

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

**CONTRIBUȚII PRIVIND PROCESUL DE
ABSORBȚIE PELICULAR ÎN POMPELE DE
CĂLDURĂ CU ABSORBȚIE CU SOLUȚIE
HIDROAMONIACALĂ**

Conducător științific:

Prof.dr.ing. Liviu Dan NEGRU

Prof.dr.ing. Corneliu UNGUREANU

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

ing. Mihai CINCA

619.263
RA
366 A

-Timișoara 1997 -

Autorul mulțumește conducătorului științific Prof.dr.ing. Corneliu V. UNGUREANU, precum și regretatului Prof.dr.ing. Liviu Dan NĚGRU pentru îndrumările și sprijinul acordat pe parcursul elaborării tezei de doctorat.

De asemenea se aduc mulțumiri tuturor care au contribuit moral și material pentru finalizarea tezei de doctorat.

CAPITOLUL 1

REALIZĂRI ȘI PERSPECTIVE ÎN DOMENIUL POMPELOR DE CĂLDURĂ CU ABSORBȚIE

1.1 CICLUL POMPEI DE CĂLDURĂ CU ABSORBȚIE

1.1.1 Principiul de funcționare și schema instalației

Funcționarea pompei de căldură cu absorbție se bazează pe preluarea unei cantități de căldură prin vaporizarea unui agent de lucru la temperaturi determinate de nivelul termodinamic al sursei de căldură disponibile prin condensarea agentului la temperaturi mai ridicate. De asemenea, scăderea presiunii agentului de lucru de la presiunea de condensare la cea de vaporizare se realizează prin laminare. Spre deosebire de pompa de căldură cu comprimare mecanică de vapori, creșterea presiunii agentului se obține printr-un ansamblu de aparate, format dintr-un absorbitor o pompă hidraulică, un generator de vapori și un ventil de laminare. Acest sistem de aparate funcționează ca un "compresor termochimic", folosind ca energie de acționare căldura aflată la un nivel termodinamic superior temperaturii de condensare a agentului de lucru, precum și o cantitate redusă de energie mecanică pentru antrenarea pompei hidraulice. În acest ansamblu de aparate, se desfășoară de fapt un ciclu termodinamic direct, parcurs de o soluție binară, compusă dintr-un mediu absorbant lichid și agentul de lucru propriuzis.

Schema principială a pompei de căldură cu absorbție (figura.1.1) dă posibilitatea urmării proceselor ce au loc în circuitul agentului de lucru denumit și circuit principal, precum și în circuitul soluției binare, denumit circuit auxiliar.

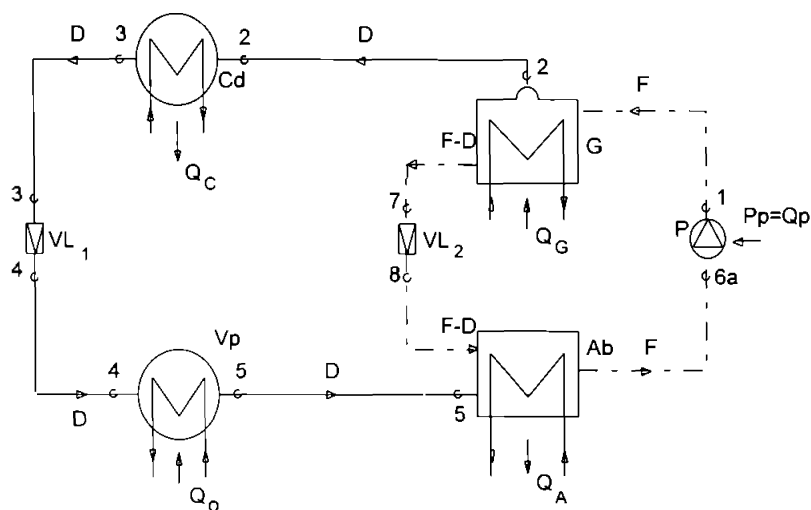


Fig. 1.1 Schema de principiu a pompei de căldură cu absorbție

În **circuitul principal** vaporii de agent, produși în generatorul G, intră în condensatorul Cd, unde are loc condensarea lor la presiunea p_c prin cedarea fluxului de căldură Q_c , teoretic la temperatura de condensare t_c , către un fluid (apă, aer, etc.), care este astfel încălzit. Condensul rezultat este laminat în ventilul de laminare VL₁, de la presiunea de condensare p_c până la presiunea p_o , corespunzătoare vaporizării agentului de lucru la temperatura t_o . Valoarea temperaturii de vaporizare t_o este determinată de nivelul termodinamic al sursei de căldură disponibile pentru pompa de căldură. În vaporizatorul Vp se produce vaporizarea agentului de lucru lichid la presiunea p_o , cu preluarea fluxului de căldură Q_o , teoretic la temperatura de vaporizare t_o . Se observă că această parte a instalației, compusă din condensatorul Cd, ventilul de laminare VL₁ și vaporizatorul Vp, funcționează ca și în cazul pompei de căldură cu comprimare de vapori.

În **circuitul auxiliar**, vaporii de agent formați în vaporizator curg în absorbitorul Ab, unde vin în contact cu soluția binară, care are o concentrație redusă în agent de lucru și temperatură ridicată. Are loc fenomenul de absorbție, care constă în dizolvarea vaporilor reci de agent de către soluția cu temperatură ridicată, denumită soluție săracă, datorită concentrației ei reduse în agent de lucru. Procesul se petrece la presiunea

constantă p_a , teoretic egală cu presiunea p_o din vaporizator și se caracterizează prin degajarea unei cantități de căldură Q_A , cedată unui agent termic, care este astfel încălzit. În absorbitor, rezultă o soluție de concentrație ridicată în agent de lucru, denumită soluție bogată și care este evacuată, în mod continuu, din absorbitor prin pompa de circulație P. Presiunea soluției bogate este ridicată în pompa P, prin consum de putere mecanică P_p , de la valoarea $p_a=p_o$ din absorbitor până la valoarea $p_g=p_o$, existentă în generatorul de vaporii G. În generatorul G soluția bogată fierbe, ca urmare a aportului de căldură Q_G , provenită de la o sursă de căldură cu un potențial termodinamic superior cantităților de căldură cedate în condensator Q_C și în absorbitor Q_A . Fluxul de căldură Q_G reprezintă principalul consum de energie necesar antrenării pompei de căldură. Vaporii formați în generatorul G au concentrația în agent de lucru practic egală cu unitatea și curg spre condensatorul Cd. Soluția lichidă se stratifică, și anume, soluția săracă (de concentrație redusă în agent de lucru) este colectată la baza aparatului deoarece densitatea agentului de lucru este mult mai scăzută decât a mediului absorbant. De aici, soluția săracă curge spre absorbitorul Ab, trecând prin ventilul de laminare VL₂, unde este laminată de la presiunea $p_g=p_o$ până la presiunea $p_a=p_o$. Astfel, se închide circuitul auxiliar, care are rolul de a ridica presiunea vaporilor de agent de lucru de la valoarea corespunzătoare formării lor în vaporizatorul Vp până la valoarea corespunzătoare condensării în condensatorul Cd.

Făcând o analogie între modul de comprimare a vaporilor în pompa de căldură cu compresor mecanic și pompa de căldură cu absorbție (sau cu "compresor termochimic") se observă că:

- aspirația de la compresorul mecanic este înlocuită în pompa de căldură cu absorbție prin procesul de absorbție;
- comprimarea vaporilor de agent este înlocuită prin ridicarea presiunii unei soluții lichide într-o pompă hidraulică;
- refularea vaporilor din compresorul mecanic este înlocuită prin procesul de fierbere a soluției bogate în generatorul de vaporii.

Examinarea din punct de vedere energetic a pompei de căldură cu absorbție evidențiază faptul că în funcționarea ei intervin următoarele **schimburi de energie cu exteriorul** :

- a) aportul de căldură Q_G în generatorul de vaporii G, considerată a fi primită teoretic, la temperatura maximă atinsă de soluția care fierbe, notată t_g ;

- b) puterea mecanică P_p de antrenare a pompei hidraulice P;
- c) aportul de căldură Q_o preluat de agentul de lucru, teoretic la temperatura t_o , în vaporizatorul V_p , de la sursa disponibilă de căldură;
- d) fluxul de căldură Q_c , cedat de agentul de lucru în condensatorul C_d teoretic la temperatura t_c , către un agent de utilizare;
- e) fluxul de căldură Q_A cedat în absorbitorul A_b , teoretic la temperatura finală atinsă de soluția bogată t_A .

În concluzie, în pompa de căldură cu absorbție se cedează căldură utilizabilă atât în condensator, cit și în absorbitor.

De obicei, temperaturile la care sînt cedate cele două fluxuri de căldură Q_c și Q_A sînt diferite și, ca urmare, acestea pot fi folosite în mod separat, pentru utilizări diferite. În scopul simplificării analizei termodinamice a proceselor din instalație se consideră o temperatură medie comună $t_m = t_c = t_A$, la care se furnizează căldura de către pompa termică.

1.1.2 Studiul proceselor termodinamice din pompa de căldură cu absorbție

Din descrierea proceselor ce au loc în pompa de căldură cu absorbție se observă că, în diferitele aparate ale instalației, concentrația agentului de lucru nu este aceeași și anume:

- în condensatorul C_d , ventilul de laminare VL_1 și vaporizatorul V_p evoluează agent de lucru pur;
- în absorbitorul A_b se formează o soluție bogată în agent de lucru, care este adusă prin intermediul pompei P în generatorul de vapori G;
- în generatorul de vapori G rezultă o soluție săracă în agent de lucru, care curge prin ventilul de laminare VL_2 în absorbitorul A_b .

Rezultă, deci, importanța deosebită pe care o prezintă în descrierea și studiul proceselor din instalație, mărimea denumită **concentrație** a agentului de lucru într-un amestec binar, definită ca raport între cantitatea de agent de lucru și cantitatea de amestec (soluție lichidă sau amestec de vapori):

$$y_{ic} = \frac{m_{og}}{m_{og} + m_{ab}} \quad (1.1)$$

unde s-au notat: m_{ag} -masa agentului de lucru propriu-zis și m_{abs} - masa agentului absorbant.

Reprezentarea grafică a proceselor termodinamice din pompa de căldură impune, deci, luarea în considerare a variației parametrilor termici și calorici de stare în

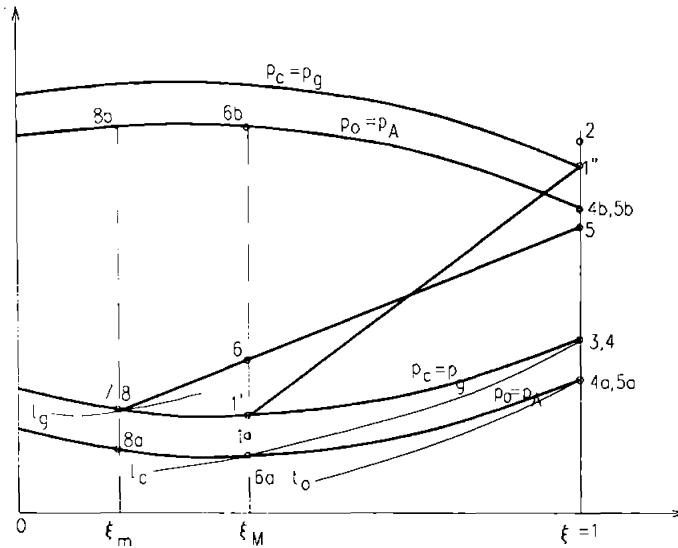


Fig. 1.2. Reprezentarea proceselor din pompa de căldură cu absorbție în diagrama i - ξ .

corelație cu variația concentrației agentului de lucru. Procesele de lucru se pot studia în mod satisfăcător în diagrama T - s . O reprezentare corespunzătoare a proceselor din pompa de căldură cu absorbție se poate realiza într-o diagramă spațială, T - s - ξ , ceea ce implică complicații inerente diagramelor tridimensionale. Ca urmare, se preferă diagrama bidimensională i - ξ având înscrise pe axa absciselor valorile concentrației agentului de lucru (cuprinse între $\xi=0$ și $\xi=1$), iar pe axa ordonatelor, valorile entalpiei amestecului binar format din mediul absorbant și agentul de lucru.

În diagrama i - ξ se construiesc, pe baza măsurătorilor experimentale, izobarele corespunzătoare stărilor de vapori saturați uscați (fig. 1.2), reprezentând, curbele de vaporizare ale soluției binare și curbele de condensare ale amestecului gazos la diferite concentrații ale agentului de lucru în amestec.

Pentru urmărirea desfășurării proceselor din pompa de căldură cu absorbție în diagrama i - ξ , se consideră drept stare inițială 1, starea termodinamică a soluției binare

de concentrație maximă ξ_m , având presiunea p_g (realizată cu ajutorul pompei hidraulice) și o temperatură t_1 , mai mică decât temperatura de saturație corespunzătoare presiunii p_g din generatorul de vapori.

Se pot evidenția următoarele procese:

1-1': încălzire izobară la $p_g = \text{const.}$ în generatorul de vapori G, a soluției bogate între temperaturile t_1 și t_1' , prin aportul de căldură Q_G ; starea 1' reprezintă o stare de lichid la saturație pe izobara $p_g = \text{const.}$;

1'-2: vaporizarea agentului de lucru existent în soluția bogată la $p_g = \text{const.}$

Starea 2 reprezintă vapori supraîncălziți, având teoretic concentrația maximă ($\xi = 1$) în agent de lucru și o entalpie i_2 mai mare decât cea a vaporilor saturați uscați $i_{1'}$, la aceeași concentrație;

2-3: condensarea agentului de lucru în condensatorul Cd al instalației cu cedarea fluxului de căldură Q_c ; starea 3 reprezintă agent de lucru pur aflat în stare de lichid la saturație, la presiunea $p_c = p_g$;

3-4: laminarea agentului de lucru pur de la presiunea p_c de condensare, la presiunea p_0 ; starea 4 reprezintă vapori umezi de agent de lucru (cu concentrația $\xi = 1$) și se reprezintă în diagrama i - ξ prin același punct ca și starea 3, întrucât laminarea este o transformare izentalpică; starea 4 poate fi determinată de stările de lichid la saturație 4a și vapori uscați 4b, corespunzătoare izobarei p_0 ;

4-5: vaporizarea agentului de lucru cu preluarea fluxului de căldură disponibilă, la $p_0 = \text{const.}$, starea 5 de la sfârșitul vaporizării poate fi mai mult sau mai puțin îndepărtată de starea de vapori saturați uscați 5b, corespunzătoare presiunii p_0 , iar în cazul vaporizării complete : $5 = 5b = 4b$;

1'-7: încălzirea izobară la presiunea $p_g = \text{const.}$ a soluției din generatorul de vapori G, în decursul căreia concentrația sa scade de la ξ_m la ξ_m' ; starea 7 reprezintă soluția lichidă aflată la saturație, corespunzător presiunii p_g și concentrației ξ_m' ;

7-8: laminarea izentalpică a soluției sărace, de concentrație ξ_m' , aflată inițial la temperatura maximă din generator $t_1 = t_1'$, de la presiunea p_g din generator până la presiunea $p_A = p_0$ din absorbitor; starea 8 reprezintă un amestec binar de vapori saturați umezi și poate fi determinată prin stările de lichid la saturație 8a și de vapori saturați uscați 8b, corespunzătoare presiunii p_A ;

8-6 și 5-6: absorbția izobară la presiunea $p_A = \text{const.}$ a vaporilor de agent de lucru de stare 5 de către soluția săracă de stare 8, rezultând o soluție bogată, de concentrație

mare ξ_M (maximă pentru un ciclu de parametri dați); starea 6 reprezintă o stare de vapori saturați umezi și se poate determina prin stările componente : 6a de lichid la saturație și 6b de vapori saturați uscați, aflate la presiunea constantă p_A ;

6-6a: răcirea izobară la $p_A = \text{const.}$ a soluției bogate din absorbitor prin cedarea fluxului de căldură Q_A unui agent utilizator, obținându-se lichid la saturație de concentrație mare ξ_M , presiune p_A și temperatură t_c ;

6a-1: ridicarea presiunii soluției bogate, de concentrație ξ_M , de la valoarea $p_A = p_c$ la valoarea $p_g = p_c$.

Din starea 1 se pot relua cele două circuite parcurse de agentul de lucru propriu-zis și, respectiv, de soluția binară, care formează ciclul pompei de căldură cu absorbție.

Pentru reprezentarea proceselor din pompa de căldură cu absorbție se folosește, de asemenea, diagrama $\lg p-1/T$ (fig. 1.3), bazată pe dependența existentă între presiune și temperatura de saturație, dată de cunoscuta relație Clausius-Clapeyron. Pentru procesul de vaporizare al unui sistem binar rezultă o relație de forma:

$$\lg p = a - b \cdot \frac{1}{T}$$

în care constantele a și b , sau una dintre ele este funcție de concentrația agentului de lucru în amestec. Spre exemplu, pentru soluția hidroamonică (în care mediul absorbant este apa, iar agentul de lucru este amoniacul) relația $\lg p = f(1/T)$ este următoarea:

$$\lg p = 7,964 - \frac{1220}{0,00466 \cdot \xi + 0,656} \cdot \frac{1}{T} \quad (1.2)$$

în care temperatura termodinamic T se exprimă în Kelvin, iar presiunea p rezultă în bar.

Pe aceste baze, rezultă într-o diagramă $\lg p-1/T$ un fascicol de drepte, fiecare dreaptă caracterizându-se printr-o anumită valoare a concentrației. Cu cât concentrația are o valoare mai mică, cu atât panta dreptei, care o reprezintă, este mai mare.

În figura 1.3 sunt reprezentate procesele din pompa de căldură cu absorbție în diagrama $\lg p-1/T$. Circuitul auxiliar, parcurs de soluția binară, este reprezentat complet prin patrulaterul 6a-1-7-8, indicând clar variația temperaturilor, presiunilor și concentrațiilor în aparatele care realizează acest circuit: pompa de circulație (6a-1),

generatorul de vapori (1-7), ventilul de laminare a soluției sărace (7-8) și absorbitorul (8-6a).

Circuitul principal, parcurs de agentul de lucru, se reprezintă în această diagramă doar pe linia de concentrație $\xi=1$ (agent pur) pe care sînt notate punctele 3, 4 și 5, indicând stările termodinamice din aparatele care realizează acest circuit : condensatorul, ventilul de laminare a agentului de lucru și vaporizatorul. Starea 2 a vaporilor supraîncălziți de agent de lucru produși în generator se caracterizează prin presiunea $p_g=p_c$ și concentrația $\xi=1$, dar temperatura lor este t_g , egală cu cea a soluției sărace, rămasă la baza generatorului G. Ca urmare, această stare nu poate fi reprezentată în diagrama $\lg p-1/T$; de asemenea nu pot fi reprezentate procesele de condensare și vaporizare. Totuși diagrama $\lg p-1/T$ conduce la unele clarificări ale proceselor din pompa de căldură cu absorbție și anume:

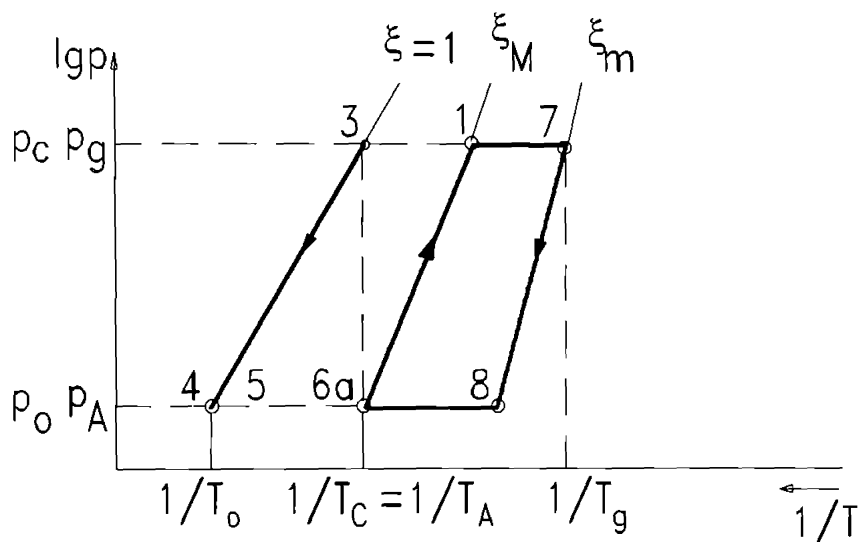


Fig. 1.3 Reprezentarea proceselor din pompa de căldură cu absorbție în diagrama $\lg p-1/T$.

- evidențiază modul de variație a presiunii și temperaturii în procesele de laminare a agentului (3-4) și a soluției sărace (7-8);

- face evidente condițiile de fierbere a soluției binare în generatorul G, precum și condițiile de absorbție din absorbitorul Ab;
- indică intervalul de degazare $\Delta x = \xi_M - \xi_m$;
- arată deosebirea dintre procesul de comprimare mecanic, care depinde doar de două temperaturi exterioare, T_o și T_c și procesul de comprimare "termochimică", realizat prin absorbție, care depinde de trei temperaturi exterioare, T_o , T_c și T_g .

1.1.3. Determinarea fluxurilor de căldură la pompa de căldură cu absorbție

Determinarea fluxurilor de căldură schimbate cu exteriorul de către agentul de lucru propriu-zis și de către soluția binară care evoluează în pompa de căldură cu absorbție este necesară atât pentru stabilirea unor cifre caracteristice ale instalației cât și pentru calculul termic al aparatelor componente. Fluxurile de căldură Q se calculează conform relației:

$$\dot{Q} = \dot{m}q \quad (1.3)$$

unde \dot{m} este debitul masic, iar q este cantitatea specifică de căldură schimbată de 1kg de fluid cu exteriorul. Se notează de obicei:

D [kg/s] -debitul masic de vapori de agent de lucru produși în vaporizator;

F [kg/s] -debitul masic de soluție bogată circulat de către pompa hidraulică;

$f=F/D$ -factorul de circulație caracteristic procesului din instalație; f are întotdeauna valori supraunitare.

Cu ajutorul diagramei $i-\xi$ (fig.1.2) se pot determina mărimile specifice q , care se referă însă la diferite debite masice, corespunzător fiecărui aparat. Pentru a face calculul mai puțin laborios se exprimă toate cantitățile specifice de căldură q raportate la 1 kg vapori produși în vaporizator.

Urmărind schema instalației (fig.1.1) pe care s-au notat punctele care indică stările termodinamice ale agentului de lucru sau soluției binare la intrare și ieșire, corespunzător fiecărui aparat component, se pot scrie următoarele ecuații de bilanț:

- ecuația de bilanț termic la vaporizatorul Vp:

$$\dot{Q}_v = D(i_3 - i_1); \quad (1.4)$$

- ecuația de bilanț termic la condensatorul Cd:

$$\dot{Q}_c = D(i_2 - i_3); \quad (1.5)$$

- - ecuația de bilanț termic la absorbitorul Ab:

$$|\dot{Q}_4| + F \cdot i_{6a} = (F - D) \cdot i_8 + D \cdot i_5 \quad (1.6)$$

- ecuația de bilanț termic la generatorul de vapori G:

$$\dot{Q}_G + F \cdot i_1 = D \cdot i_2 + (F - D) \cdot i_7 \quad (1.7)$$

- ecuația de bilanț energetic la pompa hidraulică P:

$$P_p = F \cdot (i_1 - i_{6a}) \quad (1.8)$$

- ecuația de bilanț masic, în agent de lucru propriu-zis, aplicată generatorului G:

$$F \cdot \zeta_1 = (F - D) \cdot \zeta_7 + D \cdot \zeta_2 \quad (1.9)$$

În relația (1.8), puterea mecanică consumată de pompă P_p poate fi echivalată cu un flux termic Q_p . În relația (1.9) se pot înlocui concentrațiile conform notațiilor din diagrama i - ζ (fig.1.2): $\zeta_1 = \zeta_M$, $\zeta_2 = \zeta_M$ și $\zeta_7 = 1$. În relația (1.7) $i_8 = i_7$.

$$q_n = i_5 - i_4 \quad (1.10)$$

Împărțind cele șase ecuații de bilanț prin debitul masic D de vapori de agent de lucru se obțin relațiile:

$$|q_4| = i_2 - i_1 \quad (1.11)$$

$$|q_a| = i_5 - i_7 + f \cdot (i_7 - i_{6a}) \quad (1.12)$$

$$q_x = i_2 - i_7 + f \cdot (i_7 - i_1) \quad (1.13)$$

$$q_p = f \cdot (i_1 - i_{6a}) \quad (1.14)$$

S-au obținut, deci, expresiile de calcul ale cantităților specifice de căldură pentru fiecare aparat, precum și expresia de calcul a factorului de circulație f în funcție de concentrații.

$$f = \frac{1 - \zeta_M}{\zeta_M - \zeta_M} \quad (1.15)$$

Se observă că mărimile q_a și q_x pot fi extrase direct din diagrama i - ζ prin măsurarea unor segmente de dreaptă pe axa ordonatelor, așa cum se indică și în figura 1.4. Mărimile q_a , q_x și q_p pot fi determinate în mod similar, fără intermediul factorului de circulație f , observând asemănarea unor triunghiuri construite cu ajutorul liniilor segmentate trasate în diagrama i - ζ .

Astfel din asemănarea triunghiurilor 7-10-N' și 7-6₃-M' rezultă relația (1.16) de unde, exprimând produsul $f(i_7 - i_{6a})$ și introducându-l în expresia lui q_a se obține expresia (1.16). Din asemănarea triunghiurilor 7-9-N' și 7-1-M' rezultă relația (1.17)

$$\frac{i - i_{10}}{i - i_{6a}} = \frac{1 - \zeta_m}{\zeta_M - \zeta_m} = f, \tag{1.16}$$

$$|q_m| = i_5 - i - i - i_{10} = i_5 - i_{10} \tag{1.17}$$

Asemănarea triunghiurilor 7-9-10 și 7-1-6a conduce la relația:

$$\frac{i - i_2}{i - i_1} = \frac{1 - \zeta_m}{\zeta_M - \zeta_m} = f, \tag{1.18}$$

$$q_p = f \cdot (i_1 - i_{6a}) = i_2 - i_{10}. \tag{1.19}$$

pe baza căreia, expresia (1.12) devine:

$$\frac{i_2 - i_{10}}{i_1 - i_{6a}} = \frac{79}{\zeta_M - \zeta_m} = f \tag{1.20}$$

$$q_p = f \cdot (i_1 - i_{6a}) = i_2 - i_{10} \tag{1.21}$$

cu care expresia (1.14) devine:

$$\dot{Q}_G = \dot{Q}_G + P_p \tag{1.22}$$

În concluzie, stabilirea fluxurilor de căldură ce intervin într-o instalație de pompă de căldură se face pe baza cantităților specifice de căldură raportate la 1 kg de agent de lucru, determinate cu ajutorul diagramei $i-\xi$ a amestecului binar respectiv și multiplicarea acestora prin debitul masic de vapori de agent de lucru D [kg/s].

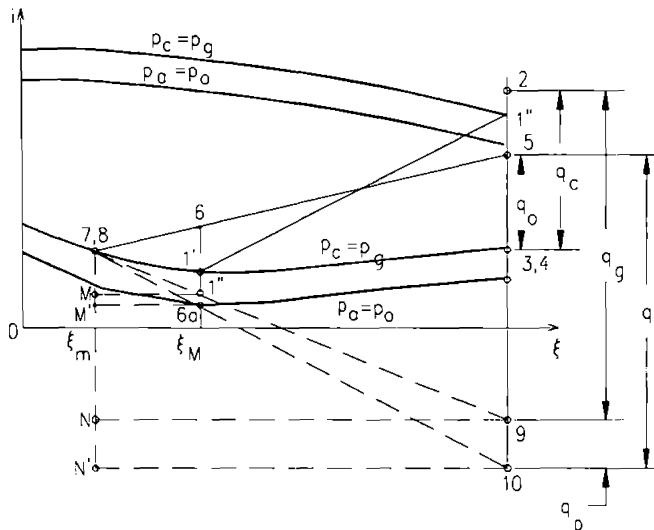


Fig. 1.4 Determinarea cantităților de specifice de căldură cu ajutorul diagramei $i-\xi$

1.1.4 Indici de eficiență ai procesului cu utilizarea absorbției

Ca și în cazul ciclurilor inversate utilizate în instalațiile frigorifice și pompele de căldură cu comprimare mecanică ciclul Carnot inversat constituie ciclul ideal, de comparație, și pentru ciclurile frigorifice sau de pompă de căldură care folosesc procesul de absorbție.

Întrucât în instalațiile cu absorbție se desfășoară două cicluri termodinamice (cel principal, parcurs de agentul de lucru propriu-zis și cel auxiliar parcurs de soluția binară), procesul ideal se poate reprezenta prin cuplarea termică a două cicluri Carnot (fig. 1.5):

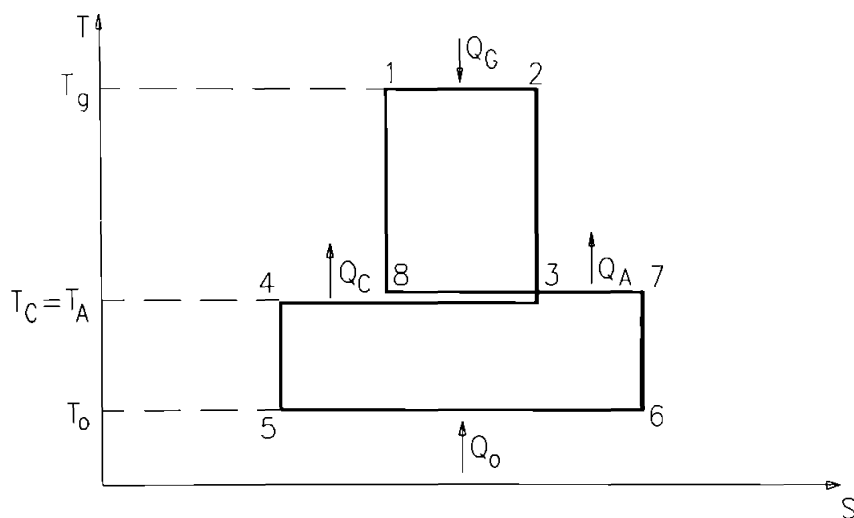


Fig. 1.5 Ciclul ideal al pompei de căldură cu absorbție.

- un ciclu Carnot direct, care se desfășoară între temperatura maximă din generatorul de vapori T_g și temperatura de condensare T_c , considerată egală cu temperatura finală din absorbtor $T_m = T_c = T_A$;
- un ciclu Carnot inversat, care se desfășoară între temperatura T_m și temperatura de vaporizare T_o .

S-a admis ipoteza că puterea mecanică P_p , necesară antrenării pompei hidraulice, care asigură circulația soluției bogate este un flux de căldură primit de la ciclul Carnot direct, la aceeași temperatură ca și fluxul de căldură Q_g introdus în generatorul de vapori G. Deci fluxul de căldură primit este:

Pe baza reprezentării procesului ideal prin cele două cicluri Carnot, rezultă că lucrul mecanic ce se obține din căldura primită în decursul ciclului direct este egal cu lucrul mecanic consumat pentru asigurarea desfășurării ciclului inversat. Deci, suprafețele celor două dreptunghiuri care redau ciclurile în diagrama T-S (fig. 1.5) trebuie să fie egale.

Bilanțul termic pentru procesul ideal se exprimă prin egalitatea:

$$Q_o + Q_c - |Q_i| + |Q_e| \quad (1.23)$$

în care, cantitățile de căldură, fiind schimbate în decursul unor transformări izoterme, se pot determina cu relațiile:

$$Q_o = T_o(S_6 - S_3) = T_o \Delta S_o; \quad (1.24)$$

$$Q_c = T_c(S_2 - S_1) = T_c \Delta S_c; \quad (1.25)$$

$$|Q_i| = T_m(S_2 - S_4) = T_m \Delta S_i; \quad (1.26)$$

$$|Q_e| = T_m(S_3 - S_4) = T_m \Delta S_e. \quad (1.27)$$

Utilizând expresiile variațiilor de entropie, conținute în expresiile (1.24)-(1.27), se pune în evidență egalitatea:

$$\Delta S_o + \Delta S_e = \Delta S_c + \Delta S_i. \quad (1.28)$$

Din egalitatea arilor celor două cicluri Carnot, menționate mai sus, se deduce:

$$\Delta S_c(T_c - T_m) = \Delta S_o(T_m - T_o). \quad (1.29)$$

Pe baza acestor ipoteze și considerente, se poate defini un indice de eficiență al proceselor bazate pe absorbție, prin analogie cu eficiența frigorifică (ϵ) sau eficiența termică (μ), definite în cazul proceselor cu comprimare mecanică. Acest indice de eficiență se exprimă tot ca raport dintre energia utilă furnizată și energia consumată în cadrul procesului ciclic și este denumit de obicei, coeficient de performanță (frigorific sau termic):

- pentru ciclul frigorific cu utilizarea absorbției, coeficientul frigorific se definește prin relația:

$$\epsilon = \frac{Q_o}{Q_c}; \quad (1.30)$$

- pentru ciclul de pompă de căldură cu absorbție, coeficientul termic se definește prin relația:

$$\zeta = \frac{|Q_d| + Q_c}{Q_G} \quad (1.31)$$

În cazul proceselor ideale, redată prin câte două cicluri Carnot cuplate termic, pe baza relațiilor (1.22)-(1.28) se obțin coeficienții de performanță maximi ξ_c și ζ_c , corespunzător unor valori date ale temperaturilor.

Coeficientul frigorific al procesului ideal cu absorbție este:

$$\xi_c = \frac{T - \Delta S_G}{T_K \Delta S_G} = \frac{T_u}{T_G} \cdot \frac{T_K - T_m}{T_m - T_u} = \frac{T_K - T_m}{T_K} \cdot \frac{T_u}{T_m - T_u} \quad (1.32)$$

unde:

$\frac{T_K - T_m}{T_K} = \eta_c$ reprezintă randamentul ciclului Carnot direct care se desfășoară între temperaturile T_g și T_m ;

$\frac{T_u}{T_m - T_u} = \varepsilon_c$ reprezintă eficiența frigorifică a ciclului Carnot inversat care se desfășoară între temperaturile T_m și T_o .

Deci:

$$\xi_c = \eta_c \cdot \varepsilon_c \quad (1.33)$$

adică coeficientul frigorific al procesului ideal cu absorbție se obține ca produs între eficiența frigorifică a ciclului Carnot inversat (definit ca și în cazul ciclului cu comprimare mecanică) și randamentul termic al ciclului Carnot direct ce se desfășoară între T_g și T_m .

Coeficientul termic al procesului ideal dintr-o pompă de căldură cu absorbție este:

$$\zeta_c = \frac{T_m (\Delta S_G + \Delta S_C)}{T_G \Delta S_G} = \frac{T_m}{T_K} \cdot \frac{\Delta S_G + \Delta S_C}{\Delta S_G} = \frac{T_m}{T_K} \cdot \frac{T_K - T_u}{T_m - T_u} = \frac{T_K - T_u}{T_K} \cdot \frac{T_m}{T_m - T_u} \quad (1.34)$$

unde:

$\frac{T_K - T_u}{T_K} = \eta_c$ reprezintă randamentul ciclului Carnot direct, realizat între temperaturile T_g și T_o ;

$\frac{T_m}{T_m - T_u} = \mu_c$ reprezintă eficiența termică a ciclului Carnot inversat, realizat între T_m și T_o .

Adică coeficientul termic al procesului ideal cu absorbție dintr-o pompă de căldură se obține ca produs între eficiența termică a ciclului Carnot inversat (definit ca și în cazul ciclului cu comprimare mecanică) și randamentul termic al ciclului Carnot direct ce se desfășoară între T_g și T_o .

$$\zeta_c = \eta_c \cdot \mu_c, \quad (1.35)$$

Relațiile (1.33) și (1.35) arată că valorile coeficienților de performanță și pentru ciclurile inversate bazate pe procesul de absorbție nu pot fi comparate cu valorile eficiențelor și, caracteristicice ciclurilor inversate cu comprimare mecanică. Dacă se urmărește, totuși, o comparație între cele două tipuri de procese ciclice, trebuie să se ia în considerare și randamentul termic al ciclului motor care a produs lucru mecanic necesar antrenării instalației cu comprimare mecanică. Deci, în cazul pompei de căldură cu comprimare mecanică, eficiența termică trebuie înmulțită cu randamentul mașinii motoare de antrenare, astfel încât se obține o valoare comparabilă cu coeficientul termic al pompei de căldură cu absorbție.

Prin simplificarea expresiei (1.35) cu produsul $T_g \times T_m$ se obține pentru coeficientul frigorific al procesului ideal de absorbție:

$$\xi_c = \frac{1 - \frac{T_g}{T_o}}{1 - \frac{T_g}{T_m}} \quad (1.36)$$

Din relația (1.36) se observă creșterea coeficientului de performanță al instalației frigorifice cu absorbție o dată cu creșterea temperaturilor T_g și T_o și cu scăderea temperaturii T_m .

Din expresia (1.35), prin simplificare cu produsul $T_g \times T_o$ se obține coeficientul termic al procesului ideal din pompa de căldură cu absorbție.

$$\zeta_c = \frac{1 - \frac{T_g}{T_o}}{1 - \frac{T_g}{T_m}} \quad (1.37)$$

Relația (1.37) indică creșterea coeficientului termic al pompei de căldură cu absorbție, dacă T_g și T_o cresc, iar T_m scade, deci aceeași dependență funcțională ca și la instalația frigorifică cu absorbție.

RE 619.283
366A

Relațiile (1.36) și (1.37) permit determinarea foarte simplă a coeficientului frigorific și a coeficientului termic pentru procesul ideal cu absorbție cu ajutorul diagramei $\lg p-1/T$, prin raportarea mărimilor a două segmente.

Ca și în cazul eficienței instalațiilor de lucru cu comprimare mecanică, se poate stabili o relație între coeficienții de performanță ai instalațiilor frigorifice și de pompă de căldură cu absorbție. Folosind ecuația de bilanț termic (1.23), se poate obține relația între ξ și ζ .

$$\zeta = \frac{|Q_r| + Q_d}{Q_c} = \frac{Q_a + Q_c}{Q_c} = \xi + 1. \quad (1.38)$$

Deci, în procesul teoretic (fără pierderi energetice datorate ireversibilității proceselor de lucru), coeficientul termic al pompei de căldură cu absorbție depășește cu o unitate valoarea coeficientului frigorific al instalației frigorifice care ar consuma aceeași cantitate de energie termică Q'_c .

Abaterea procesului teoretic din instalația de pompă de căldură cu absorbție, față de procesul ideal se apreciază ca și în cazul instalațiilor cu comprimare mecanică prin *gradul de reversibilitate* (gradul de perfecțiune termodinamică) al ciclului teoretic:

$$\rho = \frac{\xi_r}{\xi_t}. \quad (1.39)$$

unde ξ_t reprezintă coeficientul termic al ciclului teoretic.

Procesul real din instalația de pompă de căldură implică abateri suplimentare față de procesul teoretic, ceea ce conduce la diminuarea economicității, deci coeficientul termic real respectă inegalitatea:

$$\xi < \xi_r < \xi_t$$

Principalele pierderi provocate de ireversibilitatea proceselor de lucru sunt datorate procesului de absorbție și generării vaporilor de agent de lucru cu concentrații $\xi_2 < 1$, precum și radiației termice a aparatelor componente; aceste pierderi reduc coeficientul termic, astfel încât $\xi = (0,8 \dots 0,85) \xi_t$.

1.1.5 Posibilități de creștere a coeficientului termic al ciclului pompei de căldură cu absorbție

După cum s-a arătat în paragraful 1.1.4., coeficientul termic real al ciclului pompei de căldură cu absorbție este mai mic decât cel teoretic și mult mai mic decât valoarea corespunzătoare ciclului ideal.

