

MINISTERUL ÎNVĂȚĂMÂNTULUI  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN TIMIȘOARA

*ing.* IOAN BORZA

*act el*

**CONTRIBUȚII PRIVIND OPTIMIZAREA  
REGIMURILOR DE FUNCȚIONARE DIN  
INSTALAȚIILE DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ PRIN  
UTILIZAREA ACȚIONĂRILOR ELECTRICE  
REGLABILE**

*Teză de doctorat*

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

*Conducător științific*  
*prof. dr. ing. EUGEN SERACIN*

TIMIȘOARA  
1997

*618.664  
366 A*

# CUPRINS

<b>1. INTRODUCERE.....</b>	<b>5</b>
1.1. Oportunitatea tezei de doctorat.....	5
1.2. Structura tezei de doctorat.....	12
<b>2. ASPECTE PRIVIND FUNCȚIONAREA INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ NECESARE PENTRU OPTIMIZAREA REGIMURILOR DE FUNCȚIONARE.....</b>	<b>15</b>
2.1. Sisteme centralizate de alimentare cu căldură pentru încălzire - date de bază.....	15
2.2. Unele aspecte din alte țări.....	18
2.3. Ponderele încălzirii și preparării apei calde de consum pentru clădirile de locuit.....	20
2.4. Eficiența energetică a instalațiilor de încălzire centrală - existente.....	23
2.5. Modul de soluționare a încălzirii în țări cu climă comparabilă cu a României.....	25
2.6. Utilizarea regimului intermitent de alimentare cu căldură în instalațiile de încălzire centrală.....	30
<b>3. PROBLEMATICA FUNCȚIONĂRII INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ SUB ASPECTUL REALIZĂRII UNOR PARAMETRI FUNCȚIONALI ȘI ENERGETICI OPTIMI.....</b>	<b>39</b>
3.1. Generalități.....	39
3.2. Sisteme de reglare.....	41
3.2.1. Clasificări.....	41
3.2.2. Soluția frecvent aplicată în reglaje.....	43
3.2.3. Principii în tratarea schimbătoarelor de căldură.....	44
3.3. O nouă tratare privind schimbătoare de căldură.....	49
3.3.1. Considerații generale.....	49
3.3.2. Criterii de definire în reglarea încălzirilor.....	52
3.3.3. O nouă metodă de calcul a reglajului.....	54
3.3.4. Reglarea calitativă clasică.....	56
3.3.5. Reglarea cantitativ-calitativă (cantitativ continuă, calitativ în trepte).....	56

3.3.6. Reglarea cantitativ-calitativă (cantitativ în trepte, calitativ continuă).....	60
3.4. Reglarea parametrilor schimbătorului de căldură în contracurent.....	62
3.4.1. Generalități.....	62
3.4.2. Programe de reglaj.....	64
3.5. Economicitatea reglării propuse.....	66
<b>4. APLICAREA SISTEMELOR DE ACȚIONARE ELECTRICĂ REGLABILE PERFORMANTE ÎN INSTALAȚIILE DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ.....</b>	<b>69</b>
4.1. Aspecte privind acționarea pompelor din punctele termice.....	69
4.2. Sisteme clasice de acționare electrică a pompelor și electrovanelor din punctele termice.....	73
4.3. Sisteme performante de acționare electrică reglabile a pompelor și electrovanelor din punctele termice.....	76
4.4. Criterii privind alegerea acționărilor electrice a pompelor cu turație variabilă din punctele termice.....	79
4.5. Eficiența energetică a acționărilor electrice a pompelor cu turație variabilă din punctele termice.....	88
<b>5. STAND EXPERIMENTAL.....</b>	<b>92</b>
5.1. Generalități.....	92
5.2. Descrierea standului.....	92
5.3. Regimurile de funcționare ale punctului termic experimental....	94
5.4. Prezentarea bazei experimentale necesară efectuării cercetărilor pentru noul sistem de acționare electrică reglabilă.....	97
5.4.1. Tabloul electric de forță și automatizare.....	98
5.4.2. Convertorul static de frecvență variabilă.....	101
5.4.3. Automatizarea acționărilor electrice reglabile utilizate în punctul termic experimental.....	107
5.4.3.1. Placa de interfață ADA 1100.....	109
5.4.3.2. Traductoare. Cuplarea la ADA 1100.....	113
5.4.3.3. Traductoare de regim de funcționare pentru electroventile.....	114
5.4.3.4. Traductoare de temperatură.....	115
5.4.3.4.1. Dimensionarea punții de măsură.....	116
5.4.3.4.2. Dimensionarea sursei de referință.....	116
5.4.3.4.3. Dimensionarea amplificatorului de măsură.....	117
5.4.3.4.4. Programul PSPICE de simulare a traductorului de temperatură cu termorezistență.....	119
5.4.4. Bloc de izolare galvanică a alimentării elementelor de automatizare.....	123

5.4.4.1. Etaje de izolare galvanică.....	123
5.4.4.2. Etajul de stabilizare a tensiunilor de alimentare ale elementelor de automatizare.....	125
<b>6. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE ȘI INTER- PRETAREA REZULTATELOR OBTINUTE.....</b>	<b>130</b>
6.1. Aparate de măsură, control, reglare, automatizare și contoriza- re folosite.....	130
6.2. Măsurători efectuate și prelucrarea rezultatelor din punctul termic experimental.....	132
6.2.1. Prelucrarea informațiilor achiziționate din proces. Program de prezentare grafică.....	147
6.3. Măsurători și rezultate din alte puncte termice.....	153
<b>7. OPTIMIZAREA SUB ASPECT ECONOMIC A FUNCȚIO- NĂRII INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ.....</b>	<b>184</b>
7.1. Cheltuielile totale pentru încălzirea centrală.....	184
7.2. Cheltuielile de investiție.....	186
7.3. Cheltuielile de exploatare.....	187
7.4. Regimuri economice ale sistemelor de acționare electrică reglabilă.....	193
7.5. Criterii de modernizare și funcționare a unui punct termic în vederea unei optimizări sub aspect economic al funcționării, respectiv al minimizării consumului de energie (termică și electrică).....	194
7.5.1. Algoritmi pentru evaluarea costului unității de energie termică furnizată (livrată) - CUETF.....	195
7.5.2. Stabilirea relațiilor de calcul pentru factorii componenți din expresia "CUET".....	196
7.5.2.1. Evaluarea costurilor anuale de amortizare.....	198
7.5.2.2. Evaluarea costurilor de vehiculare a agentului termic secundar.....	198
<b>8. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE.....</b>	<b>201</b>
<b>BIBLIOGRAFIE.....</b>	<b>210</b>
<b>ANEXE.....</b>	<b>227</b>

# 1. INTRODUCERE

## 1.1. Oportunitatea tezei de doctorat

Optimizarea regimurilor de funcționare din instalațiile de încălzire centrală prin utilizarea acționărilor electrice reglabile constituie o problemă care suscită mult interes, fiind de mare actualitate.

De aici și opțiunea mea pentru această temă în elaborarea tezei de doctorat, cu atât mai mult cu cât situația existentă în țara noastră în domeniul încălzirii centrale este încă departe de cea existentă pe plan mondial.

Am înțeles ca pentru elucidarea acestei problematici să elaborez atât o parte teoretică, bazată pe cele mai moderne date existente în bibliografia studiată, cât și să materializez realizarea practică a acestui studiu în punctul termic experimental, în două variante: varianta cu schimbătoare de căldură cu țevi și acționări electrice, cu utilaje indigene, și varianta cu schimbătoare de căldură cu plăci și acționări electrice, cu utilaje din import.

În vederea asigurării condițiilor de funcționare și reglare corectă pentru instalațiile de încălzire centrală, ca și pentru aprecierea economicității utilizării acționărilor electrice reglabile, este necesar să se cunoască mai îndeaproape regimul de variație al necesarului de căldură pentru încălzire atât în cursul întregii perioade de încălzire, cât și în intervale mai scurte. Variația necesarului de căldură pentru încălzirea clădirilor depinde în mare măsură de temperatura exterioară, mai nou de opțiunile de confort ale ocupanților acestora și de reglementările în domeniu, care își vor face apariția în viitor.

Astfel, este cu totul insuficient să se aprecieze funcționarea unei instalații de încălzire centrală pe baza eventualelor indicații ale unui minim de aparate de măsură sau în funcție de starea izolației termice, fără a se lua în considerare valoarea pierderilor de presiune și a energiei electrice consumată la pompare datorate acestora, sau fără să se întocmească și să se analizeze periodic bilanțul energetic.

La o temperatură interioară cerută de ocupantul clădirii (încăperii), agentul termic secundar trebuie să plece din punctul termic (PT) cu astfel de parametri, încât ținând seama de pierderile de căldură pe parcurs, să ajungă la consumator (radiatoare) cu parametri necesari pentru toate regimurile de funcționare care pot interveni.

O primă apreciere asupra necesarului de căldură pentru încălzirea clădirilor este caracterul sezonier. În al doilea rând, căldura este necesară pentru realizarea nivelului de temperatură în fiecare apartament, loc de activitate sau de odihnă, în conformitate cu solicitările ocupanților.

Având în vedere că majoritatea instalațiilor de încălzire centrală ce funcționează în momentul de față (în clădiri civile, culturale, sociale, industriale, comerciale), au fost dimensionate având la bază temperatura exterioară minimă convențională de calcul pentru încălzire ( $t_c^c$ ), trebuie să ținem seama de aceasta la funcționarea momentană a instalațiilor, deoarece temperatura mediului exterior influențează temperatura suprafeței interioare a pereților și a aerului din interior numai de la o anumită durată minimă în sus, datorită inerției termice a clădirii (încăperii).

Experiența încălzirii centrale arată că influența pierderilor de căldură datorită neetanșeităților rezultate din modul de execuție și montare a ferestrelor și ușilor este foarte mare (25%) [103].

Determinarea căldurii primite prin radiația solară este relativ dificil de calculat, ea depinzând de orientarea și înclinarea suprafețelor expuse radiației și mai ales de intensitatea radiației însăși.

S-a dovedit că toate componentele necesare pentru încălzirea clădirilor care sunt susceptibile de a fi reduse prin investiții suplimentare sau măsuri de exploatare, necesită a fi coborâte până la o anumită limită economică.

Aceste componente se referă în primul rând la reducerea pierderilor de căldură efective ale clădirilor prin ameliorarea izolației termice a acestora, a permeabilității lor la vânt și a ventilației lor naturale.

Importanța problemei reiese din constatarea că trecând de la valorile coeficientului global de schimb de căldură pentru construcție (clădire)  $k$  cu valori actuale de  $1,5 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$  la valori de  $1,0$  prin izolarea cu vată minerală, sau chiar la  $0,5$  prin accentuarea izolației cu polistiren expandat, precum și prin punerea la punct a tehnologiei de închidere la colțuri, se estimează că pierderile de căldură ale clădirilor ar putea fi reduse în condițiile noastre în medie cu 30%, și anume de la circa 28...35 la circa  $20 \text{ kcal/m}^3\text{h}^\circ\text{C}$  [102].

Exploatarea instalațiilor de încălzire centrală arată că în unele împrejurări apar diferențe importante între necesarul de căldură calculat și cel efectiv consumat, atât la temperatura exterioară de calcul ( $t_c^c$ ), cât și la valori ale temperaturii exterioare ( $t_e$ ) mai ridicate. Aceasta se datorează în cea mai mare parte greutatea de a putea include în mod corespunzător în calcule influențele cu regim de variație atât de diferit ca cel al vântului, umidității, insolației etc. În Germania, în clădiri bine uscate, instalațiile proiectate după DIN 4701, la temperatura exterioară minimă convențională ( $t_c^c$ ) consumă numai circa 60% din valoarea nominală de calcul [180]. Din această cauză, multe instalații de încălzire sunt supradimensionate, la noi supradimensionarea fiind de 30...35% [32].

La temperaturi exterioare între  $0$  și  $+8^\circ\text{C}$ , valorile efectiv necesare pentru încălzire sunt mai mici decât cele calculate, situație care se explică prin variațiile coeficientului global de schimb de căldură  $k$  prin elementele

exterioare de construcție ale clădirilor, influențate în special de variația umidității aerului, care este mult mai accentuată la temperaturi exterioare mai ridicate.

Pierderile de căldură în rețeaua de distribuție a agentului termic de încălzire depind de valoarea absolută a sarcinii termice vehiculate, de diametrele și lungimea conductelor, de calitatea izolației termice, de temperatura agentului termic în conductele de ducere (tur -  $t_1$ ) și în cele de întoarcere (retur -  $t_2$ ), precum și de cea a mediului ambiant ( $t_c$ ).

