor instalației frigorifice cu absorbție prin recuperarea căldurii din diferite elemente ale instalației frigorifice cu absorbție se extrag următoarele concluzii:

– Prin recuperarea căldurii din interiorul generatorului de vaporii GV cu ajutorul aparatului Df se obține un flux de exergie  $Ex_{\Phi D}$ . Deoarece debitele masice, cât și stările fluidelor la intrarea și la ieșirea din GV nu se modifică se observă că, prin utilizarea recuperatorului de căldură Df se asigură reducerea pierderilor exergetice din aparatul GV cu  $Ex_{\Phi D}$ ;

– Aparatul II se utilizează doar în cazul în care, prin folosirea regeneratoarelor SS soluția săracă nu se răcește suficient, deci are temperatura mai mare decât ( $t_K + 10 \text{ K}$ ). S-a admis diferența de temperatură la capătul rece al aparatului SS de 10 K. Folosirea aparatului SS asigură obținerea unui flux de exergie  $EX_{\Phi I}$  prin fluidul cald preparat și care reprezintă reducerea pierderilor exergetice în aparatele SS și Ab și în ventilul de laminare VL;

– Recuperarea căldurii prin aparatele Df și II din cadrul compresorului termochimic contribuie la reducerea pierderilor exergetice din ansamblul respectiv, cu valoarea fluxurilor exergetice obținute  $(EX_{\Phi D} + EX_{\Phi I}) = EX_{DI}$

– Compresorul termochimic furnizează același flux de exergie  $EX_{CT}$  detentorului termic, ca și în cazul când nu se face recuperarea de căldură prin aparatele Df și II;

– Fluxul de exergie introdus  $EX_{\Phi F}$  este același ca și la instalația fără aparatele Df și II, dar fluxul de exergie obținut este mai mare cu  $(EX_{\Phi D} + EX_{\Phi I})$  când se utilizează aparatele recuperatoare, iar randamentul exergetic crește, conform relației (4.2). Se observă că randamentul exergetic  $\eta_{exA2}$  al instalației frigorifice echipată cu recuperatoarele Df și II este suma dintre randamentul instalației frigorifice  $\eta_{exA1}$  (fără aparatele Df și II) și randamentul exergetic  $\eta_{exPC}$  al pompei de căldură în care se obțin fluxurile de căldură  $\Phi_D$  și  $\Phi_I$ . În figura se prezintă diagrama fluxurilor exergetice pentru instalația frigorifică echipată cu recuperatoare de căldură.

– Utilizarea deflegmatorului Df conduce la reducerea numărului de talere pentru coloana de concentrare, cât și la reducerea puterii termice a condensatorului de reflux, ceea ce înseamnă economie de metal pentru realizarea acestui aparat și economie de apă de răcire.

3. Ameliorarea performanțelor instalației frigorifice cu absorbție este posibilă și prin utilizarea efectului dublu sau multiplu. Analiza efectuată a scos în evidență următoarele concluzii:

a) Creșterea presiunii  $p_F$  conduce la o ușoară scădere a consumului de abur și de apă de răcire dacă  $x_i$  se alege în mod convenabil, dar se micșorează zona de degazare și crește factorul de circulație a soluției. Presiunea  $p_F$  se va alege avându-se în vedere, atât valoarea factorului de circulație, cât și evitarea fenomenului de cristalizare.

b) Pentru o valoare a presiunii  $p_F$ , coeficientul de performanță și randamentul exergetic prezintă maxime la o concentrație  $x_i$  care se apropie de  $x_{im} = 0,5 \cdot (x_d + x_c)$ . În acest caz, deci pentru valorile maxime ale COP și  $\eta_{ex}$  se observă că  $q_{F2} > 0$ , ceea ce presupune o încălzire suplimentară a fierbătorului F2. Dacă  $x_i > x_{im}$ , consumul de abur și de apă de răcire cresc, iar COP și  $\eta_{ex}$  scad.

c) Pentru o anumită valoare a concentrației  $x_i < x_{im}$ ,  $q_{F2} = 0$ , când instalația poate funcționa fără circuit exterior de încălzire a fierbătorului F2, dar cu valori mai mici pentru COP și  $\eta_{ex}$  față de cele maxim posibile. Pentru siguranța funcționării corecte se poate prevedea circuitul suplimentar de încălzire a aparatului F2.

d) Calculul instalației pentru  $t_{14} = 100^\circ\text{C}$  a condus la rezultate foarte apropiate de cele obținute pentru  $t_{14} = 110^\circ\text{C}$ .