În scopul ameliorării proceselor de lucru, se folosesc următoarele metode:

a) **Rectificarea vaporilor de agent de lucru** produși în generatorul de vapori G, cu ajutorul unei coloane de rectificare și a unui condensator de reflux (deflegmator) asigură obținerea unei concentrații, practic egală cu unitatea, a vaporilor.

În cazul instalațiilor de pompă de căldură cu absorbție, spre deosebire de instalațiile frigorifice cu absorbție, întrucât temperatura t_2 din vaporizator este relativ mai ridicată, este suficient prezența deflegmatorului Df (fig.1.5), excluzând astfel coloana de rectificare. În deflegmator are loc un proces de schimb de masă și de căldură între curentul de vapori de temperatură ridicată t_2 , produși în generatorul G și refluxul de condensat rece, provenit prin condensarea unei fracțiuni din debitul de vapori.

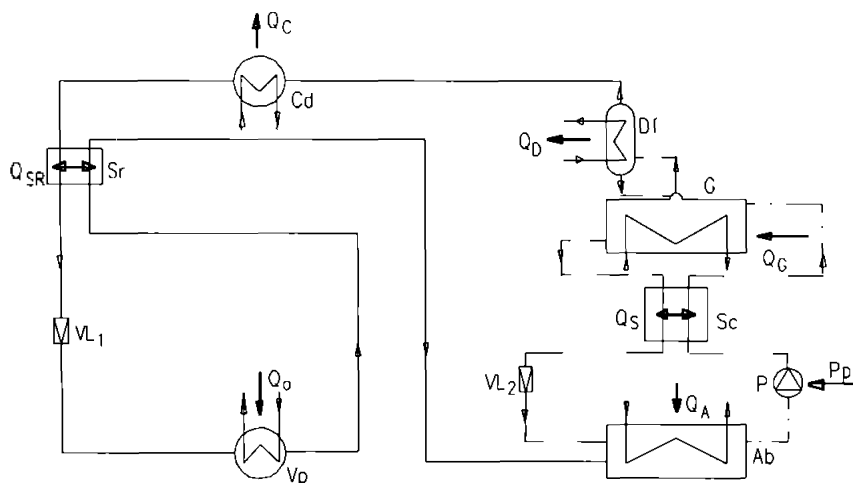


Fig. 1.6 Schema de principiu a pompei de căldură cu absorbție ameliorată

Ca urmare a condițiilor de desfășurare a procesului din deflegmator, condensatul are o concentrație mai mică în agent de lucru, decât vaporii "rectificați" care curg mai departe spre condensatorul Cd.

Condensarea în deflegmator este realizată prin cedarea unui flux de căldură Q_d către un agent de răcire (sau chiar agentul utilizator, care preia și fluxurile de căldură Q_c și Q_a , în cazul când acest lucru este convenabil).

b) Subrăcirea regenerativă a condensatului, rezultat în Cd, în subrăcitorul Sr (fig.1.5) conduce la scăderea temperaturii sale sub temperatura de condensare t_c . În consecință, prin laminarea agentului de lucru se obțin vapori umezi de titlu mai mic decât în lipsa subrăcirii, ceea ce conduce la extragerea în Vp a unei cantități specifice de căldură q_0 mai mare.

Ca urmare, prin creșterea fluxului de căldură preluat în vaporizator Q_0 , se mărește și fluxul de căldură cedat în condensator Q_c , deci o îmbunătățire a coeficientului termic, în condițiile aceluiași consum de căldură în generator Q_G .

c) Schimbul de căldură în schimbătorul Sc (fig. 1.6.) între soluția săracă ce curge din generatorul de vapori G și soluția bogată pompată din absorbitorul Ab de către pompa hidraulică P, conduce la micșorarea consumului de căldură în generatorul G (reducând totodată și căldura cedată în absorbitor). Totuși, coeficientul termic al ciclului ζ_s în cazul introducerii schimbătorului Sc este mai mare decât în lipsa lui întrucât s-a precizat anterior (relația 1.37) că este întotdeauna supraunitar, ceea ce justifică inegalitatea de mai jos.

$$\zeta_s = \frac{|Q_0| + |Q_c| - Q_s}{Q_G - Q_s} > \frac{|Q_0| + |Q_c|}{Q_G} = \zeta \quad (1.40)$$

1.2 REALIZĂRI ÎN DOMENIUL POMPELOR DE CĂLDURĂ CU ABSORBȚIE

Având în vedere că atât în natură cît și în urma proceselor tehnologice, există o serie de surse de căldură de un anumit potențial, utilizarea pompelor de căldură cu absorbție a devenit o necesitate, mai ales în condițiile creșterii prețului energiei electrice. Pe lângă aceste considerații, pompele de căldură cu absorbție prezintă avantajul că nu au piese în mișcare, având o fiabilitate ridicată.

Pompele de căldură cu absorbție se pot utiliza la încălzirea clădirilor pe perioada rece a anului, pentru prepararea apei calde menajere, pentru climatizare și nu în ultimul rând în anumite scopuri tehnologice.

1.2.1 Utilizarea pompelor de căldură cu absorbție

În figura 1.7 se prezintă o pompă de căldură cu absorbție utilizată la hoteluri pentru climalizare și încălzire. Puterea de răcire este de 58 kw, folosită la condiționare în perioada caldă a anului, iar puterea termică de 152 kw produsă de condensator și absorbitor este utilizată la încălzire în perioada rece a anului. Puterea termică necesară procesului de fierbere în generatorul de vapori este de 105 kw. Eficiența acestei pompe de căldură este:

- pentru mașina frigorifică $\epsilon_r=0,555$;
- pentru pompa de căldură $\epsilon_p=1,46$.

- 1 - generator de vapori;
- 2 - condensator;
- 3 - generator de apă caldă;
- 4 - schimbător de căldură;
- 5 - evaporator;
- 6 - rezervor de stocare apă caldă;
- 7 - cazan;
- 8 - pompă hidroamoniacă.

Fig. 1.7

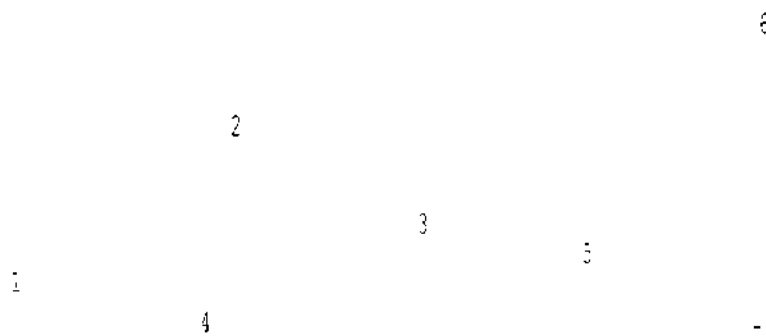


Fig. 1.7 Pompa de căldură cu absorbție utilizată la hoteluri.

O altă pompă de căldură cu absorbție utilizată în cazul caselor familiale, atât pentru încălzire cât și pentru prepararea apei calde menajere este prezentată în figura 1.8. Energia termică este produsă prin arderea unui combustibil gazos sau lichid. Apa caldă utilizată pentru încălzire este produsă în condensator și absorbitor. Soluția hidroamoniacală circulă cu ajutorul unei pompe de circulație.

Temperatura de evaporare este de aproximativ -15°C și cea a apei calde obținute este de aproximativ $(50..60)^{\circ}\text{C}$. Eficiența acestui tip de pompă de căldură este cuprinsă între 1,3...1,5. De asemenea prezintă avantajul că nu necesită sursă suplimentară de căldură.

- 1 - schimbător de căldură pentru prepararea apei calde;
- 2 - răcitor pentru vaporii supraîncălziți;
- 3 - condensator;
- 4 - absorbitor;
- 5 - evaporator;
- 6 - pompă hidroamoniacală;
- 7 - arzător (combustibil gazos sau lichid ușor)
- 8 - schimbător de căldură;
- 9- generator de vapori.

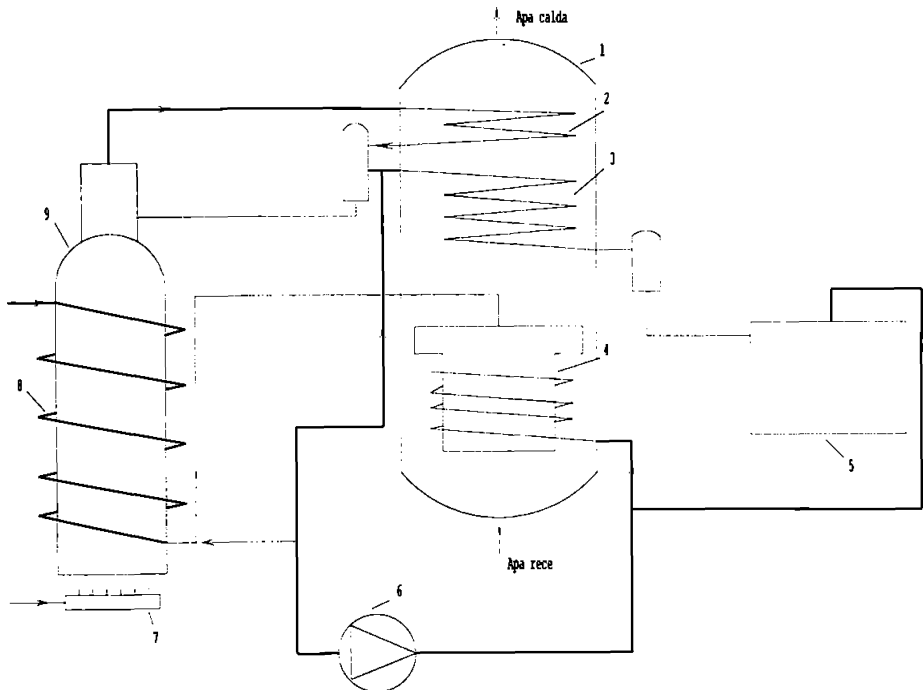


Fig. 1.8 Pompă de căldură cu absorbție utilizată în scopuri casnice.

Fiabilitatea și economicitatea pompei de căldură cu absorbție prezentată mai jos a fost demonstrată timp de 20 de ani, fiind utilizată la încălzirea unui complex de sere din Viena (figura 1.9). Puterea termică utilă este de 1,2 Mw utilizată la încălzirea apei de la 20°C la 45°C. Fluidul de lucru este soluția hidroamoniacală, sursa rece este apa potabilă care se răcește de la 10°C la 4°C. În zilele mai reci se utilizează o sursă de căldură auxiliară care realizează o temperatură a apei calde de 55°C prin intermediul unui schimbător de căldură.

- 1 - generator de vapori;
- 2 - coloană de rectificare;
- 3 - condensator;
- 4 - schimbător de căldură (răcitor);
- 5 - evaporator;
- 6 - pompe hidroamoniacale;
- 7 - separator de soluție hidroamoniacală;
- 8 - absorbitor;
- 9 - ventil cu trei căi;
- 10 - schimbător de căldură suplimentar;
- 11 - sistem de încălzire;
- 12 - schimbător de căldură (răcitor)

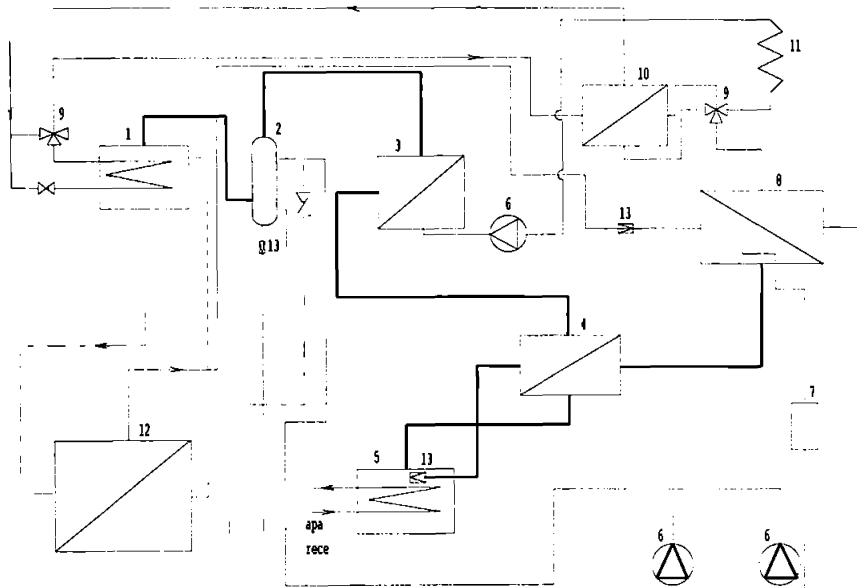


Fig. 1.9 Pompă de căldură cu absorbție utilizată la încălzirea unui complex de sere din Viena.

Agentul primar care circulă prin schimbătorul de căldură auxiliar este un amestec de apă de la absorbitor și de la generatorul de vapori. În urma măsurărilor experimentale s-a realizat o eficiență a pompei de căldură de aproximativ 1,7 care poate rămâne aproximativ constantă până la o încărcare termică de aproximativ 70% din cea nominală.

În practică se poate utiliza și pompa de căldură cu funcționare compresie-absorbție (fig. 1.10) Energia termică rezultată în urma procesului de compresie este utilizată la procesul de absorbție. Acesta și pompa de căldură cu compresie sînt interconectate cu un sistem de resorbție în care condensatorul are rolul de resorbitor și evaporatorul are rolul de degazeificator. (85...90)% din energia termică produsă de un motor Diesel este utilizată în procesul de fierbere în generatorul de vapori, astfel încât, eficiența termică a pompei de căldură poate să atingă valori de 1,6...1,7.

Fig. 1.10 Pompă de căldură cu funcționare compresie-absorbție.

- 1 - absorbitor;
- 2 - resorbitor;
- 3 - sistem de încălzire;
- 4 - generator de vapori;
- 5 - pompă pentru circulația apei;
- 6 - recuperator de căldură;
- 7 - motor Diesel;
- 8 - compresor;
- 9 - pompă apă caldă;
- 10 - pompă soluție hidroamoniacală;
- 11 - pompă apă rece;
- 12 - evaporator (degazeificator).

1.2.2 Reglarea pompelor de căldură cu absorbție

Pentru reglarea pompelor de căldură cu absorbție se pot utiliza următoarele metode:

- reducerea puterii termice la generatorul de vapori;
- modificarea temperaturii agentului primar la generatorul de vapori;
- prin utilizarea unei conducte de by-pass.

În figura 1.11 se prezintă o comparație între primele două metode de reglare a funcționării pompelor de căldură cu absorbție.

Din această diagramă se observă că reglarea utilizând conducta de by-pass este mult mai avantajoasă. Reglarea temperaturii este utilizată numai dacă se obțin parametri ridicați ai fluidului la ieșire.

Reducerea debitului de soluție se poate utiliza numai în combinație fie cu modificarea puterii termice sau a temperaturii agentului primar utilizat în procesul de fierbere la generatorul de vapori. În figura 1.12 se prezintă schema de principiu a unei pompe de căldură cu reglare prin intermediul conductei de by-pass.

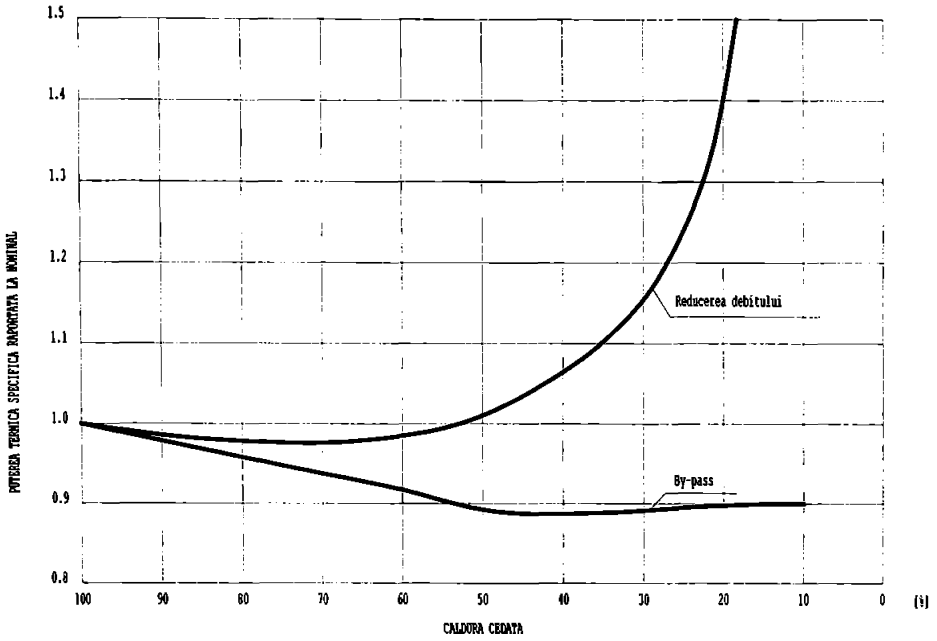


Fig. 1.11 Curbele caracteristice la reglarea pompelor de căldură cu absorbție.

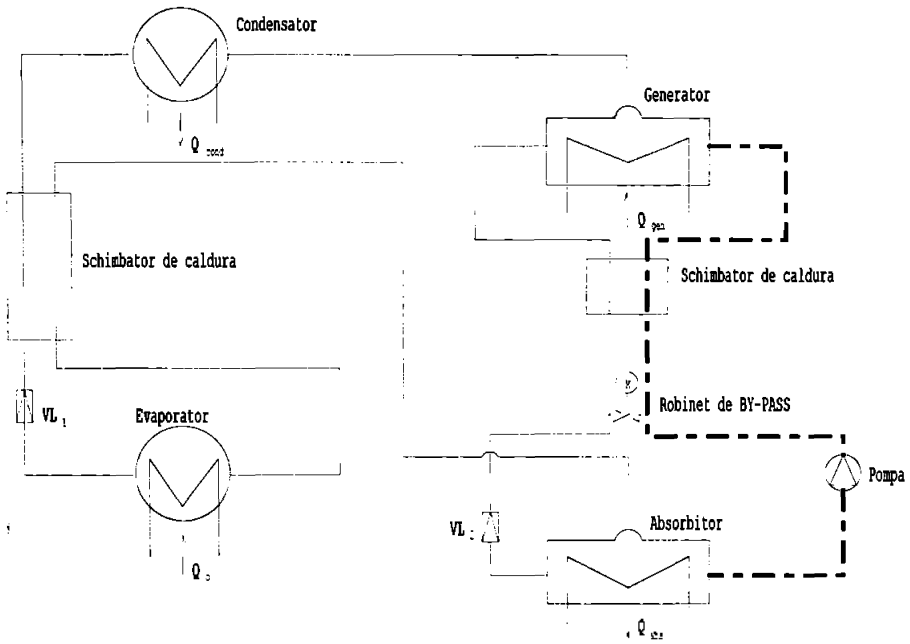


Fig. 1.12 Schema de principiu pentru reglarea pompelor de căldură cu absorbție utilizând conductă de by-pass.

1.2.3 Pompă de căldură cu absorbție în două trepte de fierbere.

Ciclu pompa de căldură cu absorbție în două trepte de fierbere au eficiența mai mare comparativ cu cele cu o singură treaptă de fierbere. De exemplu pompele de căldură cu absorbție cu soluție hidroamoniacală au eficiența cu 50% mai ridicată în condițiile utilizării a două trepte de fierbere eliminându-se în același timp operația de rectificare.

În figura 1.13 se prezintă schema de principiu a unei astfel de pompă de căldură.

Soluția bogată intră în primul generator de vapori unde se produce procesul de fierbere utilizând un arzător cu gaze. Vaporii de presiune ridicată și soluția de concentrație medie pătrund în al doilea generator de vapori, după ce în prealabil soluția de concentrație medie a fost răcită într-un schimbător de căldură și micșorată presiunea prin intermediul unui ventil de laminare. Sursa de căldură în generatorul al doilea este de două feluri și anume:

- căldura latentă de condensare a vaporilor produși în primul generator;
- gazele de ardere rezultate la arderea combustibilului gazos la primul generator de vapori.

Puterile termice nominale utilizate la instalația experimentală sunt:

- primul generator+10,11 kw;
- al doilea generator+0,44kw;
- condensator-7,33 kw;
- evaporator+10,55 kw;
- absorbitor-13,77 kw.

Considerând arderea cu un randament de 85% și o pierdere de energie electrică de 0,75 kw, energia primară introdusă este de 13,16 kw.

Utilizând această pompă de căldură la încălzirea, respectiv, răcirea aerului, în perioada de iarnă, respectiv, de vară, la temperaturi exterioare de 8°C iarna și 35°C vara se obțin eficiențe $\epsilon_i=1,55$ și $\epsilon_r=0,80$.

În figurile 1.14 a și 1.14 b se prezintă variația eficienței pompei de căldură în procesul de încălzire (a) și procesul de răcire (b).

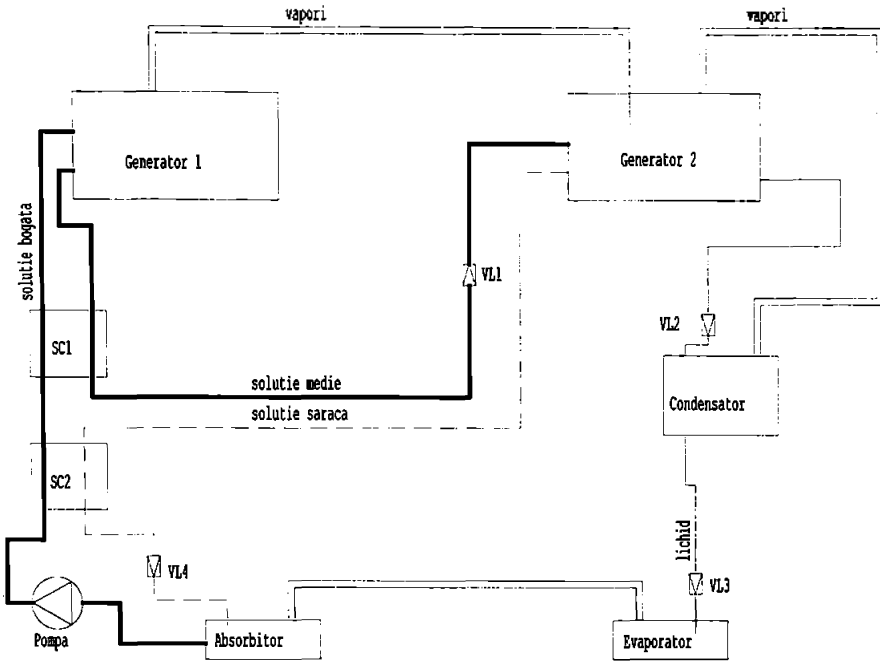


Fig. 1.13 Schema de principiu a pompei de căldură cu absorbție cu două trepte de fierbere..

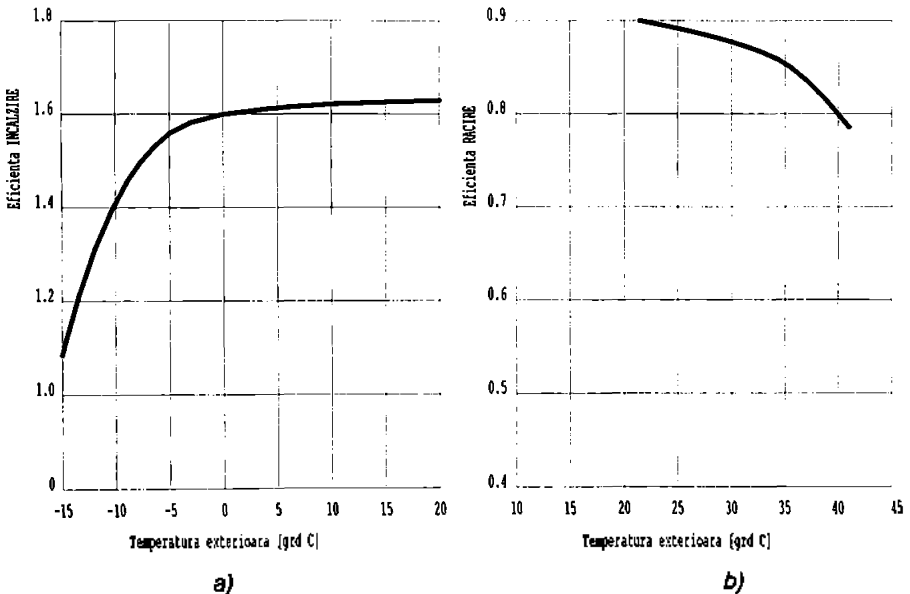


Fig. 1.14 Variația eficienței pompei de căldură în funcție de temperatura exterioară a) încălzire; b) răcire.

CAPITOLUL 2

2. NOȚIUNI DE TERMODINAMICA SOLUȚIILOR

2.1 Definiții. Concentrații. Legea fazelor.

Agentul de lucru din pompele de căldură cu absorbție este format dintr-un amestec de substanțe simple. Acest amestec se consideră omogen. La a amestecurile omogene, parametrii fizici și chimici sunt aceiași în orice punct din masa sistemului. În caz real, proprietățile fizice pot avea o variație redusă de la un punct la altul, dar această variație a parametrilor nu are o influență considerabilă asupra desfășurării proceselor.

Sistemul omogen, numit fază poate fi format din una sau mai multe substanțe pure, numite componente. De obicei componentul a cărui cantitate este mai mare în amestec se numește solvent sau dizolvant. Prin soluție se înțelege un amestec omogen la scară molară, între două sau mai multe substanțe.

Se vor face referiri în special la soluțiile binare (cu doi componente) deoarece acestea au o comportare mai simplă și se întâlnesc în cazul pompelor de căldură cu absorbție. Dacă ambele substanțe sunt în stare lichidă, se consideră ca solvent, substanța cu concentrația cea mai mare. Soluțiile sunt caracterizate prin concentrații. Se deosebesc concentrații procentuale, molare și masice.

Concentrația procentuală arată câte grame dintr-o substanță sunt conținute în 100 grame de soluție (eventual volume). Concentrația masică a substanței i este raportul dintre masa ei (m_i) și masa totală Σm , a sistemului:

$$w_i = \frac{m_i}{\Sigma m_i} = \frac{m_i}{m} \quad (\Sigma w_i = 1) \quad (2.1)$$

În cazul amestecurilor binare se utilizează numai concentrația $w=m_1/m$ pentru unul din componenți, al doilea component având concentrația $(1-w)=m_2/m$.

Concentrația molară a componentului i reprezintă raportul dintre numărul de moli n_i din substanța i și numărul total de moli n aflați în soluție:

$$C_i = \frac{n_i}{\sum m_i} \frac{n_i}{n} \quad ; \quad (\sum C_i = 1) \quad (2.2)$$

$$n_i = \frac{m_i}{M_i} \quad (2.3)$$

Pentru amestecuri binare rezultă:

$$C_1 = C \cdot \frac{m_1}{n} \quad C_2 = 1 - C_1 = \frac{n_2}{n} \quad n = n_1 + n_2 \quad (2.4)$$

Între concentrația molară și cea masică există relațiile:

$$w_i = \frac{m_i}{m} = \frac{n_i M_i}{n M} = C_i \frac{M_i}{M} \quad ; \quad (M = \sum C_i M_i) \quad (2.5)$$

$$w = \frac{C M_1}{C M_1 + (1-C) M_2} = \frac{C}{C + (1-C) \frac{M_1}{M_2}} \quad (2.6)$$

Această ecuație fiind valabilă în cazul amestecurilor binare.

Legea fazelor exprimă din punct de vedere fizic, legătura dintre numărul de faze, gradele de libertate și numărul de componenți ai unui sistem aflat în condiții de echilibru. Variabilele independente care determină starea unui sistem se numesc grade de libertate. Legea fazelor se exprimă sub formă matematică, prin relația:

$$L = K - F + N_e \quad (2.7)$$

unde:

L - numărul gradelor de libertate;

F - numărul de faze;

N_e - numărul de factori externi care determină starea de echilibru a sistemului și care depinde de natura sistemului considerat (sau N_e este numărul modurilor de interacțiune dintre sistem și exterior).

În cazul sistemelor termodinamice există două moduri de interacțiune cu exteriorul termic și mecanic, deci $N_e=2$ și se obține:

$$L = K - F + 2 \quad (2.8)$$

a) În cazul unui sistem compus dintr-o singură substanță, $K=1$, din ecuația (2.8) rezultă $L=3-F$:

- pentru $F=1$, rezultă $L=2$, ca de exemplu în cazul agenților de lucru aflați în stare de lichid subrăcit sau vapori supraîncălziți. O asemenea stare se determină, prin doi parametri independenți, cel mai adesea, presiunea și temperatura (sistem bivariant).
- pentru $F=2$, rezultă $L=1$, acesta este un sistem monovariant, determinat de un singur parametru, presiunea sau temperatura (între aceste două mărimi există o dependență biunivocă la schimbarea de fază).
- pentru $F=3$, rezultă $L=0$. Acesta este un sistem invariant reprezentat printr-un singur punct pentru o substanță dată, numit punct triplu.

b) În cazul unui sistem compus din două substanțe ($K=2$), cum se întâlnește în cazul pompelor de căldură cu absorbție ce funcționează cu soluții binare, rezultă $L=4-K$:

- pentru $F=1$, există trei grade de libertate ($L=3$). Este cazul unui sistem bicomponent, ai cărui componenți sunt perfect miscibili. Rezultă o soluție binară în stare de lichid subrăcit sau vapori supraîncălziți care este determinată prin trei parametri independenți (p , T și w sau alții).
- în cazul a două faze $F=2$, rezultă $L=2$. Este cazul unui sistem bicomponent, de exemplu cu două faze în echilibru (lichid-vapori) starea respectivă fiind determinată de doi parametri (p și w ; t și w ; p și t sau alții).

2.2 Căldura de dizolvare (amestec).

Cele mai multe soluții reale nu reprezintă simple amestecuri de substanțe, în care entalpia componentelor se adună pentru a da entalpia finală, ci în timpul formării lor, se produc procese fizico-chimice cu caracter ireversibil sau cvasireversibil, având loc schimburi de căldură cu mediul ambiant. În același timp au loc variații de volum, de densitate, precum și alte modificări ale mărimilor de stare.

Dacă cei doi componenți ai unei soluții reale binare s-au aflat inițial la aceeași temperatură, în urma dizolvării lor se constată aproape întotdeauna o variație sensibilă a temperaturii, al cărui sens și mărime depind de natura componentilor, de temperatura lor inițială și de concentrația finală a soluției. Este posibil ca temperatura amestecului să crească sau să scadă față de temperatura inițială a componentilor

Pentru ca amestecul să rezulte la temperatura inițială a componentilor, este necesar să se introducă sau să se extragă din sistem o anumită cantitate de căldură; aceasta se numește căldură totală sau integrală de dizolvare (amestec). Având în vedere că, de cele mai multe ori în tehnică, dizolvarea are loc la presiune constantă, în cele ce urmează, efectul termic al dizolvării, respectiv căldura de amestec, se va stabili prin variația entalpiei de dizolvare.

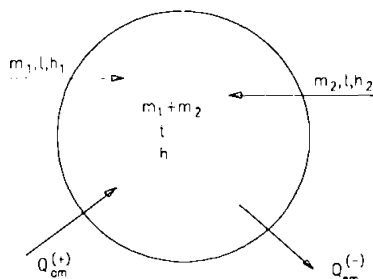


Fig. 2.1 Căldură de amestec.

Se consideră un amestec format din doi componenți în cantități m_1 și m_2 , cu aceeași temperatură t , și entalpiile specifice h_1 și h_2 prezentat în figura 2.1.

Entalpia inițială înainte de amestec este:

$$H_i = m_1 h_1 + m_2 h_2 \quad (2.9)$$

Entalpia după amestecare, la aceeași temperatură t este:

$$H = (m_1 + m_2) h \quad (2.10)$$

Se notează

$$\Delta H = H - H_i \quad (2.11)$$

Dizolvarea poate avea loc cu degajare de căldură (dizolvare exotermă), cazul dizolvării amoniacului în apă, sau poate avea loc cu absorbție de căldură (dizolvare endotermă).

În cazul degajării de căldură, pentru ca amestecul să rezulte la aceeași temperatură t , ca a componentilor va trebui extrasă cantitatea de căldură care în

conformitate cu convenția de semne, este negativă. Invers la dizolvarea endotermică este nevoie să se introducă o cantitate de căldură Q_{am} care este pozitivă.

Rezultă ecuația de bilanț energetic:

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 + Q_{am} = (m_1 + m_2) h \quad (2.12)$$

În cazul soluției hidroamoniacale, m_1 este cantitatea de dizolvat (amoniac) iar m_2 este cantitatea de solvent (apa).

Se împarte ecuația (2.12) la $(m_1 + m_2)$ și rezultă:

$$w h_1 + (1 - w) h_2 + q_{am} = h \quad (2.13)$$

$$q_{am} = \frac{Q_{am}}{m_1 + m_2} \quad (2.14)$$

Căldura de amestec a amoniacului este negativă pentru orice valoare a concentrației diferită de 0 și 1 și este prezentată în figura 2.2 Căldura elementară diferențială de amestec apare la introducerea unei cantități foarte mici de dizolvat într-o cantitate mare de soluție. Se consideră un amestec cu concentrația $w = m_1 / (m_1 + m_2)$, în care se adaugă o cantitate elementară de component 1. Masa amestecului fiind mare, se poate admite că nu se modifică concentrația dar apare o variație de temperatură din cauza căldurii de dizolvare.

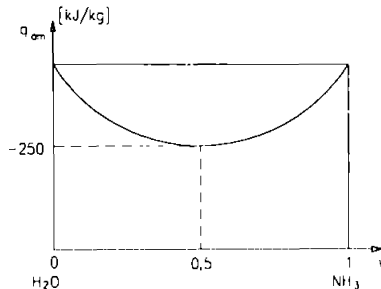


Fig. 2.2 Căldura de amestec a amoniacului în apă

Pentru a se menține constantă temperatura soluției, trebuie să se extragă din sistem o cantitate de căldură elementară de dizolvare, care se notează cu q_{d1} . Rezultă:

$$q_{d1} = \left[\partial \left(\frac{\Delta I}{\partial m_1} \right) \right]_{m_2} \quad (2.15)$$

Se are în vedere că:

$$\Delta I = I - I_1 = (m_1 + m_2) q_{am} \quad (2.16)$$

și rezultă:

$$q_{d1} = q_{am} + (m_1 + m_2) \left(\frac{\partial q_{am}}{\partial m_1} \right)_{m_2} \quad (2.17)$$

sau:

$$q_{d1} = q_{am} + (m_1 + m_2) \left(\frac{\partial q_{am}}{\partial w} \right)_{m_2} \left(\frac{\partial w}{\partial m_1} \right)_{m_2} \quad (2.18)$$

Din relația de definiție a concentrației $w = m_1 / (m_1 + m_2)$ rezultă:

$$\left(\frac{\partial w}{\partial m_1} \right)_{m_2} = \frac{m_2}{(m_1 + m_2)^2} \quad (2.19)$$

$$q_{d1} = q_{am} + (1 - w) \left(\frac{\partial q_{am}}{\partial w} \right)_{m_2} \quad (2.20)$$

Mărimea q_{d1} se poate determina grafic dacă se cunoaște funcția $q_{am} = f(1, w)$ așa cum se prezintă și în figura 2.3.

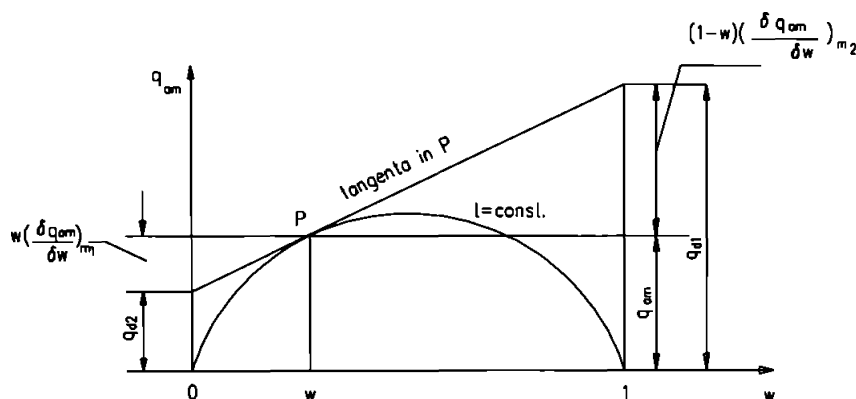


Fig. 2.3 Căldura diferențială de amestec.

Mărimea q_{am} se referă la 1kg de soluție, iar q_{d1} se referă la 1kg de component 1. Din expresia (2.13) prin derivare în raport cu temperatura se obține căldura specifică a amestecului:

$$c = wc_1 + (1 - w)c_2 + \left(\frac{\partial q_{am}}{\partial t} \right)_{m_2} \quad (2.21)$$

2.3 Proprietăți termodinamice ale soluției hidroamoniacale.

2.3.1 Relații numerice determinate în funcție de energia lui Gibbs.

Ecuția fundamentală a energiei lui Gibbs G , pentru un component, poate fi determinată din ecuațiile pentru volum și căldura specifică exprimate în funcție de temperatură și presiune.

Ecuția lui Gibbs sub formă integrală este de forma:

$$G - h_0 - Ts_0 + \int_{T_0}^T c_p dT - \int_{P_0}^P v dP - T \int_{T_0}^T \frac{c_p}{T} dT \quad (2.22)$$

unde h_0 , s_0 , T_0 și P_0 sunt entalpia, entropia temperatura și presiunea la nivelul de referință.

Volumul v , căldura specifică la presiune constantă, c_p , pentru faza lichidă se pot determina cu următoarele relații empirice determinate de Ziegler și Trepp:

$$v_l = a_1 + a_2 P + a_3 T + a_4 T^2 \quad (2.23)$$

$$c_{p,l} = b_1 + b_2 T + b_3 T^2 \quad (2.24)$$

Pentru faza gazoasă relațiile empirice sunt:

$$v_g = \frac{RT}{P} + c_1 + \frac{c_2}{T^2} + c_3 T^{1/2} + c_4 \frac{P^2}{T^{1/2}} \quad (2.25)$$

$$c_{p,g} = d_1 + d_2 T + d_3 T^2 \quad (2.26)$$

unde indicele L se referă la lichid, indicele g se referă la gaz.