Reglarea furnizării căldurii se face în mai multe trepte, dintre care prima treaptă constă într-o reglare cu caracter general, centrală (la sursă), prin care debitul de căldură al centralei de termoficare (CT) este adaptat în mare condițiilor specifice de consum, dintr-un anumit interval. A doua treaptă de reglare are un caracter centralizat în punctul termic (PT), și are drept scop corectarea debitului de căldură preluat de fiecare punct termic, în funcție de condițiile specifice ale instalațiilor de încălzire interioare deservite. Ultima treaptă de reglare, locală (la radiator), servește punerii finale la punct a debitului de căldură destinat sau cerut de fiecare receptor termic (radiator) în parte.

Pierderile de căldură ce apar în urma efectuării unui reglaj necorespunzător pot fi deosebit de importante. Atrage atenția faptul că reglajul corect trebuie să constituie o preocupare de bază a specialiștilor care lucrează în acest domeniu.

Deci, reglarea unui sistem de termoficare se face în mod central în centrala de termoficare (CT), și se completează cu reglări centralizate în punctele termice (PT) și reglări locale la consumatori, care corectează reglarea centralizată din punctul termic în funcție de particularitățile instalațiilor din clădirea (încăperea) respectivă și de opțiunea ocupanților.

Deoarece puterile motoarelor electrice de antrenare a pompelor utilizate pentru vehicularea agenților termici din rețelele de termoficare sunt relativ mari și energia primară folosită pentru producerea electricității este și mai mare datorită randamentului ciclului termoenergetic, destul de scăzut, tratarea simultană a problemei energiei termice transportate și a energiei electrice consumate este obligatorie.

În cadrul lucrării de față se încearcă să se abordeze intimitățile acestei funcționări și se oferă soluții pentru minimizarea consumului global având în vedere faptul că în final costurile sunt definitorii în stabilirea soluțiilor. O astfel de tratare a devenit posibilă doar în ultimul timp datorită ofertelor pe care le face tehnica modernă: echipament electric pentru funcționarea motoarelor electrice cu turație variabilă, aparatură de măsură și control perfecționată, schimbătoare de căldură îmbunătățite.

De obicei, minimizarea consumului de energie termică pentru încălzire și energie electrică la pomparea agentului termic secundar, în exploatare se realizează prin următoarele procedee:

-un proces de re tehnologizare a dotărilor prin prisma ofertei pieții și a investițiilor disponibile;

-schimbări de structură în procesul tehnologic bazate pe valorificarea tehnologiilor radicale noi;

-modernizarea actualelor procese tehnologice prin folosirea unor instalații de mare randament;

-abandonarea proceselor tehnologice și a instalațiilor învechite mari consumatoare de energie.

Consumul de energie electrică în procesul de încălziri centrale are loc cu precădere la pomparea agentului termic secundar, unde elementele principale luate în studiu au fost: înălțimea de pompare, debitul de agent termic pompat conform reglărilor cantitativ-calitative, timpul de funcționare al pompelor, variația costurilor pe unitatea de energie termică livrată, tipul instalațiilor de pompare, puterea și randamentul acestora, etc.

Analiza modalităților de evaluare și minimizare a consumului energetic s-a făcut pe baza bilanțului energetic, care, ca și studiu complex al transformării energiei în procesul de exploatare a instalațiilor de pompare și a rețelelor instalațiilor de încălzire deservite, constituie cea mai eficientă metodă de identificare a posibilităților de raționalizare și economisire a energiei, respectiv baza tehnică reală de fundamentare a măsurilor tehnice și organizatorice eficiente pentru creșterea randamentului de utilizare a energiei electrice pe ansamblul instalației de pompare și a rețelelor instalațiilor de încălzire deservite.

Este cunoscut faptul că în cazul alimentării cu căldură prin sistemul de termoficare cheltuielile totale sunt cu atât mai mici cu cât ecartul de temperatură de calcul ( $\Delta t^c$ ) este mai mare, valoarea maximă fiind  $80^\circ\text{C}$  ( $150/70^\circ\text{C}$ ) din considerente tehnice.

Se cunoaște deja eficiența unei gestionări tehnico-economice ca urmare a comportării complexe a sarcinii de încălzire casnice la modificări ale condițiilor externe de funcționare.

Introducerea unei restricții unilaterale în rețeaua termică de distribuție necorelată cu valorile momentane ale tuturor parametrilor endogeni și exogeni ai Sistemului Energetic (SE), deși determină o reducere a consumului de combustibil primar echivalent cu 5%, este urmată de micșorarea randamentului global de funcționare a Sistemului Energetic (SE) cu cca. 10%. Aceasta implică o creștere a pierderilor de energie în sistem cu 30...40% [32].

În comparație cu alte sisteme de încălzire, încălzirea centrală are următoarele avantaje:

- echipament mai redus (cazane, schimbătoare de căldură, cuplaje, pompe, instalații de automatizare etc);

-pot fi deservite spații cu temperaturi diferite ale agentului termic;

-zgomotele și vibrațiile pot fi îndepărtate din clădirile încălzite;



- schimbătoarele de căldură sunt mai mari și astfel mai eficiente;
- scade pericolul de întrerupere a furnizării agentului termic în comparație cu instalațiile individuale (casnice, de apartament) deservite de persoane cu diverse niveluri de pregătire profesională și managerială în domeniul instalațiilor de încălzire centrală și al acționărilor electrice reglabile aferente;

- costuri de întreținere mai mici.

O atenție deosebită este acordată, în cuprinsul tezei, alegerii variantei de reglare a acționărilor electrice din instalațiile de încălzire centrală și implementării acestora în punctul termic experimental în vederea minimizării consumurilor de energie termică și energie electrică la pomparea agentului termic de încălzire.

În abordarea temei cercetate s-a avut în vedere și situația energiei consumate pe plan mondial. Astfel, în SUA o treime din energia consumată revine producerii de electricitate. Totodată, merită a fi analizat ca punct de plecare al cercetării și consumul de energie pe cap de locuitor, care arată ca în figura 1.1.

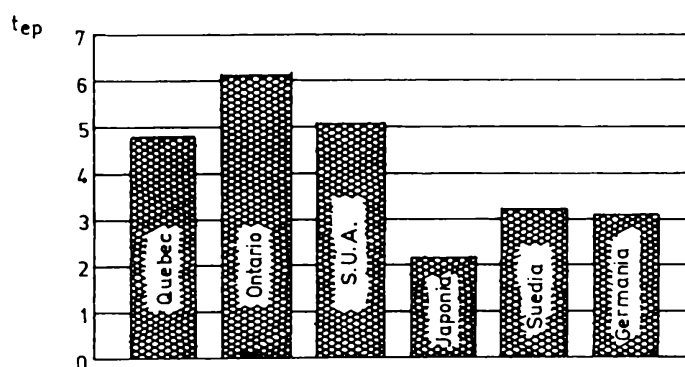


Fig. 1.1. Consumul de energie pe cap de locuitor.

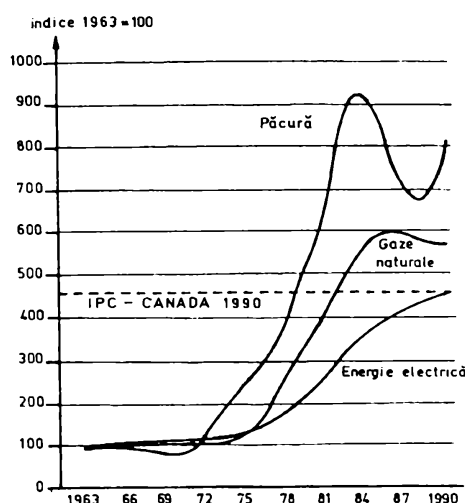


Fig. 1.2. Evoluția prețului la energia electrică, gaze naturale și păcură în Canada între anii 1963 și 1990.

Acest consum este puternic influențat de datele climatice ale regiunii, de nivelul de industrializare, de obiceiurile de viață și de alți factori.

Deși costul energiei în Canada în comparație cu prețul mondial este relativ redus, este interesantă dinamica acestuia în perioada 1963-1990, prezentată în fig.1.2. Se observă influența crizei petrolului din anii '70 asupra prețului energiei. Dinamica evoluției acestor prețuri poate influența strategia realizării instalațiilor de încălzire în viitor.

Pentru comparație, în tabelul 1.1. sunt dați o serie de parametri definatorii pentru Montreal (Canada) și pentru Timișoara, datorită apropierii existente între acestea în privința datelor climatice. Din cauza acestei apropieri, datele oferite pot fi folosite ca și puncte de plecare în cazul Timișoarei.

*Tabelul 1.1.*

DATE GEOGRAFICE ȘI CLIMATICE	MONTREAL	TIMIȘOARA
Latitudine	45° 30"	45° 46"
Temperatură vara	31°C	34°C
Temperatură iarna	- 26,6°C	-15°C
Temperatură medie:		
-ianuarie	- 9,2°C	- 1,6°C
-februarie	- 8,7°C	+ 1,1°C
-martie	- 2,2°C	5,8°C
-aprilie	5,3°C	11,2°C
-mai	13,1°C	16,3°C
-iunie	18,7°C	19,4°C
-iulie	21,3°C	21,1°C
-august	20,1°C	20,4°C
-septembrie	15,3°C	16,5°C
-octombrie	8,9°C	11,0°C
-noiembrie	1,8°C	5,6°C
-decembrie	- 6,3°C	0,8°C
Precipitații:		
-ploaie	722,9 mm	537,5 mm
-zăpadă	235,1 mm	53,9 mm
Insolație	2126 h	2146 h
Vânt:		
-viteză	13,4 km/h	2,2 km/h
-direcție	Vest	Nord - Vest

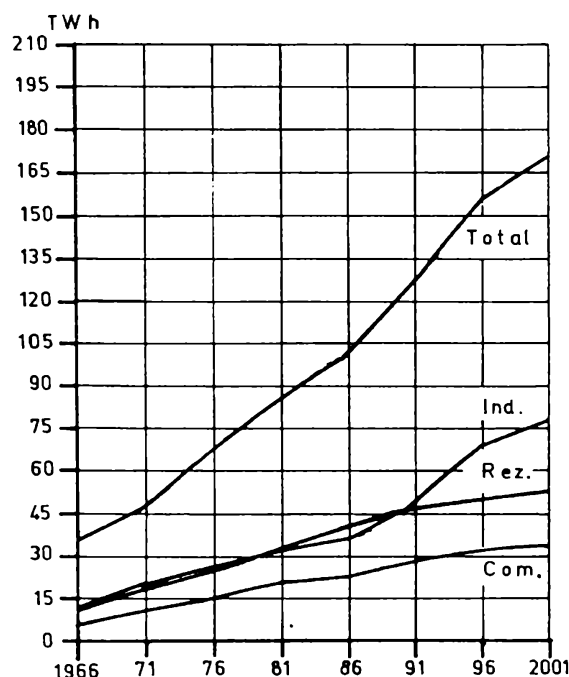


Fig. 1.3. Cererea de energie la Quebec între anii 1966 și 2001.

În privința structurii consumatorilor de energie termică, din fig.1.3, s-a considerat că principalii consumatori sunt cei din sectorul rezidențial (Rez), comercial (Com) și industrial (Ind), structură care poate fi considerată ca fiind actuală și în cazul țării noastre.

Criteriile principale care vor fi luate în considerare pentru stabilirea strategiilor energetice sunt în principal următoarele:

- reducerea costurilor de producție în instalațiile de producere, transport și utilizare a energiei;

- reducerea poluării mediului ambiant;

- creșterea randamentului instalației;

- ridicarea gradului de valorificare a resurselor energetice nerecuperabile;

- dezvoltarea surselor alternative de energie și a surselor recuperabile;

Datorită aplicării eficiente a acestor criterii, în SUA între anii 1973 și 1991, deși creșterea economică a fost de 46%, consumul de energie a crescut doar cu 8%.

Dintre sectoarele consumatoare de energie, în sectorul rezidențial se pot lua măsuri de minimizare în încălzirea locuințelor prin:

- realizarea de izolații mai bune;

- creșterea rezistenței termice a ferestrelor și ușilor exterioare;

- scăderea temperaturilor interioare în perioada neocupată a încăperilor;

- reducerea debitului de agent termic;

- reducerea pierderilor termice pe întreg lanțul furnizor-consumator;

- înlocuirea aparatelor cu randament scăzut cu altele mai eficiente;

-realizarea unui sistem de comandă și control automatizat al acțiunilor electrice aferente procesului de încălzire a locuințelor.

Alături de aceste măsuri trebuie avute în vedere:

-creșterea interesului pentru acest domeniu (în Quebec 7,5%);

-creșterea anuală a prețului energiei (în Quebec 6%);

-inflația anuală (în Quebec 4%) [269].

## 1.2. Structurarea tezei de doctorat

Lucrarea este structurată pe 8 capitole, al căror conținut este prezentat pe scurt în continuare.

În capitolul 1 se prezintă oportunitatea problematicii abordate, a utilizării acțiunilor electrice reglabile în instalațiile de încălzire centrală, domeniu care la noi în țară este susceptibil de îmbunătățiri..