4. Din cercetarea experimentală efectuată pe diferite tipuri de instalații frigorifice cu absorbție cu soluție hidroamoniacală, se observă că sunt indicate valorile mai mari pentru zona de degazare, la care corespund valori mici pentru diferența de temperatură  $\Delta t = t_{10} - t_v$  deoarece performanțele instalației sunt mai bune.

De asemenea se observă că obținerea temperaturilor foarte scăzute ( $t_o = -60^\circ\text{C}$ ) cu ajutorul instalației prezentate în figura 6.5 este recomandat să se realizeze cu surse termice de potențial scăzut ( $t_F = 120^\circ\text{C} \dots 130^\circ\text{C}$ ). Pare ciudat, dar se explică urmărind rezultatele din tabelul 6.2, căci sursele termice de potențial ridicat ( $t_F > 140^\circ\text{C}$ ) nu asigură valori bune pentru

randamentul exergetic. Acest fapt poate constitui avantajul esențial al instalației din figura 6.5, deoarece asigură obținerea unor temperaturi foarte scăzute, la performanțe foarte bune, cu surse de potențial scăzut. Se va evita utilizarea surselor termice de potențial ridicat și deci scumpe, care nu asigură instalației performanțe termodinamice bune.

Urmărind rezultatele studiului prezentate în tabelul 6.3 se poate observa că în cazul instalației cu zone de absorbție diferite (figurile 6.8 și 6.9) performanțele instalației nu se modifică în mod esențial în raport cu instalația din figura 6.5. Totuși se pot găsi condiții de funcționare care asigură o anumită ameliorare a randamentului exergetic.

Randamentul exergetic crește în funcție de raportul "a", având valori mai bune la utilizarea unor surse termice de potențial scăzut. Se observă că randamentul exergetic este cu circa 10% mai mare când  $t_F = 120^\circ\text{C}$  față de cazul când  $t_F = 130^\circ\text{C}$ . În figura 6.16 se prezintă suma puterilor termice ale celor patru schimbătoare de căldură de tip regenerativ

$$\sum \Phi_{\text{Reg}} = \Phi_{\text{SS1}} + \Phi_{\text{SS2}} + \Phi_{\text{Sr1}} + \Phi_{\text{Sr2}}$$

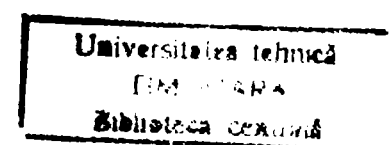
O explicație a valorilor mai bune pentru randamentul exergetic poate fi pusă în corelație cu posibilitatea unei regenerări mai bune a căldurii în sistem.

5. Lucrarea de doctorat se constituie ca o sinteză a unor cercetări teoretice și experimentale referitoare domeniului instalațiilor frigorifice cu absorbție, principalele contribuții personale constând în următoarele:

- sistematizarea la zi a datelor din literatura pe baza unei vaste și recente bibliografii;
- prezentarea variantelor de instalații frigorifice cu absorbție cele mai interesante și mai moderne și analiză critică, inclusiv cantitativă a acestora în urma studierii influențelor factorilor constructivi și funcționali;
- evaluarea termodinamică a nivelelor de performanță pentru aceste instalații;
- Proiectarea unui stand pentru mașina frigorifică cu absorbție și prelucrarea atentă a datelor experimentale privind ameliorarea performanțelor prin regenerarea căldurii;
- punerea la punct a metodicii de investigație adecvate scopului propus;
- instalația, din gama celor mai moderne cu absorbție asupra căreia s-au efectuat studiile, a condus la punerea la punct a unei metode de proiectare originale și moderne, completa și complexă, care oferă prin cuantificarea exergetică a fluxurilor de energie, un instrument de interes deosebit proiectantului și constructorului de instalații frigorifice care au și avantajul deosebit al valorificării căldurilor reziduale.