Prin integrarea ecuației (2.22) se obține:

- pentru faza lichidă:

$$G_{r,l} = h_{r,l} + T_r s_{r,l} + B_1 (T_r - T_{r0}) + \frac{B_2}{2} (T_r^2 - T_{r0}^2) + \frac{B_3}{3} (T_r^3 - T_{r0}^3) - B_1 T_r \ln \frac{T_r}{T_{r0}} - B_2 T_r (T_r - T_{r0}) - \frac{B_2}{2} T_r (T_r^2 - T_{r0}^2) + (A_1 + A_2 T_r + A_3 T_r^2) (P_r - P_{r0}) + \frac{A_2}{2} (P_r^2 - P_{r0}^2) \quad (2.27)$$

- pentru faza gazoasă:

$$\begin{aligned}
 G_{r,s} = & h_{r,0K} - T_r s_{r,0K} + D_1(T_r - T_{r0}) \frac{D_2}{2} + \frac{D_2}{2}(T_r^2 - T_{r0}^2) + \frac{D_3}{3} T_r(T_r - T_{r0}) - D_1 T_r \ln \frac{T_r}{T_{r0}} - D_2 T_r(T_r - T_{r0}) \cdot \\
 & - \frac{D_2}{2} T_r(T_r^2 - T_{r0}^2) + T_r \ln \frac{P_r}{P_{r0}} + C_1(P_r - P_{r0}) + C_2 \left(\frac{P_r}{T_r} - \frac{P_{r0}}{T_r} + 3 \frac{P_{r0} T_r}{T_{r0}} \right) + C_3 \left(\frac{P_r}{T_r^2} - 12 \frac{P_{r0}}{T_{r0}^2} + 11 P_{r0} \frac{T_r}{T_{r0}^2} \right) \\
 & + \frac{C_4}{3} \left(\frac{P_r^3}{T_r^3} - 12 \frac{P_{r0}^3}{T_{r0}^3} + 11 P_{r0}^2 \frac{T_r}{T_{r0}^2} \right) \quad (2.28)
 \end{aligned}$$

unde valorile termodinamice reduse sunt definite astfel:

$$P_r = \frac{P}{P_B} \quad ; \quad T_r = \frac{T}{T_B} \quad ; \quad G_r = \frac{G}{RT_B}$$

$$h_r = \frac{h}{RT_B} \quad ; \quad s_r = \frac{s}{R} \quad ; \quad v_r = v \frac{P_B}{RT_B}$$

Valorile de referință pentru proprietățile reduse sunt: $R=8,314 \text{ kJ/(kmolK)}$; $T_B=100 \text{ K}$ și $P_B=10 \text{ bar}$.

În tabelul 2.1 sunt date valorile coeficienților din relațiile (2.27) și (2.28)

Coeficienții pentru ecuațiile (2.27) și (2.28) pentru apă și amoniac.

Tabelul 2.1

Coeficient	Amoniac	Apă
A_1	$3,971423 \cdot 10^2$	$2,748796 \cdot 10^2$
A_2	$-1,790577 \cdot 10^5$	$-1,016665 \cdot 10^5$
A_3	$-1,308905 \cdot 10^2$	$-4,452025 \cdot 10^3$
A_4	$3,752836 \cdot 10^3$	$8,389246 \cdot 10^4$
B_1	$1,634519 \cdot 10^{+1}$	$1,214557 \cdot 10^{+1}$
B_2	$-6,508119$	$-1,898065$
B_3	$1,448937$	$2,911966 \cdot 10^{+1}$
C_1	$-1,049377 \cdot 10^2$	$2,136131 \cdot 10^2$
C_2	$-8,288244$	$-3,169291 \cdot 10^{+1}$
C_3	$-6,647257 \cdot 10^2$	$-4,634611 \cdot 10^{+4}$
C_4	$-3,045352 \cdot 10^3$	$0,0000$
D_1	$3,673647$	$4,019170$
D_2	$9,989629 \cdot 10^2$	$-5,175550 \cdot 10^2$
D_3	$3,617622 \cdot 10^2$	$1,951939 \cdot 10^2$
$h_{r,0L}$	$4,878573$	$21,821141$
$h_{r,0g}$	$26,468873$	$60,965058$

Coeficient	Amoniac	Apă
$S_{r,0,L}$	1,644773	5,733498
$S_{r,0,g}$	8,339026	13,453430
$T_{r,0}$	3,2252	5,0705
$P_{r,0}$	2,0000	3,0000

Entalpia, entropia și volumul molar specific determinate cu ajutorul energiei libere a lui Gibbs sunt:

$$h = -T^2 \left[\frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{G}{T} \right) \right]_r \quad (2.29)$$

$$s = - \left[\frac{\partial G}{\partial T} \right]_r \quad (2.30)$$

$$v = \left[\frac{\partial G}{\partial P} \right]_r \quad (2.31)$$

În funcție de variabilele reduse ecuațiile (2.29)...(2.31) devin:

$$h = -RT_n T_r^2 \left[\frac{\partial}{\partial T_r} \left(\frac{G_r}{T_r} \right) \right]_{r,n} \quad (2.32)$$

$$s = -R \left[\frac{\partial G_r}{\partial T_r} \right]_{r,n} \quad (2.33)$$

$$v = \frac{RT_n}{P_n} \left[\frac{\partial G_r}{\partial P_r} \right]_{r,n} \quad (2.34)$$

$$G_{r,n} = [F_1 + F_2(2w-1) + F_3(2w-1)^2](1-w) \quad (2.35)$$

Energia în exces a lui Gibbs pentru soluții ne permite determinarea caracteristicilor termodinamice în cazul fluidelor reale. Aceste relații sunt:

unde:

$$F_1 = E_1 + E_2 P_r + (E_3 + E_4 P_r) T_r + \frac{E_5}{T_r} + \frac{E_6}{T_r^2} \quad (2.36)$$

$$F_2 = E_7 + E_8 P_r + (E_9 + E_{10} P_r) T_r + \frac{E_{11}}{T_r} + \frac{E_{12}}{T_r^2} \quad (2.37)$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14} P_r + \frac{E_{15}}{T_r} + \frac{E_{16}}{T_r^2} \quad (2.38)$$

În tabelul 2.2 sunt date valorile coeficienților utilizați în ecuațiile (2.35)...(2.38).

Coeficienții pentru funcția energiei în exces a lui Gibbs.

Tabelul 2.2

E_1	-41,733398	E_9	0,387983
E_2	0,02414	E_{10}	-0,004772
E_3	6,702285	E_{11}	-4,648107
E_4	-0,011475	E_{12}	0,836376
E_5	63,608967	E_{13}	-3,553627
E_6	-62,490768	E_{14}	0,000904
E_7	1,761064	E_{15}	24,361723
E_8	0,008626	E_{16}	-20,736654

Entalpia, entropia și volumul în exces pentru soluția lichidă sunt date în ecuațiile:

$$h_L = -RT_B T_r^2 \left[\frac{\partial}{\partial T_r} \left(\frac{G_{rL}}{T_r} \right) \right]_{P_r, n} \quad (2.38)$$

$$S_L = -R \left[\frac{\partial G_{rL}}{\partial T_r} \right]_{P_r, n} \quad (2.39)$$

$$v_L = \frac{RT_B}{P_B} \left[\frac{\partial G_{rL}}{\partial P_r} \right]_{T_r, n} \quad (2.40)$$

Entalpia, entropia și volumul unei soluții lichide hidroamoniacale sunt date în ecuațiile de mai jos:

$$h_{L,L} = w h_{NH_3,L} + (1-w) h_{H_2O,L} + h_E \quad (2.41)$$

$$s_{L,L} = w s_{NH_3,L} + (1-w) s_{H_2O,L} + s_L + s_v \quad (2.42)$$

unde:

$$s_L = -R \{ w \ln w + (1-w) \ln(1-w) \} \quad (2.43)$$

$$v_{L,L} = w v_{NH_3,L} + (1-w) v_{H_2O,L} + v_L \quad (2.44)$$

Pentru amestecurile apă-amoniac sub formă de vapori, entalpia, entropia și volumul specific sunt date de relațiile:

$$h_{v,g} = y h_{NH_3,g} + (1-y) h_{H_2O,g} + v_L \quad (2.45)$$

$$s_{v,g} = y s_{NH_3,g} + (1-y) s_{H_2O,g} + s_v \quad (2.46)$$

$$v_{v,g} = y v_{NH_3,g} + (1-y) v_{H_2O,g} \quad (2.47)$$

Pomind de la ecuațiile (2.35)...(2.38) se realizează un program de calcul cu ajutorul căruia se determină energia și entalpia în exces. Cu ajutorul acestui program se trasează variația $h^e(w,T)$ și $g^e(w,T)$ pentru diverse valori ale presiunii, temperaturii și concentrației soluției hidroamoniacală.

Valorile inițiale pentru care se prelecruază datele sunt:

- presiunea, în bar 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20; 10 valori;
- temperatura, în °C 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100; 10 valori;
- concentrația masică a soluției, în % 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90; 9 valori

În urma prelucrării datelor se observă că se obține o valoare maximă, respectiv minimă a funcțiilor $h^e(w,T)$ și $g^e(w,T)$, pentru o valoare $w \approx 0,5$ /58/95/100/, aproximativ egală în toate ipotezele de calcul care s-au avut în vedere. Corespunzător acestei situații se definește un coeficient d care realizează o legătură între energia și entalpia în exces prezentată în relația:

$$g^E = d \cdot h^E \quad (2.48)$$

Relația (2.48) permite stabilirea unei funcții de legătură prezentată mai jos de forma:

$$g^E(w,T) = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{i \cdot d} \cdot g^E(w,T_0) \quad (2.49)$$

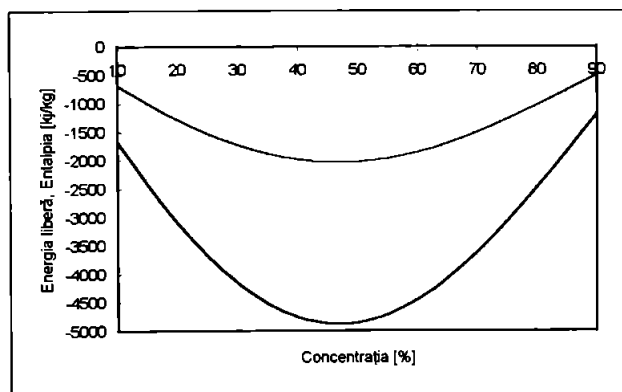


Fig.2.4 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 2 bar și temperatura de 10°C

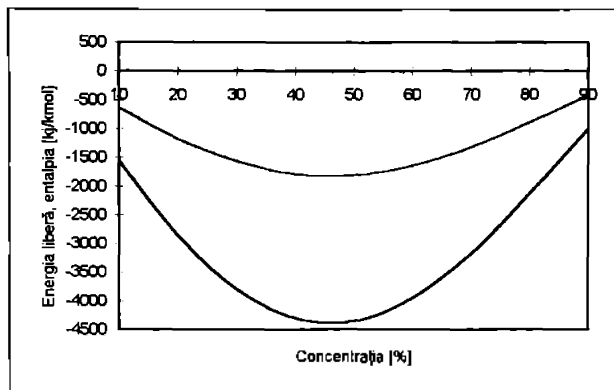


Fig. 2.5 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 2 bar și temperatura de 30°C

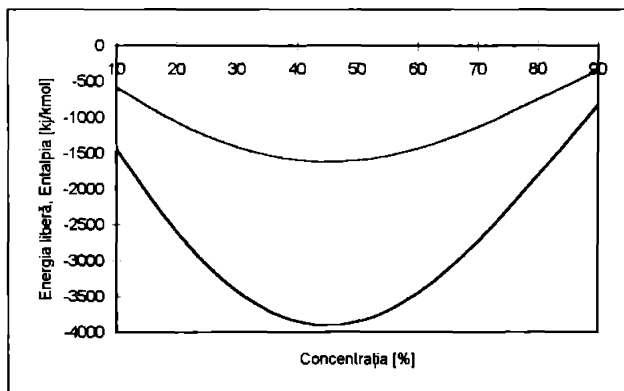


Fig. 2.6 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 2 bar și temperatura de 50°C

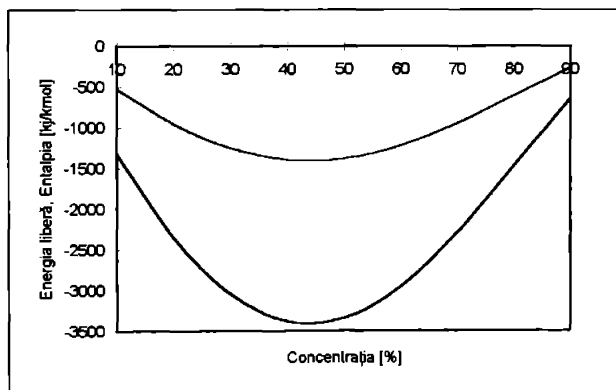


Fig. 2.7 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 2 bar și temperatura de 70°C

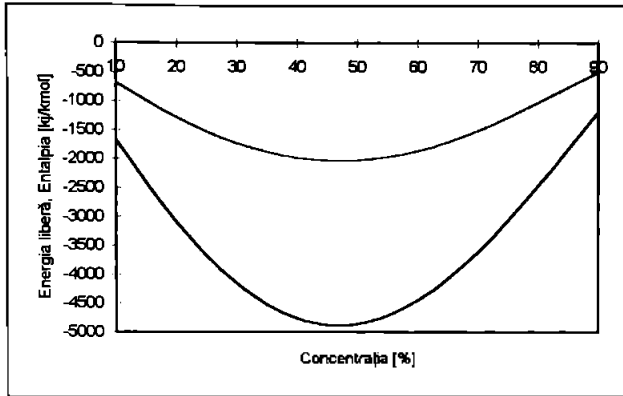


Fig. 2.8 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 4 bar și temperatura de 10°C

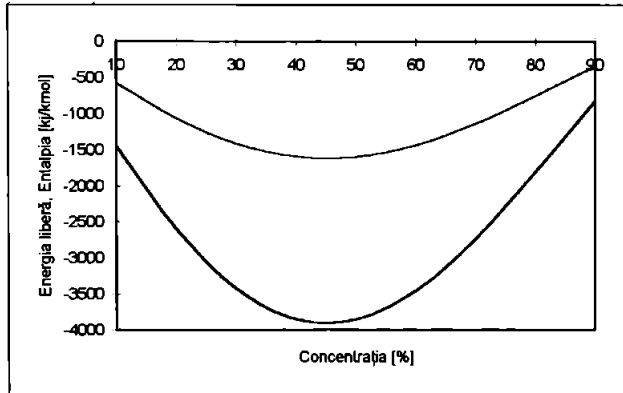


Fig. 2.9 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 4 bar și temperatura de 50°C

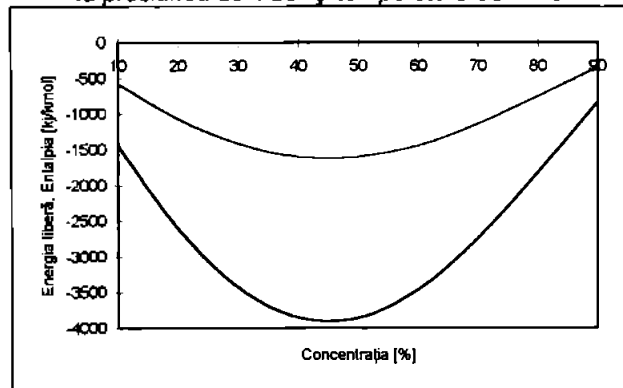


Fig. 2.10 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 10 bar și temperatura de 50°C

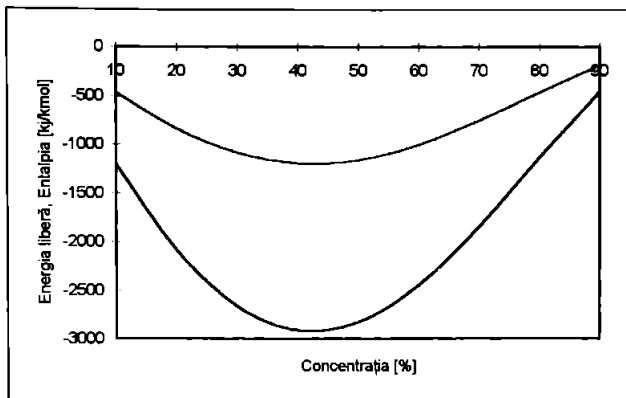


Fig. 2.11 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 10 bar și temperatura de 90°C

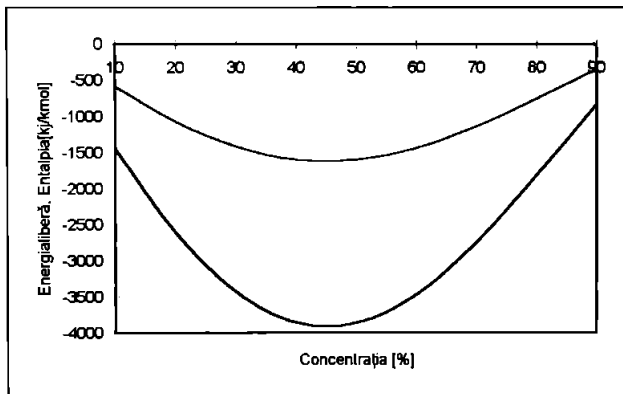


Fig. 2.12 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 14 bar și temperatura de 50°C

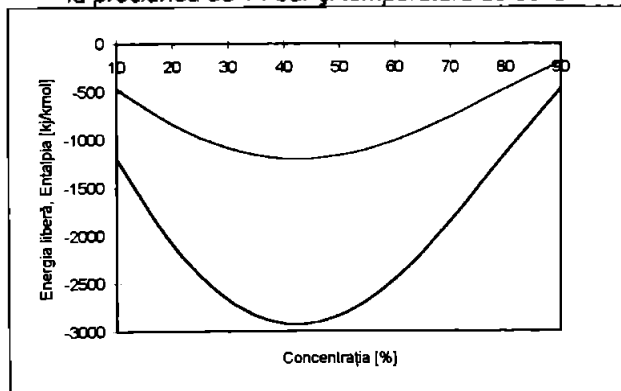


Fig. 2.13 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 14 bar și temperatura de 90°C

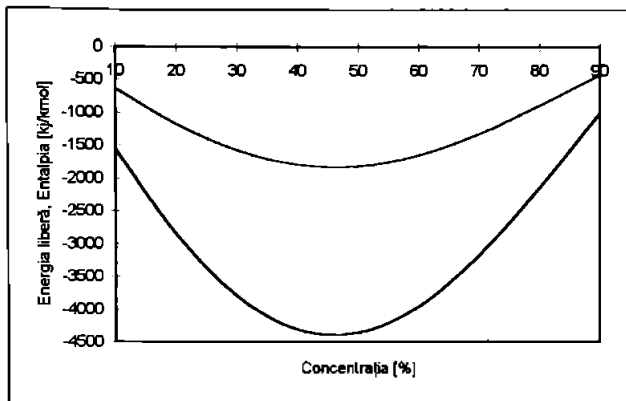


Fig. 2.14 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 16 bar și temperatura de 30°C

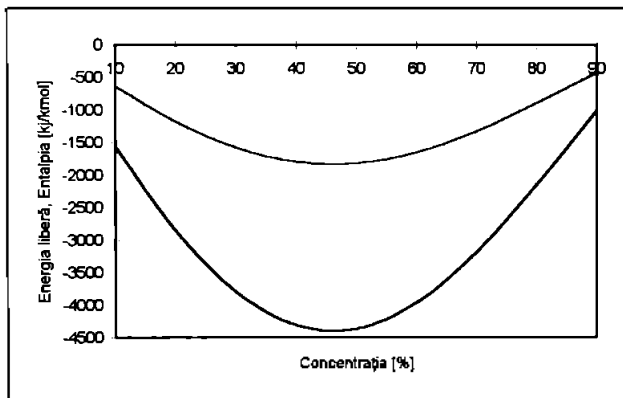


Fig. 2.15 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 20 bar și temperatura de 30°C

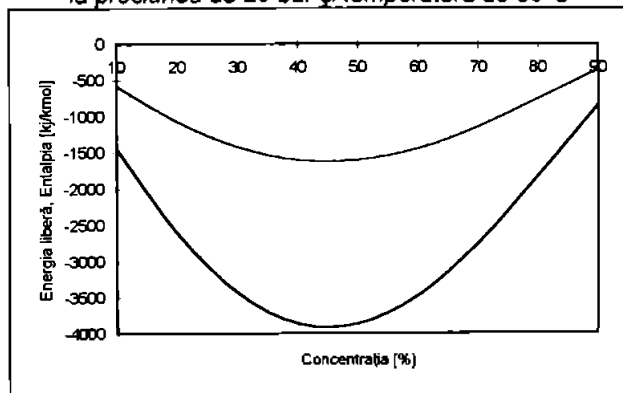


Fig. 2.16 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 20 bar și temperatura de 50°C

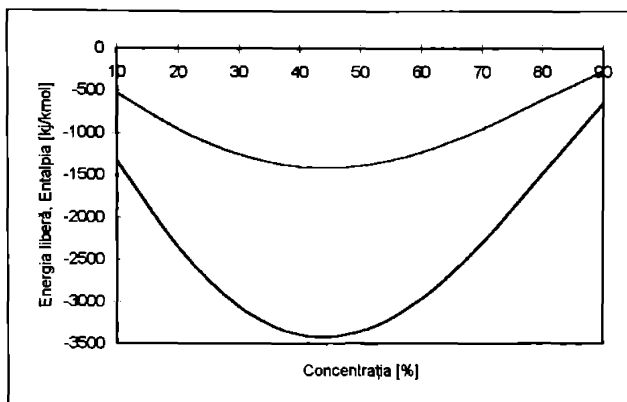


Fig. 2.17 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 20 bar și temperatura de 70°C

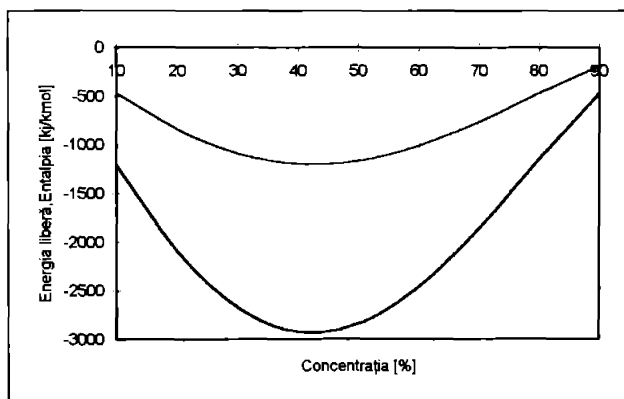


Fig. 2.18 Variația energiei libere și a entalpiei libere a lui Gibbs la presiunea de 20 bar și temperatura de 90°C

Schema logică a programului de calcul utilizat este prezentată în figura 2.19. Calculul se realizează iterativ pentru fiecare set de parametrii introduși, pornind de la datele inițiale, menționate mai sus și de la algoritmul de calcul determinat pe baza ecuațiilor (2.35)...(2.38).

De asemenea programul stochează valorile calculate într-o bază de date și realizează reprezentarea grafică a funcțiilor :

$$g^E = f(T, p, w),$$

$$h^E = f(T, p, w)$$

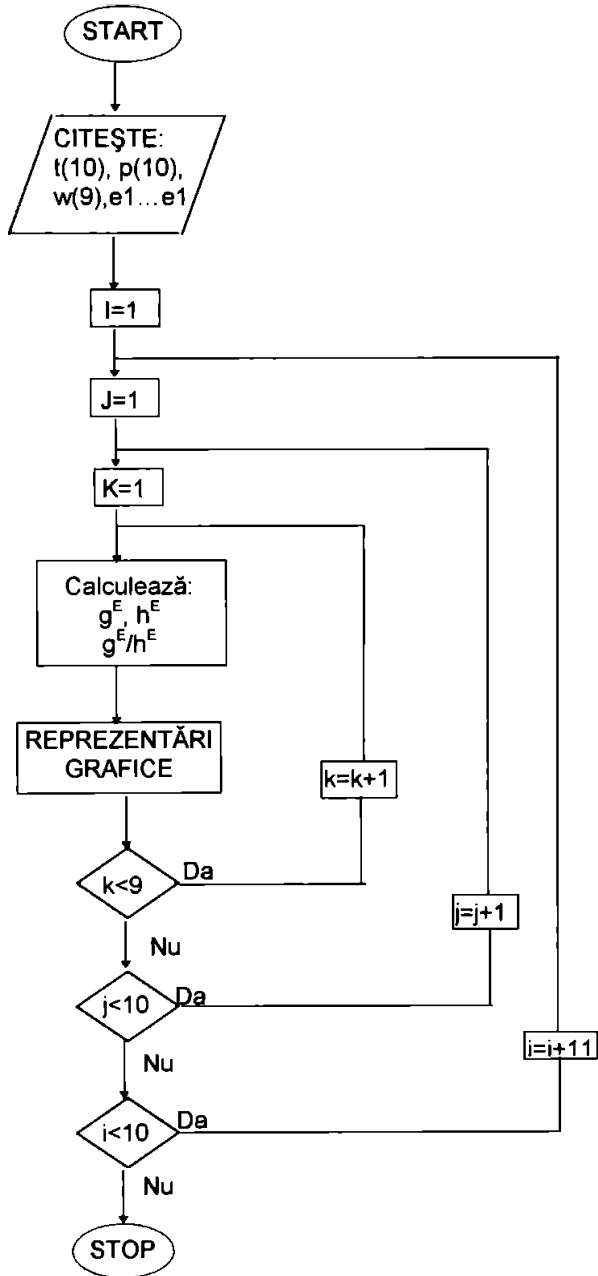


Fig.2.19 Schema logică a programului de calcul a energiei și entalpiei în exces, calculată cu ajutorul energiei lui Gibbs.

2.3.2 Relații numerice privind proprietățile termodinamice ale soluției hidroamoniacale.

Pe baza datelor prezentate în literatura de specialitate [70/73/96] s-au determinat relații analitice ușor programabile pentru mărimile care apar în procesul de absorbție.

Căldura specifică a soluției hidroamoniacale [74] este în funcție de temperatură și concentrație, în J/kgK astfel:

$$c = 4186[1 + w^2(0,118 + 0,00208t)] \quad (2.50)$$

Se poate calcula variația căldurii specifice în raport cu lungimea x:

$$\frac{dc}{dx} = 4,186[0,00208w^2 \frac{dw}{dx} + 2w(0,118 + 0,00208t) \frac{dw}{dx}] \quad (2.51)$$

Căldură de amestec este o funcție de concentrația soluției fiind dată în unele materiale bibliografice sub formă grafică [74/80]. Cu precizie foarte mare pentru concentrații 0,12 la 0,65 a fost stabilită relația:

$$q_{am} = 4000w^3 - 4150w^2 + 945w + 115 \quad (2.52)$$

exprimată în kcal/kg sau

$$q_{am} = 4186(4000w^3 - 4150w^2 + 945w + 115) \quad (2.53)$$

exprimată în J/kg.

Căldura specifică a vaporilor de amoniac supraîncălziți pentru temperatura de la -15 °C la 150 °C și pentru presiune de la 0,5 la 20 ata, se calculează cu relația:

unde p este în ata și T_v este în K.

$$c_p'' = 1,1255 + 0,00238 T_v + \frac{76,8}{T_v} + \frac{5,45 \times 10^6 p}{T_v^4} + \frac{p(6,5 + 3,8p) 10^{27}}{T_v^{12}} + \frac{2,37 \times 10^{42} p^6}{T_v^{26}} \quad (2.54)$$

Căldura latentă de vaporizare a amoniacului este dată de relația:

$$r = 32,938\sqrt{133-t} - 0,582(133-t) \quad (2.55)$$

CAPITOLUL 3

TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ȘI MASĂ ÎN PROCESUL DE ABSORBȚIE

3.1. TRANSFERUL DE MASĂ ȘI CĂLDURĂ PRINTR-UN FILM DE LICHID ÎN CURGERE LAMINARĂ

3.1.1 Modelul teoretic.

Sistemul analizat este prezentat în figura 3.1. Filmul de soluție este alcătuit din substanța I (soluția absorbantă) și substanța II (absorbită), curge descendent după un anumit unghi cu orizontala. Substanța I se găsește întotdeauna în filmul de lichid în timp ce substanța II este absorbită în soluție. Filmul de lichid este în contact cu substanța II (sub formă de vapori), aflată la presiunea p_{vo} .

La $x=0$ soluția are temperatura uniformă și egală cu T_o și concentrație molară C_o (moli de substanța II pe unitatea de volum de soluție) ceea ce corespunde la o presiune de echilibru a vaporilor p_{vo} . Din această diferență de presiune rezultă un transfer de masă, proces care are loc la interfața lichid-vapori.

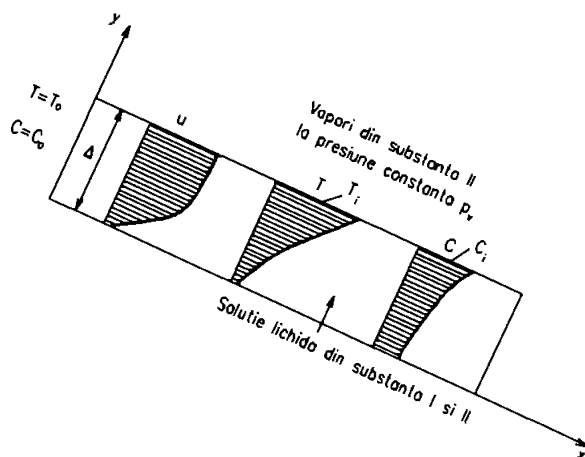


Fig. 3.1. Variația profilului de viteze, temperatură și concentrație la absorbția vaporilor într-un film descendent de soluție în curgere laminară

Substanța absorbită difuzează în soluție, căldura generată în urma procesului de absorbție rezultă în urma unui proces de transfer termic.

În practică sunt interesante două cazuri și anume:

- cu temperatura constantă a peretelui;
- cu perete adiabatic.

Se consideră curgerea filmului de lichid laminară și în aceste condiții nu apar forțe tangențiale în lichid generate vapori. Grosimea filmului de lichid se poate determina în funcție de debitul de lichid, densitatea, vâscozitatea lichidului și unghiul de înclinare. Profilul de viteze descris în fig. 3.1 este parabolic fiind dat de relația :

$$u = \frac{3}{2}u \left[2\left(\frac{y}{\Delta}\right) - \left(\frac{y}{\Delta}\right)^2 \right] \quad (3.1)$$

unde u este viteza medie definită ca fiind debitul masic raportat la densitatea lichidului și grosimea filmului.

Pentru definirea modelului se presupun următoarele ipoteze simplificatoare:

- (1) Soluția este un lichid newtonian care are proprietățile fizice constante și independente de temperatură și concentrație.
- (2) Debitul masic de vapori absorbit este mic comparativ cu debitul masic de lichid. De aceea se poate presupune că grosimea filmului și viteza medie este constantă.
- (3) Nu există transfer de căldură în faza de vapori.
- (4) Nu apar efecte generate de convecția naturală datorită diferențelor de temperatură sau concentrație.
- (5) Difuzia termică este neglijabilă.
- (6) La interfața lichid-vapori există o presiune de echilibru a vaponilor.

În funcție de aceste ipoteze transferul de căldură și masă este descris de ecuația energiei și difuziei:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3.2)$$

$$u \frac{\partial C}{\partial x} = D \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} \quad (3.3)$$

unde

- a este difuzivitatea termică a lichidului, în m^2/s ;
- D coeficient de difuzie a substanței absorbite (substanța II), în m^2/s ;

- u este viteza soluției, în m/s;
- T este temperatura soluției, în °C;
- C concentrația substanței absorbite în soluție, în mol/m³ soluție.

Condițiile la limită sunt:

la $x=0$ avem:

$$T = T_0 \quad \text{și} \quad C = C_0 \quad (3.4a)$$

la $y=0$ avem:

$$\frac{\partial C}{\partial y} = 0 \quad (3.4b')$$

pentru temperatura constantă a peretelui

$$T = T_s \quad (3.4b'')$$

pentru peretele adiabatic

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (3.4b''')$$

la $y=\Delta$

$$T = T_i \quad ; \quad C = C_i \quad (3.4c)$$

Unde T_i și C_i reprezintă temperatura respectiv concentrația soluției la interfață, amândouă variabile în funcție de x .

La interfața lichid-vapori se pot scrie următoarele ecuații:

$$F(T_i, C_i) = p_i = \text{const.} \quad (3.5a)$$

la $y=\Delta$

$$D \left(\frac{\partial C}{\partial y} \right)_i = n_i \quad (3.5b)$$

$$\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_i = n_i H_a(T_i, C_i) \quad (3.5c)$$

unde:

λ - conductivitatea termică a lichidului, în w/(m²mC);

n_i - fluxul de masă la interfață, în mol/(m²s);

H_a - căldura de absorbție (pentru un mol de vapori) în lichid, în J/mol.

Ecuația (3.5a) reprezintă condiția de echilibru la interfață; ecuațiile (3.5b) și (3.5c) descriu procesul de transfer de masă și căldură la interfață. Căldura de absorbție este definită astfel:

$$H_u = h_u - H_{II}(C_i, T_i) \quad (3.5d)$$

unde:

h_u - entalpia (pe mol) a vaporilor în contact cu filmul de lichid; este independentă de T_i și C_i ;

H_{II} - entalpia parțială molară a substanței II la interfață. H_{II} este în funcție de temperatură și concentrația la interfață.

Se realizează următoarele schimbări de variabile:

$$\zeta = \frac{l}{Pe \Lambda} x \quad ; \quad \eta = \frac{y}{\Delta} \quad (3.6a)$$

$$v = \frac{u}{u} \cdot \frac{3}{2} (2\eta - \eta^2) \quad (3.6b)$$

$$\theta = \frac{T - T_e}{T_i - T_e} \quad ; \quad \gamma = \frac{C - C_e}{C_i - C_e} \quad (3.6c)$$

unde:

T_e - temperatura de echilibru a soluției la concentrația C_e ;

C_e - concentrația soluției la temperatura T_e în echilibru cu mediul de vapori.

Ecuatiile (3.2) și (3.3) scrise în funcție de variabilele adimensionale devin:

$$v \frac{\partial \theta}{\partial \zeta} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta^2} \quad (3.7)$$

$$v \frac{\partial \theta}{\partial \zeta} = Le \frac{\partial^2 \gamma}{\partial \eta^2} \quad (3.8)$$

unde Le este criteriul Lewis.

Condițiile la limită în forma adimensională devin:

la $\zeta=0$

$$\theta = 0 \quad ; \quad \gamma = 0 \quad (3.9a)$$

la $\eta=0$

$$\frac{\partial T}{\partial \eta} = 0 \quad (3.9b')$$

pentru temperatura constantă a peretelui

$$\theta = 0 \quad (3.9b'')$$

pentru peretele adiabetic

$$\frac{\partial \theta}{\partial \eta} = 0 \quad (3.9b''')$$

la $\eta=1$

$$\theta = \theta_i \quad ; \quad \gamma = \gamma_i \quad (3.9c)$$

unde: θ_i și γ_i sunt temperatura și concentrația adimensională la interfață care sunt în funcție de ζ_i .

Se pot scrie următoarele ecuații:

$$f(\theta, \gamma, \eta) = 0 \quad (3.10a)$$

care reprezintă condiția la echilibru

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \eta} = \mu_1 = \frac{n_1 \Delta}{D(C_s - C_\infty)} \quad (3.10b)$$

la $\eta=1$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \eta} = \mu_1 v_1 f(\theta, \gamma, \eta) = \mu_1 L e \frac{H_v(C_s - C_\infty)}{\rho c_p (T_s - T_\infty)} \quad (3.10c)$$

unde:

μ_1 - fluxul masic adimensional de vapori în lichid;

v_1 - căldura de absorbție adimensională;

ρ - densitatea lichidului, în kg/m^3 ;

c_p - căldura specifică a lichidului, în $\text{J}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$.

Făcând o nouă schimbare de variabilă:

$$\eta_1 = 1 - \eta \quad (3.11)$$

ecuațiile (3.7) și (3.8) vor deveni:

$$\frac{3}{2} \frac{\partial \theta}{\partial \zeta} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta_1^2} \quad (3.12)$$

$$\frac{3}{2} \frac{\partial \gamma}{\partial \zeta} = L e \frac{\partial^2 \gamma}{\partial \eta_1^2} \quad (3.13)$$

cu condițiile la limită (3.9b) $\eta_1 \rightarrow \infty$ și $\eta_1 = 0$.

Ecuația (3.12) poate fi scrisă sub forma:

$$\frac{d^2 \theta}{dz^2} - 2z = \frac{d\theta}{dz} \quad (3.12a)$$

unde $z = \eta_1 (8\zeta/3)^{1/2}$. Ecuația (3.12a) poate fi integrată de două ori rezultând:

$$\theta = k_1 \operatorname{erfc}(\zeta) + k_2 = k_1 \operatorname{erfc} \left[\eta_1 (8\zeta / 3)^{1/2} \right] + k_2 \quad (3.12a)$$

Similar pentru ecuația (3.13) se poate scrie:

$$\gamma = k_3 \operatorname{erfc} \left[\eta_1 (8Le\zeta / 3)^{1/2} \right] + k_4 \quad (3.13a)$$

unde k_1, k_2, k_3 și k_4 sunt constante de integrare.

Ținând seama de condiția la limită (3.9a) $k_1 = -k_2$ și $k_3 = -k_4$ până la $\operatorname{erfc}(\infty) = 1$. Condiția la limită (3.9b) este automat satisfăcută în ambele condiții, pentru perete adiabatic și perete cu temperatura constantă.

Având în vedere că:

- la $\eta = 1$

$$\theta + \gamma = 1 \quad \frac{\partial \theta}{\partial \eta} = \nu \frac{\partial \gamma}{\partial \eta} \quad (3.14)$$

avem: $k_1 + k_3 = -1$ și $k_1 = \nu k_3 (Le)^{1/2}$ cu ajutorul cărora se pot determina toate constantele de integrare.

Astfel se obține pentru temperatura și concentrația adimensională relațiile:

$$\theta = \frac{\nu}{\nu + Le^{1/2}} \left\{ 1 - \operatorname{erfc} \left[\frac{3(1-\eta)^{1/2}}{8\zeta} \right] \right\} \quad (3.15)$$

$$\gamma = \frac{Le^{1/2}}{\nu + Le^{1/2}} \left\{ 1 - \operatorname{erfc} \left[\frac{3(1-\eta)^{1/2}}{8Le\zeta} \right] \right\} \quad (3.16)$$

valabile pentru valori mici ale lui ζ , atât pentru peretele adiabatic cât și pentru peretele cu temperatură constantă.

3.1.2 Prelucrarea datelor.

Figura 3.2 și 3.3 descrie variația temperaturii și concentrației adimensionale θ și γ în funcție de mărimea adimensională ζ pentru anumite valori a parametrilor Le și ν . Curbele sunt date la perete (θ_p și γ_p), în masa lichidului (θ și γ) și la interfață (θ_i și γ_i). Linia plină se referă la cazul peretelui cu temperatură constantă și linia întreruptă la cazul peretelui adiabatic.

Se observă că pentru valori mici ale lui ζ comportarea este asemănătoare atât pentru peretele adiabatic cât și pentru cazul peretelui cu temperatură constantă, de

asemenea θ_p și γ_p au valori foarte apropiate de zero deoarece valorile $\nu/(\nu+Le^{1/2})$ și $Le^{1/2}/(\nu+Le^{1/2})$ au valori foarte mici aproape constante ca pentru $\zeta=0$.

Pentru valori ale lui ζ mai mari ca unitatea se observă pentru peretele adiabatic că temperaturile adimensionale se apropie până când se suprapun. În cazul peretelui cu temperatura constantă pentru valori mici ale lui ζ , temperatura adimensională θ și θ_i au valori comune cu cele din cazul peretelui adiabatic după care au o variație descrescătoare către zero, datorită cedării de căldură prin perete.

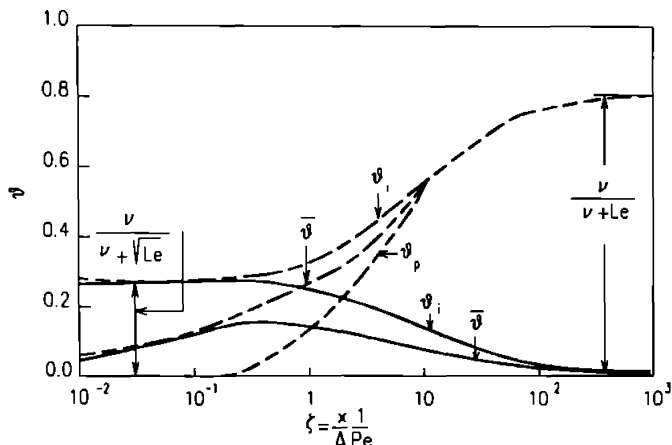


Fig. 3.2 Variația temperaturii adimensionale (θ), în masa de lichid (θ) și la interfață (θ_i) în funcție de distanța adimensională ζ pentru $Le=0,001$ și $\mu=0,01$.