În capitolul 2 se prezintă câteva aspecte privind funcționarea instalațiilor de încălzire centrală și structurarea fizică a acestora. Fiind analizată ponderea încălzirii și preparării apei calde de consum pentru clădirile de locuit, rezultă oportunitatea temei abordate, avându-se în vedere restructurările ce urmează să aibe loc în toate sectoarele de activitate (industrie, rezidențial, comercial).

S-a analizat eficiența energetică a instalațiilor de încălzire centrală existente, făcându-se comparația cu modul de soluționare a încălzirii în țări cu climă comparabilă cu a României.

Totodată s-a analizat utilizarea regimului intermitent de alimentare cu căldură în instalațiile de încălzire centrală, mult utilizat la noi în țară înainte de 1989, precizându-se constatările rezultate și măsurile ce trebuiesc întreprinse pe viitor.

În capitolul 3 se prezintă problematica funcționării instalațiilor de încălzire centrală din punctul de vedere al schimbătoarelor de căldură și al modului de reglare al parametrilor funcționali ai acestora.

După ce se definește schematic principiul de funcționare al încălzirii centrale și al circulației energetice în sistem (cap.3.1.) se tratează problematica sistemelor de reglare în încălzire și principiile de bază în tratarea schimbătoarelor de căldură (cap.3.2.).

În capitolul 3.3. se prezintă bazele teoretice de definire a reglajelor în încălziri și se propune o nouă metodă de calcul a reglajului. Definițiile teoretice sunt însoțite de programe de calcul însoțite de scheme logice și listinguri.

În capitolul 4 se prezintă aplicarea sistemelor de acționare electrică reglabile performante în instalațiile de încălzire centrală. Sunt prezentate atât

sistemele clasice de acționare electrică a pompelor și electrovanelor din punctele termice, cât și sistemele performante de acționare electrică reglabilă. Pentru justificarea necesității aplicării acționărilor electrice reglabile performante, se face un studiu comparativ arătându-se criteriile ce stau la baza alegerii acestora. În continuare se analizează eficiența energetică a acționărilor electrice a pompelor cu turație variabilă din punctele termice. Acest capitol conține un tabel sintetic în care sunt prezentate toate măsurile de economisire a energiei electrice dintr-un punct termic.

În capitolul 5 se prezintă standul proiectat și executat pentru studiul experimental (schema tehnologică și funcțională a punctului termic experimental), descriindu-se regimurile de funcționare posibile ale acestuia.

Un loc central este ocupat de convertorul static de frecvență variabilă CSFV, după care sunt prezentate automatizările acționărilor electrice reglabile utilizate în punctul termic experimental. Fiecare parte componentă: placa de interfață, traductoarele, izolările galvanice, stabilizatoarele de tensiune de alimentare a elementelor de automatizare sunt descrise pe larg, iar la anumite părți componente se redă și modul de dimensionare, respectiv de realizare și montaj al acestora.

În capitolul 6 se prezintă prelucrarea și interpretarea rezultatelor experimentale obținute de autor. La început sunt prezentate aparatele de măsură, control, reglare, automatizare și contorizare folosite.

Rezultatele experimentale sunt prezentate tabelar și sub formă de grafice pentru a se pune în evidență influența parametrilor semnificativi.

Pentru a se face o comparație cu sistemele de încălzire centrală clasice s-au efectuat aceleași măsurători (în funcție de aparatura existentă) și s-au trasat curbele echivalente, pe cât posibil măsurate în aceleași perioade.

S-a trecut ulterior la prelucrarea informațiilor achiziționate din proces și la prezentarea lor sub formă grafică pe un calculator PC.

S-au analizat consumurile de energie electrică realizate la pompare, când pentru modificarea debitului s-a folosit robinetul de reglare, respectiv modificarea turației pompei. În urma calculelor efectuate s-au reprezentat curbele de modificare a debitului, a randamentului global, a puterii electrice absorbite și a consumului specific de energie electrică la pompare.

Comparând valorile obținute din calcule cu cele măsurate pe standul experimental a rezultat că standul a fost corect dimensionat și echipat corespunzător, lucrând în domeniul parametrilor optimi.

În capitolul 7 se prezintă optimizarea sub aspect economic a funcționării instalațiilor de încălzire centrală, analizându-se cheltuielile ce contribuie în construcția, modernizarea sau exploatarea instalațiilor de încălzire centrală.

Un loc aparte s-a acordat cheltuielilor de exploatare, avându-se în vedere majorarea continuă a prețului energiei termice și electrice utilizată în instalațiile de încălzire centrală.

Făcându-se comparația cu rezultatele obținute de firme occidentale cu tradiție în domeniul încălzirilor centrale (de exemplu în Danemarca) se trage concluzia că aplicarea sistemelor de acționare electrică reglabile performante permite realizarea unor economii importante, precum și amortizarea investiției de modernizare a punctelor termice în 1...2 ani de funcționare. În urma modernizării punctelor termice existente se pot alege regimurile economice ale sistemelor de acționare electrică reglabilă pe baza unor programe automate de calcul, programe care știu să optimizeze atât consumul de energie termică, cât și consumul de energie electrică la pomparea agentului termic.

În capitolul 8 se prezintă concluziile finale și contribuțiile personale ale autorului.

Rezultatele parțiale ale cercetărilor întreprinse de autor pe parcursul elaborării tezei au fost valorificate prin publicarea a 38 de articole științifice, conținând aspecte din subcapitolele tezei, în reviste de specialitate și în publicațiile unor manifestări științifice naționale sau internaționale (Italia, Ungaria, Austria, Spania), elaborarea a două contracte de cercetare științifică, precum și prin obținerea a trei certificate de inovație.

Materialul prezentat în teză este ilustrat de 226 figuri și fotografii, la întocmirea sa consultându-se un material bibliografic bogat, concretizat în 86 titluri de cărți și 172 titluri de articole din reviste și volumele unor conferințe naționale și internaționale, 8 contracte de cercetare, 3 inovații, 22 titluri de STAS-uri, normative și cataloage. În anexe se indică programele de aplicație întocmite de autor.

Autorul își exprimă sentimentele sale de călduroasă mulțumire conducătorului științific, prof. dr. ing. Eugen Seracin, pentru orientarea dată cercetărilor științifice care au condus la elaborarea prezentei teze de doctorat, pentru indicațiile competente și amănunțite oferite în toate fazele de proiectare, realizare practică, cercetare și elaborare a lucrării și în mod deosebit pentru rolul avut în formarea profesională a autorului.

În același timp, autorul își exprimă mulțumirile sale prof. dr. ing. Nicolae Oancea pentru recomandarea făcută autorului de abordare a cercetărilor științifice în domeniul instalațiilor de încălzire centrală, pentru îndrumările competente și, în mod deosebit, pentru rolul avut în formarea profesională, încă de la începutul activității în cariera universitară. De asemenea, autorul își exprimă mulțumirile sale colegilor de la Catedra de Mașini, Acționări și Utilizări Electrice, care prin discuții și sugestii au contribuit la clarificarea unor aspecte ale cercetărilor întreprinse de autor.

Autorul mulțumește de asemenea celorlalți specialiști care au sprijinit cu bunăvoință, sfaturi și îndemnuri la definitivarea acestei lucrări.

## 2. ASPECTE PRIVIND FUNCȚIONAREA INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ NECESARE PENTRU OPTIMIZAREA REGIMURILOR DE FUNCȚIONARE

### 2.1. Sisteme centralizate de alimentare cu căldură pentru încălzire - date de bază

Realizarea unui confort termic ridicat a devenit o necesitate contemporană a cărui caracter rezultă din condițiile de trai sau muncă ale omului, avându-se în vedere că omul modern își petrece mai mult de 75% din timp în incinte închise.

Asigurarea parametrilor de confort optimi stimulează activitatea omului și implicit ajută la obținerea unor rezultate cât mai bune.

Instalațiile de încălzire, indiferent de sistemul adoptat, pe lângă rolul de menținere a parametrilor de confort termic, care crează senzația de plăcut pentru om, au și rolul de a crea condiții optime pentru desfășurarea unei activități.

În alegerea unui sistem de încălzire, datorită diversificării pronunțate a construcțiilor, a proceselor tehnologice sau a activității omului, trebuie să se facă un studiu tehnico-economic, care să ducă la alegerea instalației celei mai adecvate cu cheltuieli cât mai reduse.

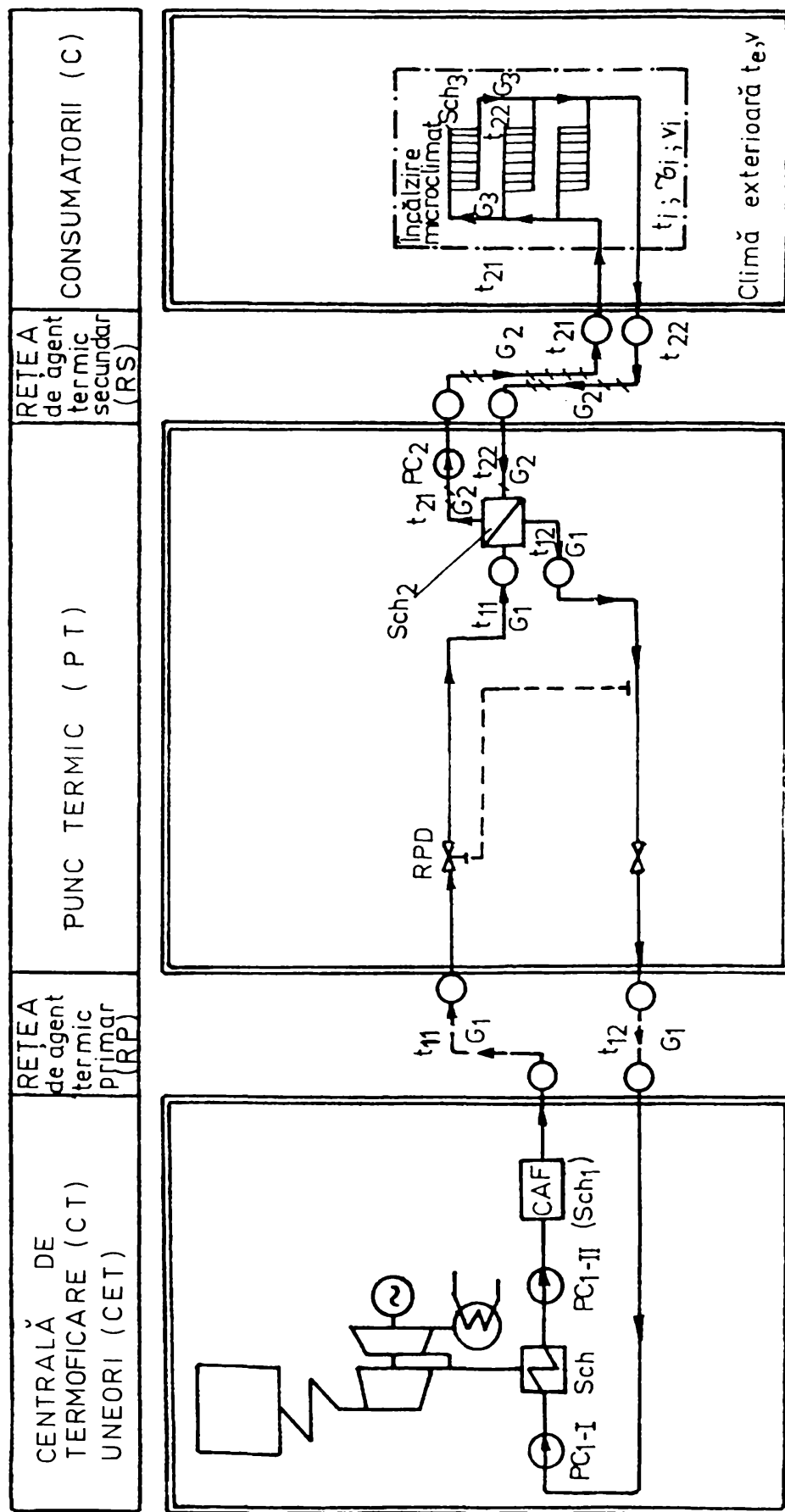
Alegerea sistemului de încălzire se face prin analiza în principal a următorilor factori:

- destinația clădirii, forma și tipul constructiv;
- gradul de confort cerut;
- combustibilul disponibil sau forma de alimentare cu agent termic;
- valoarea investiției inițiale și durata de amortizare a ei.

Din multitudinea sistemelor de încălzire existente, vom analiza sistemul de încălzire centrală din clădirile de locuit și social-administrative, cu cedarea căldurii prin convecție și radiație, alimentarea primară cu căldură făcându-se de la o centrală de termoficare (CT). În acest caz există rețele de transport pentru agentul termic primar (RP), furnizat punctelor termice (PT), la care se racordează centralizat consumatorii (C) prin intermediul rețelilor de agent termic secundar (RS). Așa după cum s-a arătat în cadrul capitolului 1, producerea căldurii în centralele termoelectrice cu condensare nu a fost tratată în cadrul tezei.