## BIBLIOGRAFIE

1. ATHANASOVICI, BADEA, V., – *Valorificarea resurselor energetice secundare*. Editura Tehnică, București, 1985.
2. ARADĂU, D., – *Contribuții privind posibilitățile de îmbunătățire a performanțelor instalațiilor frigorifice cu absorbție și gaz compensator prin reducerea consumului de energie*. Teză de doctorat, Institutul Politehnic Cluj Napoca, 1979.
3. BADÎLKES, I.S., DANILOV, R.L., – *Absorbționnie holodonîe mașini*. Piscevaia promîslenosti, Moscva, 1966.
4. BADÎLKES, I.S., – *Rabocie vescestva I processî holodilnih mașin*. Izd. Torgovoi literatura, 1962.
5. CARABOGDAN, I. GH., – *Instalații termice industriale*, Editura Tehnică, București, 1984.
6. BOSIO, G., – *The efficiency on the devices for upgrading thermal energy with thermal sources and sinks of finite capacity: Proceedings of the International Symposium on "Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems"*, Zaragoza, Spain, 1992, 73–80.
7. CURIE, J.S., PRITCHARD C. L., – *Open Cycle Absorption Heat Transfer for the Recovery of waste heat from Dryers: Proceedings of the International Symposium on "Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems"*, Zaragoza, Spain, 1992, 599–606.
8. DĂNESCU, A.I. și col. – *Utilizarea energiei solare*. Editura tehnică, București, 1980.
9. DUMINIL, M., – *La recuperation d'energie thermique dans les systemes frigorifiques et les pompes de chaleur*. R.G.F., april, 1981.
10. DUMINIL, M., – *Reflexions sur les pompes a chaleur*. R.G.F., februar, 1990.
11. DUMINIL, M., – *Reflexions sur les pompes a chaleur*. R.G.F., april, 1990.
12. DUMITRAȘCU, GH., – *Studii teoretice și experimentale privind instalațiile cu absorbție folosite în scopuri de încălzire*, Teza de doctorat, Universitatea Galați, 1988.
13. FATOUH, M., SRINIVASA MURTHY, S., – *Comparison of R22– absorbent pairs for vapour absorption Heat Transformers based on p–T–X–H data: Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 13, nr.1, 1993, 37–48.



14. GHEORGHIU, C., – *Contribuții la studiul proceselor de transfer de căldură și masă în generatorul de vapori al instalației frigorifice cu absorbție*, Teza de doctorat, Institutul politehnic București, 1982.
15. HERA, D., – *Contribuții la studiul transferului de căldură și masă la procesele de absorbție în soluție hidroamoniacală în curgere peliculară pe țevi orizontale*, Teza de doctorat, Institutul de Construcții București, 1987.
16. HEROLD, K.E., RADERMACHER, R., KLEIN, S., – *Absorption Chillers and Heat Pumps*– CRC Press, Boca Raton, New York, London, Tokyo, 1996.
17. JERNQVIST, A., ABRAHAMSSON, K. and ALY, K., – *On the Efficiencies of Absorption Heat Pumps: Heat Recovery Systems & CHP* vol 12, No 6, 1992, 459– 480.
18. LABIDI, J., LASALLE, A. and LE GOFF, P., – *A New Heat Transformer for upgrading Industrial waste Heat: Proceedings on the International Symposium on "Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems" Zaragoza, Spain, 587– 590.*
19. LE GOFF, LABIDI, J., RANGER, P., JEDAY, M.R., MATSUDA, H., – *The Concept of "Reverse-Rectification" Exergy Analysis and Applications: Proceedings of the International Conference "Analysis of Thermal and Energy Systems" Athens, June 1991, p.117–128.*
20. LECA, A., LEVICH, V.G., KAPITZA, P.L., – *Soluții de utilizare a căldurii deșeu de nivel termic scăzut, conținută în apa de răcire a utilajelor industriale*, Revista Energetica nr.6, 1991, p.263–267.
21. LECA, A., – *Direcții de dezvoltare a energiei românești în perioada de tranziție la economia de piață*, Revista Energetica nr.1, 1993, p.6–11.
22. LECA, A., – *Strategii posibile în energetica românească*, Revista Energetica nr.6, 1993, p.16–21.
23. MIRON, V., A., – *Cercetări privind utilizarea resurselor termoenergetice de potențial scăzut cu ajutorul instalațiilor frigorifice cu resorbție*, Teză de doctorat, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 1998.
24. NIEBERGALL, W., – *Handbuch der Kältetechnik*, vol.7, Sorptions Kältemaschinen, Berlin, Springer-Verlag, 1959
25. PORNEALĂ, S., – *Calculul termic al instalațiilor termoenergetice: Rev. de Chimie* 27, nr.3, 1976, p.223.
26. PORNEALĂ, S., – *Calculul termic al instalațiilor frigorifice: Rev. de Chimie*, 27, nr.5, 1976, p.426