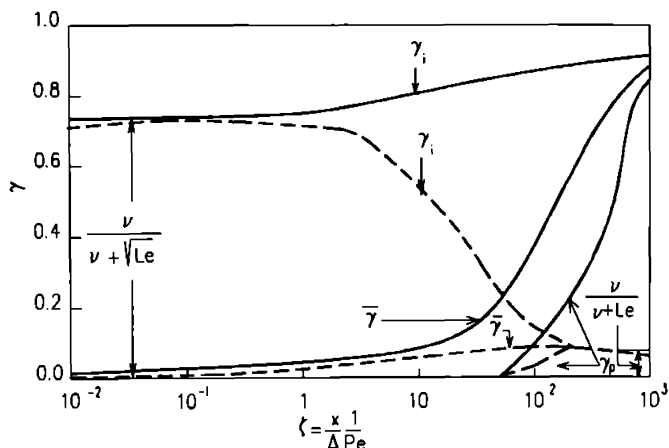


Fig. 3.3 Variația concentrației adimensionale la perete (γ_p), în masa de lichid (γ) și la interfață (γ_i) în funcție de distanța adimensională ζ pentru $Le=0,001$ și $\nu=0,01$.

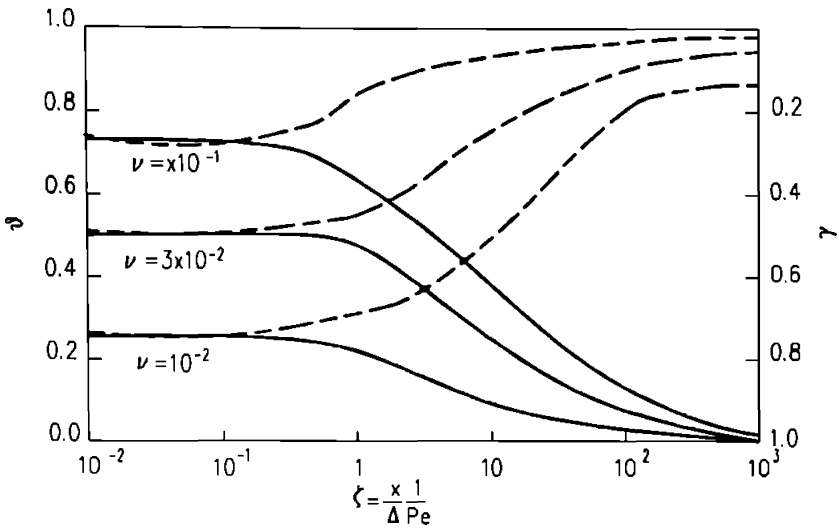


Fig. 3.4 Variația temperaturii și concentrației adimensionale în funcție de ζ pentru $Le=0,001$ și diferite valori ale lui ν

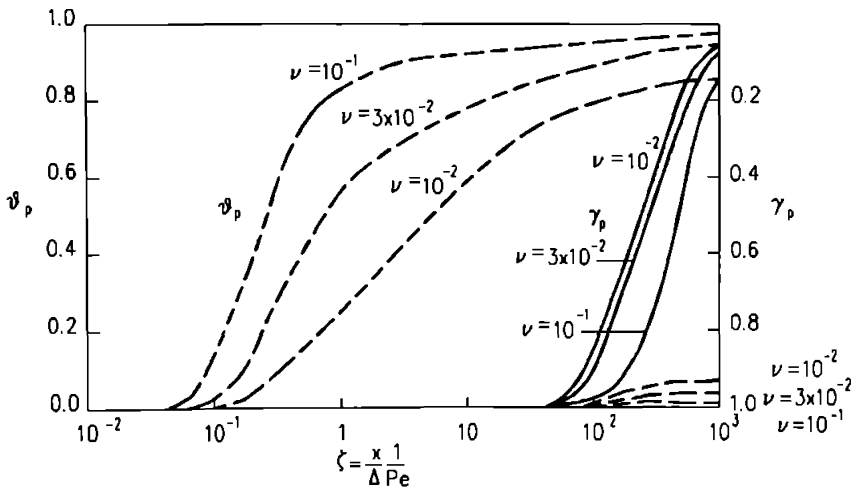


Fig. 3.5 Variația temperaturii și concentrației adimensionale la perete în funcție de ζ pentru $Le=0,001$ și diferite valori ale lui ν .

Concentrațiile la interfață au valori comune pentru cele două cazuri până la o valoare $\gamma_i = 1 - \theta_i$. Concentrațiile din soluție ajung, la valori mari ale lui ζ până la valoarea γ_i . În cazul peretelui adiabatic se observă că atât temperaturile cât și concentrațiile adimensionale tind către valorile $0 = v/(Le+v)$, respectiv concentrația $\gamma = Le/(v+Le)$.

Efectul căldurii de absorbție este arătat în figurile 3.4 și 3.5, descriind variația temperaturii și concentrației la interfață și la perete. În figurile 3.6 și 3.7 este arătat efectul criteriului Le asupra temperaturii și concentrației la interfață respectiv la perete. Ca și în figurile 3.4 și 3.5 se observă că fiecare curbă descrie în același timp variația temperaturii și a concentrației adimensionale. Figura 3.8 arată variația fluxului masic adimensional la interfață în funcție de ζ pentru $Le=0,001$ și diferite valori ale lui λ .

Se observă că în ambele condiții pentru valori mai mari decât 1 ale lui ζ fluxul masic are valori foarte mici. Pentru $v=0$ cele două curbe (pentru cazul peretelui cu temperatură constantă și cazul peretelui adiabatic) au o alură aproape comună și caracterizează cazul transformărilor de masă izoterme. De asemenea creșterea lui v conduce la scăderea fluxului masic adimensional.

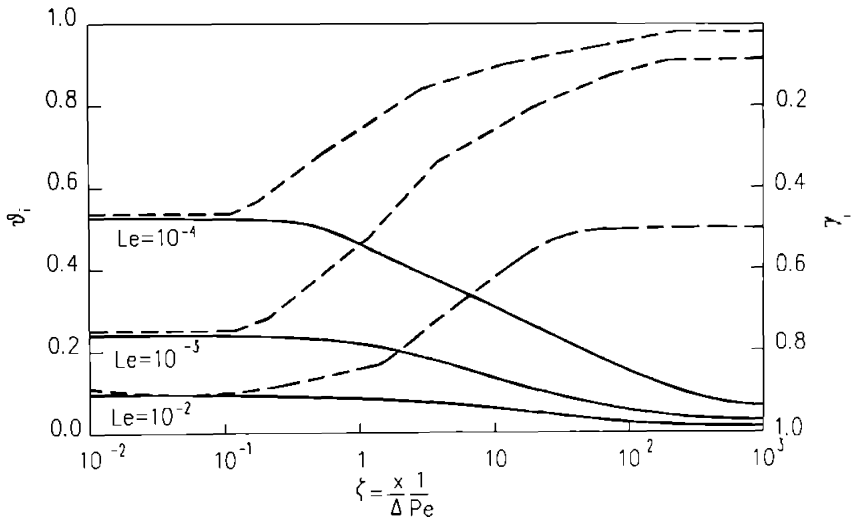


Fig.3.6 Variația temperaturii și concentrației adimensionale la interfață în funcție de ζ pentru $n=0,01$ și diferite valori ale criteriului Le.

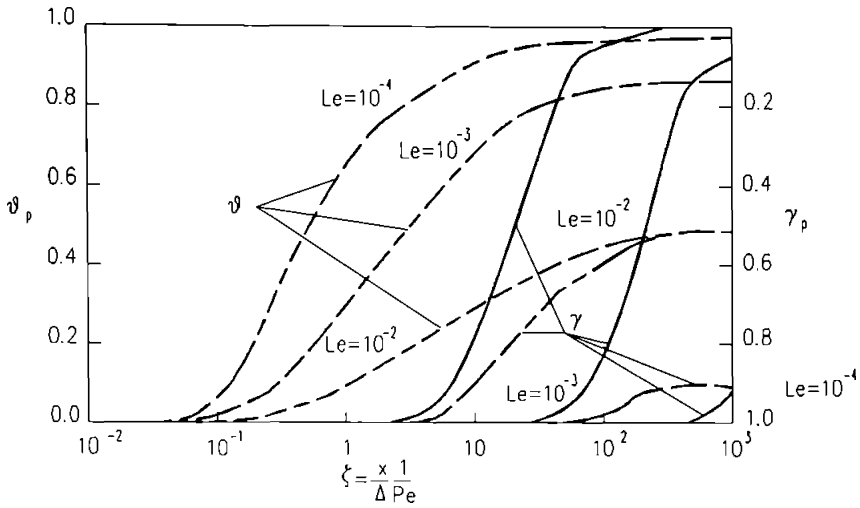


Fig. 3.7 Variația concentrației și temperaturii adimensionale la perete în funcție de ζ pentru $n=0,01$ și diferite valori ale criteriului Le .

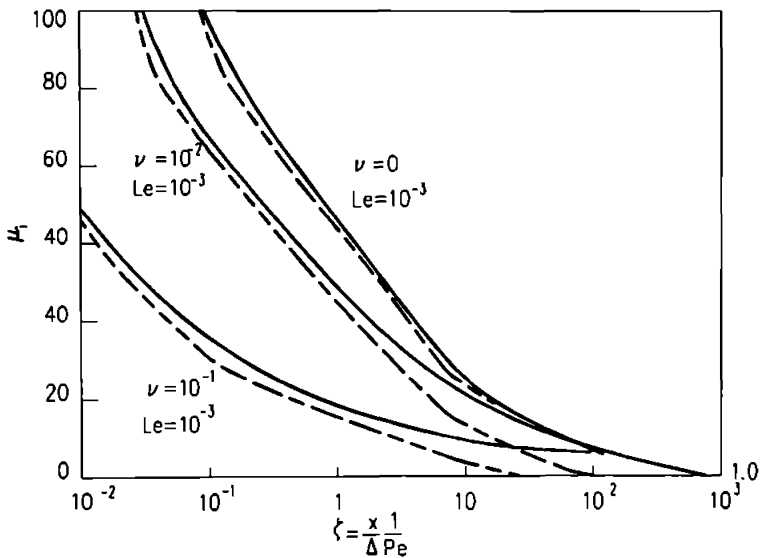


Fig.3.8 Variația fluxului masic adimensional la interfață în funcție de ζ pentru $Le=0,001$ și diferite valori ale lui ν .

3.1.3. Coeficienții de transfer de căldură și de masă.

Absorbția fiind un proces de transfer de căldură și masă trebuie studiate simultan ambele procese.

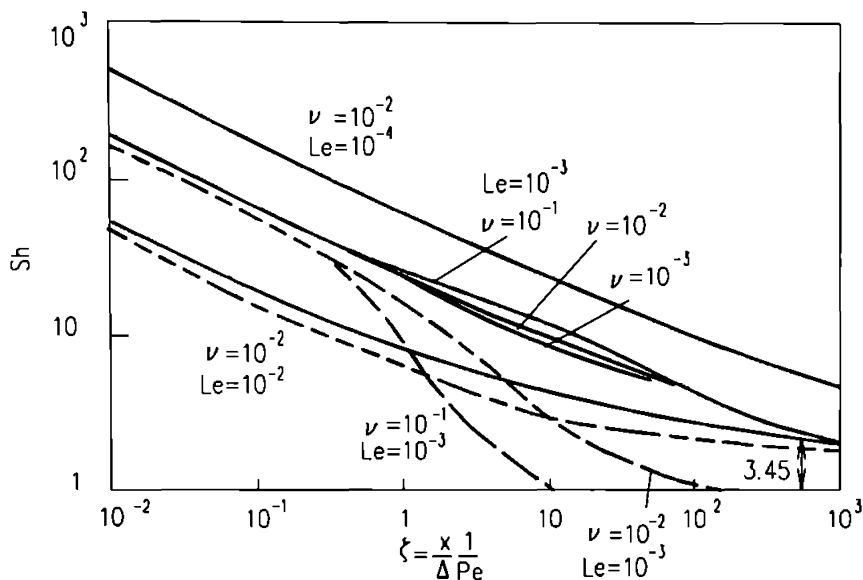


Fig. 3.9 Variația criteriului Sherwood în funcție de ξ pentru diferite valori ale lui Le și ν .

Se definesc coeficienții de transfer pe baza diferențelor cantitative a forțelor predominante în cazul fenomenelor de transfer. Coeficientul local de transfer de masă de la interfață la filmul de lichid se definește prin intermediul criteriului Sherwood.

$$Sh = \frac{h_m \Delta}{D} = \frac{\mu_i - \mu_e}{\gamma_i - \gamma} \quad (3.17)$$

unde:

h_m - coeficientul de transfer de masă de la interfață la filmul de lichid, în m/s;

D - coeficientul de difuzie a substanței absorbite, în m^2/s .

Coeficientul de transfer termic este definit cu ajutorul criteriului Nusselt astfel:

$$Nu = \frac{\alpha \Delta}{\lambda} = \frac{\mu v}{\theta_i - \theta} \quad (3.18)$$

În cazul peretelui de temperatură constantă este necesar să se țină cont și de coeficientul de transfer termic de la filmul de lichid la perete astfel:

$$Nu' = \frac{\alpha' \Delta}{\lambda} = \frac{q_w}{\theta} \quad (3.19)$$

unde:

α - coeficientul de convecție de la interfață, în $W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$;

α' - coeficientul de convecție de la filmul de lichid la perete, în $W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$;

q_w - fluxul de căldură, în W/m .

Sherwood are valori mari pentru valori mici ale lui ζ și scade cu creșterea acestuia. Se observă că descreșterea are loc asimptotic către o valoare egală cu 3,45. În cazul peretelui cu temperatură constantă se observă că influența lui v este nesemnificativă pentru aceleași valori ale criteriului Le . În cazul peretelui adiabatic creșterea lui n reduce valoarea lui Sh pentru orice valoare a criteriului Lewis. Pentru o anumită valoare a lui v un număr Le mai mare conduce la o deviere mai mică față de cazul peretelui cu temperatură constantă.

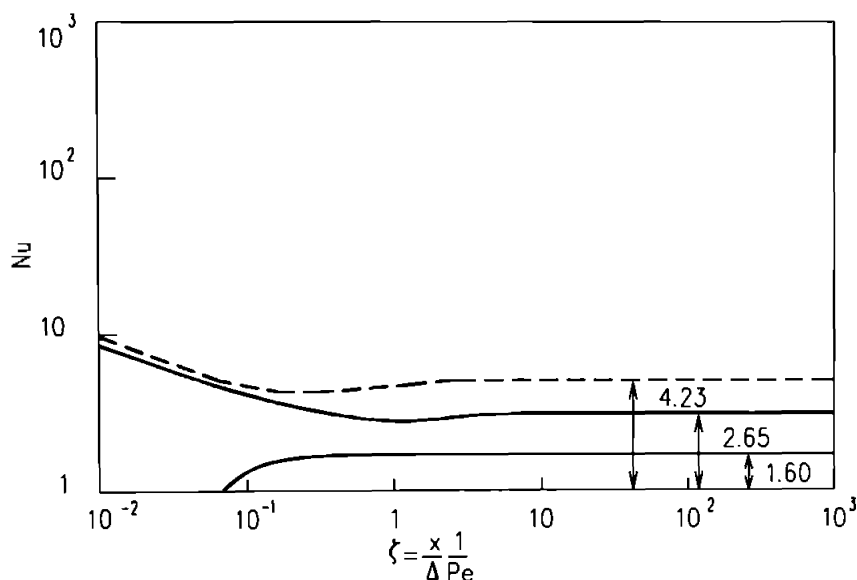


Fig. 3.10 Variația criteriului Nu în funcție de ζ pentru Le cuprins în intervalul 0,001 și 0,01 și pentru v cuprins în intervalul 0,001 și 0,1.

În figura 3.10 este arătată variația criteriului Nu și Nu' care au valori mai mici decât criteriul Sh . La valori mici ale lui ζ variația lui Nu în cele două situații este identică. În această regiune Nu' este zero pentru că efectul de la interfață nu este dezvoltat către perete. Criteriul Nusselt are o variație descrescătoare care tinde asimptotic către o valoare egală cu 4,23 pentru peretele adiabatic și 2,65 pentru peretele cu temperatură constantă. Criteriul Nu' are o variație crescătoare cu creșterea lui ζ și tinde asimptotic către o valoare egală cu 1,60 și nu depinde în această regiune de valorile criteriului Le și a căldurii de absorbție v .

3.2. TRANSFERUL DE SIMULTAN DE CĂLDURĂ ȘI MASĂ LA ABSORBȚIA VAPORILOR ÎNTR-UN FILM DE LICHID ÎN CURGERE TURBULENTĂ.

3.2.1 Modelul matematic.

Sistemul este descris schematic în figura 3.11. Filmul de lichid este alcătuit din substanța I și II și curge după un plan înclinat. Filmul de lichid este în contact cu substanța II (vapori) aflată la presiunea p_v .

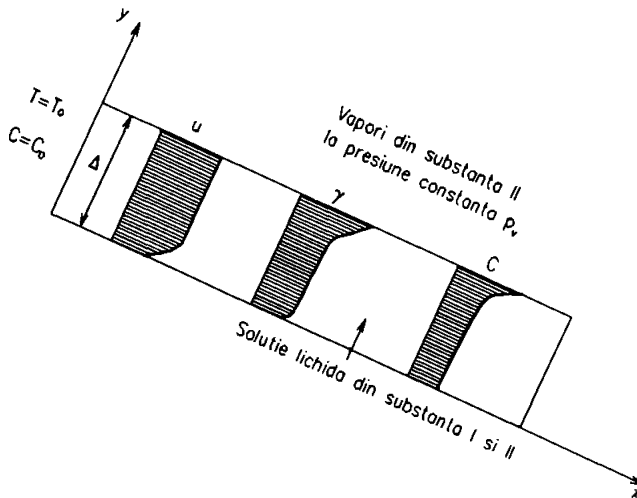


Fig. 3.11 Descrierea profilului de viteze, temperaturi și concentrații într-un film descendent de lichid la absorbția unei substanțe în fază de vapori.

Se consideră aceleași ipoteze ca și în cazul curgerii laminare. În urma acestor ipoteze transferul de masă și căldură este descris de ecuațiile difuziei și energiei.

$$u \frac{\partial C'}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(D' \frac{\partial C'}{\partial y} \right) \quad (3.20)$$

$$u \frac{\partial(\rho i)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda' \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[D' \frac{\partial C'}{\partial y} \frac{\partial(\rho i)}{\partial C'} \right] \quad (3.21)$$

unde:

- ρ - densitatea lichidului, în kg/m^3 ;
- i - entalpia soluției, în J/kg ,
- D' - coeficientul de difuzie a substanței absorbite ținând cont de efectul turbulenței, în m^2/s ;
- λ' - coeficientul de conductivitate termică a soluției ținând cont de efectul turbulenței, în $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$;
- C' - concentrația molară a substanței absorbite în soluție, în mol/m^3 soluție;
- T - temperatura soluției, în $^\circ\text{C}$.

Al doilea termen din membrul drept al ecuației energiei, care nu există în cazul transferului termic pur, exprimă fluxul de energie generat prin transferul de masă.

- formă simplificată a ecuației (3.21) se poate obține combinând-o cu ecuația (3.20) și ținând seama de funcția $i=i(T,C)$ se poate obține:

$$\rho u \left(\frac{\partial i}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial i}{\partial C'} \frac{\partial C'}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda' \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \rho \frac{\partial i}{\partial C'} \frac{\partial}{\partial y} \left(D' \frac{\partial C'}{\partial y} \right) + D' \frac{\partial C'}{\partial y} \rho \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial i}{\partial C'} \right) \quad (3.22)$$

Multiplicând ecuația (3.20) cu $\rho(\partial i/\partial C')$

$$\rho u \left(\frac{\partial i}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda' \frac{\partial T}{\partial y} \right) + D' \frac{\partial C'}{\partial y} \rho \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial i}{\partial C'} \right) \quad (3.22a)$$

Derivata entalpiei în raport cu temperatura, respectiv în raport cu concentrația exprimă proprietățile substanței din filmul de lichid. Conform primei ipoteze simplificatoare al doilea termen al membrului drept al ecuației (3.22a) devine:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(a' \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.22b)$$

unde $a' = \lambda' / \rho c_p$ este difuzivitatea termică generalizată, în m^2/s .

Atât a' cât și D' pot fi exprimați ca o sumă corespunzând difuziunii moleculare și turbulente, care este dominantă în cea mai mare parte din film și tinde către zero la perete și la interfață. Prin aceasta ecuațiile (3.20) și (3.22b) devin:

$$u \frac{\partial C'}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(D + \varepsilon) \frac{\partial C'}{\partial y} \right] \quad (3.23)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(a + \varepsilon) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (3.24)$$

unde ε este difuziunea turbulentă (în funcție de y), considerându-se aceeași atât pentru transferul de masă cât și pentru transferul de căldură.

Condițiile la limită aplicate ecuațiilor (3.23) și (3.24) sunt date în ecuațiile de mai jos:

la $x=0$

$$T = T_w \quad (3.25)$$

la $y=\Delta$

$$\frac{\partial C'}{\partial y} = 0 \quad (3.26)$$

pentru peretele cu temperatură constantă

$$T = T_w \quad (3.27)$$

pentru peretele adiabatic

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (3.28)$$

Condițiile de la interfață necesită o presiune de echilibru a vaporilor, între faza lichidă și cea de vapori și o corespondență între fluxul căldură și de masă. Aceasta depinde de proprietățile termodinamice a substanțelor componente. Pentru un proces de absorbție linear, avem o variație lineară temperatură-concentrație și o căldură de absorbție constantă. Aceste condiții devin la $y=\Delta$:

$$C' = C_1 T + C_2 \quad (3.29a)$$

$$\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) = D \left(\frac{\partial C'}{\partial y} \right) H_w \quad (3.29b)$$

unde:

- C_1 și C_2 - constante;
- H_w - căldura de absorbție pe mol de vapori în filmul de lichid, în j/mol.

Se definesc următoarele variabile:

$$\zeta = \frac{x}{Re \Delta} ; \quad \eta = \frac{y}{\Delta} \quad (3.30a)$$

$$v = \frac{u}{u} \quad (3.30b)$$

$$\theta = \frac{T - T_a}{T_c - T_a} ; \quad \gamma = \frac{C - C_a}{C_c - C_a} \quad (3.30c)$$

$$v = \frac{D(C_c - C_a)H_a}{\lambda(T_c - T_a)} \quad (3.30d)$$

unde:

T_e - temperatura de echilibru a soluției la concentrația C_0 cu faza de vapori;

C_e - concentrația soluției la temperatura T_0 în echilibru cu faza de vapori;

u - viteza medie, în m/s;

Re - criteriul Reynolds calculat cu relația

$$Re = \frac{\bar{u}\Delta}{\nu} \quad (3.31)$$

în care ν este vâscozitatea cinematică a soluției, în m^2/s .

Ecuatiile (3.23) și (3.24) scrise cu variabilele adimensionale devin:

unde Pr și Sc sunt criteriile Prandtl respectiv Schmidt.

$$v \frac{\partial \gamma}{\partial \zeta} - \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\left(\frac{1}{Sc} + \frac{\varepsilon}{\nu} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial \eta} \right] \quad (3.32)$$

$$v \frac{\partial \theta}{\partial \zeta} - \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\left(\frac{1}{Pr} + \frac{\varepsilon}{\nu} \right) \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right] \quad (3.33)$$

Condițiile la limită cu noile variabile adimensionale sunt:

la $\zeta=0$

$$\theta = 0 ; \quad \gamma = 0 \quad (3.34a)$$

la $\eta=0$

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \eta} = 0 \quad (3.34b)$$

pentru perețele cu temperatura constantă

$$\theta = 0 \quad (3.34b')$$

pentru perețele adiabetic

$$\frac{\partial \theta}{\partial \eta} = 0 \quad (3.34b'')$$

la $\eta=1$

$$\theta + \gamma = 1 \quad ; \quad \frac{\partial \theta}{\partial \eta} = \nu \frac{\partial \gamma}{\partial \eta} \quad (3.34c)$$

Se pot utiliza trei formule pentru a calcula difuzia turbulentă. Aceasta se consideră aceeași pentru transferul de căldură masă și moment.

În apropierea peretelui se folosește expresia recomandată de Van Driest unde y^* este ordonata adimensională și τ_p este solicitarea tangențială la perete calculată cu relația

$$\tau_p = \rho \cdot \Delta g \cdot \sin \phi$$

unde Fr este criteriul Froude.

Ecuatia (3.35b) poate fi utilizată în domeniul :

$$0 \leq y^* \leq 30 \quad \text{sau} \quad 0 \leq \eta \leq 120 \frac{\sqrt{Re}}{Fr}$$

$$\frac{\varepsilon}{\nu_s} = \frac{1}{2} \{ -1 + [1 + 0.64 y^{*2} (1 - e^{-y^{*2}/30})^2] \} \quad (3.35a)$$

$$\frac{\varepsilon}{\nu_s} = \frac{1}{2} \{ -1 + [1 + 0.04 (Re^2 \eta^2 / Fr) - (1 - e^{-0.04 Re \eta^{1.04 Fr}}) y^{*2}] \} \quad (3.35b)$$

În zona de mijloc a filmului Richardt propune formula pentru miezul turbulent într-o conductă de rază r_0 :

Ecuatia (3.36a) poate fi transcrisă înlocuind r_0 cu Δ și r cu $(\Delta - y)$ și anume:

$$\frac{\varepsilon}{\nu_s} = \frac{k}{6} r_0^* \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \left[1 - 2 \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (3.36a)$$

unde k' este o constantă care se determină la intersecția ecuațiilor (3.35b) și (3.36b) pentru

$$\frac{\varepsilon}{\nu_s} = k' \frac{Re}{\sqrt{Fr}} (2\eta - \eta^2)(3 - 4\eta + 2\eta^2) \quad (3.36b)$$

Precizarea mărimii lui ε la interfață este mult mai complexă. Modelul prezentat de Lamourelle și Sandall exprimă:

$$\eta = 12 \sqrt{Fr} / Re$$

$$\frac{\varepsilon}{\nu_s} = 3.153 \cdot 10^{-7} Fr^{2.3} Re^{2.75} \left(\frac{y}{\Delta} \right)^2 \quad (3.37)$$

Ecuția (3.37) se utilizează în intervalul $\eta=1$ și punctul de intersecție cu ecuația (3.36b).

Expresia pentru difuzia turbulentă poate fi utilizată pentru calculul profilului de viteze. Numai forțele tangențiale variază liniar cu y fiind zero la interfață, putându-se scrie:

$$\tau = \tau_w(1 - \eta) = \frac{\rho}{\Delta} (\nu_t + \varepsilon) \frac{\partial u}{\partial \eta} \quad (3.38)$$

unde τ - solicitarea tangențială, în Pa.

$$v - \frac{u}{u} = \frac{Re}{4Fr} \int_0^{\eta} \frac{1 - \eta}{1 + \varepsilon/\nu_t} d\eta \quad (3.39)$$

Viteza rezultată trebuie să fie conformă cu condiția:

$$\int_0^1 v d\eta$$

valorile criteriului Froude sunt acordate până când această relație este satisfăcută.

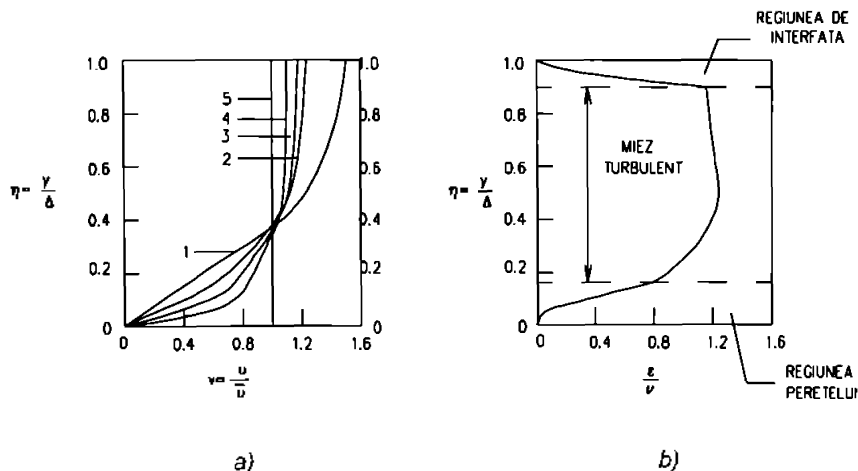


Fig. 3.12 a) Profilul vitezelor la diferite valori ale lui Re (și corespunzător numărului Fr).

b) Profilul difuziunii turbulente în cele trei regiuni.

1 - regim laminar

2 - $Re=10^4$; ($Fr=2,18 \cdot 10^2$)

3 - $Re=10^5$; ($Fr=5,47 \cdot 10^2$)

4 - $Re=10^6$; ($Fr=1,01 \cdot 10^3$)

5 - $Re \rightarrow \infty$

Fig. (3.12) descrie profilul de viteze pentru câteva valori ale numărului Reynolds în regim turbulent. După cum era de așteptat profilul de viteze se aplatizează cu creșterea numărului Re și valori mari ale criteriului Fr. Fig. (3.12) arată profilul difuziunii turbulente în cele trei regiuni și anume la perete, în miezul turbulent și la interfață.

3.2.2 Rezolvarea modelului matematic.

Rezolvarea analitică a ecuațiilor este similară cu cazul curgerii laminare definind o nouă variabilă:

$$\eta_i = 1 - \eta \quad (3.40)$$

Astfel se pot scrie ecuațiile (3.41) și (3.42):

$$v_i \frac{\partial \gamma}{\partial \zeta} = \frac{1}{Sc} \frac{\partial^2 \gamma}{\partial \eta_i^2} \quad (3.41)$$

$$v_i \frac{\partial \theta}{\partial \zeta} = \frac{1}{Pr} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta_i^2} \quad (3.42)$$

Utilizând ecuația:

$$\frac{\partial^2 \gamma}{\partial z^2} = -2z \frac{\partial \gamma}{\partial z} \quad (3.43a)$$

unde:

$$z = \eta_i \sqrt{v_i Sc / \lambda \zeta}$$

Ecuația (3.43a) integrată de două ori rezultă:

$$\gamma = k_1 \operatorname{erf}(z) + k_2 = k_1 \operatorname{erf} \left(\eta_i \sqrt{\left(\frac{v_i Sc}{\lambda \zeta} \right)} \right) + k_2 \quad (3.43b)$$

Similar se deduce ecuația

$$\theta = k_3 \operatorname{erf} \left(\eta_i \sqrt{\left(\frac{v_i Pr}{\lambda \zeta} \right)} \right) + k_4 \quad (3.44)$$

În funcție de condițiile la limită (3.34a), constantele $k_1 = -k_2$ și $k_3 = -k_4$ până la $\operatorname{erf}(A) = 1$. Condițiile la limită (3.34b) sunt satisfăcute automat pentru ambele cazuri. Condițiile la limită (3.34c) rezolvă

$$k_1 + k_3 = -1 \quad ; \quad v k_1 \sqrt{Sc} = k_3 \sqrt{Pr}$$

de unde toate constantele de integrare se pot determina.

De aici rezultă expresiile temperaturii și concentrației adimensionale

$$\theta = \frac{v}{v + \sqrt{Le}} \left[1 - \operatorname{erf} \sqrt{\left(\frac{v_i Pr (1 - \eta)^2}{4\zeta} \right)} \right] \quad (3.35)$$

$$\gamma = \frac{\sqrt{Le}}{v + \sqrt{Le}} \left[1 - \operatorname{erf} \sqrt{\left(\frac{v_i Sc (1 - \eta)^2}{4\zeta} \right)} \right] \quad (3.36)$$

unde $Le = Pr/Sc$ este criteriul Lewis. Pentru valori mici ale lui ζ ecuațiile (3.35) și (3.36) sunt valabile în ambele cazuri (pentru peretele adiabatic și pentru peretele cu temperatură constantă).

3.2.3 Prelucrarea datelor

Fig. (3.13) și (3.14) descriu comportarea generală a temperaturii și concentrației în funcție de variabila adimensională ζ pentru un set de valori ale parametrilor Re , Pr , Sc și v . Diagramele reprezintă variația lui θ și γ la perete, în lichid și la interfața lichid-vapori. Linia plină reprezintă cazul peretelui cu temperatură constantă și linia întreruptă cazul peretelui adiabatic.

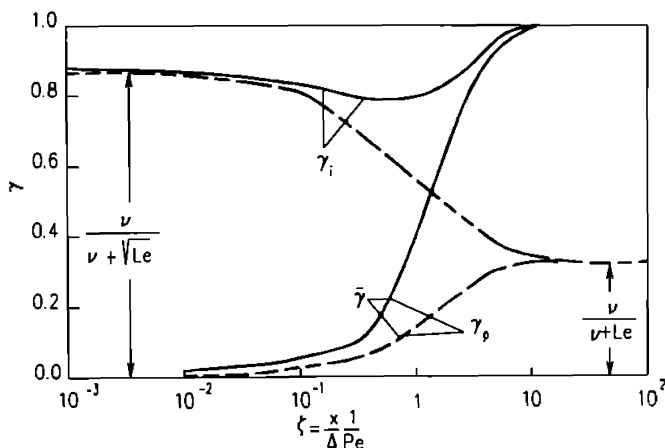


Fig. 3.13 Variația temperaturii adimensionale la perete, în lichid și la interfață în funcție de ζ pentru $Re=10^4$, $Pr=10$, $Sc=2000$ și $v=0.01$

La valori mici ale lui ζ comportarea este identică în ambele cazuri. De asemenea la valori mici ale lui ζ se observă că θ_p și γ_p au valori apropiate de zero deoarece θ_i și γ_i rămân aproape constante cu valoarea la $\zeta=0$. Aceste valori sunt:

$$\sqrt{Le}/(\lambda\sqrt{Le}) : \nu/(\nu+\sqrt{Le}).$$

Cu creșterea lui ζ în cazul peretelui adiabatic θ_p , θ_i și θ cresc monoton către o valoare comună. În cazul peretelui cu temperatură constantă apare o creștere a temperaturii adimensionale după care descrește tinzând spre zero.

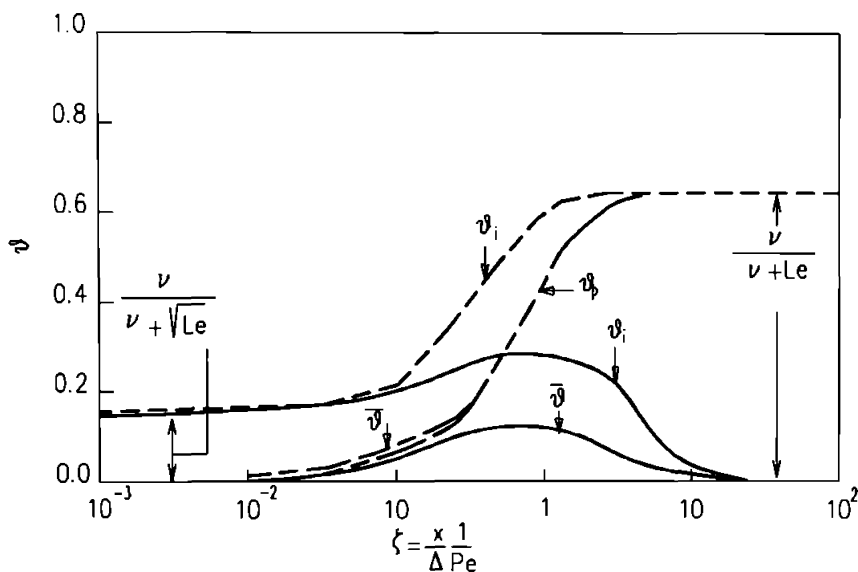


Fig. 3.14 Variația concentrației adimensionale în funcție de ζ pentru $Re=10^4$, $Pr=10$, $Sc=2000$ și $\nu=0,01$.

Concentrația la interfața lichid-vapori are o variație opusă temperaturii adimensionale la interfață până când $\gamma_i=1-0$. Concentrația din filmul de lichid crește în ambele cazuri către o valoare finală egală cu γ_i . Este interesant de observat că în cazul peretelui adiabatic γ crește cu creșterea lui ζ pentru că θ descrește. Valorile asimptotice ale temperaturii respectiv concentrației adimensionale în cazul peretelui de temperatură constantă sunt 0 și 1.

În figura (3.15) se arată variația concentrației filmului de lichid $\bar{\gamma}$ în funcție de variabila adimensională ζ pentru trei valori ale lui Reynolds în regim turbulent și laminar. Ceilalți parametri ai sistemului sunt dați la o anumită valoare de unde rezultă creșterea asimptotică din ambele cazuri către o anumită valoare. Așa cum era de așteptat la numere Re mai mari este posibilă o concentrație respectiv o temperatură mai ridicată pentru valori mici ale lui ζ . Efectul de absorbție este prezentat în figura (3.16) care reprezintă variația temperaturii și concentrației adimensionale la interfața în funcție de ζ

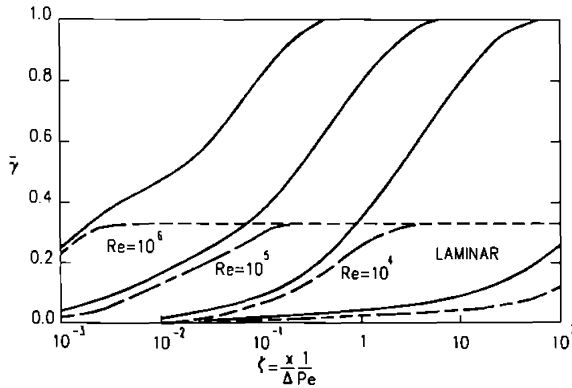


Fig. 3.15 Variația concentrației din filmul de lichid în funcție de ζ pentru $\nu=0,01$; $Pr=10$; $Sc=2000$ la diferite valori ale lui Re .

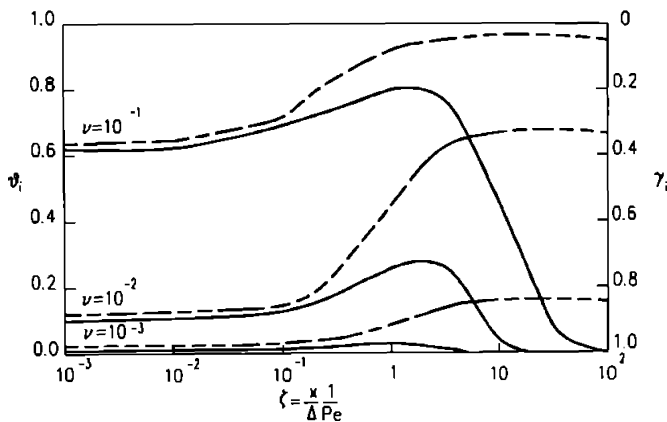


Fig. 3.16 Variația temperaturii și concentrației adimensionale la interfață în funcție de ζ pentru $Re=10^4$, $Pr=10$, $Sc=2000$ și diferite valori ale lui ν .

Se observă că față de valoarea inițială a temperaturii adimensionale la interfață ($\zeta=0$) apare o creștere a acesteia la valori mai mari ale lui ν ; concentrația descrește cu creșterea lui ζ . La limita când $\nu=0$ (căldura de absorbție este neglijată) $\theta_i=0$ și $\gamma_i=1$ pentru orice valoare a lui ζ .

Efectul criteriilor Prandtl și Schmidt este descris în figura (3.17).