Elementele componente principale ale acestui sistem de încălzire centrală cu alimentare de căldură (prin termoficare) sunt prezentate în figura

FIG. 2.1. SISTEM CENTRALIZAT DE ALIMENTARE CU CĂLDURĂ (TERMOFICARE) PENTRU ÎNCĂLZIREA CENTRALĂ A CLĂDIRILOR DE LOCUIT ȘI SOCIAL ADMINISTRATIVE





## 2.1.

Agentul termic primar utilizat este apa fierbinte sau supraîncălzită ( $t_{11} \leq 150^\circ\text{C}$ ), iar agentul termic secundar este apa caldă ( $t_{21} \leq 90^\circ\text{C}$ ).

Producerea centralizată de energie termică în centrala de termoficare (CT) se obține prin arderea combustibilului cu randament ridicat (de obicei 80...90%).

De la centrală prin rețele primare de transport (RP) fig.2.1, se vehiculează agentul termic primar (apă fierbinte,  $150/70^\circ\text{C}$ ) până în punctele termice (PT), unde energia primară este transmisă prin schimbătoare de căldură ( $Sch_2$ ) unui agent termic secundar (apă caldă,  $90/70^\circ\text{C}$ ) care se vehiculează în circuit închis între punctul termic (PT) și consumatorii C ( $Sch_3$ ).

Punctul termic (PT) reprezintă ansamblul care cuprinde schimbătoare de căldură, pompe de circulație, vase de expansiune și aparatură de reglaj și măsură.

Punctul termic (PT) trebuie să satisfacă condițiile funcționale atât ale rețelei primare de distribuție a căldurii, cât și ale consumatorilor (C) și să pună de acord parametrii acestora (debit, presiune, temperatură) cu necesitățile consumatorilor.

Cele două circuite: primar și secundar sunt complet separate hidraulic, având elemente de siguranță, circulație, manevră, distincte. Excepție fac rețelele echipate cu hidroelevator.

Pe considerente de calcul tehnico-economic agenții termici primari se produc la parametri termici ridicați, iar cei secundari la parametrii mai reduși, impuși de protecția ocupanților în caz de avarie.

Centralele de termoficare (CT) au avut o extindere mare în trecut (70% din necesarul total al fostei URSS, iar în România 55,7% din puterea instalată în încălzirea centrală) [131].

În România sunt în funcțiune sisteme centralizate de producere, transport și distribuție a energiei termice pentru încălzire și prepararea apei calde de consum în 340 de localități (din care 247 municipii și orașe), fiind alimentate 2,9 milioane locuințe cu o populație de 8,8 milioane locuitori, distribuindu-se o cantitate de 34,5 milioane Gcal/an (din care 25,1 milioane Gcal/an pentru populație), prin intermediul a 5000 km rețea primară ( $150/70^\circ\text{C}$ ) și 38800 km rețea secundară ( $90/70^\circ\text{C}$ ) [103].

Alegerea filierei tehnologice: resursă energetică primară - consumator de căldură poate constitui o cale de minimizare a consumului energetic (alături și de alte căi, printre care, perfecționarea echipamentului energetic, modernizarea proceselor, restructurarea producției, recuperarea resurselor energetice re folosibile etc.), idee care stă la baza prezentei lucrări.

În cazul centralelor termoelectrice cu condensatie randamentul general nu depășește 40-43%, în funcție de temperatura de supraîncălzire și de calitatea echipamentelor folosite. În cazul în care se asociază și o turbină

cu contrapresiune, o parte din energia produsă este furnizată sub formă de căldură într-o rețea de termoficare și randamentul întregului ansamblu crește sensibil, putându-se atinge valori destul de ridicate ale acestuia. Dificultatea constă în folosirea continuă a căldurii produse în rețeaua de termoficare, întrucât consumatorii din încălzire au nevoi termice numai o parte din an, cu puteri variabile, în timp ce producția de electricitate este de regulă continuă, la puteri practic constante. Rezultă din această cauză o slabă răspândire a acestor centrale cu toate avantajele energetice amintite.

Cunoașterea valorii randamentelor energetice și a factorilor de influență a acestora sunt elemente absolut necesare fundamentării oricărei politici energetice, fiind o modalitate de urmărire permanentă a eficienței unui proces energetic.

Rețelele de termoficare servesc transportului și distribuției căldurii, ele cuprinzând totalitatea conductelor și derivațiilor de la furnizor (CT) și până la vanele de intrare în punctele termice, inclusiv stațiile intermediare de pompare. Ca orice rețea de distribuție publică, ele trebuie să asigure o alimentare sigură, continuă a consumatorilor, la parametrii ceruți, în toate condițiile de funcționare.

Punctele termice pot asigura energie termică numai pentru un anumit tip de consum (încălzire, sau apă caldă), sau pot distribui căldură la mai multe tipuri de consum (încălzire și apă caldă).

De menționat că alimentarea cu căldură a clădirilor social-culturale și administrative se asigură de la aceleași surse de căldură care alimentează și clădirile de locuit și reprezintă cca 10% din necesarul de căldură al clădirilor de locuit.

În toate sistemele centrale de încălzire este necesară ținerea unei evidențe a căldurii livrate, pentru decontare.

Termoficarea poate să concureze sistemele individuale de încălzire, dacă produce căldură și energie electrică ieftin, cu investiții nu prea mari.

În rețelele de termoficare, prin creșterea ecartului termic, realizabil prin micșorarea debitului de agent vehiculat se mărește randamentul sistemului.

În acest scop în țările avansate se folosesc sisteme de acționare electrică ce furnizează debit variabil de agent termic în punctele termice (PT) în funcție de consumul variabil de căldură.

## 2.2. Unele aspecte din alte țări

În Ungaria exploatarea instalației interioare de încălzire aparține regiei furnizoare de energie termică, care trebuie să asigure temperatura interioară

prescrisă, care este de minim 20°C pentru camerele de locuit. În majoritatea cazurilor rețeaua de termoficare deservește blocurile realizate din panouri prefabricate, cu un număr mare de apartamente (de exemplu la Budapesta numărul mediu de apartamente este de 100 apartamente/bloc, apartamente cu o suprafață medie de 53...55 m<sup>2</sup>). Izolarea termică a acestor locuințe este medie, izolare ce este mult înrăutățită de greșelile constructive locale (punți termice).

Necesarul de căldură este mult influențat de pătrunderea aerului infiltrat, ca urmare a diferenței de presiune creată de vânt. În cazul locuințelor mici degajările interioare de căldură sunt importante ajungând până la 5...10% din necesarul de căldură [63]. Ele măresc sarcina termică reală.

În Budapesta în 1972 s-a construit primul punct termic automatizat. În urma măsurărilor s-au calculat economiile obținute și ulterior au fost automatizate toate punctele termice. În Ungaria există un decret care prevede reducerea temperaturii interioare în cazul clădirilor publice pentru perioadele de nefolosire. Totodată se realizează reducerea sarcinii de încălzire pe timp de noapte.

În Ungaria se produc robinete de reglare termostatică după licență. După cercetările firmei Fötav prin utilizarea generală a aparatelor de reglaj în funcție de temperatura exterioară ( $t_c$ ) se obține o economie de 5...10% față de reglajul manual [127].

Progresul constă în realizarea contorizării locale (la consumatori), simultan cu utilizarea reglajului local, ceea ce poate fi realizat cu robinet cu reglare termostatică. Desigur, că acest reglaj local nu exclude reglajul centralizat. În Ungaria după anii 1985 s-a trecut la interconectarea între ele a centralelor termice izolate, interconectare impusă și din condiția de siguranță în exploatare, fenomenul fiind mai accentuat la Budapesta. Totodată s-a trecut la utilizarea conductelor preizolate pozate direct în sol pentru execuția rețelelor de termoficare.

Deoarece în Ungaria sistemele de termoficare funcționează cu debit masic constant reglajul se realizează prin variația temperaturii agentului primar pe tur, situație ce se aplică și la noi în țară. Graficul de reglaj trebuie întocmit de întreprinderea furnizoare, respectând următoarele condiții:

- asigurarea necesarului de căldură cu un anumit grad de siguranță;
- asigurarea necesarului sporit de căldură pentru a asigura temperatura prescrisă după perioada de reducere a sarcinii termice pe timp de noapte;
- realizarea de pierderi minime pe rețeaua de transport.

Un asemenea reglaj se poate realiza numai printr-un reglaj automatizat. Exploatarea economică a unui sistem de termoficare cu debit constant de agent termic primar este posibilă numai în cazul utilizării unui reglaj calitativ bun.

Reducerea debitului volumic primar mărește ecartul termic și permite utilizarea optimă a capacității sistemului, determinând reducerea investițiilor specifice și reducerea pierderilor de căldură.

Pentru reglarea sistemelor este nevoie la fiecare punct termic de reglatoare de debit, de presiune, fără sursă de energie ajutătoare. În sistemele moderne de termoficare cu debit variabil de agent termic se recomandă utilizarea pompelor de circulație a agentului termic cu turație variabilă, problemă legată de producerea convertoarelor statice de frecvență, situație de fapt impusă și de alte probleme tehnice.

Avându-se în vedere realizarea și în continuare a construcțiilor cu un grad de izolare nu prea ridicat, este necesară supradimensionarea instalației de încălzire, urmând ca surplusul de putere instalată să fie corectat prin sisteme de reglaj. În consecință reglajul instalațiilor de încălzire centrală va fi diferit pentru clădirile vechi și noi.

În Germania se folosesc ventilele termostactice pentru reglarea corpurilor de încălzire. Pentru a împiedica creșterea diferenței de presiune, se practică reglajul diferenței de presiune, reglaj ce se realizează utilizând pompe cu turație variabilă.

La alegerea pompelor de circulație a agentului termic din instalațiile de încălzire centrală trebuie să se țină seama că o dată cu dublarea lungimii conductelor, se dublează și pierderile de presiune și că la dublarea debitului, pierderile de presiune cresc de 4 ori [214].

Întrucât pompele de circulație a agentului termic funcționează doar circa 10 zile/an la sarcina nominală, prin funcționarea la o turație mai mică se economisește energie electrică la pompare, ceea ce conduce la o reducere a cheltuielilor [277].

### 2.3. Ponderea încălzirii și preparării apei calde de consum pentru clădirile de locuit

Necesarul de combustibil pentru țara noastră este de cca 12000000 tcc/an pentru încălzire și prepararea apei calde de consum pentru clădirile de locuit. El reprezenta la nivelul anului 1989 cca 12% din balanța energetică; dacă se ia în considerare și necesarul de combustibil pentru prepararea hranei, acesta ajunge la cca 13800000 tcc/an, reprezentând cca 13,8% din balanța energetică.

La nivelul anului 1992, ținând seama de faptul că în structura numărului de locuințe și apartamente nu a apărut practic nici o schimbare, dar că balanța energetică a suferit o reducere de cca 26% față de anul 1989, necesarul de combustibil de cca 12000000 tcc/an pentru încălzirea și

prepararea apei calde de consum pentru clădirile de locuit, reprezenta 16,2% din balanța energetică, iar dacă se ia în considerare și necesarul de combustibil pentru prepararea hranei, acesta reprezenta 18,4% din balanța energetică.

Analizând balanța energetică a țării noastre la nivelul anului 1989, necesarul de combustibil pentru industrie reprezenta 76,5%; pentru transport 4,6%; pentru agricultură 4,5%; pentru construcții 0,6%.

La nivelul anului 1992 când balanța energetică era mai redusă cu 26% față de anul 1989, necesarul de combustibil pentru industrie era de 56,3%; pentru transport 8,3%; pentru agricultură 3,7% și pentru construcții 0,9% [160].

În tabelul 2.1. se prezintă o analiză comparativă a repartizării consumului de energie termică pentru industrie, servicii și casnic într-o serie de țări din lume [267].

*Tabelul 2.1.*

Repartizarea consumului de energie termică pentru câteva țări din lume, în %			
Țara	Industrie	Servicii	Casnic
Anglia	34,8	22,0	30,0
Canada	40,0	21,8	26,5
Franța	41,1	19,4	25,4
Germania	49,3	17,7	22,1
Italia	50,1	15,4	20,9
Suedia	48,2	19,2	23,0
S.U.A.	30,9	27,3	30,5
România 1989	76,5	3,5	13,8
România 1992	56,3	7,8	18,4

Din datele prezentate în acest tabel se poate constata o diferență apreciabilă între structura consumurilor de energie termică din țara noastră și cea din alte țări ale lumii, în special prin valori mai reduse pentru consumul casnic. De precizat că valorile mai mari ale consumurilor energetice pentru industrie de la noi din țară nu reflectă și un potențial industrial mai ridicat ci tehnologii industriale cu consumuri energetice ridicate, în general duble față de cele din țările avansate.