27. PORNEALĂ, S., – *Instalații frigorifice cu absorbție în două trepte, cu două medii răcite*: Rev. de Chimie, 28, nr. 2, 1977, p. 160–163.
28. PORNEALĂ, S., – *Unele considerații asupra instalațiilor frigorifice cu absorbție cu bromură de litiu-apă*: Rev. de Chimie 31, nr. 6, 1980, p. 591.
29. PORNEALĂ, S., – *Procese în instalații frigorifice: efecție-absorbție*, Univ. Galați, 1981.
30. PORNEALĂ, S., – *Unele considerații asupra instalațiilor frigorifice cu resorbție (cu absorbție repetată)*: Rev. de Chimie 33, nr. 8, 1982.
31. PORNEALĂ, S., – *Installation frigorifique a absorption eau bromure de lithium a deux boilleurs*: Revue Generale du Froid, France, nr. 6, 1985, p. 383.
32. PORNEALĂ, S., – *Economisirea și gospodărirea energiei în cadrul instalațiilor frigorifice*. ENERGI 4, Editura Tehnică, București, 1987, p. 233–254.
33. PORNEALĂ, S., – *Procese în instalații frigorifice: culegere de probleme*, Universitatea "Dunărea de Jos" Galați, 1989.
34. PORNEALĂ, S., – *Refrigerating Plants, Pumps and Heat Transformers with Absorption*: Proceedings of the International Conference on the "Analysis of Thermal and Energy Systems", ATHENS, Greece, 1991, pp. 677–688.
35. PORNEALĂ, S., PORNEALĂ, D., – *Analysis, Calculus and Optimization Method for Thermal and Refrigerating Plants*: Proceedings of the International Conference ENSEC'93–Energy and Ecology, Cracow, Poland, July, 5–9, 1993, pp. 659–670.
36. PORNEALĂ, S., MANOLE, D., LAGE, J. L., – *Resorption and Absorption Systems for Recovery of Low Temperature Wasted Energy*: Proceedings on "Symposium on Economics and the Design, Analysis and Improvement of Energy Systems" WAM-ASME, New Orleans, Louisiana, USA, 1993, pp. 425–435.
37. PORNEALĂ, S., – *Valorificarea surselor termice reziduale cu ajutorul transformatoarelor de căldură cu absorbție*: Grant CNCSU nr. 4007 / 1995.
38. PORNEALĂ, S., PORNEALĂ, D., – *A New Vapor Absorption Heat transformer with Improved Performances*: Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress and Exposition, on November 12–17, 1995, in San Francisco, CA, USA.
39. PORNEALĂ, S., – *A Comparative Analysis of Different Absorption Systems and their Optimization*: Proceedings of the International Symposium FLOWERS'97, July 30 – August 1, 1997, Firenze, Italy.