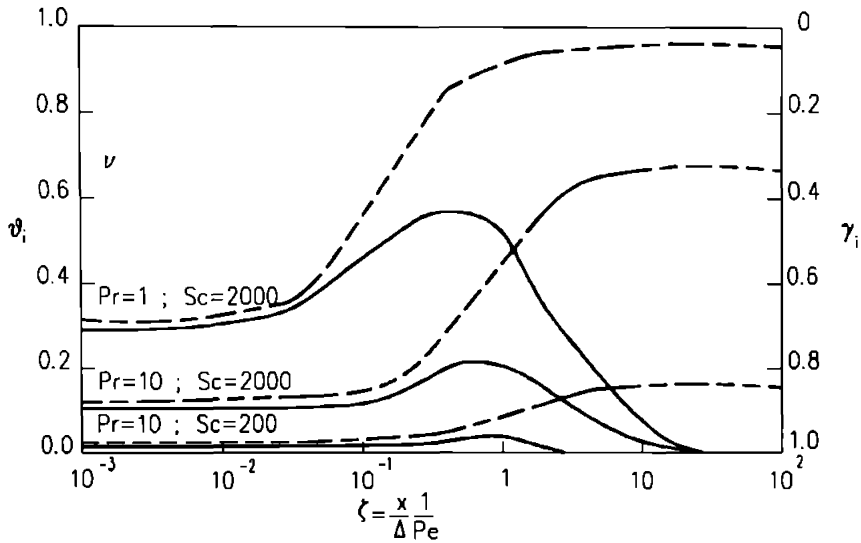


Fig. 3.17 Variația temperaturii și concentrației adimensionale în funcție de ζ pentru $Re=10^4$, $\nu=0,01$ și diferite valori ale lui Pr și Sc .

Coefficientul local de transfer de masă este definit cu ajutorul criteriului Sherwood astfel:

$$Sh = \frac{h_m \Delta}{D} = \frac{(\partial \gamma / \partial \eta)_{\eta=1}}{\gamma_s - \gamma} \quad (3.37)$$

Coefficientul local de transfer de căldură de la interfață la filmul de lichid este definit prin intermediul criteriului Nusselt astfel:

$$Nu = \frac{\alpha \Delta}{\lambda} = \frac{(\partial \theta / \partial \eta)_{\eta=1}}{\theta_s - \theta} \quad (3.38)$$

Figura (3.18) descrie variația criteriului Sherwood în funcție de ζ pentru diferiți parametri ai sistemului.

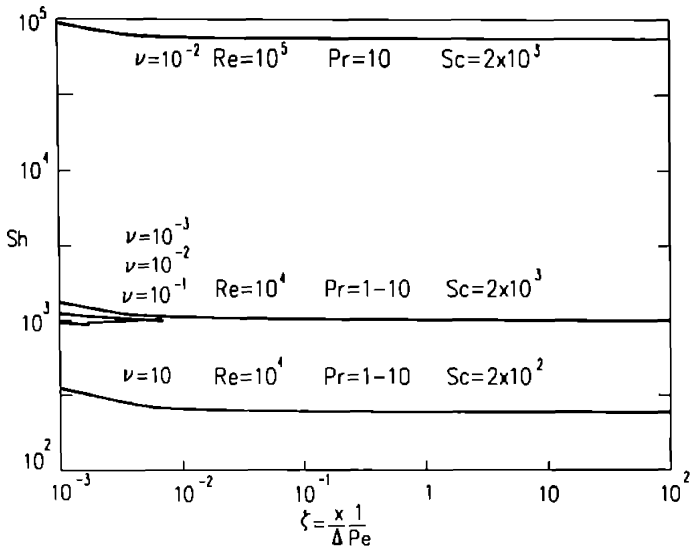


Fig. 3.18 Variația criteriului Sh în funcție de ζ pentru diferite valori ale parametrilor sistemului.

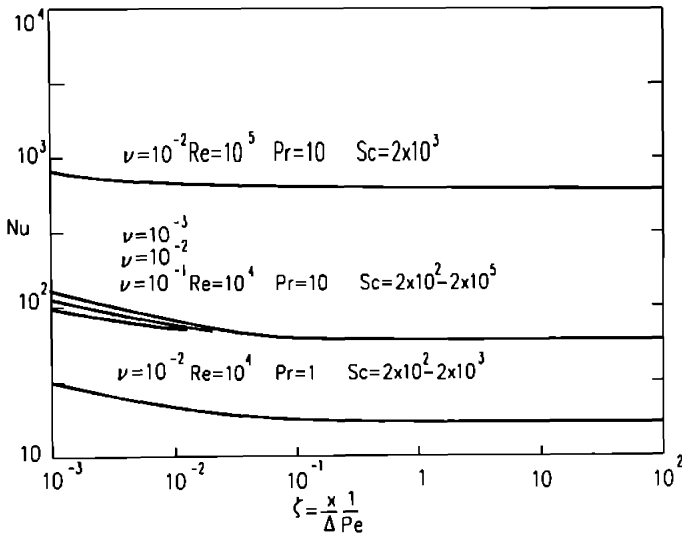


Fig. 3.19 Variația criteriului Nu în funcție de ζ pentru diferite valori ale sistemului.

Se observă că nu apar deosebiri notabile pentru cele două cazuri între cazul peretelui adiabatic și cel cu temperatură constantă. Pentru valori fixate a lui ν , Pr și Sc criteriul Sherwood crește cu Re . Pentru valori fixate ale criteriului Re , Sh crește cu numărul Sc dar nu depinde prea mult de Pr . Efectul căldurii de absorbție este mic și limitat într-o regiune pentru valori mici ale lui ζ .

Criteriul Nusselt are o comportare similară cu cea a criteriului Sh , cu deosebirea că variația acestuia depinde de criteriul Pr și nu prezintă variații în funcție de criteriul Sc . Criteriul Nu' ne oferă informații referitoare la transferul termic la perete fiind afectat în principal de Re și Pr și nu depinde de ν și Sc .

3.3. TRANSFERUL DE SIMULTAN DE CĂLDURĂ ȘI MASĂ LA ABSORBȚIA VAPORILOR ÎNTR-UN FILM DE LICHID ÎN REGIM DINAMIC

3.3.1 Modelul matematic.

Modelul matematic prezentat prezintă avantajul că ține cont în procesul de absorbție de influența presiunii și a grosimii filmului de lichid la o anumită poziție din aparat. Într-o instalație de pompă de căldură există trei niveluri de temperatură.

O modificare a nivelului temperaturii de vaporizare conduce în general la variația debitului de vaporii obținuți în vaporizator, o modificare a temperaturii din absorbitor conduce la variație temperaturii mediului de răcire și o modificare a temperaturii în generatorul de vaporii conduce la modificări ale concentrației din absorbitor.

În fig. (3.20) este reprezentat procesul de absorbție a vaporilor de către o soluție în mișcare descendentă.

Căldura rezultată în urma procesului de absorbție la interfața lichid-vapori este transmisă prin filmul de lichid către perete și cedată agentului de răcire care curge de partea cealaltă a peretelui. Din această cauză temperatura agentului de răcire la ieșire este mai mare decât cea de la intrare ($T_{r,o} > T_{r,i}$). De asemenea concentrația soluției la ieșire este mai mare decât cea de la intrare w_i .

Pentru a studia procesul de absorbție se consideră următoarele ipoteze:

(1) Temperatura în direcție tangențială prin mediul de răcire și prin perete este considerată constantă.

(2) Soluția este un fluid newtonian care curge sub influența gravitației și a frecărilor cu peretele.

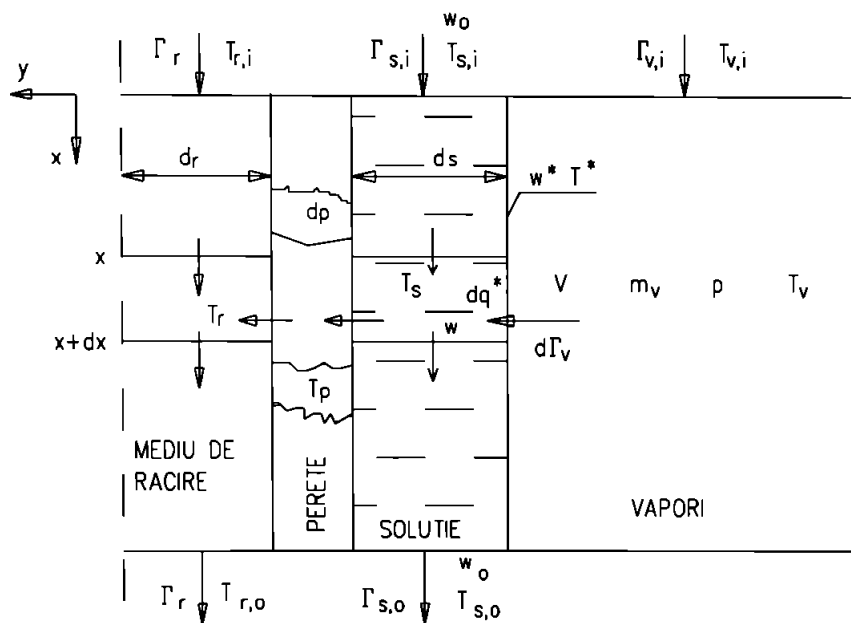


Fig.3.20 Caracteristicile geometrice și termodinamice ale procesului de absorbție pelicular.

(3) Filmul de lichid este o soluție din două componente din care una este prezentă în faza de vapori.

(4) Transferul de căldură și masă în filmul de lichid se produce perpendicular pe direcția de curgere prin difuzie și prin convecție în direcția curgerii.

(5) La interfața dintre lichid și vapori există un echilibru termodinamic între cele două faze.

(6) Căldura de absorbție rezultă la interfața celor două faze (lichid-vapori).

(7) Nu există transfer de căldură în faza de vapori, de asemenea presiunea vaporilor nu variază în lungul absorbitorului.

(8) Corelarea dintre regimul staționar al grosimii respectiv viteza filmului și coeficienții de transfer de căldură și masă, conduc la rezultate valabile în regimul tranzitoriu.

Modelul urmărește variația proprietăților termodinamice și fizice ale mediului de răcire, ale soluției și a vaporilor precum și a coeficienților de transfer de căldură și masă în timp și spațiu. Aceasta face ca modelul să fie valabil la orice valoare a temperaturii, a concentrației și a presiunii. De variația proprietăților fizice și termodinamice se ține cont prin intermediul coeficienților adimensionali $v_1, v_2, v_3, v_4, v_5, v_6, v_7$ și v_8 . Acești coeficienți vor fi definiți ulterior.

Bilanțul termic pentru mediul de răcire care curge în lungul unei plăci cu lățimea egală cu unitatea este:

$$\frac{\partial T_r}{\partial t} - \frac{v_1 \Gamma_r}{\rho_r \delta_r} \frac{\partial T_r}{\partial x} - \frac{v_1 \alpha_r}{\rho_r c_{p,r} \delta_r} (T_p - T_r) \quad (3.39)$$

unde:

T_r - temperatura mediului de răcire, în °C;

t - timpul, în s;

Γ_r - debitul mediului de răcire, în kg/(ms);

ρ_r - densitatea mediului de răcire, în kg/m³;

δ_r - lățimea mediului de răcire, în m;

x - coordonata în lungul peretelui, în m;

v_1 - coeficient adimensional calculat cu relația:

$$v_1 = \left(1 + \frac{h_r}{\rho_r c_{p,r}} \frac{\partial \rho_r}{\partial T_r} \right)^{-1}$$

în care:

h_r - entalpia mediului de răcire, în J/kg;

$c_{p,r}$ - căldura specifică a mediului de răcire, în J/(kg °C).

α_r - coeficientul de convecție pe partea mediului de răcire, în W/(m² °C);

T_p - temperatura peretelui, în °C.

Această ecuație cu derivate parțiale hiperbolice constituie un exemplu a unei ecuații de transport. Viteza de propagare este dată de $v_1 \Gamma_r / (\rho_r \delta_r)$ și factorul $\rho_r c_{p,r} / (v_1 \alpha_r)$ este o constantă de timp.

Ecuația de bilanț masic pentru perete este:

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = \frac{\alpha_s}{\rho_p c_{p,p} \delta_p} (T_s - T_p) + \frac{\alpha_r}{\rho_r c_{p,r} \delta_r} (T_p - T_r) \quad (3.40)$$

în care:

α_s - coeficientul de convecție pe partea soluției, în $W/(m^2mC)$;

ρ_p - densitatea peretelui, în kg/m^3 ;

$c_{p,p}$ - căldura specifică a materialului peretelui, în $J/(kgmC)$;

δ_p - grosimea peretelui, în m ;

T_s - temperatura soluției, în $^{\circ}C$.

Ecuția de bilanț masic pentru filmul de lichid este:

$$\frac{\partial(dm, l)}{\partial t} = d\Gamma_v - \frac{\partial\Gamma_s}{\partial x} dx \quad (3.41)$$

în care:

m_s - masa de soluție pe unitatea de lățime, în kg/m ;

Γ_v - debitul de vapori pe unitatea de lățime, în $kg/(ms)$;

Γ_s - debitul de soluție pe unitatea de lățime, în $kg/(ms)$.

Cu ajutorul ecuațiilor (3.42)...(3.45) condițiile de la interfață pot fi exprimate în funcție de temperatura și concentrația soluției și de presiunea vaporilor.

$$d\Gamma_v = \frac{\rho_s k}{l-w} (w^* - w) dx \quad (3.42)$$

în care:

k - coeficient de transfer de masă, în kg/m ;

w^* - concentrația soluției la interfață, în kg/kg .

În soluție avem două componente 1 și 2, componentul 1 este cel volatil și străbate interfața lichid-vapori. Din această cauză expresia generală a schimbului de masă pentru componentul 1 devine:

$$d\Gamma_1 = \rho D \frac{\partial w_1}{\partial y} + w_1(d\Gamma) + d\Gamma_1$$

putându-se considera că unul din factorii $1-w$, poate fi redus, deoarece $d\Gamma_2=0$ la interfață.

Conform ipotezei (6) căldura de absorbție se obține la interfață și anume:

$$dq^* = d\Gamma \cdot \Delta h \quad (3.43)$$

unde:

q^* - fluxul termic pe unitatea de lungime la interfață, în W/m;

Δh - căldura de absorbție, în J/kg.

Fluxul de căldură transmis de la interfață la filmul de soluție este descris de ecuația:

$$dq^* = \alpha^* (T^* - T_s) dx \quad (3.44)$$

În cazul în care presiunea variază destul de lent, în conformitate cu ipoteză (5) este valabilă ecuația Clausius-Clapeyron, ecuație care descrie echilibrul termodinamic dintre cele două faze. Prin linearizarea acestei ecuații se obține:

$$T^* = Aw^* + Bp + C \quad (3.45)$$

în care:

A - coeficient de echilibru termodinamic la interfață, în K;

B - coeficient de echilibru termodinamic la interfață, în Km²/N;

C - coeficient de echilibru termodinamic la interfață, în K.

Cu ajutorul ecuațiilor (3.42)...(3.45) dm''_v poate fi exprimat cu ajutorul variabilelor T_s , w și p .

$$dm''_v = \frac{d\Gamma_v}{dx} = \frac{T_s - Aw - Bp - C}{[(1-w) \frac{A}{\rho} + \frac{\Delta h}{\alpha^*}] G} = \frac{T_s - Aw - Bp - C}{G} \quad (3.46)$$

în care dm''_v este debitul de substanță absorbită pe unitatea de lungime, în kg/(ms).

De cele mai multe ori valoarea lui G nu este afectată dacă în locul lui w' se utilizează w sau chiar w_0 . Ecuația (3.46) este deosebit de importantă deoarece descrie atât comportarea filmului soluției cât și a fazei de vapori. Această ecuație descrie procesul combinat de transfer de căldură și masă deoarece sunt prezenți ambii coeficienți de transfer.

Masa soluției din ecuația (3.41) poate fi exprimată în funcție de grosimea filmului δ_s

$$dm_s = \rho_s \delta_s dx \quad (3.47)$$

În conformitate cu ipoteza (2) se poate da o relație generală dintre grosimea filmului și debitul masic:

$$\delta_s = a \left(\frac{v_s^2}{g} \right)^{1/3} \left(\frac{4\Gamma_s}{\rho_s v_s} \right)^{1/3} = \left(\frac{a v_s^2}{g} \right)^{1/3} \left(\frac{4\Gamma_s}{\rho_s} \right)^{1/3} = \frac{\Gamma_s}{\rho_s f} \quad (3.48)$$

împreună cu valorile teoretice și experimentale pentru coeficienții a și b în cazul curgerii laminare, tranzitorii și turbulente.

în care:

v_s - vâscozitatea cinematică a soluției, în m^2/s ;

g - accelerația gravitațională, în m/s^2 ;

f - factor calculat cu relația și exprimat în $m^{1/3}s^{1/3}kg^{2/3}$

$$f = \left(\frac{g}{3\mu\rho_s} \right)^{1/3}$$

Bilanțul masic al componentei volatile este dat de ecuația:

$$dm_s = \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(dm_s)}{\partial x} = d\Gamma_s - \Gamma_s \frac{\partial w}{\partial x} - w \frac{\partial \Gamma_s}{\partial x} dx \quad (3.49)$$

Prin eliminarea lui dm_s din ecuațiile (3.41) și (3.47), a lui δ_s din ecuația (3.48) și prin substituirea lor în ecuațiile (3.46) și (3.49) se poate scrie:

$$\frac{\partial w}{\partial t} = f \Gamma_s^{1/3} \frac{\partial w}{\partial x} \frac{(1-w)T_s - Aw - Bp - C}{\Gamma_s^{1/3} G} \quad (3.50)$$

Termodinamica filmului de lichid poate fi descrisă prin bilanțul entalpiilor. În conformitate cu ipoteza (4) bilanțul entalpiilor este dat de relația:

$$dm_s \frac{\partial h_s}{\partial t} + h_s \frac{\partial(dm_s)}{\partial x} = d\Gamma_s h_s - \Gamma_s \frac{\partial h_s}{\partial x} dx - h_s \frac{\partial \Gamma_s}{\partial x} dx - \alpha (T_s - T_p) dx \quad (3.51)$$

Derivatele lui h_s pot fi reduse la derivate în funcție de cantități măsurabile T_s , w și p , considerând derivata totală a lui h_s și considerând derivatele parțiale:

$$c_{p,s} = \partial h_s / \partial T_s \quad ; \quad \phi_s = \partial h_s / \partial w$$

unde F_w este derivata entalpiei în raport cu concentrația la temperatură constantă, în J/kg.

Efectul presiunii asupra entalpiei soluției este neglijabil pentru condițiile considerate în procesele de absorbție. Din această cauză derivata entalpiei soluției în raport cu presiunea nu este luată în considerare. După eliminarea lui dm_s din ecuațiile (3.47), (3.48) și (3.41) făcând substituția pentru derivata totală a lui h_s , determinând

derivatele concentrației, utilizând relația $\Delta h = h_v - h_s - (1-w)F_w$ și înlocuind ecuația (3.46) în ecuația (3.51) aceasta devine:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} + f \Gamma_s^{*k} \frac{\partial T_s}{\partial x} = \frac{f}{c_p \Gamma_s^{*k}} \left[\left(\frac{\Delta h}{G} T_s - A w - B p - C \right) - \alpha_s (T_s - T_p) \right] \quad (3.52)$$

Se va scrie ecuația de bilanț masic (3.41) în funcție de mărimile măsurabile G_s , T_s , w și p . Utilizând ecuațiile (3.47) și (3.48) membrul stâng al ecuației (3.41) devine:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\Gamma_s^{*k}}{f} \right) dx = \left(\frac{h}{f} \Gamma_s^{*k-1} \frac{\partial \Gamma_s^{*k}}{\partial t} - \frac{\Gamma_s^{*k}}{f^2} \frac{\partial f}{\partial t} \right) dx \quad (3.53)$$

Substituind ecuațiile (3.53) și (3.46) în ecuația (3.41) bilanțul masic final al filmului de soluție este dat de relația:

$$\frac{\partial \Gamma_s}{\partial t} + \frac{f}{h} \Gamma_s^{*k} \frac{\partial \Gamma_s}{\partial x} - \frac{f}{h} \Gamma_s^{*k-1} \frac{\partial \Gamma_s^{*k}}{\partial t} - \frac{f}{f^2} \frac{\partial f}{\partial t} = \frac{f}{G} \left(T_s - A w - B p - C \right) - \alpha_s \frac{\Gamma_s^{*k}}{\rho_{s,0} \delta_{s,v}} \quad (3.54)$$

unde:

$$v_s = \frac{J_s}{h} \left(\frac{1}{f} \frac{\partial f}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \tau} + \frac{1}{f} \frac{\partial f}{\partial \theta} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \right)$$

în care:

- J_s - debitul masic adimensional pe unitatea de lățime calculat cu relația $\Gamma_s/\Gamma_{s,0}$;
- θ - temperatura adimensională;
- τ - timpul adimensional.

Relațiile de calcul ale lui θ și τ se vor prezenta ulterior.

Legătura dintre presiunea masa și temperatura vaporilor este dată de ecuația de stare:

$$p = Z \frac{m_v R T_v}{M_v V} = E m_v T_v \quad (3.55)$$

în care :

- Z - factor de compresibilitate;
- m_v - masa vaporilor pe unitatea de lățime, în kg/m;
- R - constanta universală a gazelor, în J/(mK);
- M_v - volumul vaporilor pe unitatea de lățime, în m³/m;
- E - factor în ecuația de stare calculat cu relația $ZR/M_v V$.

Factorul de compresibilitate ține cont de comportarea vaporilor față de cea a gazului ideal.

Bilanțul masic pentru faza de vapori este:

$$\frac{\partial m_v}{\partial t} = \Gamma_{v,0} \int_0^l dm_v dx = \Gamma_{v,0} \int_0^l \frac{T_v - Aw - Bp - C}{G} dx \quad (3.56)$$

În conformitate cu ipoteza (7) bilanțul entalpiilor este:

$$m_v \frac{\partial h_v}{\partial t} + h_v \frac{\partial m_v}{\partial t} = \Gamma_{v,0} h(p, T_{v,0}) - h_v \int_0^l dm_v dx \quad (3.57)$$

Entalpia vaporilor h_v este în funcție de presiunea p și temperatura T_v . Efectuând derivata totală

$$\frac{\partial h_v}{\partial p} = \phi_v \quad ; \quad \frac{\partial h}{\partial T_v} = c_{p,v} \quad (3.58)$$

și utilizând ecuațiile (3.55) și (3.56), eliminând m_v și derivatele sale ecuația (3.57) devine:

$$\frac{\partial T_v}{\partial t} = \frac{E T_v \Gamma_{v,0} v_s (T_{v,0} - T_v)}{p} - \frac{\phi_p}{c_{p,v}} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3.59)$$

unde

$$v_s = \frac{h_v(p, T_{v,0}) - h_v(p, T_v)}{c_{p,v} (T_{v,0} - T_v)}$$

Făcând derivata totală în funcție de t din ecuația (3.55) și utilizând ecuațiile (3.56) și (3.59) se obține pentru derivata lui p expresia:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{E}{(1 + \frac{p \phi_p}{T_v c_{p,v}})} \left\{ \Gamma_{v,0} v_s (T_{v,0} - T_v) - T_v \int_0^l \frac{T_v - Aw - Bp - C}{G} dx - v_s \right\} \quad (3.60)$$

unde

$$v_s = \frac{P + N_D \frac{\partial E}{\partial \tau}}{E}$$

în care P este presiunea adimensională calculată cu relația $(p-p_0)/(p_e-p_0)$. Variabila N_D se va defini ulterior. Pentru a putea lua în considerare cazul general se vor defini următoarele variabile adimensionale:

$$X = \frac{x}{L} \quad ; \quad \tau = \frac{t}{L} \frac{\Gamma_{v,0}}{\rho_{v,0} \delta_{v,0}} \quad ; \quad \theta = \frac{T - T_0}{T_v - T_0} \quad ; \quad \gamma = \frac{w - w_0}{w_e - w_0} \quad ;$$

$$P = \frac{p - p_0}{p_e - p_0} \quad ; \quad J = \frac{\Gamma}{\Gamma_{v,0}}$$

unde

$$T_c = A_o w_o + B_o P_o + C$$

În funcție de noile variabile adimensionale definite ecuațiile vor deveni:

$$\frac{\partial \theta_r}{\partial \tau} + N_1 \frac{\partial \gamma}{\partial X} = N_2 (\theta_p - \theta_r) \quad (3.39^*)$$

$$\frac{\partial \theta_r}{\partial \tau} = N_3 (\theta_s - \theta_p) - N_4 (\theta_p - \theta_r) \quad (3.40^*)$$

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \tau} + v_5 J_s^{1,b} \frac{\partial \gamma}{\partial X} = -v_5 \frac{N_5 (\gamma - N_6)}{J_s^h} (\theta_s - v_6 \gamma + v_7 P - v_8) \quad (3.41^*)$$

în care:

$$v_1 = \frac{f}{f_o} \quad v_6 = \frac{A}{A_o} \quad v_7 = \frac{B}{B_o} \quad ; \quad v_8 = 1 - C - C_o$$

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} + v_5 J_s^{1,b} \frac{\partial \theta_s}{\partial X} = \frac{v_5 N_7 N_8}{J_s^h} (\theta_s + v_6 \gamma + v_7 P - v_8) - \frac{v_5 N_8}{J_s^h} (\theta_s - \theta_p) \quad (3.42^*)$$

$$\frac{\partial J}{\partial \tau} + \frac{v_5}{b} J_s^{1,b} \frac{\partial J}{\partial X} = \frac{v_5}{b} N_5 J_s^{1,b} (\theta_s + v_6 \gamma + v_7 P - v_8) + v_2 \quad (3.43^*)$$

$$\frac{\partial P}{\partial \tau} = \frac{-N_9 \left[v_3 (\theta_{v,i} - \theta_v) + \theta_v + N_{10} \right] J_{v,i} + \frac{N_5 N_9 (\theta_v + N_{10})}{1 - N_{12} \left[(P + N_{11}) / (\theta_v + N_{10}) \right]}}{1 - N_{12} \left[(P + N_{11}) / (\theta_v + N_{10}) \right]} \times \int_0^1 (\theta_s + v_6 \gamma + v_7 P - v_8) dX - v_1 \quad (3.44^*)$$

$$\frac{\partial \theta_v}{\partial \tau} = -N_9 v_3 \frac{\theta_v + N_{10}}{P + N_{11}} J_{v,i} (\theta_{v,i} - \theta_v) + N_{12} \frac{\partial P}{\partial \tau} \quad (3.45^*)$$

În care constantele N_1, \dots, N_{12} se determină cu relațiile:

$$N_1 = \frac{v_1 \Gamma_r \rho_{v,o} \delta_{v,o}}{\rho_r \delta_r \Gamma_{v,o}}$$

$$N_2 = \frac{v_1 \alpha_r \rho_{v,o} \delta_{v,o} L}{\rho_r c_{pr} \delta_r \Gamma_{v,o}}$$

$$N_3 = \frac{\alpha_s \rho_{s,o} \delta_{s,o} L}{\rho_p c_{pp} \delta_p \Gamma_{s,o}}$$

$$N_4 = \frac{\alpha_r \rho_{v,o} \delta_{v,o} L}{\rho_p c_{pp} \delta_p \Gamma_{v,o}}$$

$$N_5 = \frac{L(T_c - T_o)}{\Gamma_{v,o} G} \quad ; \quad N_6 = \frac{1 - w_o}{w - w_o}$$

$$N_x = \frac{\Delta h}{c_{p,s}(T_c - T_o)} \quad ; \quad N_x = \frac{L\alpha_s}{c_{p,s}\Gamma_{s,o}}$$

$$N_y = \rho_{s,o}\delta_{s,o}BEL \quad ; \quad N_{10} = \frac{T_o}{T_c - T_o}$$

$$N_{11} = \frac{p_o}{p_c - p_o} \quad ; \quad N_{12} = \frac{\phi_p}{c_{p,v}B_o}$$

Metoda prezentată este capabilă să dea rezultate atât pentru curgerea în contracurent cât și pentru cea în echicurent a lichidului de răcire. Expresia generală (3.48) pentru grosimea filmului se poate aplica la orice regim de curgere. Înainte de prelucrarea datelor trebuie stabilit regimul de curgere (coeficienții b și f) și care expresii se folosesc pentru determinarea lui k și a. Expresia lui δ , α și k implică cunoașterea profilelor $u(y)$, $T(y)$ și $w(y)$.

Deoarece în relații se lucrează doar cu mărimea medie a grosimii filmului, orice modificare a temperaturii sau concentrației se propagă cu o viteză medie.

3.3.2 Prelucrarea datelor.

Pentru simplificarea calculului s-a luat un sistem simplu a cărui proprietăți sunt constante în timp și spațiu ($v_1=v_3$, $v_5=v_6=1$, $v_2=v_4=0$) vaporii constituie un gaz ideal $N_{12}=0$, coeficienții $a=0,75^{1/3}$ și $b=1/3$.

Condițiile inițiale care s-au luat sunt:

$$Q_{r,i}=Q_p=0, s_r=g_i=P(0)=0;$$

$$J_{s,i}=1;$$

$$\theta_{v,i}=-2;$$

$$J_{v,i}=0,01;$$

$$N_1=N_2=1;$$

$$N_3=N_4=0,5;$$

$$N_5=-0,02;$$

$$N_6=N_7=50;$$

$$N_8=N_9=1;$$

$$N_{10}=52;$$

$$N_{11}=-50.$$

Pașii modificărilor se iau $\Delta X=0,02$; $\Delta t=0,02$.

În fig. 3.21 este arătată variația presiunii P , θ_p , θ_s , θ_r și γ la un pas de timp pornind de la $\tau=0$, modificându-se temperatura lichidului de răcire θ_r , la intrare de la 0 la -1.

Se observă că variația lui θ_r este cea mai rapidă, urmată de θ_p , θ_s , γ și P . O creștere a lui P înseamnă de fapt o scădere a lui p deoarece $p_e < p_o$. Pentru a scădea presiunea p trebuie să crească debitul masic absorbit, după care va scădea la valoarea inițială. Din această cauză $\gamma(\tau)$ conține un maximum.

În figura 3.22 se arată efectul pe care îl produce variația lui N_1 de la 1 la 0,1 asupra lui θ_s și γ .

Se observă că la creșterea lui τ nu mai apare o variație atât de puternică ca la început deoarece lichidul de răcire începe să se încălzească datorită circulației în lungul peretelui, dacă I' , descrește. În figura 3.23 se arată efectul variației lui N_2 .

La o scădere a lui N_2 apare un răspuns mai pronunțat la început, deoarece se produce o creștere mai mare a căldurii specifice a lichidului de răcire.

În figura 3.24 se arată efectul variației lui N_3 și N_4 . La început variația mărimilor de ieșire este puternică, după care temperatura adimensională tinde către o valoare egală cu cea din condițiile inițiale.

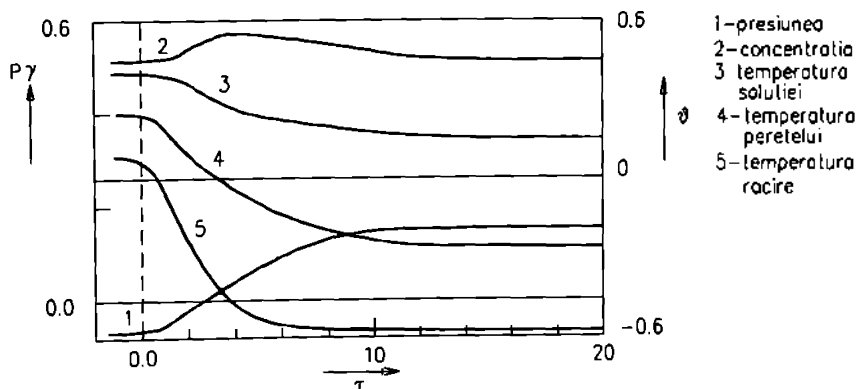


Fig. 3.21 Variația mărimilor de ieșire din absorbtor la modificarea cu un pas a temperaturii adimensionale $\theta_{r,c}$.

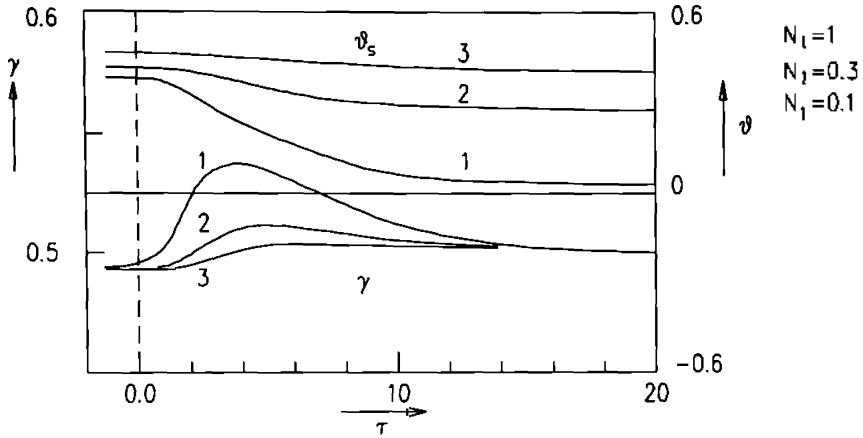


Fig. 3.22 Variația mărimilor de ieșire la modificarea cu un pas a temperaturii lichidului de răcire θ_r .

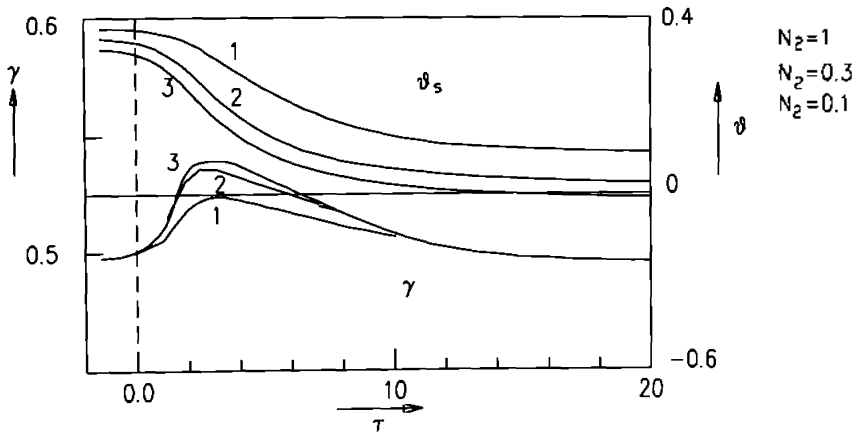


Fig. 3.23 Variația mărimilor de ieșire la modificarea cu un pas a temperaturii lichidului de răcire θ_r .

În figura 3.25 se arată efectul variației debitului masic adimensional de vapori J_v , de la valoarea 0,01 la 0,02. Variația cea mai pronunțată o are presiunea adimensională

P, urmată în ordine de concentrația soluției, temperatura soluției, temperatura peretelui și cea a fluidului de răcire. Deoarece $\gamma_s - \gamma_i = N_3 J_v / J_s = 50 J_v$, γ va avea valori cuprinse între 0,5 și 1.

În figura 3.26 se arată variația lui q_s și g pentru trei valori ale lui N_3 și anume -0,02; -0,006; 0,002.

Fig.3.27 demonstrează că modelul poate fi utilizat și pentru determinarea unor parametri, în cazul de față determinarea coeficientului de transfer de masă k . În cazul proceselor combinate de transfer de căldură și masă nu este posibil să se determine k din rezultatele experimentale în regim staționar datorită forței predominante $w' - w$, cunoscând doar valorile de intrare și ieșire necesară este ca Dh/a' din expresia lui G să aibă valori neglijabile (pentru lungimi de curgere mici) sau a' este cunoscut, care este valabil în cazul curgerii peste suprafețe cu lungimi moderate sau mari (profil liniar de temperatură).

Deoarece N_3 depinde de coeficientul de transfer de masă k , variația lui P în funcție de J_v , prezintă o alternativă de a determina direct valoarea lui k .

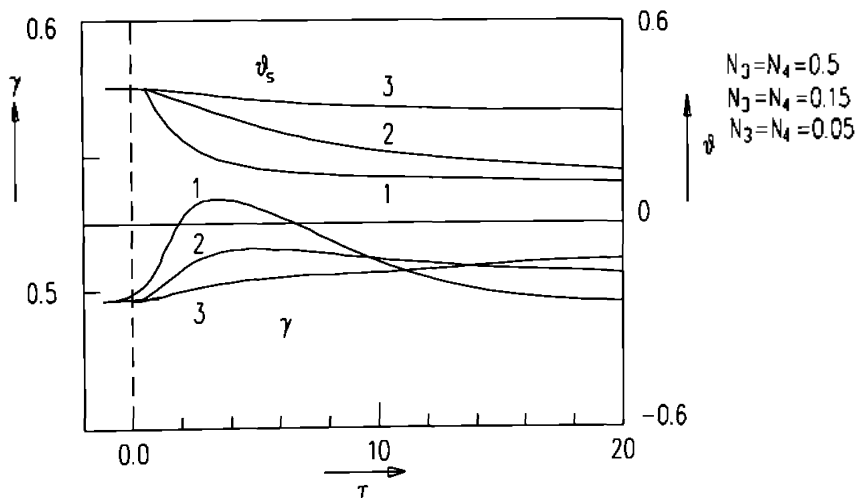


Fig. 3.24 Variația mărimilor de ieșire la modificarea temperaturii adimensionale a fluidului de răcire θ_r .

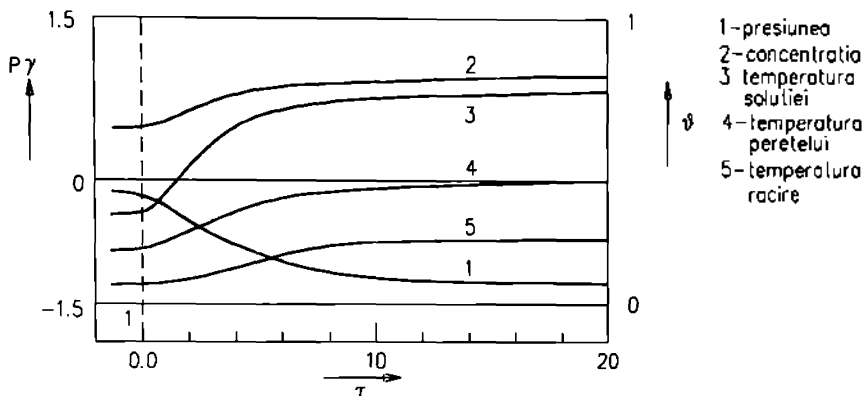


Fig. 3.25 Variația mărimilor de ieșire la modificarea debitului adimensional de vapor $J_{v,}$

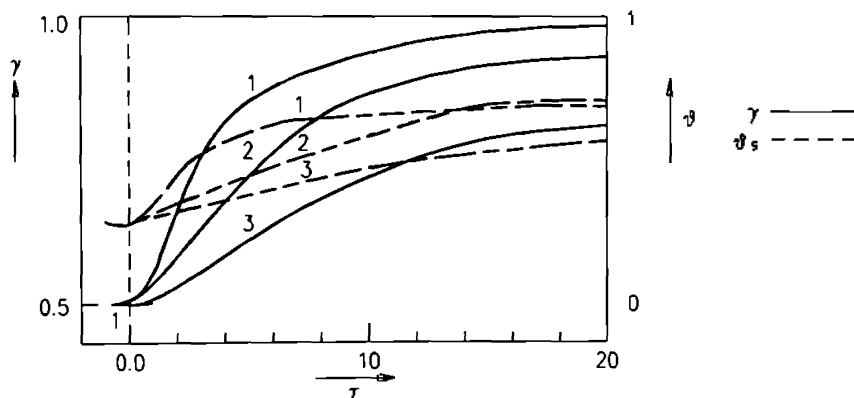


Fig. 3.26 Variația mărimilor de ieșire (θ_s, γ) la modificarea lui $J_{v,}$ pentru 1. $N_s = -0,02$; 2. $N_s = -0,006$; 3. $N_s = -0,002$.