Într-o manieră asemănătoare este deosebit de greu de prezentat avantajele și dezavantajele sistemelor de încălzire utilizate la noi în țară, din punct de vedere tehnic, tehnologic și economic, deoarece oricare sistem de încălzire are o serie de avantaje și dezavantaje care pot fi deformat substanțial în condiții de proiectare, execuție sau exploatare defectuoase.

Sistemele locale de încălzire cu sobe sau cazane de apă caldă și radiatoare și de preparare locală a apei calde de consum cu cazane de baie sau încălzitoare rapide au avantaje legate de autoritatea beneficiarului în

stabilirea duratei de funcționare, a volumelor ce urmează a fi încălzite și a cantităților de apă caldă de consum ce trebuie preparate și utilizate. Pierderile de căldură între sursă și consumator sunt minime și adesea folosite chiar în procesul de încălzire.

Marele dezavantaj al sistemelor locale de încălzire și în special al celor ce utilizează sobele, este randamentul scăzut (0,4...0,5) precum și serviciile legate de aprovizionare, preparare și alimentare cu combustibil a sobelor.

Dacă se ține seama că necesarul de combustibil pentru cele 4900000 de locuințe și apartamente de la noi din țară care se încălzesc cu sobe (59,6% din totalul locuințelor și apartamentelor) este de 4820000 tcc/an (40,4% din totalul consumului de combustibil pentru casnic), este deosebit de important să se acționeze asupra îmbunătățirii randamentelor sistemelor locale de încălzire.

Sistemele centrale de încălzire oferă condiții superioare de confort, dar autoritatea beneficiarului în stabilirea duratei de funcționare, a spațiilor ce urmează a fi încălzite și a cantităților de apă caldă de consum ce trebuie preparate, este invers proporțională cu mărimea sistemelor centrale, și în general este foarte redusă.

Cu cât sistemele de încălzire centrală sunt mai mari, cu atât cresc pierderile de căldură în rețea, se măresc pierderile de apă din sistem, apar dezechilibrări în distribuția căldurii la consumatori etc.

Dacă la aceste dezavantaje ale sistemelor centrale de alimentare cu căldură se adaugă și alte lipsuri legate de proiectare, execuție și exploatare, rezultă că în final confortul global rezultat nu este tocmai deosebit de ridicat.

În cazul sistemelor centrale de alimentare cu căldură din țara noastră se pot menționa următoarele:

- randamente reduse în centralele termice și în special:
  - \* lipsa automatizării centralelor termice;
  - \* utilizarea unor cazane neperformante;
  - \* aplicarea unor regimuri cu intermitență;
- pierderi de căldură mari în rețelele de distribuție datorită:
  - \* izolației termice necorespunzătoare ca grosime și calitate;
  - \* inundarea cu apă a canalelor de protecție ca urmare a infiltrației apei din sol sau din rețeaua de canalizare;
  - \* pierderi de apă ca urmare a corodării rețelelor de distribuție, în general neprotejate la coroziune;
- lipsa contoarelor de căldură și de apă caldă de consum;
- lipsa robinetelor de reglaj sau de prereglaj la corpurile de încălzire (radiatoare);
- distribuția prin coloane verticale a agentului termic secundar în interiorul clădirilor;

- lipsa sistemelor de telegestiune;
- utilizarea unor schimbătoare de căldură neperformante, în general de tipul cu țevi din oțel sau alamă, cu pereți subțiri;
- utilizarea unor pompe cu turație constantă în locul pompelor cu turație variabilă;
- prepararea apei calde de consum în sisteme centralizate cu rețele reduse de recirculare;
- lipsa până nu demult a unui tarif redus pentru energia electrică consumată pe timp de noapte, ceea ce a eliminat sistemele locale de preparare a apei calde menajere cu energie electrică;
- lipsa acumulării apei calde în punctele termice;
- lipsa unor aparate de detecție a pierderilor de căldură și de agent termic din rețelele de distribuție;
- lipsa unor mașini, scule și dispozitive de intervenție rapidă în sistemul de încălzire.

Dacă la aceste deficiențe se mai adaugă cele legate de deținerea monopolului statului la nivelul regiilor de alimentare și distribuție a energiei termice, care atrage după sine aprovizionarea defectuoasă cu combustibil, neîncadrarea parametrilor agentului termic în graficul de reglaj, întâzieri, lipsa controlului în verificarea periodică a instalațiilor sau în reglajul instalațiilor etc., nu este surprinzător faptul că la sistemele centrale au apărut frecvent temperaturi interioare ( $t_i$ ) cu mult mai reduse decât cele de confort și fenomenul de condens la multe apartamente.

Apariția fenomenului de condens conduce la micșorarea rezistenței termice a elementelor de construcție și deci la intensificarea pierderilor de căldură și la apariția unor boli ale aparatului respirator al ocupanților datorate mușcăiului care apare pe pereții cu condens.

## 2.4. Eficiența energetică a instalațiilor de încălzire centrală existente

*Eficiența energetică a instalațiilor de încălzire centrală* poate fi definită ca ansamblul măsurilor necesare pentru a asigura în interiorul clădirilor, condiții de confort maxim cu un minim de consum de energie termică și electrică și cu o poluare cât mai redusă a mediului.

Pornind de la această definiție, asigurarea condițiilor de confort în interiorul clădirilor, nu se realizează numai cu ajutorul instalațiilor de încălzire, la acestea contribuind în mare măsură și structura elementelor de construcție ale clădirilor, mărimea suprafețelor vitrate, gradul de etanșare a

tâmplăriei exterioare și rezistența termică a elementelor exterioare de închidere.

Mărirea rezistenței termice a elementelor exterioare conduce la creșterea confortului termic, reducerea consumului de energie și diminuarea poluării.

Ținând seama de faptul că la noi în țară, protecția termică a clădirilor este redusă, eficiența energetică a majorității instalațiilor de încălzire este scăzută.

În condițiile unei protecții termice insuficiente a clădirilor, se poate discuta doar care din instalațiile de încălzire conduc la consumuri de energie mai scăzute în condițiile în care în interiorul clădirilor apar perioade apreciable de disconfort termic. În această situație se pot face doar aprecieri generale asupra instalațiilor care au randament mai bun cu condiții de disconfort mai reduse.

Randamentele mai ridicate la producerea căldurii și la transport, se realizează în centrale termice funcționând cu gaze sau combustibil lichid, amplasate în interiorul clădirilor care se încălzesc sau în centrale termice pentru câteva clădiri. În cazul în care este asigurată automatizarea funcționării cazanelor, iar debitul și presiunea gazelor nu suferă variații în timpul sezonului de încălzire, se pot realiza randamente de peste 90%, iar perioadele de disconfort sunt în general reduse. Capacitatea acestor centrale termice poate să varieze între 30 și 5000 kW, putând asigura încălzirea a 5...800 de apartamente [32].

La centrale termice mari cresc pierderile de căldură în rețelele de transport, apar fenomene de dezechilibrare hidraulică, randamentul cazanelor este ceva mai scăzut, apare necesitatea existenței unui personal permanent de exploatare și a unui sistem mai complex de automatizare a funcționării cazanelor.

Încălzirea prin termoficare prezintă o serie de avantaje, dar cu cât sistemele de termoficare sunt mai mari cu atât cresc pierderile de căldură și de agent termic în rețelele de transport și distribuție a căldurii, dezechilibrarea hidraulică a rețelelor și apar fenomene negative în funcționarea sistemului în cazul unor curenți manageriale în conducerea regiilor de distribuție și alimentare cu energie termică, ce pot afecta în același timp un număr mare de consumatori.

În prezent, în țara noastră, măsurarea consumurilor de energie termică este realizată numai parțial, la nivelul punctelor termice urbane și la unii mari consumatori. De aici, necesitatea unei strategii viitoare care să facă viabilă aplicarea contorizării în instalațiile de încălzire centrală și de alimentare cu apă caldă de consum. În majoritatea localităților, facturarea consumurilor de energie termică se efectuează în sistem pașal, situație ce conduce, pe de o parte la suspiciuni din partea beneficiarilor privind corectitudinea cantităților facturate de furnizori, neacoperirea pierderilor din



rețele, iar pe de altă parte, înlătură interesul consumatorilor pentru utilizarea judicioasă și economică a energiei termice.

În condițiile liberalizării prețurilor la combustibili, precum și a eliminării subvențiilor, contorizarea pe fiecare imobil și pe fiecare apartament se impune ca o acțiune prioritară la nivel național.

Asigurarea condițiilor de confort termic cu un minim de consum de energie termică și electrică, și cu o poluare cât mai redusă a mediului impune și reducerea consumului de energie electrică la acționările electrice reglabile pentru vehicularea agenților termici, prin sistemele de pompare.

Datorită faptului că cea mai mare parte a mașinilor electrice de acționare din instalațiile de încălzire centrală sunt cu viteză fixă, aleasă pentru parametri nominali, cerere de scurtă durată (cca. 10 zile dintr-un sezon de încălzire), majoritatea timpului funcționează la sarcină redusă. Din această cauză se justifică extinderea acționării cu turație variabilă a mașinilor electrice, soluție care oferă posibilitatea reducerii consumului de energie electrică și reglării corecte a sistemului.

Economiile de energie electrică rezultă prin:

- reducerea consumului de energie electrică;
- reducerea puterii electrice absorbite, la orele de vârf de sarcină;
- ameliorarea factorului de putere.

Numeroasele motoare electrice cu viteză fixă au fost montate în instalațiile de încălzire centrală într-o epocă în care energia electrică era relativ ieftină, acceptându-se o supradimensionare din lipsă de personal de specialitate; acum, într-o lume în care concurența este din ce în ce mai puternică, toate consumurile sunt importante și în mod deosebit cele din exploatare, de aceea se impune o dimensionare cât mai suplă, asociată cu o reglare cât mai performantă a acționărilor electrice aferente.

## 2.5. Modul de soluționare a încălzirii în țări cu climă comparabilă cu a României

În Europa de Vest, în jurul paralelei 45° Nord, se aplică fără excepție toate sistemele de încălzire de la noi din țară, inclusiv sistemul de încălzire prin termoficare sau așa numitele sisteme de cogenerare a energiei termice. Alegerea sistemelor de încălzire se face pe baza unor analize tehnico-economice, energetice, de amenajare a teritoriului și de mediu, deosebit de complexe, cu luarea în considerare a măsurilor de reducere la minim a consumurilor energetice.

Echipamentele, aparatajele și materialele utilizate sunt de calitate bună, cu o fiabilitate ridicată și au garanție de funcționare și de "service".

Sistemele de producere a căldurii sunt automatizate, dotate cu sisteme de dispecerizare și telegestiune, cu controlul riguros al parametrilor funcționali la sursă, în rețeaua de transport, distribuție și la consumatori.

Relațiile dintre furnizori și consumatori sunt de tipul contractual cu clauze foarte severe în caz de nerespectare de către părți a prevederilor contractuale.

Instalațiile de încălzire la consumatori sunt și ele automatizate, prevăzute cu regulatoare de temperatură și cu aparatura necesară contorizării consumului de căldură.

Sistemul de tarifare și de impozitare este, în general, diferențiat, fiind favorabil consumatorilor mai economici.

Pe baza unor studii efectuate în cadrul programului "Commission Economique pour Europe - Les zones d'efficacité énergétique" s-a constatat că în Europa Centrală și de Est, consumurile de energie specifice sunt de peste două ori mai mari ca cele din Europa de Vest, la fel fiind și nivelul de poluare datorită sistemelor de încălzire utilizate.

Sisteme de încălzire reprezentative pentru termoficare sunt aplicate în Europa de Vest în orașe ca de exemplu Copenhaga, Paris, Berlin etc.

În Franța, în afara marilor rețele de încălzire urbană cum sunt cele din Paris cu o putere de 4450 MW, care alimentează cu căldură un număr de 45000 apartamente și cele din Lyon cu o putere instalată de 1500 MW, care alimentează cu căldură 40000 apartamente, situația alimentării cu căldură prin sisteme centrale este prezentată în tabelul 2.2 [267].

*Tabelul 2.2.*

Situația alimentării cu căldură din Franța, prin sisteme centrale					
Date	Anul				
	1985	1986	1987	1988	1989
Numărul de rețele	307	322	338	345	353
Numărul de centrale termice	428	433	459	492	505
Puterea instalată [MW]	15844	16336	17082	18121	18785
Lungimea rețelelor [km]	2231	2321	2469	2603	2620
Numărul de stații	16141	16713	17305	17758	18111
Numărul abonaților	12151	12216	12752	13046	13727
Căldura vândută [GWh]	22409	23083	23831	21623	22187

Din tabelul 2.2. rezultă că în cazul în care sistemele de încălzire sunt corect proiectate, executate, exploatate și dotate cu echipamente, aparatură și materiale cu fiabilitate ridicată, acestea sunt practic corespunzătoare și în viitor.