40. PORNEALĂ, S., – *Analiza comparativă și optimizarea sistemelor cu absorbție în vederea valorificării eficiente a surselor termice reziduale*: Grant CNCSU Nr. 7007–262/1997.
41. PORNEALĂ, S., – *Studiul sistemelor cu absorbție și comprimare mecanică de vapori pentru producerea combinată a frigului și a căldurii*: Grant CNCSU Nr. 29–221/1998.
42. PORNEALĂ, S., – *Instalații frigorifice și transformatoare de căldură cu absorbție*—*colecție de studii personale*, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 1998.
43. RADCENCO, V.S., PORNEALĂ, S., DOBROVICESCU, A.L. – *Procese în instalații frigorifice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1983.
44. RADCENCO, V.S., ș.a. – *Instalații de pompe de căldură*, Editura Tehnică, București, 1985.
45. RADCENCO, V.S. – *Termodinamică tehnică și mașini termice - procese ireversibile*, Editura didactică și pedagogică, București, 1976.
46. RADCENCO, V.S. – *Criterii de optimizare a proceselor termice*, Editura tehnică, București, 1977.
47. REMY, J., – *La production combinee de chaleur et du froid*: R.G.F., fevrier, 1984.
48. ROGDAKIS, E.D., ANTONOPOULOS, K.A., – *Performance of a low-temperature NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O absorption-refrigeration system*, Energy, vol.17.nr.5, p.477–484, 1992
49. STAMATESCU, C., – *Tehnica frigului*, vol I, Editura tehnică, București, 1972
50. STAMATESCU, C., – *Tehnica frigului*, vol II, Editura tehnică, București, 1979.
51. SZARZYNSKI, S., FENG, Y., PONS, M., – *Study of different internal vapour transport for adsorption cycles with heat regeneration*, Int.J. Refrig., vol20, nr. 6, 1997, p.390–401.
52. ZIEGLER, F., RIESCH, P., – *Absorption Cycles. A Review with Regard to Energetic Efficiency: Heat Recovery Systems and CHP*, Vol 13, nr. 2, pp. 147–159, 1991.
53. RIVERO, R., LE GOFF P., – *On the Performance Criteria of Sorption Heat Pumps and Heat Transformers: Proceedings on the International Symposium on "Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems"*, Zaragoza, Spain, 1992, 575–586.
54. WILKINSON, W., HANNA, W., – *Process and System for boosting the Temperature of Sensible waste Source*, Patent Nr. 4333515, USA, 1982.



55. ANDERSEN, S.A., - *Installation frigorifique combinee a absorption et a compression*, ECO - CLIMA 2 / 1997, iunie, p.21-24.
56. GOMMED, K., GROSSMAN, G., -- *Performance analysis of staged absorption heat pumps: water-lithium bromide systems*, ASHRAE Transactions, Vol 96, Part1, 1990 pp.1590-1596.
57. BIERMANN, W.J., - *Prototype energy retrieval and solar system*, Bonneville Power Administration, Proceedings, 3rd Workshop on the Use Solar Energy for Cooling of Buildings, San Francisco, CA pp.29-34.
58. CHINNAPPA, J.C.V., AND MARTIN, H.A., 1976 - *Dual mode operation by solar energy of an ammonia- water two stage cycle. a comparative study*, Solar Energy, Vol 18, pp 337-342.
59. FALLEK, M., 1986 - *Parallel flow chiller-heater*, ASHRAE Journal. Vol.28,nr.11,pp. 30-37, November
60. GROSSMAN, G., ZALTASH, A., DE VAULT, R.C., - *Simulation and performance analysis of a four-effect lithium bromide-water absorption chiller*, ASHRAE Transactions. Vol.101, Part 1, 1995, pp. 1302-1312.
61. GROSSMAN, G., WILK, M., DE VAULT, R.C., - *Simulation and performance analysis of triple-effect absorption cycles*, ASHRAE Transactions, Vol.100, Part 1, 1994, pp. 452-462.
62. POPESCU, M., - *Soluție tehnică pentru optimizarea producției de frig industrial*, ECO - CLIMA 2 / 1997, iunie, p.19-20.
63. JACIMOVIC B, GENIC S: *Toplotni i difuzioni aparati*, SMEITS, 1994.
64. JACIMOVIC B, GENIC S, NAGI M., LAZA I.: *Problemi iz toplotnih i difuzionih aparata*, SMEITS, Beograd, 1995.
65. POKROVSKI N. K.: *Holodilne masine i ustanovki*, Moskva, 1969.
66. CERNOBILSKIA I. I.: *Masinoi i apparatoi himiceskih proizvodstv*, Masinosproene, Moskva, 1975.
67. PORNEALA S., BEJU C.: *Studiul ameliorării performanțelor instalațiilor frigorifice cu absorbție prin utilizarea subracitorului de tip regenerativ*, Lucrarile Conferinței Nationale de Termotehnica, Editia a X-a, Sibiu 25-27 mai 2000, vol2, pp215.
68. PORNEALA S., BEJU C.: *Reducerea pierderilor exergetice prin utilizarea regeneratoarelor de caldura intre solutii la instalatia frigorifica cu absorbție*, Lucrarile Conferinței Nationale de Termotehnica, Editia a X-a, Sibiu 25-27 mai 2000, vol2, pp221.