Fig. 3.28 ne arată variația marimilor de ieșire la modificarea concentrației soluției la intrare γ_s , de la 0 la -1. Deoarece $J_{v,}$ nu se modifică valorile finale ale lui $\theta_s, \theta_p, \theta$ și $\gamma_0 - \gamma_i$ sunt egale cu valorile inițiale. Deoarece presiunea crește imediat θ_{s0} descrește (desorbție) până la $\tau=0,6$ și apoi crește până la 1,4.

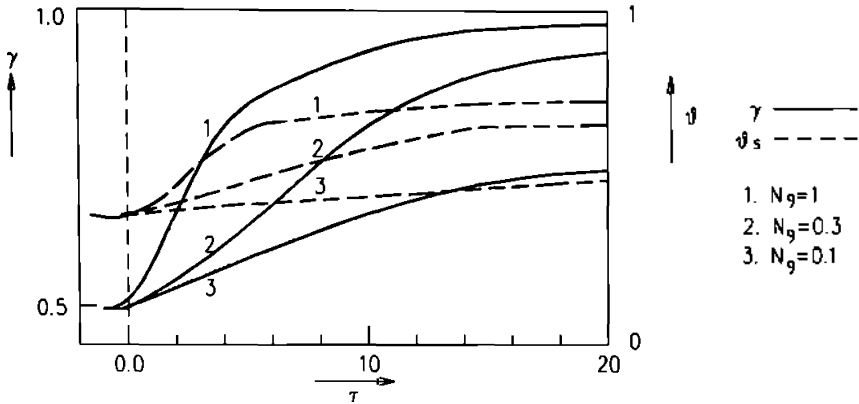


Fig. 3.27 Variația mărimilor la ieșire (θ_s și γ) la modificarea lui $J_{v,r}$.

Figurile 3.29 și 3.30 ne dau informații asupra variației parametrilor θ_s și γ în lungul filmului de lichid. Se poate arăta că pentru $\tau=0,3$ sau $\tau=0,6$ în partea inferioară a absorbitorului γ începe să scadă înainte ca modificarea produsă să îmbogățească aceasta parte din film (desorbție, deoarece se produce o scădere a presiunii P). În consecință θ_s nu scade sub valoarea inițială.

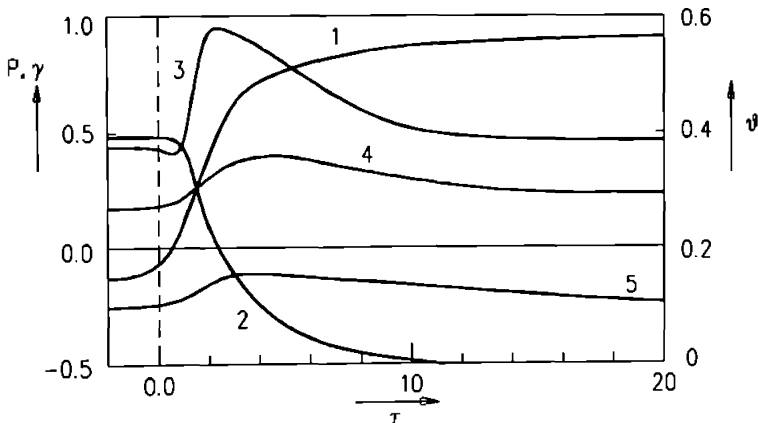


Fig. 3.28 Variația mărimilor de ieșire la modificarea cu un pas a lui γ .

Unde: 1. presiunea adimensională; 2. concentrația adimensională; 3. temperatura adimensională a soluției; 4. temperatura adimensională a peretelui; 5. temperatura adimensională a lichidului de răcire.

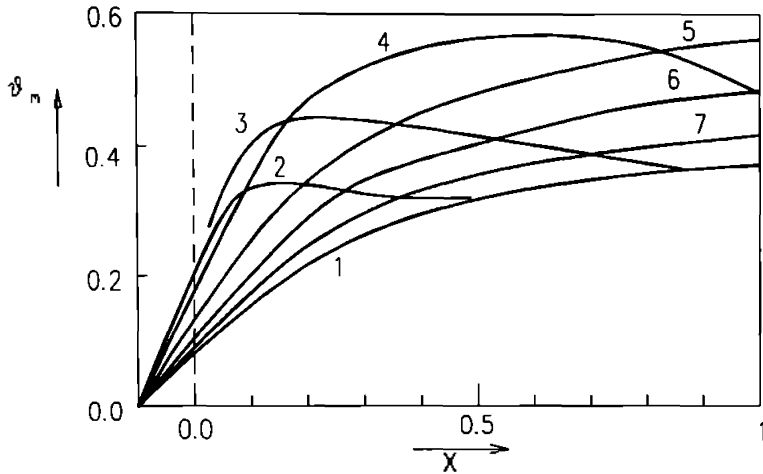


Fig. 3.29 Variația temperaturii adimensionale a soluției în spațiu la anumite intervale de timp. 1. $t=0,02$; 2. $t=0,3$; 3. $t=0,6$; 4. $t=1$; 5. $t=1,4$; 6. $t=3$; 7. $t=8$; 8. $t=20$

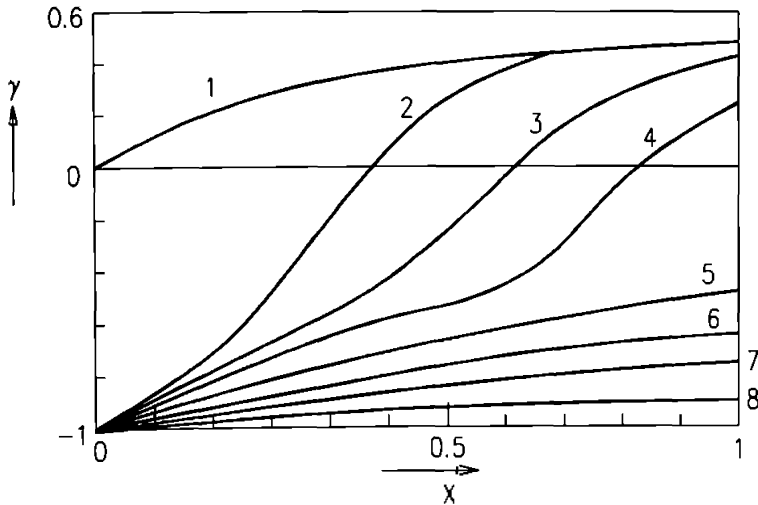


Fig. 3.30 Variația concentrației adimensionale în spațiu la anumite intervale de timp. 1. $t=0,02$; 2. $t=0,3$; 3. $t=0,6$; 4. $t=1$; 5. $t=1,4$; 6. $t=3$; 7. $t=8$; 8. $t=20$.

CAPITOLUL 4

4. MODEL MATEMATIC ȘI EXPERIMENTAL PENTRU STUDIUL PROCESULUI DE ABSORBȚIE

4.1 Modelul matematic al absorbției peliculare a vaporilor de amoniac de către soluția hidroamoniacală.

Procesul de absorbție este un proces combinat de schimb de căldură și substanță. Schimbul de masă are o influență substanțială asupra ariei de transfer. Deoarece schimbul de căldură și masă se influențează reciproc, nu este posibil să se calculeze diferența medie de temperatură, respectiv a concentrației doar din datele de intrare și ieșire. În general, în absorbitoare soluția curge în regim laminar sau tranzitoriu. În aceste regimuri extrapolarea ecuației lui Sexauer dedusă pentru regimul turbulent, conduce la erori foarte mari.

4.1.1 Transferul de masă.

Teoria filmului dublu, dezvoltată de Lewis și Whitman, presupune pe ambele părți ale peliculei, o limită de fază (interfață) în care este prezentă o cădere de concentrație. Ea a fost înlocuită în teoria penetrației, elaborată de Higbie și Danckwerts, deoarece pe partea peliculei un astfel de strat limită este de neimaginat și nemăsurabil. Indiciul acestui proces este că decurge nestaționar, deci depinde de un anumit timp de contact. Ambele teorii dau aceleași rezultate. Aceste rezultate se suprapun cu cele experimentale numai atunci când tensiunea superficială a peliculei este mică. La tensiuni superficiale mari, cum sunt soluțiile hidroamoniacale, se poate observa o

ondulare puternică a suprafeței peliculei. Această ondulare întărește substanțial transferul de masă în peliculă.

Luând în considerare aceste ondulări, s-a dezvoltat o nouă teorie asupra transferului de masă în pelicula hidroamonică. Ea se bazează pe dubla analogie a lui Reynolds și Lewis. Rezistența la transferul de masă este neglijată la interfață și luată în considerare doar în apropierea peretelui, deoarece se presupune, că datorită formării ondulărilor pe suprafața peliculei, se creează o amestecare mai puternică. Regimurile de curgere ale peliculei pot fi: două regimuri laminare, un regim tranzitoriu și două domenii turbulente. Ele sunt delimitate de următoarele numere Reynolds:

$$Re_c = 0.72 K_f^{0.1} \quad (4.1)$$

$$Re_{w2} = 1.35 K_f^{1/3} \quad (4.2)$$

$$Re_c = 0.018 K_f^{1/3} \quad (4.3)$$

$$Re_{cr} = 400 \quad (4.4)$$

$$Re_{cr2} = 800 \quad (4.5)$$

în care $K_f = rs^3/h^4$ este un număr adimensional și este numit coeficient al peliculei. Domeniul practic folosit pentru soluția hidroamonică este situată între Re_{w2} și Re_{cr} . În al doilea regim laminar situat între Re_{w2} și Re_c este valabilă ecuația:

$$Nu_m = 2.92 k_f^{1/3} Re_s^{2/3} \quad (4.6)$$

unde Nu_m este criteriul Nusselt pentru transferul de masă ($k_m d/D$) iar k_f este o vâscozitate adimensională calculată cu relația $k_f = gr/(v')^3$, unde v' este viteza limită în stratul de rezistență care poate fi stabilită la valoarea $v' = 0.066$ m/s = const. Numărul Reynolds care se referă la grosimea medie a peliculei se calculează cu relația:

$$Nu_m = 2.92 k_f^{1/3} Re_s^{2/3} \quad (4.7)$$

în care:

- v - viteza medie a soluției hidroamoniacale, în m/s;
- d - grosimea medie a peliculei, în m;
- n - vâscozitatea cinematică, în m²/s;
- G_s - debitul soluției hidroamoniacale pe unitatea de lățime, în kg/(ms);
- h - vâscozitatea dinamică a soluției, în kg/(ms).

Grosimea medie a peliculei d rezultă pentru regimul de curgere laminar sau tranzitoriu, deci $Re < 400$, calculată cu relația:

$$\delta = \left(\frac{3\nu^2}{g} \right)^{1/3} Re_s^{1/3} \quad (4.8)$$

Coefficientul de transfer de masă în regim laminar se calculează cu relația :

$$k_{m,lar} = 2.02 \frac{D}{\nu} \left(\frac{g^2}{\nu} \right)^{1/3} Re_s^{1/3} \quad (4.9)$$

În regimul tranzitoriu între Re_c și Re_{cr1} au fost determinate următoarele relații:

$$N_{lita} = 5.2 k_c^{1/3} Re_s^{1/3} \quad (4.10)$$

$$k_{m,cr} = 3.605 \frac{D}{\nu} \left(\frac{g^2}{\nu} \right)^{1/3} Re_s^{1/3} \quad (4.11)$$

în care:

D - coeficientul de difuzie a vaporilor în soluție;

r - densitatea soluției;

s - tensiunea superficială a soluției.

Numerele Reynolds limită, Re_c , Re_{w2} , și Re_c nu se pot determina exact pentru soluția hidroamoniacală, deoarece nu se cunoaște dependența tensiunii în funcție de temperatură și concentrație. Raportul coeficienților de schimb de masă între regimurile laminar și tranzitoriu (Re_{w2} , Re_c și Re_{cr1}) corespunzător ecuațiilor (4.9) și (4.11) este dependent doar de numărul Reynolds. Începând de la $Re=78$, se observă că coeficienții de schimb de masă pentru regimul tranzitoriu, devin mai mici, decât pentru regimul laminar. Aceasta se poate vedea și în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1

Re	40	60	80	100	150	200	250	300	350	400
$k_{m,cr}$										
$k_{m,lar}$	1,09	1,032	0,992	0,964	0,915	0,882	0,852	0,832	0,814	0,800

4.1.2 Transferul de căldură.

Numărul Reynolds critic între regimul laminar și cel tranzitoriu se calculează cu relația:

$$Re_{lamin-cr} = 615 Pr^{0.646} \quad (4.12)$$

și diferă cu coeficientul lui numeric față de Re_c , calculat cu relația (4.3). Celălalte numere critice Reynolds între regimul tranzitoriu și primul regim turbulent $Re_{cr1}=400$ și

între primul și al doilea regim turbulent $Re_{cr2}=800$ sunt identice cu cele pentru transferul de masă. Din literatura de specialitate, rezultă că pentru ecuația (4.13) se poate determina coeficientul de convecție cu o relație de forma:

$$Nu = \frac{\alpha \delta}{\lambda} = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (4.13)$$

Pentru fiecare regim de curgere în tabelul 4.2 sunt date valorile pentru C, m și n.

Tabelul 4.2

Re	C	m	n
$Re < Re_{cr}$	1,88	0	0
$Re_{cr} < Re < 400$	0,0614	8/15	0,344
$400 < Re < 800$	0,00112	6/15	0,344
$Re > 800$	0,066	14/15	0,344

Din ecuațiile (4.8) și (4.13) rezultă coeficientul de convecție în regim laminar α_{lam} :

$$\alpha_{lam} = 1,88 \lambda \left(\frac{3V^2}{g} \right)^{1/3} Re_{\delta}^{-1/3} \quad (4.14)$$

Pentru regimul tranzitoriu avem relația:

$$\alpha_{tr} = 0,0614 \lambda \left(\frac{3V^2}{g} \right)^{1/3} Re_{\delta}^{1/5} Pr^{0,344} \quad (4.15)$$

Din ecuația (4.12) se poate calcula și debitul critic de soluție, la care se produce trecerea din regimul laminar în cel tranzitoriu:

$$\Gamma_{cr} = 2,5 \lambda \left(\frac{\lambda}{c_p} \right)^{0,626} \eta^{0,754} \quad (4.16)$$

exprimat în kg/(m³h); în care mărimile trebuie introduse astfel:

coeficientul de conductivitate termică λ , în kcal/(m h grad);

căldura specifică a soluției c_p , în kcal/(kg grad);

vâscozitatea dinamică a soluției η , în kps/m².

Între rezultatele ecuației lui Wilke și cele ale ecuației lui Sexauer extrapolate pentru regimul laminar respectiv tranzitoriu diferențele sunt date în tabelul 4.3.

Regimul de lucru uzual al absorbitoarelor peliculare este cuprins între numerele Reynolds $Re=75\dots300$ pentru soluția hidroamoniacală.

Tabelul 4.3

Re	a după Wilke	a după Sexauer	Da	Da %
20	5000	380	4260	1200
50	3500	600	2900	480
100	3000	800	2200	275
180	2200	1200	1000	83,5
220	2500	1500	1000	40

4.1.3 Modelul matematic

Pe baza acestor ecuații anterior definite se poate dezvolta un model matematic. Se pornește de la bilanțul termic și masic într-un element de volum a peliculei de grosime d și lungimea dx respectiv Δx (fig. 4.1) și se ajunge cu ajutorul ecuațiilor de mai jos la alura curbei de temperatură a soluției, a apei de răcire, precum și la alura curbei concentrației soluției.

Bilanțul termic este prezentat în ecuațiile:

$$q = q_2 - q_1 - q_3 \quad (4.17)$$

$$q_1 = k(t_c - t_r) \quad (4.18)$$

$$q_2 = q_s [(r + l) + c_{ps}(t_r - t_{sa}) - c_{ps}(t_c - t_{sa})] \quad (4.19)$$

$$q_3 = \alpha'(t_c - t_s) \quad (4.20)$$

Bilanțul masic este prezentat în ecuațiile:

$$q_s = k_m(c_{sa} - c_s) \quad (4.21)$$

$$\Gamma_{r+\Delta x} = \Gamma_r + q_s \Delta x \quad (4.22)$$

Alura curbei de temperatură a soluției se determină cu ecuația:

$$t_{n,i} = t_n + \frac{q_r \Delta x}{\Gamma_n c_{p,n}} \quad (4.23)$$

Alura curbei de temperatură a apei de răcire se determină cu ecuația:

$$t_{n,i} = t_n + \frac{q_b \Delta S}{\Gamma_r c_{p,r}} \quad (4.24)$$

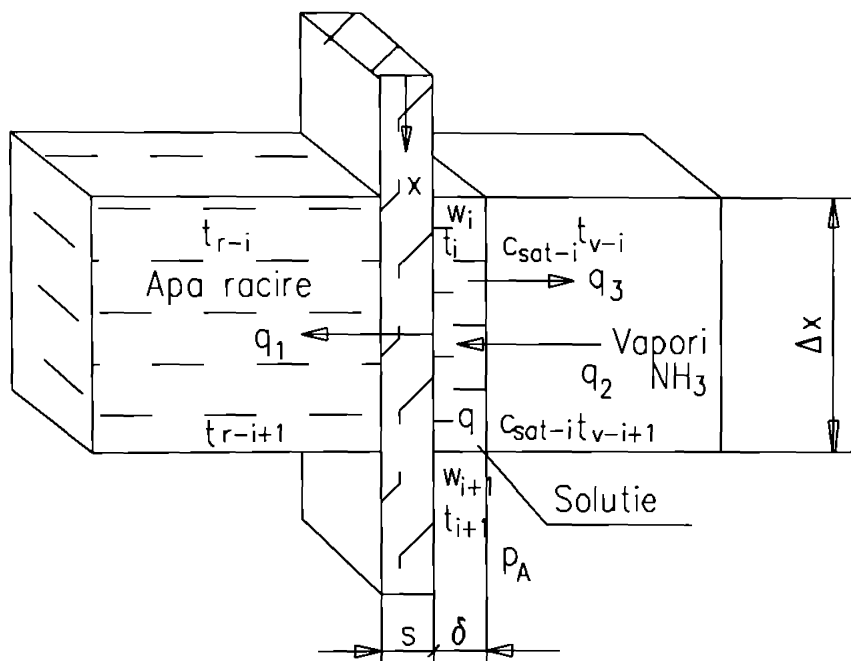


Fig. 4.1 Caracteristicile termice și geometrice ale procesului de absorbție.

unde:

$$\Delta S = B \Delta x \quad (4.25)$$

Alura curbei de concentrație a soluției se determină cu relația:

$$w_{i+1} = \frac{w_i + \frac{q_r \Delta x}{\Gamma_n}}{1 + \frac{q_r \Delta x}{\Gamma_n}} \quad (4.26)$$

unde:

$$w_1 = \frac{q_1}{\rho_1} \quad (4.27)$$

- q_1 este densitatea fluxului de căldură transmisă de la pelicula de soluție la apa de răcire. Coeficientul de trecere a căldurii k conține coeficientul de convecție de la soluție la perete calculat cu relația (4.14) respectiv (4.15). Coeficientul mediu de transfer de căldură prin convecție de la perete la apa de răcire se calculează cu relațiile cunoscute și rămâne constant pentru întreaga lungime a absorbitorului $L=S\Delta x=\text{constant}$.

- q_2 reprezintă căldura absorbită pentru răcirea vaporilor de amoniac până la temperatura de saturație și apoi condensarea acestora cedându-se căldura latentă și să se încălzească până la temperatura soluției.

- q_3 este căldura cedată de soluția mai caldă vaporilor de amoniac. Cantitatea de căldură q_3 este mult mai mică comparativ cu q_1 și q_2 , putându-se neglija în calcule.

- q_3 este debitul de masă schimbată în pelicula de soluție și k_m este coeficientul de transfer de masă, corespunzător ecuațiilor (4.9) respectiv (4.11).

Fluxurile de căldură și de masă se influențează reciproc, precum și temperaturile respectiv concentrațiile locale ale soluției și a apei de răcire. Acestea la rândul lor influențează fluxul de căldură și de masă. Există un sistem de ecuații legate între ele. Calculul nu se poate face decât pas cu pas, în etape numerice începând cu Δx . Modelul se poate utiliza atât la curgerea în echicurent cât și la curgerea în contracurent. La curgerea în echicurent lățimea B trebuie introdusă cu semn negativ, în timp ce la curgerea în contracurent cu semn pozitiv. Calculul etapizat (pas cu pas) se efectuează până când soluția are concentrația finală dorită.

Suprafața de absorbție necesară se calculează cu relația:

$$S = BX$$

(4.28) Diferența medie de temperatură se poate calcula cu relația:

$$\Delta t_m = \frac{I}{X} \int_0^X (t_1 - t_2) dx \quad (4.29)$$

4.1.4 Influența parametrilor de intrare asupra procesului de absorbție.

Se pornește de la următoarele date cunoscute:

- concentrația soluției la intrare $w_1=0,17$;
- presiunea de absorbție $p_A=6$ bar;

- temperatura de intrare a soluției $t_{s1}=39$ grad.C;
- coeficientul de convecție de la perete la apa de răcire $\alpha=3600$ kcal/(h m²grad.);
- rezistența termică a depunerilor $C=0,000533$ m²h grad./kcal;
- concentrația soluției la ieșire $w_e=0,255$;
- debitul soluției la intrare $G_s=360$ kg/(m h);
- raportul $BG_s/G_r=0,173$ =constant;
- raportul $d_e/d_i=0,038/0,035$.

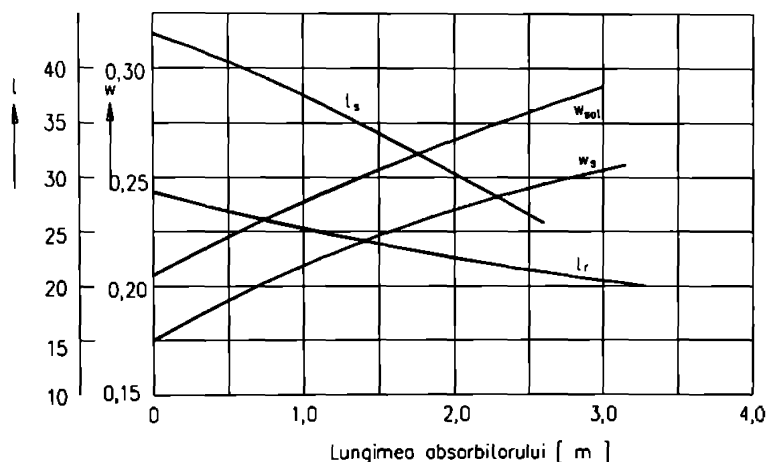


Fig. 4.2 Influența debitului de soluție asupra procesului de absorbție.

Se realizează o variație a debitului soluției G_s . Rezultatele din (fig. 4.2) arată că odată cu creșterea debitului soluției G_s crește, aproximativ proporțional și lungimea absorbtorului pentru a ajunge la aceeași concentrație finală. Deci debitul de soluție nu influențează asupra intensificării procesului de absorbție.

Se mai prezintă influența temperaturii de intrare a soluției sărace și a apei de răcire. Rezultatele sunt prezentate în (fig. 4.3).

Pentru a se obține concentrația finală $w_e = 0,255$ se ajunge la o anumită lungime a absorbtorului. Diferența lungimilor de la 1...4 față de cea calculată cu $G_s=360$ kg/(h m) arată că influența diferitelor variații asupra procesului de absorbție.

Se modifică temperatura soluției la intrare de la 39 la 44 grad. C, și temperatura apei de răcire se micșorează cu 5 grad. C.

4.2. Conceperea modelului experimental, corelat cu modelul teoretic.

Din analiza ecuațiilor de bilanț masic și termic, scrise în paragraful precedent, (4.23...4.26), reiese că este necesar să se stabilească variația concentrației soluției în lungul țevii, adică funcția $w(x)$, ceea ce se poate realiza experimental cu ajutorul modelului realizat de autor.

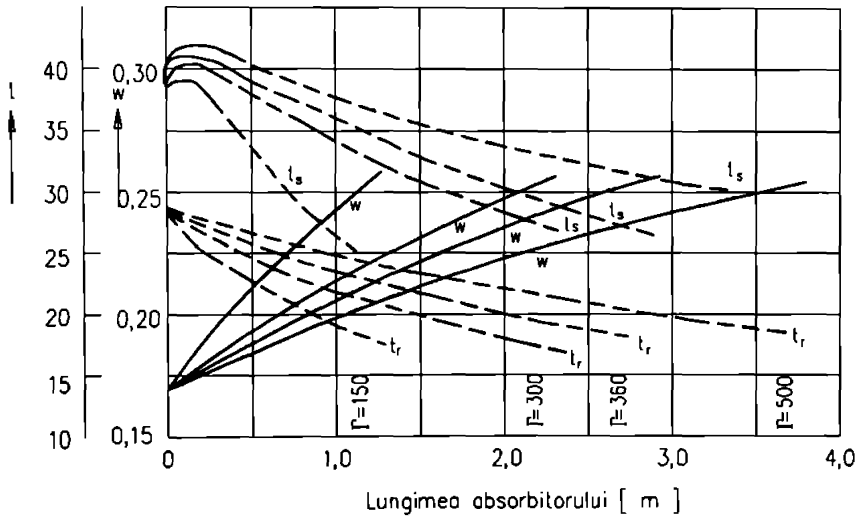


Fig. 4.3. Influența temperaturii soluției sărace și a apei de răcire asupra procesului de absorbție.

În urma măsurătorilor experimentale se pot compara rezultatele obținute pe cale teoretică cu cele experimentale.

La o alimentare uniformă a țevilor absorbtorului vertical se poate considera că procesul de absorbție se produce în aceleași condiții pe oricare din țevi, astfel încât modelul experimental corespunzător acestui aparat îl reprezintă un absorbtor de tipul țevă în țevă.

În fig. 4.4 este redată schema modelului experimental al absorbtorului pelicular vertical, conceput în concordanță cu cel teoretic.

Ștuțul 6 cu $F = 1,5$ mm, prevăzut cu pâlnia de colectare a soluției se sudează pe țeava interioară, fiind prevăzute cu flanșe la capăt, care au garnituri de cauciuc fără orificii. Prizele respective sunt dispuse după o curbă elicoidală pentru ca pelicula de soluție să fie "deranjată" cât mai puțin și deci pentru a păstra situația hidrodinamică cât mai aproape de cea reală.

Se realizează următoarele măsurători:

1. Concentrația soluției, prin probe extrase pentru analiză cu o seringă care străpunge garnitura de cauciuc plină.

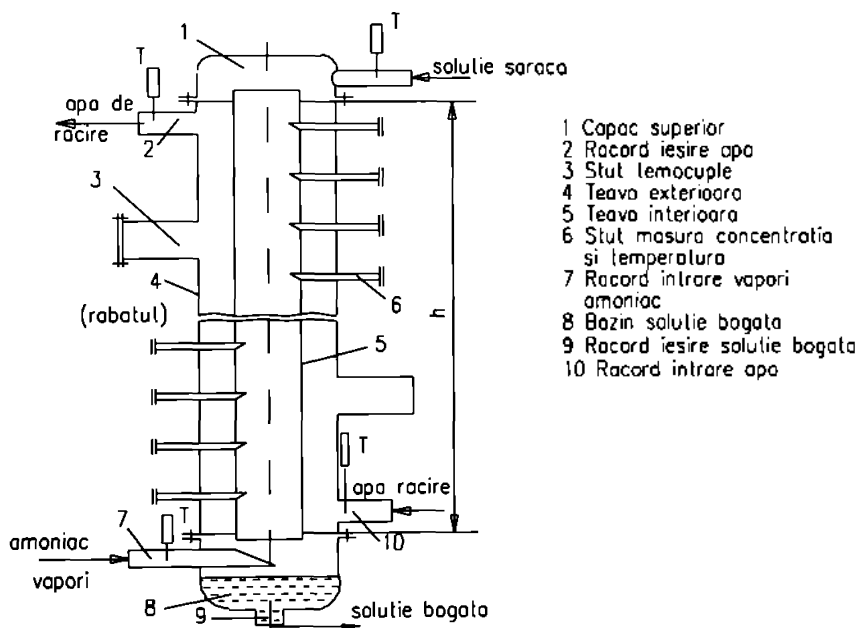


Fig. 4.4 Modelul experimental al absorbitorului pelicular vertical.

2. Temperatura soluției sărace la intrare în absorbitor, cu termocupla așezată pe racordul de intrare.

3. Temperatura vaporilor de amoniac la intrare, cu termocupla așezată pe racordul de intrare vapori.

4. Temperatura soluției bogate la ieșire din absorbitor.

5. Temperatura apei de răcire la intrare, respectiv la ieșire.

6. Temperatura soluției în lungul absorbitorului prin intermediul unor termocuple plasate în dreptul prizelor 6.

7. Temperatura vaporilor în lungul absorbitorului prin intermediul unor termocuple plasate pe o tijă în mediul de vapori.

În urma măsurătorilor experimentale se pot determina prin derivare numerică:

$$\frac{dt_v}{dx} ; \frac{dt_v}{dx} ; \frac{d\Gamma_v}{dx} = \frac{d\Gamma_v}{dx} ; \frac{dw}{dx} \quad (4.30)$$

De asemenea se poate calcula diferența medie de temperatură Δt_m cu relația (4.29), stabilindu-se valoarea corectă cu care se poate trece la efectuarea calculului termic.

Valorile experimentale sunt prezentate în tabelul 4.4, în care notațiile reprezintă:

- Γ_{ss} - densitatea de stropire a soluției sărace, în kg/(ms);
- Γ_{sb} - densitatea de stropire a soluției bogate, în kg/(ms);
- Γ_{apa} - densitatea de stropire a apei de răcire, în kg/(ms);
- $t_{i,ss}$ - temperatura soluției sărace la intrarea în absorbitor, în °C;
- $t_{e,sb}$ - temperatura soluției bogate la ieșirea din absorbitor, în °C;
- w_i - concentrația masică a soluției la intrare în absorbitor, în %;
- w_e - concentrația masică a soluției la ieșire din absorbitor, în %;
- $t_{apa,i}$ - temperatura apei de răcire la intrarea în absorbitor, în °C;
- $t_{apa,e}$ - temperatura apei de răcire la ieșirea din absorbitor, în °C;
- p_{ab} - presiunea din absorbitor, în bar.

Tabelul 4.4

Măs. nr.	Γ_{ss} [kg/(ms)]	Γ_{sb} [kg/(ms)]	Γ_{apa} [kg/(ms)]	$t_{i,ss}$ [°C]	$t_{e,sb}$ [°C]	w_i [%]	w_e [%]	$t_{apa,i}$ [°C]	$t_{apa,e}$ [°C]	p_{ab} [bar]
1	0,159	0,1733	0,7617	28,32	37,45	25,10	31,27	19,05	23,28	2,30
2	0,103	0,1118	0,7617	28,32	32,11	29,20	34,76	20,13	23,29	2,00
3	0,159	0,1694	0,7617	28,31	34,17	29,20	33,56	20,02	23,27	2,20
4	0,103	0,1097	0,5684	24,32	30,76	25,10	29,69	20,51	23,28	1,40
5	0,103	0,1181	0,7730	32,32	38,07	25,10	34,70	17,93	23,29	2,50
6	0,047	0,0538	0,7617	34,25	33,68	25,10	34,55	26,45	29,21	1,90
7	0,103	0,1176	0,7617	34,25	37,10	21,00	30,84	17,28	22,83	2,30
8	0,103	0,1168	0,7617	34,24	38,95	21,0	30,35	21,02	26,02	2,10
9	0,103	0,1145	0,7617	34,22	37,65	25,10	32,61	18,27	22,84	2,30
10	0,103	0,1127	0,7617	34,25	38,33	25,10	31,57	25,76	29,21	1,90

CAPITOLUL 5

5. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE ȘI PROGRAME DE CALCUL

5.1 Prelucrarea datelor experimentale.

În funcție de datele experimentale determinate conform schemei prezentate în capitolul anterior s-a realizat un program de calcul a cărui modul de introducere a datelor este prezentat în figura 5.1. Cu ajutorul acestui program, a cărui schemă logică este prezentată în figura 5.2, se urmărește să se determine:

- variația temperaturii soluției hidroamoniacale în lungul coloanei absorbitorului;
- variația concentrației soluției hidroamoniacale în lungul coloanei absorbitorului;
- variația temperaturii apei de răcire în lungul absorbitorului.

Aceste mărimi se determină cunoscând:

- soluția de lucru;
- debitul de soluție;
- concentrația masică a soluției de lucru la intrare, respectiv ieșire din absorbitor;
- temperatura soluției de lucru la intrare, respectiv ieșire din absorbitor;
- debitul de apă de răcire;
- temperatura apei de răcire la intrare, respectiv ieșire din absorbitor;
- înălțimea absorbitorului;
- diametrul absorbitorului;
- diametrul exterior al coloanei de absorbție;
- debitul de vapori de amoniac;
- presiunea de absorbție;
- proprietăți fizice și termodinamice ale fluidelor de lucru.

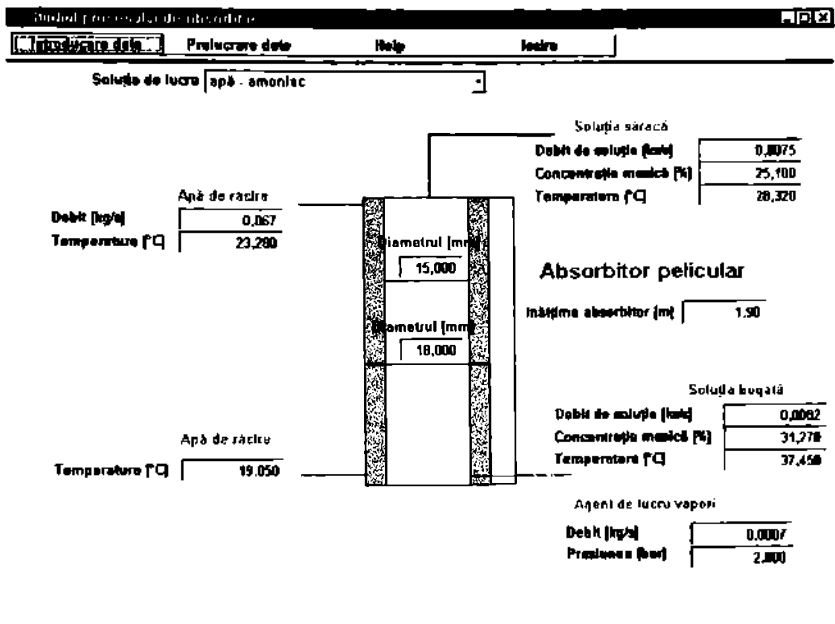
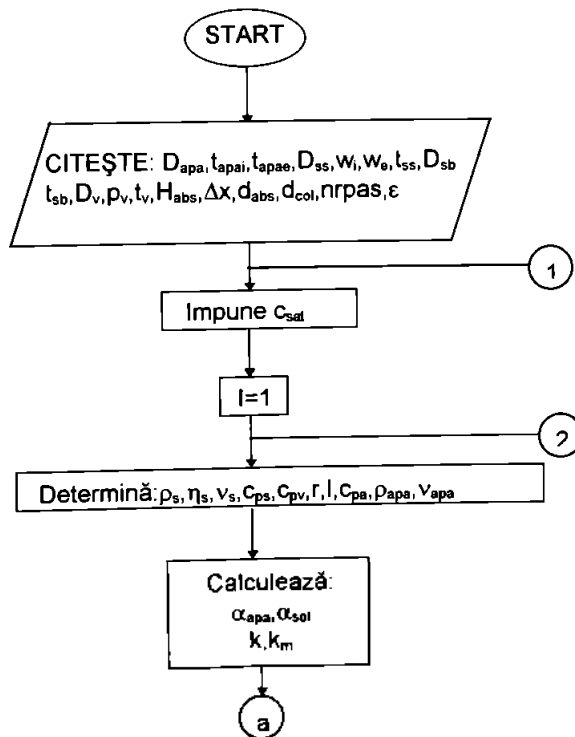


Fig.5.1. Modulul de introducere a datelor.



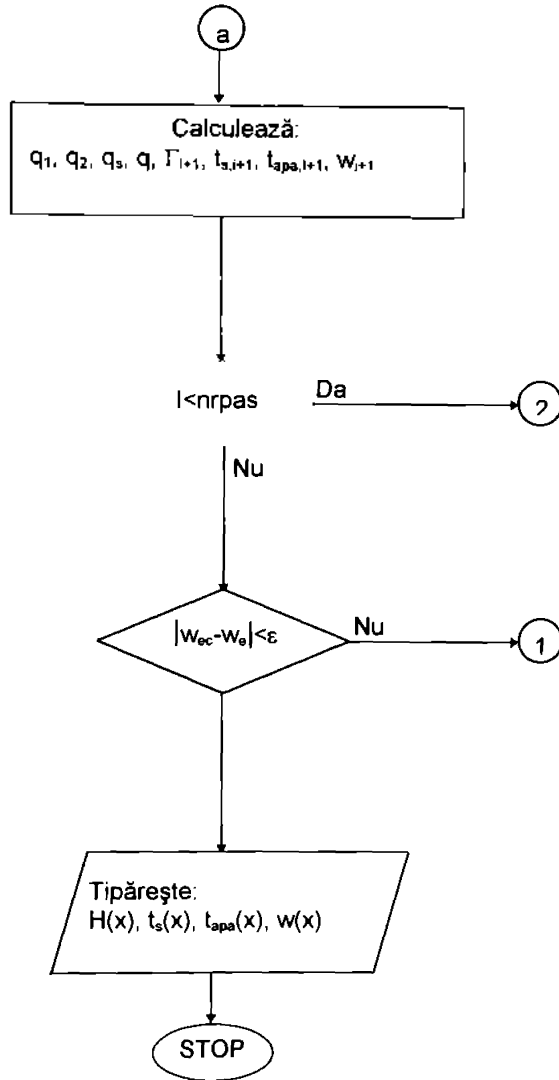


Fig.5.2. Schema logică a programului de calcul pentru studiul procesului de absorbție.