În Ungaria, până în trecutul apropiat a funcționat termoficarea cu debite de agent termic constante în rețelele primare (150/70°C), cu așa

numita reglare calitativă. În momentul de față s-a trecut la reglarea debitelor variabile de agent termic, atât în rețelele primare de transport, cât și în rețelele secundare de distribuție. Un exemplu edificator în acest sens este sistemul de termoficare din orașul Győr, unde o centrală de termoficare cu apă fierbinte cu o putere instalată de 260 MW, alimentează cu căldură prin intermediul punctelor termice, 23000 apartamente. S-a făcut compararea funcționării sistemului cu debit variabil (1993) cu cel cu debit constant (1988). Datele caracteristice medii sunt redată în figurile 2.2, 2.3 și 2.4.

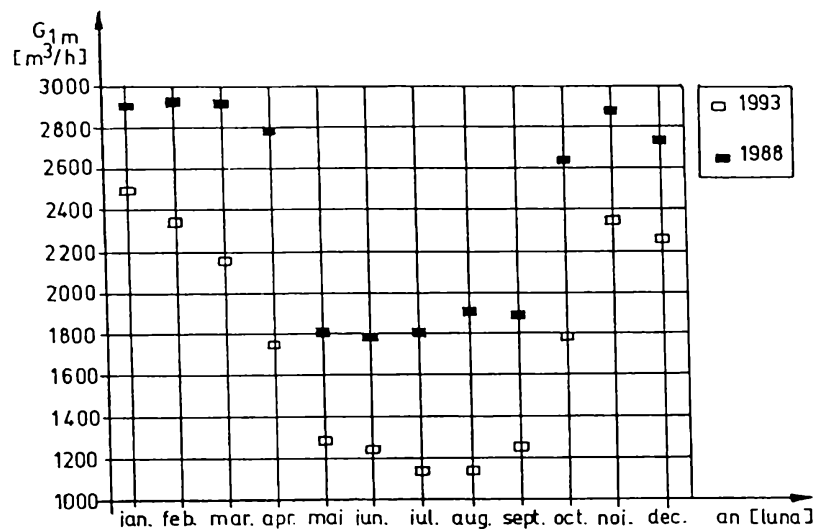


Fig. 2.2. Debitul volumic medii de agent termic primar.

Se observă că prin funcționarea cu debit variabil debitul volumic de agent termic primar circulat într-un an s-a redus cu 662 m<sup>3</sup>/h, adică 27,4%; pe timpul sezonului de încălzire acesta s-a redus cu 21%, iar în afara sezonului de încălzire acesta s-a redus cu 34,5%.

Reducerea medie anuală a temperaturii returului este de 8,8°C: în perioada de încălzire reducerea este mai mare (9,3°C), iar în afara perioadei de încălzire reducerea este mai mică (7,8°C) [183].

Avantajele aplicării acestui sistem de reglare sunt următoarele:

- economisirea de energie electrică pentru vehicularea agentului termic primar cu 40% mai redus față de anul 1988, reducere care reprezenta 40 milioane forinți/an;
- mărirea capacității sistemului de termoficare, deoarece necesarul de căldură nu este simultan la toți consumatorii;
- măsurarea mai exactă a energiei termice datorită creșterii diferenței de temperatură între tur și retur;
- exploatarea mai avantajoasă a punctelor termice.

Un alt exemplu este sistemul de termoficare din orașul Miskolc, cartierul Diosgyőr, care deservește încălzirea a 3281 apartamente și 35 de instituții. Acesta funcționează cu debit de agent termic variabil.

Până în sezonul de încălzire 1991/1992 sistemul de termoficare a funcționat cu debit de agent termic constant, atât pe partea primară, cât și pe cea secundară. Puterea termică instalată 42 MW, ecartul termic teoretic (la  $-20^{\circ}\text{C}$  temperatura exterioară)  $130/80^{\circ}\text{C}$ , iar vara temperatura pe tur  $65^{\circ}\text{C}$ , sistemul având două ramuri, ramura nordică, unde există 9 puncte termice, iar pe ramura sudică 16, unde se vehicula  $500\text{ m}^3/\text{h}$ , la presiune de 7,2 bar, acestea fiind datele sistemului înainte de modernizare. Agentul termic secundar era distribuit în sistemul bitubular la temperatura  $87,5/72,5^{\circ}\text{C}$ , iar în sistem monotubular la temperaturile de  $100/70^{\circ}\text{C}$  și  $90/70^{\circ}\text{C}$  [235].

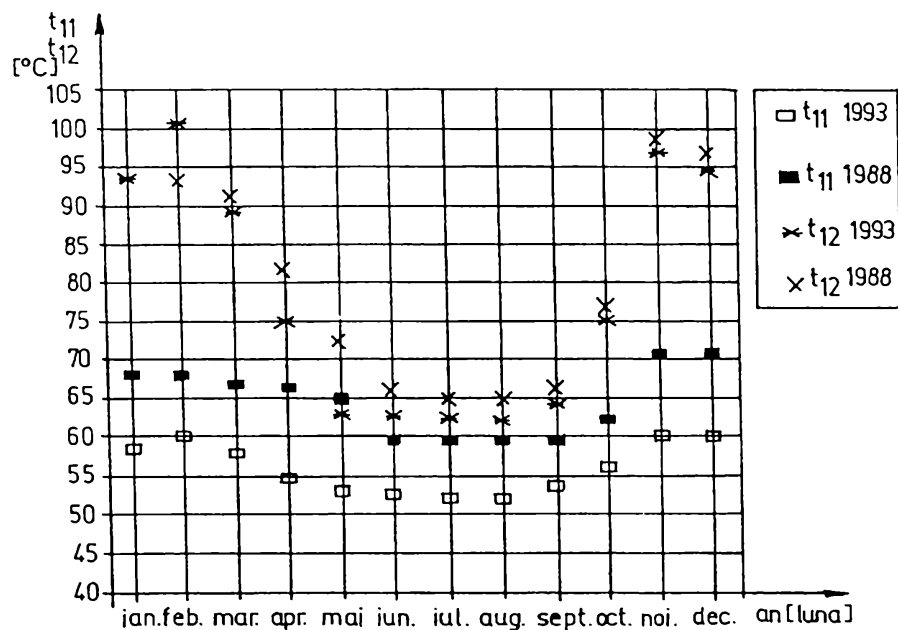


Fig. 2.3. Temperaturile medii ale turului și returului primar.

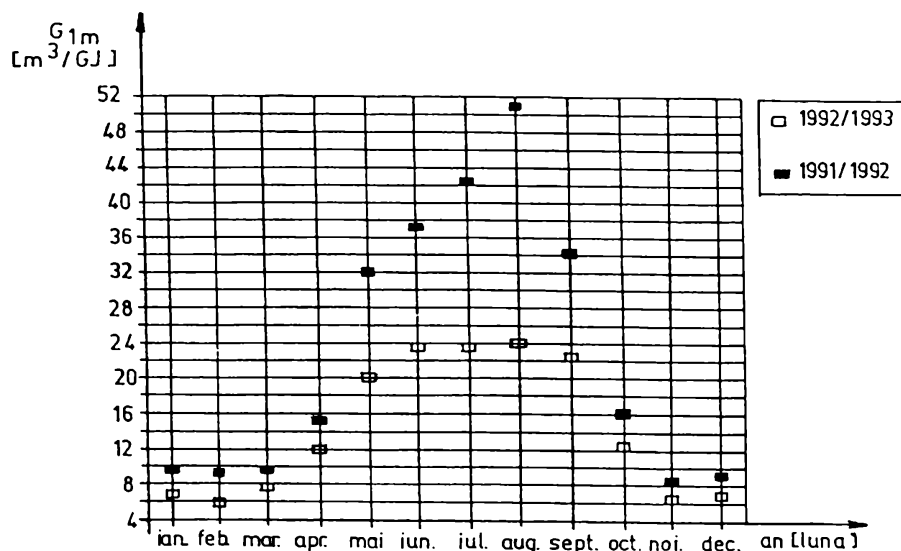


Fig. 2.4. Necesarul mediu specific de agent termic primar.

Modernizarea a constat în următoarele:

a) pe partea primară:

- realizarea unui sistem de reglare a turației pompei în funcție de diferența de presiune;
- montarea cablurilor pentru transmiterea semnalelor;
- montarea senzorilor pentru măsurarea presiunii;
- transformarea punctelor termice în puncte cu debit variabil (fig.2.5).

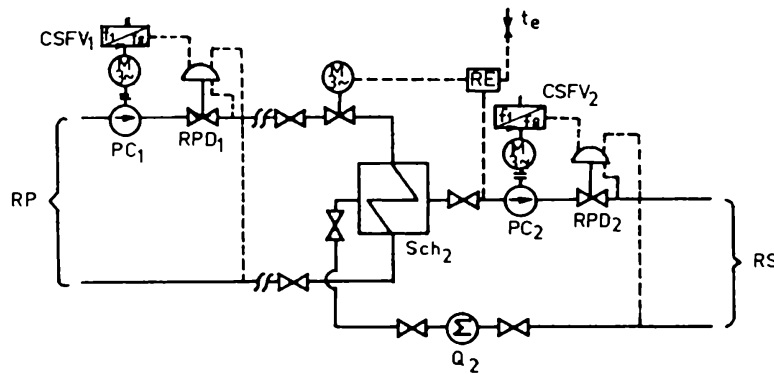


Fig. 2.5. Punct termic cu debit variabil.

b) pe partea secundară:

- asigurarea reglajului la radiatoare cu ajutorul unor ventile termostactice;
- montarea reguletoarelor de presiune (de strangulare);
- montarea contoarelor de căldură;
- montarea contoarelor de apă rece și apă caldă de consum.

Utilizând un sistem de termoficare cu debit variabil se poate economisi energie termică și electrică:

- prin variația turației pompei de pe partea primară (energie electrică);
- prin menținerea la nivel scăzut a temperaturii de pe retur (micșorarea pierderii de căldură);
- prin reglarea și măsurarea la fiecare consumator;
- prin variația turației pompei de pe partea secundară (energie electrică).

Economia de energie electrică a centralei de termoficare (CT) în perioada aprilie 1993 - martie 1994 a fost de 51,08% față de consumul de bază (înainte de modernizare). Temperatura de pe retur în CT față de baza din anul 1990, corectată în funcție de temperatura exterioară, este prezentată în figura 2.6.

Creșterea temperaturii față de sistemul cu debit constant în general a fost de 48%. În anul 1992/1993 la sistemul cu debit constant pe partea secundară, consumul specific de căldură era 253,79 MJ/m<sup>3</sup>an, iar la sistemul cu debit variabil era de 203 MJ/m<sup>3</sup>an, ceea ce înseamnă o economie de 19,66%. În sezonul 1993-1994, în cazul cu debit constant, consumul specific de căldură era de 243,38 MJ/m<sup>3</sup>an, iar la cel cu debit variabil era de 197 MJ/m<sup>3</sup>an, ceea ce înseamnă o economie de 19% [235].

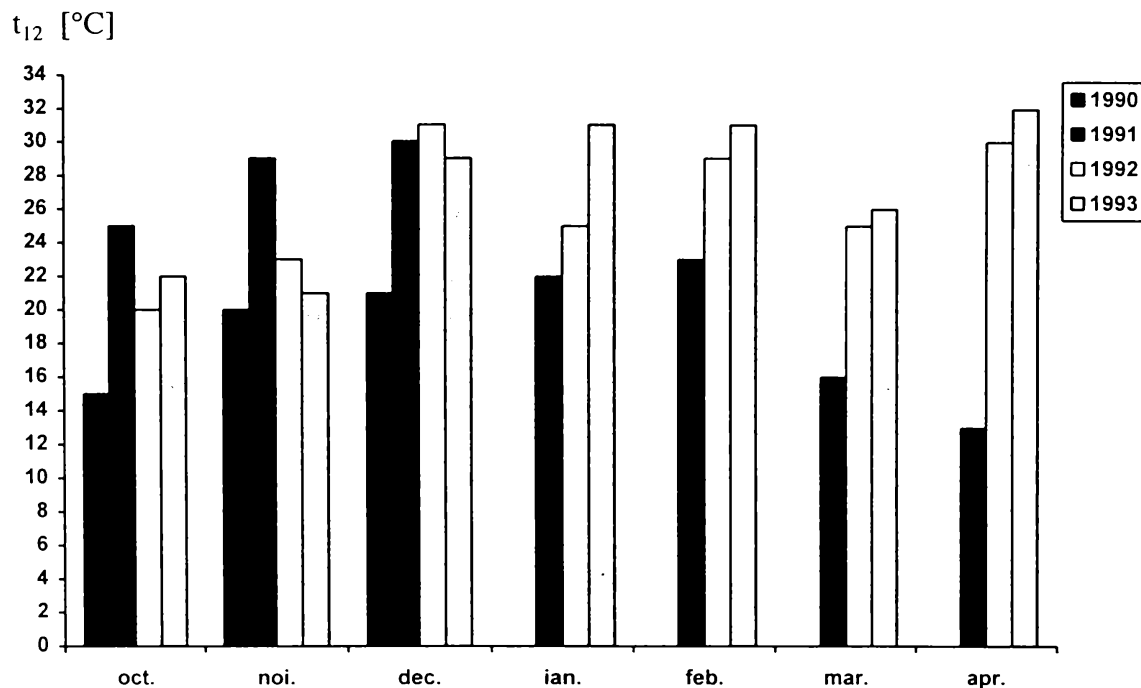


Fig. 2.6. Temperatura de pe retur în CT, corectată în funcție de temperatura exterioară, pe parcursul unui sezon de încălzire.