# CUPRINS

<b>1. STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR IN DOMENIUL INSTALATIILOR FRIGORIFICE CU ABSORBTIE</b>	<b>3</b>
1.1. RECUPERAREA CALDURII REZIDUALE CU AJUTORUL INSTALATIILOR CU ABSORBTIE	4
1.1.1. Caldura de recuperat este la temperatura superioara celei din mediul de utilizare	4
1.1.2. Caldura de recuperat este la temperatura inferioara celei din mediul de utilizare	4
1.1.3. Recuperarea frigului exterior	9
1.1.4. Producerea simultana si nesimultana de frig si de caldura	10
1.2. TIPURI DE INSTALATII FRIGORIFICE CU ABSORBTIE PERFORMANTE REALIZATE PE PLAN MONDIAL	14
1.2.1. CONSIDERATII ASUPRA SOLUTIILOR UTILIZATE ÎN INSTALATIILE FRIGORIFICE CU ABSORBTIE	15
1.2.2. SOLUTII TEHNICE PRIVIND INSTALATIILE FRIGORIFICE CU ABSORBTIE	18
<b>2. BAZELE TEORETICE ALE CICLURILOR CU ABSORBTIE</b>	<b>34</b>
2.1. CICLUL CARNOT	35
2.2. POMPA DE CALDURA CU ABSORBTIE, TIP I	36
2.3. TRANSFORMATORUL DE CALDURA CU ABSORBTIE	38
2.4. POMPA DE CALDURA CU ABSORBTIE CA O COMBINATIE DE CICLURI RANKINE	38
<b>3. AMELIORAREA PROCESULUI DIN INSTALATIA FRIGORIFICA CU ABSORBTIE INTR-O TREAPTA CU SOLUTIE AMONICALA PRIN UTILIZAREA REGENERARII CALDURII</b>	<b>39</b>
3.1. INSTALATIA SIMPLA, INTR-O TREAPTA	40
3.2. AMELIORAREA PROCESULUI DIN INSTALATIA FRIGORIFICA CU ABSORBTIE CU SOLUTIE AMONICALA, PRIN UTILIZAREA REGENERARII DE CALDURA	43
3.3. ANALIZA TERMODINAMICA A INSTALATIEI FRIGORIFICE CU ABSORBTIE	47
3.4. RELATII DE CALCUL PENTRU INSTALATIA FARA REGENERATORUL DE CALDURA SS, DAR ECHIPATA CU SUBRACITORUL DE TIP REGENERATIV Sr	50
3.5. STUDII PRIVIND AMELIORAREA PROCESULUI PRIN UTILIZAREA SUBRACITORULUI DE TIP REGENERATIV Sr	50
3.6. STUDII PRIVIND INFLUENTA REGENERARII DE CALDURA	51
<b>4. AMELIORAREA PERFORMANTELOR INSTALATIILOR FRIGORIFICE CU ABSORBTIE PRIN UTILIZAREA RECUPERARII INTERNE DE CALDURA</b>	<b>72</b>
4.1. INSTALATIA FRIGORIFICA CU ABSORBTIE	72
4.2. INSTALATIA FRIGORIFICA CU RESORBTIE	78
<b>5. AMELIORAREA PERFORMANTELOR INSTALATIILOR FRIGORIFICE CU ABSORBTIE PRIN UTILITAREA EFECTULUI DUBLU SAU MULTIPLU</b>	<b>87</b>
5.1. INSTALATIA FRIGORIFICA CU ABSORBTIE CU BROMURA DE LITIU-APA, CU DUBLU EFECT	87
5.2. ANALIZA SI CALCULUL TERMIC	88
5.3. STUDIUL INFLUENTEI PRESIUNII DE FIERBERE $p_F$ SI A CONCENTRATIEI INTERMEDIARE $x_i$	89
<b>6. STUDIUL PERFORMANTELOR INSTALATIEI FRIGORIFICE CU ABSORBTIE CU SOLUTIE HIDROAMONICALA CU REGENERARE DE CALDURA ÎNTRE ABSORITOR SI VAPORIZATOR</b>	<b>93</b>
6.1. INSTALATIA CU CONCENTRATII DIFERITE LA IESIREA SOLUTIILOR DIN ABSORBITOARE	103
6.2. INSTALATIA CU DOUA MEDII RACITE	107
6.3. COMPARATII CU INSTALATIA CU DOUA TREPTE CU COMPENSAREA CONCENTRATIILOR CU SOLUTII SARACE	111
6.4. PREZENTAREA GRAFICA A REZULTATELOR STUDIILOR EFECTUATE. CONCLUZII	115
<b>7. REZULTATE TEORETICE SI EXPERIMENTALE SI INTERPRETAREA CRITICA A ACESTOR REZULTATE IN CAZUL INSTALATIEI FIRGORIFICE CU ABSORBTIE</b>	<b>117</b>
7.1. REZULTATELE EXPERIMENTALE	117
7.1.1. Descrierea instalatiei experimentale	117
7.1.2. Instalatia frigorigica cu absorbtie simpla	120