Datele prelucrate sunt prezentate în tabelele 5.1...5.10 iar curbele prezentate în diagramele de mai jos au următoarea semnificație:

- _____ Temperatura calculată a soluției hidroamoniacale
- _____ Temperatura experimentală a soluției hidroamoniacale
- _____ Concentrația experimentală a soluției hidroamoniacale
- _____ Concentrația calculată a soluției hidroamoniacale
- _____ Temperatura calculată a apei de răcire
- _____ Temperatura experimentală a apei de răcire

Tabel 5.1

Lungimea [m]	Temperatura soluției experimental [°C]	Temperatura soluției calculată [°C]	Temperatura apă răcire experimental [°C]	Temperatura apă răcire calculată [°C]	Conc. soluție exper. [%]	Conc. soluție calcul. [%]
0	1	2	3	4	5	6
0	28,321	29,071	23,28	23,28	25,1	25,1
0,1	32,101	32,851	23,036	22,976	25,9	26,7
0,2	34,83	35,58	22,795	22,675	26,55	27,35
0,3	36,722	37,522	22,556	22,379	27,1	27,9
0,4	38,11	38,86	22,32	22,087	27,56	28,36
0,5	39,011	39,761	22,087	21,798	27,96	28,76
0,6	39,59	39,89	21,855	21,513	28,31	28,51
0,7	39,911	40,011	21,626	21,232	28,63	28,83
0,8	40,06	40,16	21,4	20,954	28,91	29,11
0,9	40,071	40,171	21,176	20,68	29,18	29,38
1	39,87	39,88	20,954	20,41	29,42	29,12
1,1	39,808	39,38	20,735	20,143	29,66	29,36
1,2	39,591	39,091	20,518	19,88	29,88	29,58
1,3	39,33	38,83	20,303	19,62	30,09	29,79
1,4	39,051	38,551	20,09	19,364	30,3	30
1,5	38,752	38,252	19,88	19,111	30,5	30,2
1,6	38,43	37,93	19,672	18,861	30,7	30,4
1,7	38,11	37,61	19,466	18,614	30,89	30,59
1,8	37,781	37,281	19,262	18,371	31,08	30,78
1,9	37,45	36,95	19,06	18,131	31,27	30,97

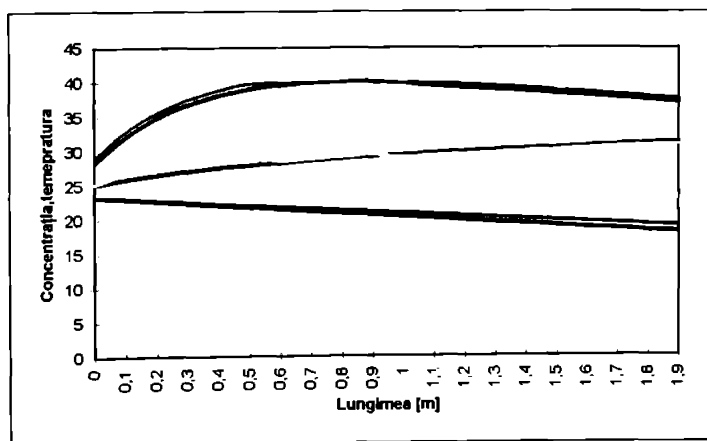


Fig. 5.3 Variația temperaturii și a concentrației soluției, respectiv a temperaturii apei de răcire (conform tabel 5.1).

Tabelul 5.2

Lungimea [m]	Temperatura soluției experimental [°C]	Temperatura soluției calculată [°C]	Temperatura apă răcire experimental [°C]	Temperatura apă răcire calculată [°C]	Conc. soluție exper. [%]	Conc. soluție calcul. [%]
0	1	2	3	4	5	6
0	28,32	29,07	23,29	23,29	29,2	29,2
0,1	31,671	32,421	23,112	23,055	29,94	30,74
0,2	33,702	34,452	22,935	22,823	30,5	31,3
0,3	34,87	35,62	22,76	22,593	30,96	31,76
0,4	35,842	36,592	22,586	22,365	31,33	32,13
0,5	35,733	36,483	22,413	22,14	31,66	32,46
0,6	35,76	36,3	22,242	21,917	31,95	32,15
0,7	35,65	35,75	22,072	21,696	32,22	32,42
0,8	35,452	35,552	21,903	21,477	32,47	32,67
0,9	35,19	35,29	21,736	21,26	32,71	32,91
1	34,902	34,75	21,57	21,046	32,94	32,64
1,1	34,59	34,09	21,405	20,834	33,16	32,86
1,2	34,29	33,79	21,241	20,624	33,38	33,08
1,3	33,962	33,462	21,079	20,416	33,58	33,28
1,4	33,641	33,141	20,918	20,21	33,79	33,49
1,5	33,332	32,832	20,758	20,007	33,99	33,69
1,6	33,01	32,51	20,599	19,805	34,19	33,89
1,7	32,711	32,211	20,442	19,605	34,38	34,08
1,8	32,41	31,91	20,286	19,408	34,57	34,27
1,9	32,11	31,61	20,131	19,212	34,76	34,46

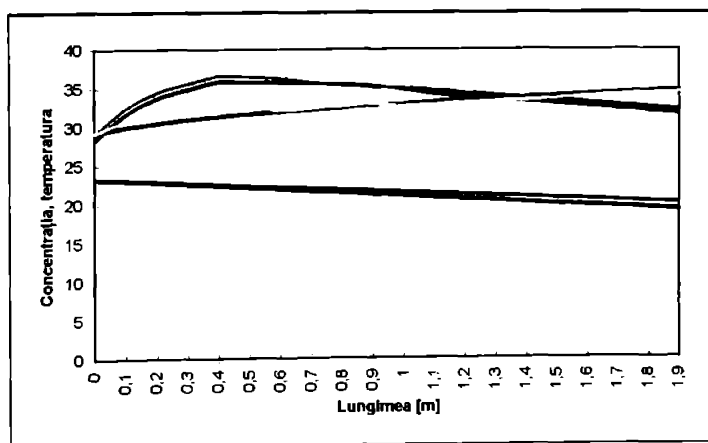


Fig. 5.4 Variația temperaturii și a concentrație soluției, respectiv a temperaturii apei de răcire (conform tabel 5.2)

Tabelul 5.3

Lungimea [m]	Temperatura soluției experimental [°C]	Temperatura soluției calculată [°C]	Temperatura apă răcire experimental [°C]	Temperatura apă răcire calculată [°C]	Conc. soluție exper. [%]	Conc. soluție calcul. [%]
0	1	2	3	4	5	6
0	28,31	29,06	23,27	23,27	29,2	29,2
0,1	30,89	31,64	23,087	23,026	29,74	30,54
0,2	32,731	33,481	22,905	22,785	30,18	30,98
0,3	34,032	34,782	22,724	22,547	30,51	31,31
0,4	34,912	35,662	22,545	22,311	30,87	31,67
0,5	35,501	36,251	22,367	22,077	31,14	31,94
0,6	35,861	35,961	22,191	21,846	31,39	31,59
0,7	36,055	36,155	22,016	21,617	31,61	31,81
0,8	36,122	36,222	21,842	21,391	31,81	32,01
0,9	36,111	36,211	21,67	21,167	32	32,2
1	36,022	35,82	21,499	20,945	32,18	31,88
1,1	35,89	35,39	21,33	20,726	32,35	32,05
1,2	35,731	35,231	21,162	20,509	32,52	32,22
1,3	35,541	35,041	20,995	20,294	32,67	32,37
1,4	35,331	34,831	20,829	20,082	32,83	32,53
1,5	35,108	34,608	20,665	19,872	32,98	32,68
1,6	34,877	34,377	20,502	19,663	33,13	32,83
1,7	34,65	34,15	20,34	19,458	33,28	32,98
1,8	34,411	33,911	20,18	19,254	33,42	33,12
1,9	34,173	33,673	20,021	19,052	33,56	33,26

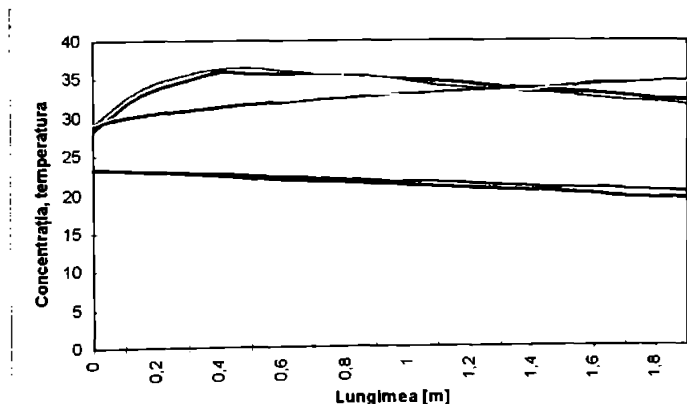


Fig. 5.5 Variația temperaturii și a concentrației soluției, respectiv a temperaturii apei de răcire (conform tabel 5.3)

Tabelul 5.4

Lungimea [m]	Temperatura soluției experimental [°C]	Temperatura soluției calculată [°C]	Temperatura apă răcire experimental [°C]	Temperatura apă răcire calculată [°C]	Conc. soluție exper. [%]	Conc. soluție calcul. [%]
0	1	2	3	4	5	6
0	24,32	25,07	23,28	23,28	25,1	25,1
0,1	27,961	28,711	23,125	23,07	25,82	26,62
0,2	30,28	31,03	22,972	22,861	26,35	27,15
0,3	31,711	32,461	22,819	22,655	26,76	27,56
0,4	32,552	33,302	22,668	22,45	27,09	27,89
0,5	33,01	33,76	22,517	22,247	27,36	28,16
0,6	33,202	33,302	22,368	22,046	27,6	27,8
0,7	33,251	33,351	22,219	21,847	27,8	28
0,8	33,193	33,293	22,072	21,649	27,99	28,19
0,9	33,052	33,152	21,925	21,454	28,17	28,37
1	32,873	32,373	21,78	21,26	28,34	28,04
1,1	32,66	32,16	21,635	21,068	28,51	28,21
1,2	32,43	31,93	21,491	20,877	28,66	28,36
1,3	32,201	31,701	21,349	20,689	28,82	28,52
1,4	31,963	31,463	21,207	20,502	28,97	28,67
1,5	31,712	31,212	21,066	20,316	29,12	28,82
1,6	31,47	30,97	20,926	20,133	29,26	28,96
1,7	31,23	30,73	20,787	19,951	29,41	29,11
1,8	30,991	30,491	20,649	19,77	29,55	29,25
1,9	30,76	30,26	20,512	19,592	29,6	29,3

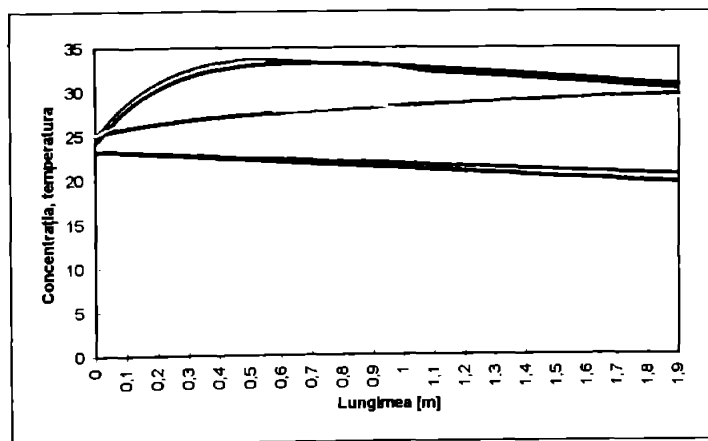


Fig. 5.6 Variația temperaturii și a concentrației soluției, respectiv a temperaturii apei de răcire (conform tabel 5.4)

Tabel 5.5

Lungimea [m]	Temperatura soluției experimental [°C]	Temperatura soluției calculată [°C]	Temperatura apă răcire experimental [°C]	Temperatura apă răcire calculată [°C]	Conc. soluție exper. [%]	Conc. soluție calcul. [%]
0	1	2	3	4	5	6
0	32,32	33,07	23,29	23,29	25,1	25,1
0,1	38,101	38,851	22,972	22,909	26,46	27,26
0,2	41,44	42,19	22,658	22,534	27,49	28,29
0,3	43,22	43,97	22,348	22,165	28,29	29,09
0,4	44,051	44,801	22,043	21,803	28,93	29,73
0,5	44,292	45,042	21,741	21,446	29,49	30,29
0,6	44,203	44,303	21,444	21,095	29,98	30,18
0,7	43,901	44,001	21,151	20,75	30,43	30,63
0,8	43,502	43,602	20,862	20,41	30,86	31,06
0,9	43,032	43,132	20,577	20,076	31,26	31,46
1	42,531	42,031	20,296	19,748	31,65	31,35
1,1	42,023	41,523	20,018	19,425	32,02	31,72
1,2	41,502	41,002	19,745	19,107	32,39	32,09
1,3	40,992	40,492	19,475	18,794	32,74	32,44
1,4	40,481	39,981	19,209	18,487	33,09	32,79
1,5	39,98	39,48	18,946	18,184	33,42	33,12
1,6	39,481	38,981	18,687	17,887	33,75	33,45
1,7	39	38,5	18,432	17,594	34,08	33,78
1,8	38,53	38,03	18,18	17,306	34,39	34,09
1,9	38,07	37,57	17,931	17,023	34,7	34,4

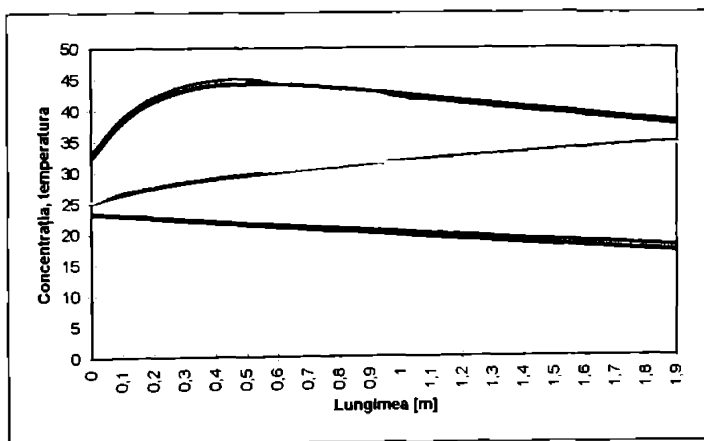


Fig.5.7 Variația temperaturii și a concentrație soluției, respectiv a temperaturii apei de răcire (conform tabel 5.5)

Tabel 5.6

Lungimea [m]	Temperatura soluției experimentale [°C]	Temperatura soluției calculată [°C]	Temperatura apă răcire experimental [°C]	Temperatura apă răcire calculată [°C]	Conc. soluție exper. [%]	Conc. soluție calcul. [%]
0	1	2	3	4	5	6
0	34,251	35,001	29,21	29,21	25,1	25,1
0,1	40,052	40,802	29,058	28,987	26,64	27,44
0,2	41,925	42,675	28,907	28,766	27,65	28,45
0,3	42,161	42,911	28,757	28,547	28,4	29,2
0,4	41,76	42,51	28,608	28,329	29,02	29,82
0,5	41,111	41,861	28,459	28,113	29,58	30,38
0,6	40,402	40,502	28,311	27,898	30,08	30,28
0,7	39,692	39,792	28,164	27,686	30,55	30,75
0,8	39,012	39,112	28,018	27,474	30,98	31,18
0,9	38,37	38,47	27,872	27,265	31,4	31,6
1	37,771	37,271	27,727	27,057	31,79	31,49
1,1	37,201	36,701	27,583	26,85	32,16	31,86
1,2	36,671	36,171	27,44	26,646	32,51	32,21
1,3	36,17	35,67	27,297	26,442	32,84	32,54
1,4	35,69	35,19	27,155	26,241	33,16	32,86
1,5	35,251	34,751	27,014	26,041	33,46	33,16
1,6	34,82	34,32	26,874	25,842	33,75	33,45
1,7	34,42	33,92	26,734	25,645	34,03	33,73
1,8	34,041	33,541	26,595	25,449	34,29	33,99
1,9	33,68	33,18	26,457	25,255	34,55	34,25

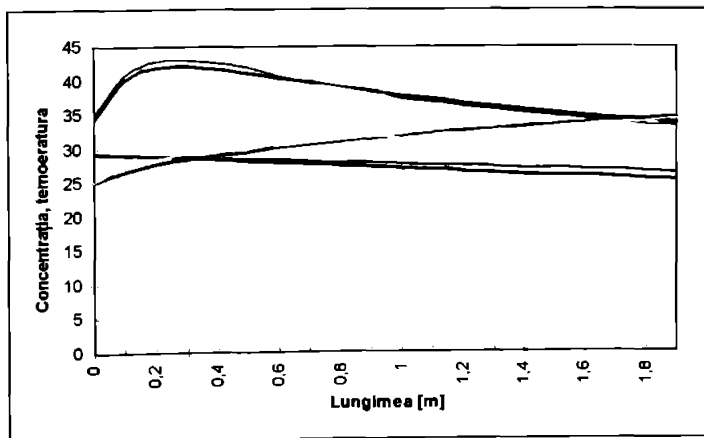


Fig. 5.8 Variația temperaturii și a concentrației soluției, respectiv a temperaturii apei de răcire (conform tabel 5.6)

Tabel 5.7

Lungimea [m]	Temperatura soluției experimental [°C]	Temperatura soluției calculată [°C]	Temperatura apă răcire experimental [°C]	Temperatura apă răcire calculată [°C]	Conc. soluție exper. [%]	Conc. soluție calcul. [%]
0	1	2	3	4	5	6
0	34,25	35	22,83	22,83	21	21
0,1	39,201	39,951	22,496	22,442	22,33	23,13
0,2	42,14	42,89	22,171	22,061	23,37	24,17
0,3	43,771	44,521	21,848	21,686	24,2	25
0,4	44,542	45,292	21,53	21,318	24,9	25,7
0,5	44,771	45,521	21,217	20,956	25,5	26,3
0,6	44,63	44,73	20,906	20,6	26,04	26,24
0,7	44,27	44,37	20,604	20,25	26,52	26,72
0,8	43,772	43,872	20,304	19,906	26,97	27,17
0,9	43,202	43,302	20,009	19,568	27,39	27,59
1	42,572	42,072	19,718	19,236	27,79	27,49
1,1	41,931	41,431	19,431	18,909	28,18	27,88
1,2	41,282	40,782	19,148	18,588	28,54	28,24
1,3	40,64	40,14	18,869	18,272	28,9	28,6
1,4	40,012	39,512	18,595	17,962	29,25	28,95
1,5	39,392	38,892	18,324	17,657	29,58	29,28
1,6	38,792	38,292	18,058	17,357	29,91	29,61
1,7	38,212	37,712	17,795	17,062	30,23	29,93
1,8	37,641	37,141	17,536	16,772	30,54	30,24
1,9	37,1	36,6	17,281	16,488	30,84	30,54

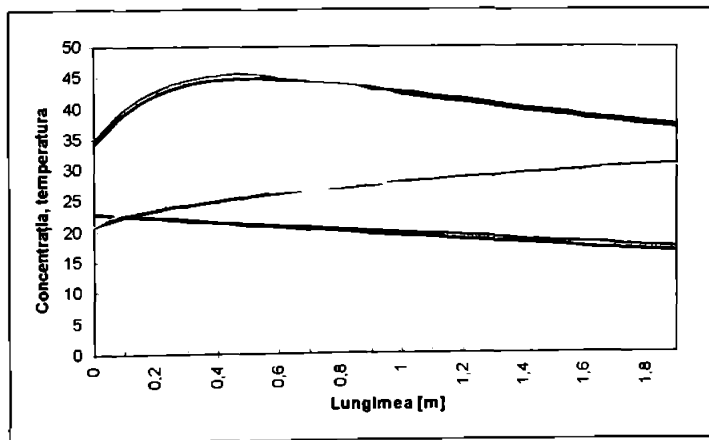


Fig. 5.9 Variația temperaturii și a concentrație soluției, respectiv a temperaturii apei de răcire (conform tabel 5.7)

Tabel 5.8

Lungimea [m]	Temperatura soluției experimental [°C]	Temperatura soluției calculată [°C]	Temperatura apă răcire experimental [°C]	Temperatura apă răcire calculată [°C]	Conc. Soluție exper. [%]	Conc. soluție calcul. [%]
0	1	2	3	4	5	6
0	34,24	34,99	26,02	26,02	21	21
0,1	39,561	40,311	25,729	25,66	22,32	23,12
0,2	42,78	43,53	25,442	25,306	23,35	24,15
0,3	44,611	45,361	25,158	24,956	24,16	24,96
0,4	45,54	46,29	24,877	24,611	24,83	25,63
0,5	45,89	46,64	24,599	24,271	25,41	26,21
0,6	45,85	45,95	24,324	23,935	25,91	26,11
0,7	45,582	45,682	24,053	23,604	26,37	26,57
0,8	45,152	45,252	23,784	23,278	26,79	26,99
0,9	44,641	44,741	23,519	22,956	27,18	27,38
1	44,071	43,571	23,256	22,639	27,55	27,25
1,1	43,482	42,982	22,996	22,326	27,9	27,6
1,2	42,882	42,382	22,739	22,017	28,24	27,94
1,3	42,28	41,78	22,485	21,713	28,57	28,27
1,4	41,691	41,191	22,234	21,413	28,89	28,59
1,5	41,1	40,61	21,986	21,117	29,19	28,89
1,6	40,54	40,04	21,741	20,825	29,49	29,19
1,7	40,002	39,502	21,498	20,537	29,79	29,49
1,8	39,46	38,96	21,258	20,253	30,07	29,77
1,9	38,95	38,45	21,02	19,973	30,35	30,05

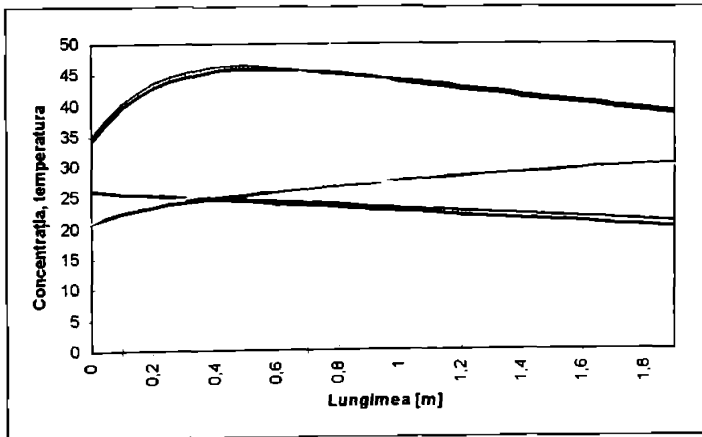


Fig. 5.10 Variația temperaturii și a concentrației soluției, respectiv a temperaturii apei de răcire (conform tabel 5.8)

Tabel 5.9

Lungimea [m]	Temperatura soluției experimental [°C]	Temperatura soluției calculată [°C]	Temperatura apă răcire experimental [°C]	Temperatura apă răcire calculată [°C]	Conc. Soluție exper. [%]	Conc. soluție calcul. [%]
0	1	2	3	4	5	6
0	34,22	34,97	22,84	22,84	25,1	25,1
0,1	37,432	38,182	22,573	22,516	26,02	26,82
0,2	39,282	40,032	22,31	22,197	26,74	27,54
0,3	40,262	41,012	22,049	21,882	27,34	28,14
0,4	40,673	41,423	21,792	21,571	27,85	28,65
0,5	40,732	41,482	21,537	21,265	28,3	29,1
0,6	40,553	40,653	21,286	20,964	28,71	28,91
0,7	40,223	40,323	21,037	20,666	29,08	29,28
0,8	39,821	39,921	20,791	20,373	29,44	29,64
0,9	39,372	39,472	20,549	20,084	29,77	29,97
1	38,892	38,392	20,309	19,799	30,09	29,79
1,1	38,391	37,891	20,072	19,518	30,4	30,1
1,2	37,888	37,388	19,837	19,241	30,7	30,4
1,3	37,402	36,902	19,606	18,968	31	30,7
1,4	36,921	36,421	19,377	18,699	31,29	30,99
1,5	36,441	35,941	19,15	18,434	31,56	31,26
1,6	35,982	35,482	18,927	18,172	31,83	31,53
1,7	35,531	35,031	18,706	17,915	32,09	31,79
1,8	35,08	34,58	18,487	17,66	32,35	32,05
1,9	34,65	34,15	18,271	17,41	32,61	32,31

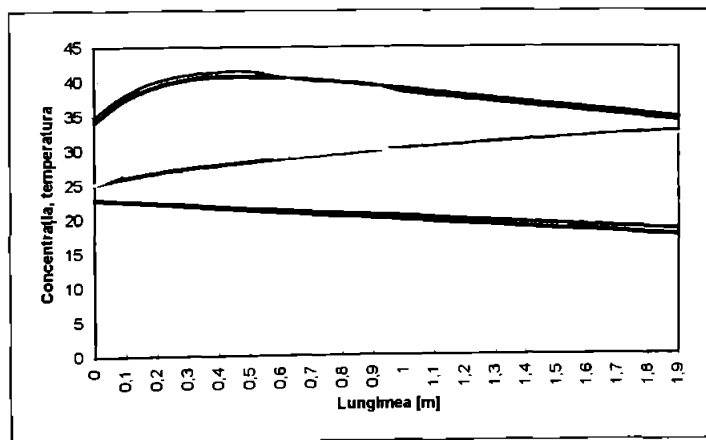


Fig. 5.11 Variația temperaturii și a concentrației soluției, respectiv a temperaturii apei de răcire (conform tabel 5.9)

Tabel 5.10

Lungimea [m]	Temperatura soluției experimental [°C]	Temperatura soluției calculată [°C]	Temperatura apă răcire experimental [°C]	Temperatura apă răcire calculată [°C]	Conc. Soluție exper. [%]	Conc. soluție calcul. [%]
0	1	2	3	4	5	6
0	34,25	35	29,21	29,21	25,1	25,1
0,1	38,151	38,901	29,017	28,946	26	26,8
0,2	40,531	41,281	28,826	28,684	26,7	27,5
0,3	41,892	42,642	28,636	28,425	27,25	28,05
0,4	42,612	43,362	28,447	28,168	27,7	28,5
0,5	42,902	43,652	28,26	27,914	28,09	28,89
0,6	42,91	43,01	28,073	27,662	28,44	28,64
0,7	42,764	42,864	27,888	27,412	28,75	28,95
0,8	42,493	42,593	27,704	27,164	29,04	29,24
0,9	42,165	42,265	27,522	26,918	29,31	29,51
1	41,797	41,297	27,34	26,675	29,57	29,27
1,1	41,408	40,908	27,16	26,434	29,82	29,52
1,2	41,008	40,508	26,981	26,195	30,06	29,76
1,3	40,607	40,107	26,803	25,958	30,29	29,99
1,4	40,213	39,713	26,626	25,724	30,52	30,22
1,5	39,814	39,314	26,451	25,491	30,74	30,44
1,6	39,432	38,932	26,276	25,261	30,95	30,65
1,7	39,05	38,55	26,103	25,033	31,16	30,86
1,8	38,69	38,19	25,931	24,807	31,37	31,07
1,9	38,33	37,83	25,76	24,582	31,57	31,27

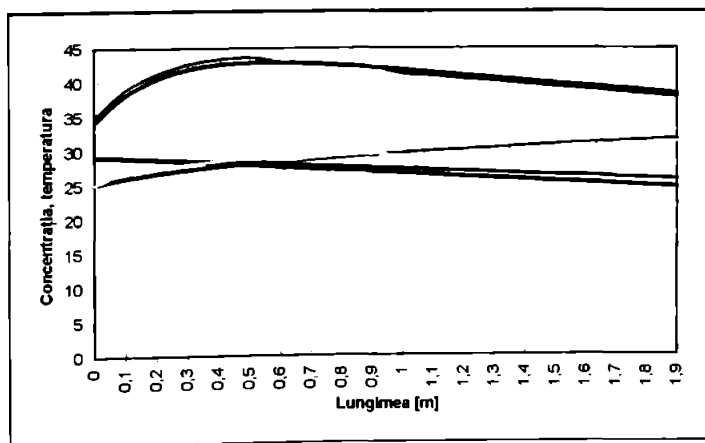


Fig. 5.12 Variația temperaturii și a concentrației soluției, respectiv a temperaturii apei de răcire (conform tabel 5.10)

5.2 Relații de calcul pentru diferența medie de temperatură.

Se observă că variația temperaturii soluției are o alură diferită de cea a unui agent de lucru dintr-un schimbător de căldură de suprafață, tocmai datorită transferului combinat de căldură și masă. Din această cauză calculul diferenței medii de temperatură Δt_m este deosebit de dificil de realizat și nu se poate aplica clasică relație:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\lg \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (5.1)$$

Având în vedere relația de definiție a diferenței medii de temperatură:

$$\Delta t_m = \frac{1}{X} \int_0^1 (t_1 - t_{up}) dx \quad (5.2)$$

se poate calcula integrala din relația (5.2) folosind metode numerice, știind că de fapt integrala prezentată este de fapt o diferență de suprafețe, generate de curbele de variație a temperaturii soluției hidroamoniacale și a apei de răcire.

Pentru rezolvarea acestei probleme s-a realizat un program de calcul care utilizează ca date primare fișiere obținute din tabelele 5.1...5.10, rezultatele finale fiind transcrise într-un fișier prezentat mai jos:

Tabelul 5.1

Nr. măs.	Diferența medie de temperatură contra-curent $\Delta t_{m_{cc}}$ [°C]	Diferența medie de temperatură absorpție $\Delta t_{m_{abs}}$ [°C]	Raport $\Delta t_{m_{abs}}/\Delta t_{m_{cc}}$
1.	10,314	17,061	1,7221
2.	8,008	12,377	1,5729
3.	8,826	13,185	1,56
4.	4,025	9,885	2,388
5.	13,85	20,845	1,4516
6.	6,067	10,109	1,6379
7.	15,236	21,465	1,4287
8.	12,45	19,449	1,5923
9.	13,728	17,703	1,293
10.	8,239	13,326	1,6164

Pentru rezolvarea numerică a integralei s-a utilizat metoda trapezelor care aproximează integrala reprezentată geometric prin aria cuprinsă între curba $y=f(x)$ și ordonatele ridicate în $x=a$ și $x=b$ prin suma ariilor trapezelor construite.

Relația de calcul care a stat la baza programului de calcul a diferenței medii de temperatură în cazul absorbției este:

$$\int_a^b f(x) dx \cong \frac{h}{2} \sum_{k=0}^n (y_k + y_{k+1}) \quad (5.3)$$

Se observă din tabelul 5.1 că valorile diferenței medii de temperatură contra-curent ($\Delta t_{m_{cc}}$) sunt mai mici decât valorile diferenței medii de temperatură absorbție ($\Delta t_{m_{abs}}$), tocmai cu raportul arătat. Acest lucru este evident deoarece alura curbei de temperaturi ale soluției hidroamoniacale nu respectă o lege exponențială. La început apare o creștere a temperaturii datorită schimbului masic mai intens, care aduce și un flux de căldură mai mare prin căldura de amestec, intensificarea schimbului masic având loc în condițiile unei diferențe mai mari de concentrație. Pe măsură ce această diferență de concentrație între vaporii de amoniac și soluția hidroamoniacală scade, transferul de masă este se reduce, deci aportul de căldură primit de soluție este mai mic decât cedarea către mediul de răcire (apa de răcire), conducând la scăderea temperaturii soluției pe măsura îmbogățirii acesteia.

Schema logică a programului este prezentată în figura de mai jos:

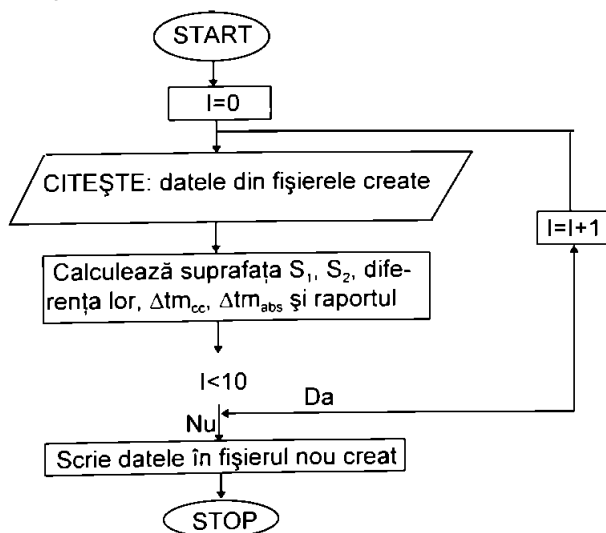


Fig. 5.13. Schema logică a programului de calcul al lui Δt_m .

Din tabelul 5.1 se observă ca raportul $\Delta t_{m_{abs}}/\Delta t_{m_{cc}}$ are valori diferite dar cuprinse între 1,2 ...2,4. Se propune să se determine o funcție de variabilele de intrare (t_{sc} , t_{si} , $t_{apa,i}$, $t_{apa,e}$, w_n , w_e , p) care să aproximeze valorile acestui raport, astfel încât produsul:

$$\Delta t_{m_{abs,calc}} = C \times \Delta t_{m_{cc}} \quad (5.4)$$

să nu difere de valoarea $\Delta t_{m_{abs}}$ cu mai mult de 5%, considerată o eroare admisibilă.

Pentru determinarea funcției mai sus menționată, care este de 7 variabile se utilizează interpolarea geometrică prin metoda celor mai mici pătrate.

Se consideră, în acest sens o funcție $F(x)$ definită pe $[a,b]$ prin valorile x_k iar pentru aproximarea funcției se folosește curba geometrică modificată, având expresia matematică:

$$F(x) = c_u + c \cdot x^u \quad (5.5)$$

În urma rulării programului s-a ajuns la o expresie:

$$C(t_{sc}, t_{si}, t_{apa,i}, t_{apa,e}, w_n, w_e, p) = 1,1 \cdot \left(\frac{t_{sc}}{t_{si}}\right)^{1,18} \cdot 1,02 \left(\frac{t_{apa,i}}{t_{apa,e}}\right)^{0,35} \cdot 1,15 \left(\frac{w_e}{w_n}\right)^{0,13} \cdot \left(\frac{2,25}{p}\right)^{0,83} \quad (5.6)$$

a cărei eroare ϵ este prezentată în tabelul de mai jos:

Tabelul 5.2

Nr. măs.	Diferența medie de temperatură contra-curent $\Delta t_{m_{cc}}$ [°C]	Diferența medie de temperatură absorbție $\Delta t_{m_{abs}}$ [°C]	Diferența medie de temperatură absorbție $\Delta t_{m_{abs}}$ [°C]	Eroarea relativă ϵ [%]
1.	10,314	17,061	17,762	-4,11
2.	8,008	12,377	12,596	-1,77
3.	8,826	13,185	13,769	-4,43
4.	4,025	9,885	9,612	2,762
5.	13,85	20,845	20,105	3,55
6.	6,067	10,109	9,937	1,701
7.	15,236	21,465	21,768	-1,41
8.	12,45	19,449	19,824	-1,93
9.	13,728	17,703	17,75	-0,265
10.	8,239	13,326	13,318	0,06

Prin intermediul acestui procedeu se definește o nouă metodă de calcul pentru dimensionarea termică a absorbitoarelor. Pornind de la relația:

$$S = \frac{Q_{\text{abs}}}{k \cdot \Delta t_m} \quad (5.7)$$

în locul expresiei Δt_m , care de altfel este dificil de calculat se introduce valoarea determinată în urma calculelor prezentată în relația (5.4).

Astfel cunocînd parametrii de intrare în absorbitor se poate determina valoarea reală a diferenței medii de temperatură și în același timp de a simplifica metoda de calcul, deoarece în această ipoteză, absorbitorul este asimilat, din punct de vedere al temperaturilor, cu un schimbător de căldură de suprafață, în care se neglijează aspectul termic datorat transferului de substanță.

CAPITOLUL 6

6. CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE PRIVIND PROCESUL DE ABSORBȚIE DIN POMPELE DE CĂLDURĂ CU ABSORBȚIE

Pompele de căldură cu absorbție reprezintă un ansamblu de aparate, care au posibilitatea de a valorifica energia termică a unui deșeu termic, pentru producerea de căldură. Acestea sunt eficiente în condițiile în care se dispune de un deșeu termic cu un debit relativ constant și sunt utilizate sarcini termice mari.

Pompele de căldură cu absorbție pot fi utilizate atât pentru producerea de căldură în sezonul de iarnă, cât și pentru instalațiile de climatizare, pentru producerea de frig, în sezonul de vară. Prin utilizarea lor se pot aduce importante economii energetice, în condițiile menționate mai sus. Ca aplicație de excepție, pompele de căldură cu absorbție pot fi utilizate în energetică pentru producerea de energie electrică cu un randament relativ ridicat.

Pompele de căldură cu absorbție, prezintă avantajul comparativ cu cele cu compresie mecanică, deoarece nu au în componență un compresor, ceea ce asigură o exploatare mai ușoară și mai sigură în funcționare, acestea devenind mai fiabile. Rolul compresorului mecanic este preluat de un ansamblu de aparate denumit "compresor termochimic". Pe plan național s-au realizat o serie de cercetări teoretice și experimentale cu privire la funcționarea pompelor de căldură cu absorbție în instalațiile de încălzire și climatizare ceea ce ar conduce la importante economii de energie termică.

În cadrul tezei de doctorat s-a studiat funcționarea pompelor de căldură cu absorbție, cu soluție hidroamoniacală, punându-se accent asupra procesului de absorbție, respectiv a absorbitorului care este unul din componentele esențiale ce asigură funcționarea pompei de căldură.

S-a studiat în special procesul de absorbție pelicular, la absorbția vaporilor de amoniac de către soluția apă-amoniac la curgerea pe pereți cilindrici, urmărindu-se să se determine o relație pentru diferența medie de temperatură în procesul sus menționat comparativ cu diferența medie de temperatură în cazul schimbătoarelor de căldură de suprafață.

S-a analizat ciclul pompei de căldură cu absorbție, prezentându-se schema generală a acesteia. S-au făcut referiri la procesele termodinamice analizate în diagrame $i-s$, care caracterizează cel mai bine procesele menționate, în diagrame $\lg p-1/T$, calculul debitelor de căldură pe baza ecuațiilor de bilanț termic și masic al fiecărui element component. S-au calculat indicii de eficiență ai procesului de absorbție, comparativ cu ciclul ideal, prezentându-se procesele ireversibile care au loc în cadrul pompei de căldură cu absorbție.

De asemenea au fost luate în considerare și posibilitățile de ameliorare ale proceselor termodinamice care au ca efect creșterea eficienței pompei de căldură. În continuare s-au prezentat posibilități de utilizare și reglare a pompei de căldură cu absorbție, precizându-se și influența procesului de fierbere, în două, respectiv trei trepte.

S-au definit o serie de mărimi specifice soluțiilor, cum ar fi:

- concentrația procentuală (masică);
- concentrația molară;
- relația de legătură între cele noțiuni mai sus enunțate.

S-au făcut o serie de referiri la legea fazelor, definindu-se variabilele independente care determină starea unui sistem. Se pornește de la ipoteza că soluțiile reale nu reprezintă simple amestecuri de substanțe, în care entalpia componentelor se adună pentru a da entalpia finală, ci în timpul formării lor, se produc procese fizico-chimice cu caracter ireversibil sau quasireversibil, având loc schimburi de căldură, precum și variații de volum, densitate și alte modificări ale mărimilor de stare. Ținând cont de aceste ipoteze s-au definit căldura de dizolvare

(amestec) și căldura diferențială de amestec, prima făcând referire la 1 kg de soluție, în timp ce a doua la 1 kg de component de lucru.

O metodă modernă de analiză a proprietăților termodinamice ale soluțiilor, o reprezintă analiza acestora cu ajutorul energiei în exces a lui Gibbs. S-au definit relațiile entalpiei, entropiei și a volumului specific al soluției hidroamoniacale cu ajutorul energiei în exces. Pe baza acestor relații ca și contribuție personală s-a realizat un program de calcul a entalpiei și energiei în exces, cu ajutorul căruia se poate determina entalpia soluției hidroamoniacale, ținând cont de concentrația, temperatura și presiunea acesteia.

S-au trasat grafice ale entalpiei și energiei în exces a lui Gibbs, cu ajutorul cărora s-a definit o relație de calcul, care permite determinarea energiei în exces în funcție de entalpia în exces, respectiv valoarea energiei în exces pentru o anumită concentrație la o altă valoare a temperaturii diferită de cea cunoscută.

$$g^f = d \cdot h^f \quad (6.1)$$

$$g^f(w, T) = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{1-d} \cdot g^f(w, T_0) \quad (6.2)$$

S-a analizat transferul de căldură și masă în procesul de absorbție, în trei ipoteze:

- curgerea laminară;
- curgerea turbulentă;
- în regim dinamic.

a) Curgerea laminară

S-a pornit de la ecuațiile energiei și difuziei ținând cont de anumite ipoteze simplificatoare specifice procesului de absorbție a vaporilor într-un film de lichid în curgere laminară. S-au scris ecuațiile în două ipoteze:

- pentru temperatura constantă a peretelui;
- pentru peretele adiabatic;

la perete și interfața lichid-vapori.