Concluzia care se poate trage este că transformarea sistemului de termoficare cu debit constant într-un sistem cu debit variabil este eficientă; iar economiile sunt mari.

## 2.6. Utilizarea regimului intermitent de alimentare cu căldură în instalațiile de încălzire centrală

Deoarece există părerea - neverificată de multe ori - că regimul intermitent de alimentare cu căldură a instalațiilor de încălzire centrală este posibil și conduce la economii de căldură trebuie analizată posibilitatea aplicării unui astfel de regim.

Se consideră că temperatura exterioară rămâne constantă și în timpul perioadei de întrerupere.

După întreruperea funcționării instalației de încălzire, pierderile de căldură ale încăperii sunt acoperite de căldura acumulată în elementele delimitatoare interioare și exterioare, rezultând o răcire a clădirii.

În momentul inițial al întreruperii totale a funcționării instalației de încălzire, temperatura aerului interior ( $t_{i0}$ ) poate fi considerată egală cu temperaturile superficiale ale elementelor delimitatoare interioare ( $\theta_{int0}$ ), adică:

$$\theta_{int_0} = t_{i_0} \cdot \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.1)$$

După întreruperea funcționării, temperatura aerului interior scade la începutul intervalului, creându-se o diferență de temperatură între suprafețele delimitatoare și aerul interior.

Pentru temperatura aerului interior se consideră o variație exponențială de forma:

$$t_{i_{\tau}} = t_{i_0} e^{-a\tau}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.2)$$

unde:  $a$  este caracteristica termică a încăperii, care se poate determina (2.15);

$t_{i_{\tau}}$  - temperatura interioară a aerului, la un moment dat " $\tau$ ", după

întreruperea funcționării instalației de încălzire, în  $^{\circ}\text{C}$ .

Micșorarea temperaturii aerului interior se exprimă prin relația:

$$\Delta t_{i_{\tau}} = t_{i_0} - t_{i_{\tau}} = t_{i_0} (1 - e^{-a\tau}). \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.3)$$

Aceasta produce o oscilație amortizată și defazată a temperaturii superficiale la suprafețele elementelor de construcție delimitatoare interioare și exterioare, exprimată de relațiile:

$$\Delta \theta_{int} = \frac{1}{v_{int}} t_{i_0} [1 - e^{-a(\tau - \varepsilon_{int})}], \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.4)$$

$$\Delta \theta_{ext} = \frac{1}{v_{ext}} t_{i_0} [1 - e^{-a(\tau - \varepsilon_{ext})}], \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.5)$$

unde:  $v_{int}$ ,  $v_{ext}$  sunt factorii de amortizare ai amplitudinii oscilației temperaturii la suprafața interioară a elementelor delimitatoare interioare, respectiv exterioare;

$\varepsilon_{int}$ ,  $\varepsilon_{ext}$  - defazarea oscilației temperaturii la suprafața interioară a elementelor delimitatoare interioare, respectiv exterioare, în ore.

La un moment dat " $\tau$ ", temperaturile superficiale interioare efective, pentru elementele de construcție înconjurătoare - interioare, respectiv exterioare vor fi:

$$\theta_{int_{\tau}} = t_{i_0} - \frac{t_{i_0}}{v_{int}} [1 - e^{-a(\tau - \varepsilon_{int})}], \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.6)$$

$$\theta_{\text{ext}\tau} = \theta_{\text{ext}0} - \frac{t_{i0}}{v_{\text{ext}}} [1 - e^{-a(\tau - \varepsilon_{\text{ext}})}], \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.7)$$

în care " $\theta_{\text{ext}0}$ " este temperatura superficială a elementelor de construcție delimitatoare exterioare, la momentul inițial. Valoarea sa se determină în regimul staționar de schimb de căldură, conform relației:

$$\theta_{\text{ext}0} = t_{i0} - \frac{k_{\text{ext}}}{\alpha_i} (t_{i0} - t_e), \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.8)$$

în care " $k_{\text{ext}}$ " este coeficientul global de schimb de căldură pentru elementele de construcție delimitatoare exterioare.

Bilanțul termic al încăperii stabilit în acest caz este:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n \alpha_i S_{\text{int}_i} (\theta_{\text{int}\tau_i} - t_{i\tau}) &= \sum_{i=1}^n \alpha_i S_{\text{ext}_i} (t_{i\tau} - \theta_{\text{ext}\tau_i}) + k_{\text{FE}} S_{\text{FE}} (t_{i\tau} - t_e) + \\ &+ k_{\text{UE}} S_{\text{UE}} (t_{i\tau} - t_e) + \xi U S_u (t_i - t_e), \end{aligned} \quad (2.9)$$

- unde:  $S_{\text{int}}$ ,  $S_{\text{ext}}$  sunt suprafețele elementelor de construcție delimitatoare interioare, respectiv exterioare, de ordinul "i", în  $\text{m}^2$ ;  
 $S_{\text{FE}}$ ,  $S_{\text{UE}}$  - suprafața ferestrelor exterioare, respectiv a ușilor exterioare, în  $\text{m}^2$ ;  
 $k_{\text{FE}}$ ,  $k_{\text{UE}}$  - coeficienții de schimb de căldură pentru ferestre exterioare, respectiv pentru uși exterioare, în  $\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\alpha_i$  - coeficient de transfer de căldură prin convecție pentru suprafețele interioare ale elementelor de construcție, în  $\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\xi$  - numărul deschiderilor ușilor într-o oră;  
 $U$  - necesarul specific de căldură pentru încălzirea aerului pătruns la o deschidere a ușii, egal cu  $8,604 \cdot 10^{-5} \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ ;  
 $S_U$  - suprafața ușii care se deschide, în  $\text{m}^2$ .

Calculul caracteristicii termice "a" a încăperii se face considerându-se relația de bilanț (2.9), în care se introduc expresiile temperaturilor  $t_{i\tau}$ ,  $\theta_{\text{int}\tau}$ ,  $\theta_{\text{ext}\tau}$  date de relațiile (2.2), (2.6) și (2.7), obținându-se:

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i S_{\text{int}_i} \left\{ t_{i0} - \frac{t_{i0}}{v_{\text{int}_i}} [1 - e^{-a(\tau - \varepsilon_{\text{int}})}] - t_{i0} e^{-a\tau} \right\} =$$

⋮



$$= \sum_{i=1}^n \alpha_i S_{\text{ext}_i} \left\{ t_{i_0} e^{-a\tau} - \theta_{\text{ext}_0} + \frac{t_{i_0}}{v_{\text{ext}_i}} [1 - e^{-a(\tau - \varepsilon_{\text{ext}_i})}] \right\} + \quad (2.10)$$

$$+ k_{\text{FE}} S_{\text{FE}} (t_{i_0} e^{-a\tau} - t_e) + k_{\text{UE}} S_{\text{UE}} (t_{i_0} e^{-a\tau} - t_e) + \xi U S_U (t_{i_0} e^{-a\tau} - t_e).$$

Se notează:

$$K_0 = \frac{1}{t_{i_0}} \left[ \sum_{i=1}^n S_{\text{int}_i} t_{i_0} \left(1 - \frac{1}{v_{\text{int}_i}}\right) + \sum_{i=1}^n S_{\text{ext}_i} \left(\theta_{\text{ext}_0} - \frac{t_{i_0}}{v_{\text{ext}_i}}\right) + \right. \\ \left. + \frac{t_e}{\alpha_i} (k_{\text{FE}} S_{\text{FE}} + k_{\text{UE}} S_{\text{UE}} + \xi U S_U) \right]. \quad (2.11)$$

Introducând relația (2.11) în (2.9), aceasta devine:

$$\sum_{i=1}^n S_{\text{int}_i} \left[ e^{-a\tau} - \frac{1}{v_{\text{int}_i}} e^{-a(\tau - \varepsilon_{\text{int}_i})} \right] + \sum_{i=1}^n S_{\text{ext}_i} \left[ e^{-a\tau} - \frac{1}{v_{\text{ext}_i}} e^{-a(\tau - \varepsilon_{\text{ext}_i})} \right] + \\ + \frac{k_{\text{FE}} S_{\text{FE}} + k_{\text{UE}} S_{\text{UE}} + \xi U S_U}{\alpha_i} e^{-a\tau} = K_0. \quad (2.12)$$

Dezvoltând în serie expresiile:  $e^{-a\tau}$ ,  $e^{-a(\tau - \varepsilon_{\text{int}_i})}$ ,  $e^{-a(\tau - \varepsilon_{\text{ext}_i})}$  și considerând numai primii doi termeni ai dezvoltării, deoarece  $a < 1$ , și notând:

$$b = \sum_{i=1}^n S_{\text{int}_i} \left(1 - \frac{1}{v_{\text{int}_i}}\right) + \sum_{i=1}^n S_{\text{ext}_i} \left(1 - \frac{1}{v_{\text{ext}_i}}\right) + \frac{1}{\alpha_i} (k_{\text{FE}} S_{\text{FE}} + k_{\text{UE}} S_{\text{UE}} + \xi U S_U), \quad (2.13)$$

respectiv:

$$d = \sum_{i=1}^n S_{\text{int}_i} \frac{\varepsilon_{\text{int}_i}}{v_{\text{int}_i}} + \sum_{i=1}^n S_{\text{ext}_i} \frac{\varepsilon_{\text{ext}_i}}{v_{\text{ext}_i}}, \quad (2.14)$$

atunci, după dezvoltarea în serie, rezultă următoarea expresie pentru caracteristica termică a încăperii:

$$a = \frac{b - K_0}{b\tau + d}. \quad [-] \quad (2.15)$$

În ipoteza în care se impune condiția ca în urma întreruperii funcționării instalației de încălzire, temperatura aerului interior " $t_{i\tau}$ " să nu fie sub o anumită valoare admisă, atunci se poate determina durata corespunzătoare " $\tau_{adm}$ " a regimului tranzitoriu în felul următor:

- dacă se impune amplitudinea oscilației temperaturii aerului interior:

$$\Delta t_{i\tau} = t_{i_0} - t_{i\tau} = t_{i_0} (1 - e^{-a\tau}) \leq \Delta t_{i_{adm}}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.16)$$

atunci:

$$\tau_{adm} = \frac{1}{a} \ln \frac{t_{i_0}}{t_{i_0} - \Delta t_{i_{adm}}}. \quad [\text{h}] \quad (2.17)$$

Luându-se în considerare situația actuală de la noi din țară, cu construcțiile de locuințe și blocurile existente a căror caracteristici geometrice și termofizice se cunosc și apreciind următoarele elemente variabile:

⇒ temperatura inițială interioară a aerului,  $t_{i_0} = 18...22^{\circ}\text{C}$ ;

⇒ temperatura exterioară a aerului,  $t_c = -20...+16^{\circ}\text{C}$ ;

⇒ viteza vântului,  $v = 4 \text{ m/s}$ ;

⇒ durata perioadei regimului tranzitoriu,  $\tau = 2...10 \text{ ore}$ ;

⇒ variația admisibilă a temperaturii aerului interior,  $\Delta t_{i_{adm}} = 1...6^{\circ}\text{C}$ ,

pe baza relațiilor anterioare s-au făcut calculele pierderilor de căldură [5].

Din analiza rezultatelor calculelor și al diagramelor rezultă următoarele constatări:

- Prin întreruperea funcționării instalației de încălzire, temperatura interioară din încăperi  $t_{i\tau}$ , scade rapid în primele două ore, iar în următoarele 8 ore micșorarea nu depășește maxim  $0,5^{\circ}\text{C}$ .
- Din punctul de vedere al micșorării temperaturii interioare, valorile cele mai mici le prezintă construcțiile din panouri de beton cu izolație din vată minerală semirigidă, după care urmează: construcțiile din panouri de beton armat la interior și exterior și beton autoclavizat între ele; construcțiile din panouri de beton armat, la interior și exterior și polistiren celular între ele; construcțiile din cărămidă plină; construcțiile din cărămidă cu goluri. Această constatare rămâne valabilă indiferent de tipul camerei sau de temperatura exterioară.
- Pentru un interval de timp de 10 ore, la temperatura exterioară de  $+8^{\circ}\text{C}$ , temperatura interioară a scăzut de la  $t_{i_0} = 20^{\circ}\text{C}$ , la  $t_{i\tau} = 19^{\circ}\text{C}$ .