7.1.3 Bilantul material si termic pentru fierbator.....	121
7.1.4 Bilantul material si cel termic pentru absorbitor.....	121
7.1.5 Bilantul termic al condensatorului.....	122
7.1.6 Bilantul termic al vaporizatorului.....	122
7.1.7 Instalatia frigorifica cu absorbtie cu un schimbator de caldura intermediar.....	124
7.1.8 Instalatia frigorifica cu absorbtie cu coloana de rectificare si deflegmator.....	125
7.1.9 Determinarea raportului minim de recirculare.....	127
7.1.10 Determinarea curbei de lucru.....	128
7.1.11 Determinarea curbei de alimentare a coloanei de distilare.....	129
7.1.12 Calcul de dimensionare a coloanei de rectificare.....	129
7.1.13 Calculul inaltimei coloanei de rectificare.....	129
7.1.14 Calculul densitatii medii a vaporilor.....	130
7.1.15 Calculul vitezei a vaporilor prin elementii perforati.....	131
7.1.16 Calculul debitului volumic al vaporilor.....	131
7.1.17 Calculul diametrului coloanei de rectificare.....	131
7.1.18 Calculul marimilor geometrice ale elementului coloanei de rectificare.....	132
7.1.19 Caderea de presiune la trecerea prin elementul coloanei.....	132
7.1.20 Coloana de amplificare.....	132
7.1.21 Coloana de epuizare.....	133
7.2 APRECIEREA TEORETICA A EFICIENTEI INSTALATIEI FRIGORIFICE CONFORM CELUI DE-AL DOILEA PRINCIPIU AL TERMODINAMICII.....	133
7.2.1 Instalatia frigorifica cu absorbtie simpla.....	133
7.2.2 Instalatia frigorifica cu absorbtie cu coloana de rectificare si deflegmator.....	135
7.3 REZULTATELE OBTINUTE LA CALIBRAREA SI LA EVALUAREA EXPERIMENTALA A PERFORMANTELOR DE LUCRU PENTRU INSTALATIA FRIGORIFICA CU ABSORBTIE.....	137
<b>8. CONCLUZII GENERALE SI CONTRIBUTII PERSONALE.....</b>	<b>138</b>
<b>BIBLIOGRAFIE.....</b>	<b>139</b>