Utilizând o serie de schimbări de variabile și ținând cont de condițiile la limită pentru noile variabile definite s-au determinat relațiile care descriu variația

temperaturii și concentrației adimensionale în lungul absorbitorului și pe grosimea filmului de lichid.

Cu ajutorul ecuațiilor mai sus prezentate s-au realizat diagrame cu ajutorul cărora se analizează:

- variația temperaturii adimensionale la perete în masa de lichid și la interfața în funcție de distanța adimensională;
- variația concentrației adimensionale la perete în masa de lichid și la interfața în funcție de distanța adimensională;
- variația fluxului masic adimensional la interfața lichid-vapori;
- variația criteriului Sherwood, pentru determinarea coeficientului de transfer de masă;
- variația criteriului Nusselt, pentru determinarea coeficientului de convecție.

b) Curgerea turbulentă

Ca și în cazul precedent (curgerea laminară) și în această ipoteză s-a plecat de la ecuațiile energiei și difuziei, în condițiile curgerii turbulente, în care α și D pot fi exprimați ca o sumă corespunzând difuziunii moleculare și turbulente.

Utilizând același model matematic, în condițiile curgerii turbulente, s-au definit variabilele adimensionale temperatura și concentrația soluției. În funcție de ecuațiile mai sus menționate s-au trasat diagramele menționate și în cazul curgerii laminare. Față de primele diagrame s-au constatat anumite modificări care țin cont tocmai de regimul de curgere.

c) Regimul dinamic

S-a analizat procesul de absorbție în regim dinamic pelicular. Modelul prezentat urmărește variația parametrilor termodinamici și fizici ale mediului de răcire, ale soluției, ale vaporilor precum și a le coeficienților de transfer de căldură și masă în timp și spațiu.

S-a pornit de la ecuațiile de bilanț termic pentru mediu de răcire, pentru perete și filmul de lichid. Urmărind un anumit raționament, precum și prin definirea unor variabile adimensionale notate cu N_1, \dots, N_2 , care caracterizează o anumită mărime sau un anumit proces termodinamic s-au putut scrie ecuațiile diferențiale ale temperaturii,

concentrației și presiunii adimensionale, care descriu variația acestor mărimi în raport cu timpul.

În continuare s-au prezentat o serie de grafice ale mărimilor de ieșire, la modificarea unui parametru de intrare, variația temperaturii și concentrației adimensionale a soluției în spațiu, la anumite intervale de timp.

Modelul matematic prezentat pentru studiul proceselor de transfer de căldură și masă se bazează pe teoria filmului dublu, dezvoltată de Lewis și Whitman, corelată cu teoria penetrației elaborată de Higbie și Danckwerts. S-au definit regimurile de curgere și anume: două regimuri laminare, un regim tranzitoriu și două domenii turbulente, precizându-se relațiile corespunzătoare ale criteriului Reynolds.

S-a definit criteriul Nusselt masic (Nu_m), respectiv coeficientul de transfer de masă, corespunzător regimurilor de curgere mai sus definite. S-a analizat transferul de căldură definindu-se criteriul Nu , respectiv coeficientul de convecție, pe partea soluției hidroamoniacale, în funcție de regimul de curgere.

Pe baza ecuațiilor definite mai sus ca și contribuție personală se elaborează un model matematic, în care se pornește de la ecuațiile de transfer termic și masic într-un element de volum al peliculei de grosime δ și lungime dx , respectiv Δx .

Se transformă ecuațiile diferențiale în ecuații cu diferențe finite, cu ajutorul cărora se determină variația temperaturii soluției $t_{s,i+1}$, cunoscând valoarea temperaturii t_s , și fluxul de căldură schimbat în volumul menționat. Similar se determină variația temperaturii apei de răcire și a concentrației soluției, de data aceasta ținându-se cont de fluxul masic transferat. Pentru rezolvarea acestei probleme s-a realizat un program de calcul prezentat în capitolul 5.

Ca și contribuție personală s-a conceput un model experimental al unui absorbtor realizat din două țevi concentrice. Prin interiorul țevii de diametru mai mic are loc procesul de absorbție (curgerea soluției hidroamoniacală și a vaporilor de amoniac), respectiv, prin spațiul dintre țevi are loc curgerea apei de răcire. Pe înălțimea coloanei sunt prevăzute prize pentru determinarea temperaturii, concentrației soluției și a temperaturii apei de răcire. De asemenea sunt cunoscute debitele de soluție săracă, bogată, apă de răcire și presiunea la care are loc procesul de absorbție.

Pe baza modelului matematic dezvoltat, ca și contribuție personală s-a realizat un program de calcul care permite determinarea temperaturii și concentrației soluției hidroamoniacale, precum și variația temperaturii apei de răcire în lungul absorbitorului. Se prezintă schema logică a programului și imaginea modulului de introducere a datelor.

S-au selecționat un set de 10 măsurători pentru care s-a rulat programul menționat. Valorile experimentale și cele calculate au fost prezentate în tabelele și diagramele expuse. Erorile obținute au fost mici ceea ce a condus la validarea modelului matematic menționat.

Ținând cont de fenomenul complex de absorbție, care reprezintă un proces combinat de transfer de căldură și masă, metodele de dimensionare necesită un volum de calcul mare și dificil. Acest fenomen apare datorită căldurii de amestec, care conduce la o variație a temperaturii soluției după o lege prezentată în diagramele din capitolul 5.

Datorită acestui proces determinarea diferenței medii de temperatură între soluția hidroamoniacală și apa de răcire $\Delta t_{m_{abs}}$, este deosebit de dificilă. În cadrul tezei se prezintă, ca și contribuție personală o relație de calcul pentru $\Delta t_{m_{abs}}$, ținând cont de diferența medie de temperatură în cazul unui schimbător de suprafață în contracurent, $\Delta t_{m_{cc}}$, corelată cu un coeficient de corecție, care este o funcție ce depinde de mărimile de intrare.

Ca și contribuție personală s-a realizat un program de calcul care determină $\Delta t_{m_{cc}}$, respectiv $\Delta t_{m_{abs}}$ din procesul de absorbție. În funcție de cele două valori, ca și contribuție personală s-a determinat un coeficient de corecție care permite ecuația de legătură:

$$\Delta t_{m_{abs}} = C \cdot \Delta t_{m_{cc}} \quad (6.3)$$

și deci influența transferului de masă asupra schimbului de căldură, poate fi neglijată, considerând absorbitorul, din punct de vedere al temperaturilor, ca un schimbător de căldură de suprafață la care variația temperaturilor respectă o variație exponențială iar Δt_m se calculează cu relația clasică:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\lg \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad (6.4)$$

Pentru a determina această relație ca și contribuție personală s-a elaborat un program de calcul cu ajutorul căruia se determină $\Delta t_{m,abs}$, prin integrare numerică, ținând cont de variația temperaturii soluției hidroamoniacale în lungul absorbtorului.

$$C(t_w, t_w, t_{apm}, t_{ape}, w_c, w_r, p) = I, I \cdot \left(\frac{t_w}{t_w}\right)^{1,18} \cdot 1,02 \left(\frac{t_{apm}}{t_{ape}}\right)^{0,55} \cdot I, I 5 \left(\frac{w_c}{w_r}\right)^{0,43} \cdot \left(\frac{2,25}{p}\right)^{0,53} \quad (6.5)$$

Această metodă de aproximare a diferenței medii de temperatură, din procesul de absorbție, permite continuarea studiilor asupra absorbtorului, privit de data aceasta ca un schimbător de căldură de suprafață, care este analizat numai din punctul de vedere al transferului de căldură, influență transferului de masă fiind preluat de coeficientul de proporționalitate C . În această situație există posibilitatea studierii absorbtorului cu ajutorul funcției Φ , care ne permite un studiu complex al funcționării absorbtorului, în regim variabil de funcționare, precum și răspunsul parametrilor de ieșire în funcție de cei de intrare.

BIBLIOGRAFIE

1. **Ackroyd, K.**, "Refrigerants, properties, selection and hazard", Chem. Engr., V.366, 1978
2. **Adefila, S., S.**, "Studies on high temperature heat pump systems", Pd.D. Thesis, University of Salford, U.K., 1983
3. **Akaji, T.**, "Process design and simulation of absorption heat pump system", Proceedings-Chemcomp, Chemical Process and Design Using Computers, pag.3.27, 1984
4. **Alefeld, G., Radermacher, R.**, "Workingsubstances for absorption heat pumps", Ger. Offen., 2,852,312, 1980
5. **Anand, D., K., Allen, R., W.**, "Transient simulation of absorption mashines", J. Solar Energy, V.104, pag. 197-203, 1984
6. **Anon, A.**, "Heat pump research and development projects", U.S. Departamennt of Energy Report DOE/CE 0035, 1982
7. **Baher, H., D.**, "The COP of absorption and resorption heat pumps with ammonia-water as working fluid", Sci. Tech. Froid. N.1, pag.281, 1980
8. **Berghams, W., J.**, "Heat Pumps", Proceedings of the NATO Advanced Study Institute on Heat Pump, Fundamentals, Espihno, Spain, 1983
9. **Bert, R., Hernandez, J.**, "Experimental studies on the opating characteristics of an ammonia-water absorber system", Trans. IChemE., Part A, March, 1991, pag. 153-160
10. **Butz, D.**, "Modelbildung und dynamischen simulation einer absorptionwärme-pumpe auf grunlage experimentaller untersuchungen". Fortschrittberichte VDI, V.19, N.24, VDI, Düsseldorf, 1988
11. **Chavan, V., V., Mashelkar, R., A.**, "Gas absorption in falling non-Newtonian films", Chem. Journal, V.4, pag.223-228, 1972
12. **Chavan, V., V., Mashelkar, R., A.**, "Solution of the problem of gas absorption in falling films of non-Newtonian fluids by orthogonal collacation technique". Chem. Engng. Journal, V.6, pag.75-77, 1973
13. **Cheremisinoff, N., P.**, "Handbook of Heat and Mass Transfer". V.2, pag.113, Gulf, Huston, Texas, 1986
14. **Chiriac, F.**, "Instalații frigorifice" .E.D.P., 1977

15. **Cinca, M., Podrumar, D.**, "Comparație între două pompe de căldură ce utilizează soluție hidroamoniacală", Conf. Naț. Termotehnică, Ed I, București, 1991
16. **Cinca, M., Podrumar, D.**, "Studiu privind eficiența pompelor de căldură cu absorbție utilizate în instalațiile de încălzire", Simp. Știința modernă și energia, Cluj-Napoca, 1991
17. **Cinca, M.**, "About aspects of the ambient comfort in buildings" Buletinul științific și tehnic UTT Tom 37(51), 1992
18. **Cinca, M.**, "Urmărirea funcționării sistemelor centralizate de alimentare cu căldură", Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental, Timișoara, 1994
19. **Cinca, M.**, "Final Report of Activity, Estimations about Absorption Heat Pumps", Stagiul de perfecționare la Sheffield Hallam University, Marea Britanie, 1994
20. **Cinca, M.**, "Building Installations and Ambient Comfort", Buletinul jubiliar UTT, 1995
21. **Cinca, M.**, "Studiul procesului de absorbție în curgerea laminară", Conf. Naț. Termotehnică, Ed.III, Cluj-Napoca, 1995
22. **Cinca, M.**, "The Optima Climate Insurance in the Swimming Pools", Health and Comfort Energy Conservation, Slovakia, 1995
23. **Cinca, M.**, "Aspecte privind asigurarea temperaturii ACM", Conferința Instalații Iași, 1996
24. **Cinca, M.**, "Realizări în domeniul pompelor de căldură cu absorbție". Iași, 1997
25. **Cohen, G., Rojei, A.**, "Absorption heat pump developments for industrial purposes", Proc. Int. Conf. New Energy Conservation Technologies and their Commercialization, Berlin, 1981
26. **Dao, K, Simmons, M., Walgast, T., Wahling, M.**, "Development of Solar-driver ammonia/water absorption air conditioners and heat pumps" ERDA, Solar Heating and Cooling Research and Development Contractors Meeting, Reston, Virginia, 1977
27. **Dao, K, Simmons, M., Walgast, T., Wahling, M.**, "Performance of air cooled ammonia-water absorption air conditioner at low generator temperatures", Sharing the Sun - Solar Technology in the Seventies. Solar heating and Cooling of Building pag.49, Pergamon Press, New York, 1976

28. **Dhar, P., L., Jain, V., K., Gupta, R., M.,** "Computer aided design and analysis an aqua-ammonia vapour absorption refrigeration system", I. Mech. Engng. And UMIST:IJEE, 5, pag 357, 1977
29. **Diessner, E.,** "Operational experience with an ammonia-water absorption heat pump", Gas Wasserfach Gas Erdgas, V.3, N.121, pag.127, 1980
30. **Duminil, M.,** "Basic principles of thermodynamics as applied to heat pumps thermodynamic cycles in heat pumps", NATO Adv. Study Inst. Series, E15, Heat Pumps - Their Contribution to Energy Conservation, pag.97, 1976
31. **El Sayed, Y., M., Trebus, M.,** "Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures:Theoretical implementation for use in power cycle analysis", ASME Special Publication, 1986
32. **Faber, E., A., Morison, C., A., Ingley H., A.,** "Theoretical analysis and design: a solar powered ammonia/water absorption air conditioning system" Proc. Annual Meeting of the American Section of the International Solar Energy Society, Orlando, Florida, 1977
33. **Fenton, D., L., Noeth, A., F., Gordon, R., L.,** "Absorption of ammonia into water", ASRAE transaction ,1988
34. **Floarea, O., Dima, R.,** "Procese de transfer de masă și utilaje specifice", E.D.P. București, 1984
35. **Glaser, H.,** "A practical method a comparison for absorption heat pumps" Ki-Klima, Kalte, Heiz V.6, N.10, pag.233, 1982
36. **Gropșian, Z.,** "Fenomene de transfer și utilaje în industria chimică", Timișoara, 1979,1982
37. **Gross, V., Najork, H., Jankowski, I., Rappich, S.,** "Operation of an absorptionn heat pump. and an absorption heat pump system", Ger. Offen. DE 3,304,833, 1984
38. **Grossman, G., Perez-Blanco, H.,** "Conceptual design and performance analysis of absorption heat pump for waste heat utilisation". Int. J. Refrig., V.5, N.6, pag.361, 1982
39. **Grossman, G.,** "Simultaneous heat and mass transfer in absorption/ desorption of gases in laminar liquid films", Proc. A.I.Ch.E. Winter Annual Meeting, Orlando, Florida, 1982

40. **Grossman, G.**, "Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow", Int. J. Heat and Mass Transfer, V.26, pag. 357-371, 1983
41. **Grossman, G., Heath, M., T.**, "Simultaneous heat and mass transfer in absorption of gases in turbulent liquid films", Int. J. Heat and Mass Transfer, V.27, pag. 2365-2376, 1984
42. **Gupta, R., K., Sridar, T.**, "Effect of interfacial resistance on quiescent gas-liquid absorption", Chem. Engng. Sci., V.39, pag.471-477, 1984
43. **Hadenfeldt, A.**, "Practical uses of heat pumps", Riscaldamento, Refrig. Cond. Indrosanit V.5, N.5, pag.71, 1980
44. **Hajji, A., Worek, W., M.**, "Transient heat and mass transfer in film absorption of finite depth with nonhomogeneous boundary conditions", Int. J. Heat Mass Transfer, V.35, N.9, pag.2101-2108, 1992
45. **Haselden, G., G., Malaty, S., A.**, "Heat and Mass Transfer Accompanying the Absorption of Ammonia in Water", Trans. Inst. Chem. Engng., V.37, 1959
46. **Hensgens, C., Kallwitz, P.**, "One stage absorption heat pumps with NH_3-H_2O pair. Outpower one or more than one megawatt", Linde Ber. Techn. Wiss, N.47, pag.3, 1980
47. **Heppenstall, T.**, "Absorption cycle heat pumps", J.Heat Recovery System, V.3 N.2, pag.115, 1983
48. **Herold, P., Wobst, E., Nowotnik, M.**, "Computational simulation of large absorption heat pumps", Luft Kaelte techn. V.20, N.2, pag.73,1984
49. **Herold, K., E., Moran, M., J.**, "A computer programm for calculating thermodynamic properties of ammonia and water mixtures using a Gibbs free energy formulation", ASME Preceedings, V.4, pag.65-75, 1988
50. **Hewit, G., F.**, "Modelling of heat exchangers for the process industry", Eurotherm Seminar, N.3, Bologna, 14-15 June, 1988
51. **Hodgett, D., L.**, "Absorption heat pumps and working pairs development in Europe since 1979", Intenational Workshop on Absorption Fluids, R&D Needs, Berlin, 1982
52. **Holland, F., A., Watson, F., A., Cevotta, S.**, "Thermodynamic Design Data for Heat Pump Systems", Pergamon Press, Oxford, 1982
53. **Holldorf, G.**, "New developments in industrial absorption refrigerators.

- Ammonia-water absorption refrigeration plants and the use of waste heat*", Kaelte-Klimatech., V.30, N.12, pag.497, 1977
54. **Ibrahim, O., M., Klein, S., A.**, "Thermodynamic Properties of Ammonia-Water mixtures", ASRAE Transaction, 1992
 55. **Iedema, P., D.**, "Mixtures for the absorption heat pump", Int. J. Refrig., V.5, N.5, pag.262, 1982
 56. **Jansen, C.**, "Experiment-based seasonal performance predictionn of ammonia-water absorption heat pumps", I.I.P.-I.I.R. XVIth International Congress of Refrigeration - Paris, 1983
 57. **Jelinek, M., Yaron, I., Borde, I.**, "Measurement of vapour liquid equilibria and determination of enthalpy concentration diagrams of refrigerant-absorbent combinations", Refrigeration Science and Technology, Proc. I.I.R. pag.57, Paris, 1980
 58. **Johnson, A., M.**, "Ammonia/water absorption cycles with relatively high generator temperatures", Solar Energy, N.25, pag.243, 1980
 59. **Kandlikar, S., G.**, "A new absorber heat recovery cycle to improve COP of aqua-ammonia absorption refrigeration system",ASHREA Trans., V.88, N.1, pag.141, 1982
 60. **Kappel, J., Schnitzer, H., Mose, F.**, "Computer aided design annd optimisation of absorption heat pumps", Brennst-Waerme Kraft, V.34, N.1, pag.26,1982
 61. **Kaushik, S., Sherodan, N., Lam, K., Kaul, S.**, "Dynamic simulation of an ammonia-water absorption cycle solar heat pump with integral refrigerant storage", J. Heat Recovery Systems, V.5, N.2, pag.101,1985
 62. **Kaushik, S., Bhardwaj, S., C.**, "Theoretical analysis of ammonia-water absorption cycles for refrigeration and space conditioning systems", Energy Res., N.6, pag.205, 1982
 63. **Kaushik, S., Sheridan, N., R.**, "Computer modelling and thermodynamic assessment of an aqua-ammonia absorption cycle solar heat pump". Building Envir., V.16, N.3, pag.209, 1981
 64. **Kays, W., M.**, "Convective Heat and Mass Transfer", pag.63-75, 150-168, Mc Graw-Hill, New York, 1966

65. **Knoche, K., F.**, "*Thermodynamic principle of heat pumps*", VDI-Berlin, pag.427, 1981
66. **Knoche, K., F., Stehmeir, D.**, "*Exergetic criteria for the developmant of absorption heat pump*", Chem. Eng. Commun., v.17, N.1-6, pag.183, 1982
67. **Koshkin, N., N.**, "*Method for plotting the characteristics of an absorption-type water-ammonia heat pump*", Kholod. Mash. Appar., Leningrad Technol. Inst. Kholod Prom-Sti. (USSR), pag.23, 1975
68. **Kripalani, V., M., Srinivasa Murthy, S., Krishna, M., V.**, "*Performance analysis of a vapour absorption heat transformer with different working fluid combinations*" J. Heat Recovery Systems, V.4, N.3, pag.129
69. **Krishnamurthy, R., Taylor, R.**, "*Multicomponent Mass Transfer and Applications in Handbook of Heat and Mass Transfer*", Gulf, Huston, 1986
70. **Krishnamurthy, R., Taylor, R.**, "*Absorber simulation and design using a nonequilibrium stage model*", The Can. J. Chem. Engng., V.94, pag.96, 1988
71. **Kuhlenschmidt, D., Merrick, R., H.**, "*An ammonia-water absorption heat pump cycle*", ASHRAE Trans. V.89, N.1, 1983
72. **Kumar, P., Sane, M., G., Devota, S., Hollannd, F., A.**, "*Experimental studies an absorption system used for simultaneous cooling and heating*", Chem. Eng. Res. Des. V.63, V.2 pag.133, 1985
73. **Larionescu, D.**, "*Metode numerice*", E.T., București, 1989
74. **Lee, W., Mathias, S.**, "*Development of an absorption heat pump computer model*", Proc. 2and Int. Gas Res. Conf Pag.1268, 1982
75. **Li, Chien C., (Allied Chem. Corp.)**, "*Composition, method and apparatus for absorption heating*", U.S. 4,005,584, 1974
76. **Loewer, H.**, "*Technical possibilities and devepmental status of absorption heat pumps*", Ki-Klima Kaelte Heiz, V.9, N.5, pag.225, 1981
77. **Luethi, J., Ziegler, G.**, "*Absorption helte pump system*", Eur. Pat. Appl. 10,551, 1980
78. **Macriss, R., A.**, "*Overview and history of absorption fluid development in the U.S.A. (1927-1974)*", Berlin Workshop on New Working Pairs for Absorption Processes, pag.37, Swedish Council for Building Research, 1982
79. **Macriss, R., A.**, "*Phisycal and thermodynamic properties of ammonia-water*

- mixtures*", Research Bulletin , Nr.34, Institute of Gas Technology, Chicago, 1964
80. **Mansoori, G., A., Patel, V.**, "*Thermodynamic basis for the choice of working fluids for solar absorption cooling system*", Solar Energy, V.22, pag.483, 1979
 81. **Matsuhita Electric Industries Co. Ltd.**, "*Absorption cooling agents*", Jpn., Kokai Tokio, Koho, JP 58,61,174, 1983
 82. **Matsuhita Electric Industries Co. Ltd.**, "*Absorption cooling compositionn*", Jpn., Kokai Tokio, Koho, JP 58,61,173, 1983
 83. **Mădărășan, T.**, "*Termotehnică și mașini termice*", V 1+2, Cluj-Napoca, 1992
 84. **Mădărășan, T., Popa, B., Theil, H.**, "*Schimbătoare de căldură industriale*", București, 1977
 85. **McMullen, T., J., Morgan, R., Murray, R., B.**, "*Heat pumps*", Sci.Prog., Oxford, V.64, N.256, pag.251, 1977 Gas. Waerme Int.,
 86. **Merrick, R., H.**, "*The Akla ammonia-water absorption heat pump*", Proc. 2and Int. Gas res. Conf., pag1262, 1982
 87. **Michael, M.**, "*Heat pumps*", Revg. Alum., N.498, pag.391, 1980
 88. **Mihăilă, C.**, "*Termotehnică: Transfer de căldură*", curs, București, 1988
 89. **Mills, A., F., Chung, D., K.**, "*Heat transfer across turbulent falling films*", Int. J. Heat and Mass Transfer, V.16, pag.694-696, 1973
 90. **Moser, F., Schnitzer, H.**, "*Heat Pumps in Industry*", Elsevier, Amsterdam, 1985
 91. **Moss, G.**, "*Working fluid for heat pumps*", Eur. Pat. Appl. EP. 65,858, 1982
 92. **Muehlmann, H.,P., Wessing, W.**, "*How does an absorption heat pump function?*", Gas. Waerme Int.,V.32, N.11, pag.464, 1983
 93. **Muehlmann, H.,P., Wessing, W.**, "*Thermodynamic process data for an absorption type heat pump*", Proc. Int. Gas. Res. Conf., pag.630, 1983
 94. **Muehlmann, H.,P.**, "*Absorption heat pump*", Umweltschutz Gresundheitschn., V.15, N.1-2, pag.18, 1981
 95. **Mureșan, M.**, "*Instalații frigorifice*", curs pentru sing., Brașov, 1979
 96. **Mureșan, M.**, "*Termotehnică și mașini termice*", curs, Brașov, 1983
 97. **Nakoryakov, V., E.**, "*Exact sollution of combined heat and mass problem during film adsorption*" Inzh. Fiz. Zh., N.33, pag.893-898, 1977

98. **Nakoryakov, V., E.**, "Calculation of heat and mass transfer in non-isothermal absorption in the entrance region of falling film", *Teor. Osn. Khim. Teknol.*, V.14, pag.483-488, 1980
99. **Narodoslawsky, M., Otter, G., Moser, F.**, *Wthe influence of excess properties on the performance of absorption heat pumps*", Int. Work. On Research Activities on Advanced Heat Pumps, Graz, October, 1986
100. **Negru, L., D.**, "Transmiterea căldurii", Ed. U.T.T., Timișoara, 1992
101. **Noeth, Y., F., Fenton, D., L.**, "Absorption ammonia into water", Final Report 591-RP, ASHRAE Technical Committee TC 10.1, 1990
102. **Ohuchi, Y., Ito, S., Ohutoshi, S.**, "Absorbent composition for airconditioning of supplies of hot water", Fr. Demande FR 2,505,861, 1982
103. **Ohyama, F.**, "Absorption-type heat pump now in practical use", Proc. Int. Conf.on New Energy Conservation Tech. And Their Commercialisation, Berlin, 1981
104. **Olbrich, W., E., Wild, J., D.**, "Diffusion from the free shapes into a liquid film flow over defined shapes", *Chem. Engng. Sci.*, V.24, pag.25-39, 1969
105. **Park, Y., M.**, "A generalised equation of state aproach to the thermodynamic properties of ammonia-water mixtures with applications", Ph.D. Thesis, University of Michigan, College of Engineering and Applied Mechanics, Ann Arbor, 1988
106. **Park, Y., M., Sontag, R., E.**, "A generalised engineer thermodynamic based on the four parameter coresponding state principle", Submitted to ASHRAE J. of Applied Mechanics, 1990
107. **Park, Y., M., Sontag, R., E.**, "Thermodynamics properties of ammonia-water mixtures. A generalised equation of state aproach", ASHRAE Transaction, V.7, 1991
108. **Perez-Blanco, H.**, "Absorption heat pump performance for different types of solutions", *Int. J. Refrig.*, V.7, N 2, pag.115, 1984
109. **Perez-Blanco, H.**, "Working mixtures for industrial chemical heat pumps". Proc. Of Conference on Industrial Scale of Heat Pumps, York, England, 1984
110. **Perez-Blanco, H., Grossman, G.**, "Cycle and performance analysis of absorption heat pumps for waste heat utilisation". Report ORNL/TM7852. Ord.

- No. DE81030705, 1981
111. **Perez-Blanco, H.**, "A model of an ammonia-water falling film absorber", ASRAE Transaction, 1988
 112. **Podrumar, D., D.**, "Instalații de încălzire", V 1+2, Timișoara, 1994
 113. **Porneală, S.**, "Contribuții la studiul proceselor de transfer de căldură și masă în absorbitoarele mașinilor frigorifice cu absorbție", Teză de doctorat, I.P. București, 1981
 114. **Qasrawi, A., M., S., Treece, R., J., Blakeley, R., E.**, "The design and development of an absorption cycle heat pump optimized of maximum coefficient of performance", Commun. Eur. Communities (Rep.) Eur. 7129, 1981
 115. **Radcenco, V., Porneală, S.**, "Procese în instalațiile frigorifice", E.D.P., București, 1983
 116. **Radermacher, R.**, "Working substance combination for absorption heat pumps", Doctoral Disertation, Technical University of Munich, 1981
 117. **Reay, D., A.**, "Heat pump research and development in the U.S.A.", J. Heat Recovery System, V.3, N.3, pag.165, 1983
 118. **Reay, D., A., MacMichael, D., B., A.**, "Heat Pumps: Design and Application", Pergamon Press, Oxford, 1979
 119. **Renz, M., Steimle, F.**, "Comparison of thermodynamic properties of working fluids for absorption systems", I.I.R. Meeting Commun. E1/E2, Jerusalem, 1982
 120. **Robertson, J., M.**, "the development of compact heat exchangers to save weight, space and power requirement of share", Proc. TEC 88, Grenoble, 10-15 Oct., 1988
 121. **Rogdakis, E., D., Antonopoulos, K., A.**, "A high efficiency NH_3/H_2O absorption power cycle", Heat Recovery Systems & CHP, V.11, N.4, pag.263-275, 1991
 122. **Salzar, A., Prevost, M., Bugare, R.**, "Energy economy. absorption heat pump", Sci. Techn. Froid, V.1, pag.273, 1980
 123. **Sandall, O., G.**, "Gas absorption into turbulent liquid at intermediate contact times", Int. j. Heat and Mass Transfer, V.16, pag.459-461, 1974

124. **Sane, M., G.**, "Absorption system for heating and cooling", M.Sc. Thesis, University of Salford, U.K., 1985
125. **Sanyo Electric Co. Ltd.**, "Absorption heat pump", Jpn. Kokai Tokyo Koho JP59,98,137 (83,98,137), 1983
126. **Schaefer, H., A., Stephan, K.**, "Part load behavior and control of absorption heat pump for room heating", Brennst.-Waerme-Kraft, V.36, N.1-2, pag.34, 1984
127. **Schlett, Z., Hoffman I., Câmpeanu, A.**, "Semiconductoare și aplicații", Ed. Facla, Timișoara, 1981
128. **Schueller, K., H.**, "Efficiency of ammonia-water heat pumps", VDI-Ber., N.539, pag.911, 1984
129. **Schoth, H., H.**, "Rechneschema zur Auslegung von Stehenden Rieselabsorben mit dem Stoffpaar NH_3-H_2O unter Berücksichtigung des Wärme und Stoffübergangs", Luft und Kältetechnik, N.2, pag.62-66, 1968
130. **Siddig-Mohammed, B., E.**, "Performance studies on a reversed absorption heat pump", Ph.D. Thesis, University of Salford, U.K., 1982
131. **Simmons, M., Wahlig, M.**, "Ammonia/water absorption air conditioner", Proc. 2nd Workshop on the use of Solar Energy for the Cooling of Buildings, Los Angeles, California, 1975
132. **Smith, I., E., Carey, C., O., Smith, G., F.**, "Design and development of absorption heat pumps", Proceedings of Four Contractors Meetings on Heat Pumps, Brussels, 1982
133. **Smith, I., E., El-Shamarka, K., E.**, "Absorption heat pumps for space heating", Proc. 3rd Int. Conf. Future Energy Concepts, pag.232, IEE Conference Publications, 1981
134. **Smith, I., E.**, "Heat pump absorbers", School of Mechanical Engineering, Cranfield Institute of Technology, Belford, U.K. 1980
135. **Stamatescu, C.**, "Tehnica frigului", Vol. I, II, E.T., București, 1972
136. **Stehmaier, D., Knoche, K., F.**, "Absorption heat pumps", Wiss.-Umwelt, N.4, pag.103, 1980
137. **Steimle, F., Renz, M.**, "Material system for absorption heat pump", VDI-Berlin, N.427, pag.37, 1981

138. **Stephan, K., Seher, D.**, "Heat transformer cycle - I. One and two stage processes", J. Heat Recovery System, V.4, N.5, pag.365, 1984
139. **Stephan, K., Seher, D.**, "Heat transformer cycle - II. Thermodynamic analysis and optimisation of a single - stage absorption heat transformer", J. Heat Recovery System, V.4, N.5, pag.371, 1984
140. **Stephan, K., Seher, D.**, "Theory and properties of heat transformers", VDI-Berlin, V.427, pag.51, 1981
141. **Stephan, K., Seher, D.**, "Heating with two stage absorption heat pumps", Ki-Klima Kaelte Heiz, V.9, N.9, pag.431, 1981
142. **Sephan, K.**, "Absorption heat pumps", International Advanced Course on Heat Pumps Fundamentals, Espihno (Portugal)-NATO Advanced Study Institutes Programme, 1980
143. **Sephan, K.**, "Absorption heating transformers", International Advanced Course on Heat Pumps Fundamentals, Espihno (Portugal)-NATO Advanced Study Institutes Programme, 1980
144. **Stephan, K.**, "Working substances for absorption heat pumps and transformers", International Advanced Course on Heat Pumps Fundamentals, Espihno (Portugal)-NATO Advanced Study Institutes Programme, 1980
145. **Takashi, I., Viney, P., A.**, "Mass Transfer of NH_3 into Water at Environmental Concentration", Chem. Engng. Sci., V.39, pag 1143-1145, 1984
146. **Toray Ind. Inc.**, "Working fluids for absorption heat pumps", Jpn. Kokai Tokyo Koho JP 81,67,536,1981
147. **Toray Ind. Inc.**, "Heat pump working fluid". Jpn. Kokai Tokyo Koho JP 81,70,081,1981
148. **Trane Company**, "Two stage absorption cold generator", Absorption/Refrigerator Brochure D-ABS-2, 1979
149. **Trepp, C.**, "History and prospects of heat transformation", Int. J. Refrig., V.6, N.5-9, pag.309, 1983
150. **Trepp, C., Ziegler, B.**, "Equation of state for ammonia-water mixtures", Ki-Klima Kaelte Heiz, V.11, N.6, pag 253,1983
151. **Treybal, A., L.**, "Mass Transfer Operations", Mc Graw Hill, New York, 1980
152. **Tyagi, K., P.**, "Pressure-temperature-concentration equations for vapour

- absorption binary mixtures*", J. Heat Recovery Systems, V.4, N.3, pag.181, 1984
153. **Tyagi, K., P.**, "Comparison of binary mixtures for vapour absorption refrigeration systems", J. Heat Recovery Systems, V.3, N.5, pag.421, 1983
154. **Tyagi, K., P., Shankar, V.**, "Effect of operating variables on COP for certain absorbent-refrigerant mixtures", ASHRAE J. V.18, N.5, pag.35, 1976
155. **Underwood, C., P.**, "The dynamic thermal modelling and capacity control of absorption cycle heat pumps", Int. Symp. On the Large Scale Applications of Heat Pumps, Oxford, Paper J2, pag.185-196,1987
156. **Ungureanu, C., Ionel, I.**, *Arderea și combaterea poluării la cazane*, Timișoara, 1994
157. **Veștemean, N.**, "Termotehnică și mașini termice", V. 1+2, Brașov, 1970
158. **Veștemean, N., Fota, S.**, "Instalații de încălzire și rețele de termoficare", Brașov, 1976
159. **Wassenaar, R., H., Westia, J., J., W.**, "Dynamic model of a film absorption with completed heat and mass transfer", Int. J. Heat Mass Transfer, V.35, pag.87-99, 1992
160. **Westermark, M.**, "Heat pumping process based on the principle of absorption", Eur. Pat. Appl. EP 122,359, 1984
161. **Worse, S.P.**, "Modern trends in heat pump developments", Int. J. Refrig., V.5, N.2, pag.70, 1982
162. **Yaron, I., Borde, I.**, "Working fluids for heat pumps", VDI-Berlin, N.359, pag.145, 1984
163. **Yih, S., M.**, "Mass transfer in laminar falling films with accompanying heat transfer and interfacial shear", Int. J. Heat and Mass Transfer, V.23, pag 749-758, 1980
164. **Yih, S., M., Chen, K., Y.**, "Gas absorption into wavy and turbulent falling liquid films in a wetted-wall column", Chem. Engng. Commun. Pag.123-136, 1982
165. **Zarzycki, R.**, "Absorption: fundamentals and applications", Pergamon Press, Oxford-New York-Tokyo, 1993
166. **Zaworski, J., R., Zaworski, R., J., Seher, D., Stephan, K.**, "The absorption

- heating transformer process*", Proc. 16th Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf., V.1, pag.961, 1981
167. **Zerwek, G.**, "*Single or multistage absorption heat pumps*", Gen. Offen. DE 3,009,820, 1981
168. **Ziegler, B., Trepp, C.**, "*Equation of state of ammonia-water mixtures*", Int. J. Refrig. V.7, N 2, pag.101-106, 1984
169. **Zilberberg, Y., M.**, "*Dinamic Irreversibilities and their impact on energy of refrigeration/heat pumps thermodynamic cycles*", Clima 2000, V.6, pag.77-85, 1985
170. * * * "*Safety code for mechanical refrigeration*", Standard 15-1989, ASHRAE, 1989
171. * * * "*Microsoft - Visual FoxPro 3.0, Resource Kit*", 1996
172. * * * "*Microsoft - Office 95, Resource Kit*", 1995
173. * * * "*Microsoft - Windows 95, Resource Kit*", 1995

CAPITOLUL 1

REALIZĂRI ȘI PERSPECTIVE ÎN DOMENIUL POMPELOR DE CĂLDURĂ
CU ABSORBȚIE. 3

1.1 Ciclul pompei de căldură cu absorbție.	3
1.1.1 Principiul de funcționare și schema instalației	3
1.1.2 Studiul proceselor termodinamice din pompa de căldură cu absorbție.	
1.1.3 Determinarea fluxurilor de căldură la pompa de căldură cu absorbție.	11
1.1.4 Indici de eficiență ai procesului de absorbție.	14
1.1.5 Posibilități de creștere a coeficientului termic al ciclului pompei de căldură cu absorbție.	18
1.2 Realizări în domeniul pompelor de căldură cu absorbție.	20
1.2.1 Utilizarea pompelor de căldură cu absorbție.	21
1.2.2 Reglarea pompelor de căldură cu absorbție.	25
1.2.3 Pompă de căldură cu absorbție în două trepte de fiere.	27

CAPITOLUL 2

NOȚIUNI DE TERMODINAMICA SOLUȚIILOR.	29
2.1 Definiții. Concentrații. Legea fazelor.	29
2.2 Căldura de dizolvare (amestec).	31
2.3 Proprietăți termodinamice ale soluției hidroamoniacale.	35
2.3.1 Relații numerice determinate în funcție de energia lui Gibbs.	35
2.3.2 Relații numerice privind proprietățile termodinamice ale soluției hidroamoniacale.	46

CAPITOLUL 3

TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ȘI MASĂ ÎN PROCESUL DE ABSORBȚIE.	47
3.1 Transferul de căldură și masă printr-un film de lichid în curgere laminară.	47
3.1.1 Modelul teroretic.	47
3.1.2 Prelucrarea datelor.	52
3.1.3 Coeficienții de transfer de căldură și masă.	57
3.2 Transferul simultan de căldură și masă la absorbția vaporilor într-un film de lichid în curgere turbulentă.	59
3.2.1 Modelul matematic.	59
3.2.2 Rezolvarea modelului matematic.	65
3.2.3 Prelucrarea datelor.	66
3.3 Transferul simultan de căldură și masă la absorbția vaporilor într-un film de lichid în regim dinamic.	71
3.3.1 Modelul matematic.	71
3.3.2 Prelucrarea datelor.	80

CAPITOLUL 4

MODEL MATEMATIC ȘI EXPERIMENTAL PENTRU STUDIUL PROCESULUI DE ABSORBȚIE.	87
4.1 Modelul matematic al absorbției peliculare a vaporilor de amoniac de către soluția hidroamoniacală.	87
4.1.1 Transferul de masă.	87
4.1.2 Transferul de căldură.	89
4.1.3 Modelul matematic.	91
4.1.4 Influența parametrilor de intrare asupra procesului de absorbție.	93
4.2 Conceperea modelului experimental, corelat cu modelul teoretic.	95

CAPITOLUL 5

PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE ȘI PROGRAME DE CALCUL	98
5.1 Prelucrarea datelor experimentale.	98
5.2 Relații de calcul pentru determinarea diferenței medii de temperatură.	111

CAPITOLUL 6

CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE.	115
BIBLIOGRAFIE	122
CUPRINS	135