- Pentru camerele situate la ultimul etaj, de tip terasă, pierderile de căldură cresc între 28...37%, în funcție de varianta constructivă a clădirii și de temperatura exterioară considerată.
- Se constată că pierderile de căldură prin transmisie reprezintă ponderea cea mai mare din structura necesarului de căldură pentru încălzire de cca 50.82%, la  $t_e = -16^\circ\text{C}$ , și scade odată cu creșterea temperaturii exterioare, în funcție de tipul constructiv și poziția camerei.
- Pierderile de căldură prin aerul infiltrat prezintă cca 17,2%, la  $t_e = -16^\circ\text{C}$  și pot crește până la 50% în cazul încăperilor de la etaj, pe direcția vântului. Ponderea acestora crește când viteza vântului depășește 6 m/s.
- Pierderile de căldură prin infiltrații datorită ventilării naturale (deschiderea ușilor și ferestrelor) reprezintă o cotă neînsemnată în cadrul pierderilor totale, în medie sunt de 0,8...1,4% din pierderile totale.
- Se constată că defazajul "ε" al variației necesarului de căldură pentru încălzire, față de temperatura exterioară, se situează între 3,84...8,14 ore pentru pereții exteriori și 4,47 ore pentru terasă. În cazul pereților interiori valorile variază între 3,29 ore - la pereții din beton armat - și 8,76 ore la cei din cărămizi din beton cu găuri verticale. Defazajul mediu este de 3,84...8,76 ore, valori indicate într-o serie de lucrări de specialitate, bazate pe măsurători, ceea ce permite alegerea  $\varepsilon \cong 6$  ore, pentru calcule, care reprezintă practic media valorii existente la noi în țară.

În România, înainte de criza energetică din 1973, nu au existat reglementări privind protecția termică a clădirilor, elementele perimetrice de închidere realizându-se cu o rezistență termică relativ scăzută.

Astfel pereții exteriori erau realizați în general din cărămidă plină cu grosimea de 37,5 cm (de o cărămidă și jumătate) cu rezistența termică de  $0,75 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$ , sau din cărămidă cu goluri de 25 cm (de o cărămidă) cu rezistența termică de  $0,67 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$ . Ferestrele erau în general duble cu geamuri de 3 mm, cu o rezistență termică de  $0,32 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$ , sau duble cuplate cu două geamuri de 3 mm și rezistență termică de  $0,27 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$ .

În perioada 1960...1984, pereții exteriori au fost executați și din blocuri de BCA (beton celular autoclavizat) cu grosimea de 25 cm și cu rezistența termică de  $0,75 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$ , din beton monolit cu agregate de argilă expandată sau granolit, turnați în cofraje glisante cu rezistența termică între  $0,72 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$  și  $0,65 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$  și din panouri mari portante sau neportante, cu valori ale rezistenței termice între  $0,58...0,87 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$ , în funcție de grosimea pereților și structura straturilor.

Terasele clădirilor au fost termoizolate cu zgură expandată, având grosimea de 30 cm sau cu blocuri din BCA având grosimea de 10...15 cm, cu rezistența termică cuprinsă între  $0,6...1,4 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$ .

În anul 1985 s-a aprobat normativul NP-15, prin care s-au stabilit rezistențele termice minime ale elementelor de închidere ale clădirilor de locuit, în  $m^2h^{\circ}C/kcal$ , după cum rezultă din tabelul 2.3.

Tabelul 2.3.

Rezistențele termice minime ale elementelor de închidere ale clădirilor de locuit			
Elementul de închidere	Zona climatică		
	I	II	III
Terase	1,70	1,80	1,90
Pod, planșeu peste ganguri sau spații cu alte destinații, neîncălzite	1,60	1,70	1,80
Planșeu peste subsol	1,15	1,25	1,40
Pereți exteriori	1,35	1,40	1,45
Pereți exteriori spre rosturi închise	0,80	0,90	1,00
Ferestre cuplate cu garnituri de etanșare	0,45	0,45	0,45

După criza energetică din 1973, toate țările din Europa de Vest și în special țările nordice au trecut la efectuarea unor programe naționale de protecție termică care au fost realizate în etape progresive.

În cadrul acestor programe s-au aplicat diferite soluții de încurajare a măsurilor de îmbunătățire a gradului de protecție termică ca de exemplu: credite de stat cu dobândă mică; tarife diferențiate la energia termică; scutire de impozite sau impozite diferențiate.

Ca urmare a acestor politici, rezistența termică a elementelor de închidere a clădirilor în țările din Europa de Vest a ajuns să fie de 2 până la de 4 ori mai mare ca rezistența termică a elementelor de închidere a clădirilor din Europa de Est.

În tabelul 2.4. se prezintă valorile rezistenței termice a elementelor de închidere a clădirilor în câteva țări din Europa de Est și de Vest, în  $m^2h^{\circ}C/kcal$  [103].

Rezultă că la noi trebuie să se întreprindă o serie de măsuri pentru normarea rezistențelor termice ale elementelor de închidere ale clădirilor, dar în special trebuie elaborat un program național pentru reabilitarea protecției termice a elementelor de închidere a clădirilor existente.

Se apreciază că economiile de energie termică pentru încălzire care se pot realiza depășesc 50% din actualul consum, ceea ce corespunde la 6.000.000...7.000.000 tcc/an dacă se consideră și clădirile industriale, economie care echivalează producția actuală de petrol a României [32].

Tabelul 2.4.

Rezistența termică a elementelor de închidere a clădirilor în câteva țări din Europa, în $m^2h^{\circ}C/kcal$				
Țara	Perioada	Pereți exteriori	Ferestre	Acoperișuri
România	până în 1985	0,56...0,87	0,27...0,32	0,80...1,40
	după 1985	1,35...1,45	0,45	1,70...1,90
Ungaria	1982	1,53		
RDG	1982	1,53		
Polonia	1982	1,44		
Cehoslovacia	1982	1,74		
URSS	1982	0,64		
Olanda	1973	0,70	0,23	1,18
	1976	1,72	0,23	1,78
	1979	2,04	0,40	1,89
	1985	2,50	0,40	2,30
Anglia	1973	0,66	0,21	0,81
	1976	1,16	0,21	1,92
	1979	2,08	0,21	3,33
	1985	2,60	0,60	3,60
Germania RFG	1973	0,74	0,22	1,43
	1976	1,43	0,34	1,69
	1979	2,50	0,38	3,03
	1985	3,50	0,78	3,80
Franța	1973	0,74	0,22	0,39
	1976	1,67	0,34	2,08
	1979	2,86	0,50	3,85
	1985	3,0	0,75	4,50
Suedia	1973	1,96	0,37	2,50
	1976	2,50	0,37	4,54
	1979	3,85	0,57	5,88
	1985	5,00	0,70	6,50
Danemarca	1973	2,86	0,37	3,12
	1976	3,22	0,37	4,35
	1979	3,85	0,46	5,88
	1985	4,50	0,75	6,00
Norvegia	1973	2,00	0,37	
	1976	2,70	0,37	
	1979	4,35	0,57	
Italia	1973	0,83	0,18	
	1976	0,83	0,18	
	1979	3,22	0,30	

Reabilitarea protecției termice a elementelor de închidere a clădirilor existente va conduce la situația ca sursele termice actuale să nu mai

necesite extinderea de capacitate, aceasta fiind suficientă și pentru noi extinderi.

De menționat că această politică de reabilitare a protecției termice a clădirilor împreună cu reabilitarea sistemelor de alimentare cu căldură, în locul creșterii capacității surselor termice, este o politică curentă aplicată de Banca Mondială și de Banca Europeană pentru Reconstrucție și Dezvoltare, pornind de la programe deja aplicate, din care a rezultat că efortul de investiție pentru reabilitare este mai redus decât cel pentru creșterea echivalentă a capacității surselor termice.

Pentru a ilustra mai pregnant necesitatea reabilitării protecției termice a elementelor de închidere a clădirilor încălzite în fig.2.7. s-a reprezentat consumul de combustibil convențional (de căldură)/apartament de 3 camere/an, la nivelul anului 1989, pentru temperatura interioară de 20°C și temperatura exterioară de -15°C, unde rezistențele termice ale pereților exteriori au valorile 1,27..4,35 pentru mai multe țări din Europa (Anexa 2.1.).

În figura 2.8. s-a reprezentat variația necesarului de căldură pentru încălzirea unei clădiri pe parcursul unei zile în funcție de elementele de închidere exterioare ale acesteia (Anexa 2.2.).

Toate aceste probleme impun abordarea lor multidisciplinar, care să stabilească soluțiile de urmat pentru reabilitarea instalațiilor de încălzire existente în vederea creșterii eficienței acestora.

### 3. PROBLEMATICA FUNCȚIONĂRII INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ SUB ASPECTUL REALIZĂRII UNOR PARAMETRI FUNCȚIONALI ȘI ENERGETICI OPTIMI

#### 3.1. Generalități

Schema generală simplificată a unei rețele urbane de încălzire centrală este prezentată în fig. 3.1.

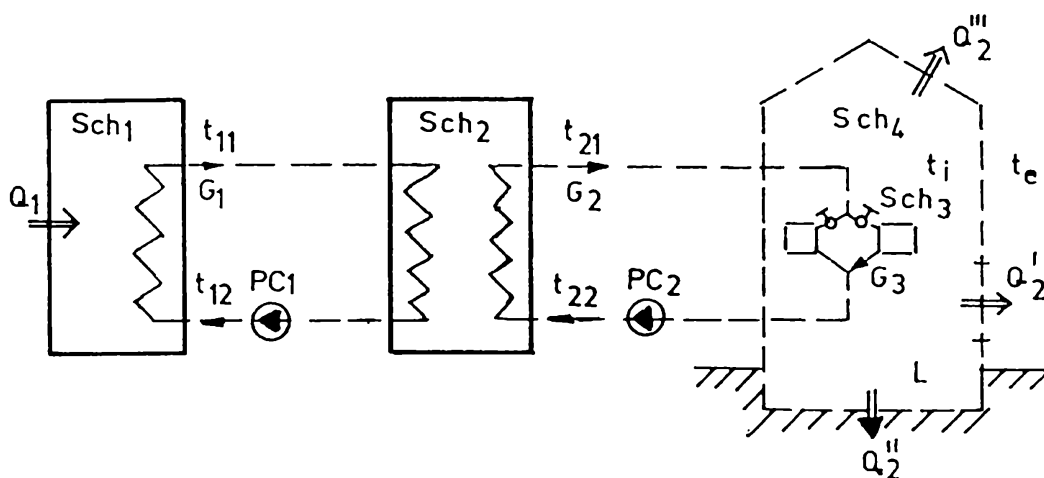


Fig. 3.1. Schemă generală simplificată în încălziri centrale.

Prin schimbătorul  $Sch_1$  se introduce în sistem energia termică de la sursă,  $Q_1$ . De cele mai multe ori aceasta este obținută prin arderea unui combustibil și în acest caz schimbătorul  $Sch_1$  este un cazan pentru producere de apă fierbinte. În alte cazuri, în amonte de  $Sch_1$  sunt și alte verigi intermediare, ca de exemplu în cazul producerii simultane de electricitate și căldură; în acest caz, energia  $Q_1$  este partea din energia produsă în sistem - undeva în amonte - energie care are un potențial termic mai redus ce nu mai poate fi folosit pentru producerea de electricitate în condiții eficiente. În cazul existenței în amonte a unor verigi intermediare se consideră cunoscute caracteristicile fizice ale agentului din vecinătate și temperaturile acestuia la joncțiunea cu schimbătorul  $Sch_1$ .

Ipoteze simplificatoare:

- agentul termic folosit este apa, de capacitate calorică cunoscută (constantă sau variabilă cu temperatura după o lege dată);
- se neglijează pierderile termice ale schimbătoarelor și ale rețelelor;
- parametrii fizici ai rețelelor (diametre, lungimi, caracteristici hidraulice ale pieselor înglobate, rugozități etc.) sunt cunoscuți;

- parametrii fizici ai schimbătoarelor sunt dați (suprafețe, coeficienți de transfer termic - eventual legea de evoluție a acestora).

În cadrul rețelei din figura 3.1. sunt înglobate schimbătoarele de căldură  $Sch_1$ ,  $Sch_2$ ,  $Sch_3$  și  $Sch_4$ , prin care energia termică este trecută succesiv dinspre potențiale termice mai ridicate înspre potențiale termice mai coborâte. Rețeaua cuprinde: circuitul primar străbătut de debitul de agent termic  $G_1$  și circuitul secundar, străbătut de debitul de agent termic  $G_2$ . Trecerea căldurii de la  $Sch_3$  la  $Sch_4$  se face cu ajutorul aerului din interiorul localului încălzit, L. Schimbătorul  $Sch_4$  simbolizează modul în care energia termică părăsește clădirea L. El nu are un suport fizic concret. Căldura traversează clădirea, atât prin schimb global prin pereți, cât și prin încălzirea aerului pătruns prin neetanșeități, pori sau deschideri ( $Q'_2$ ). O parte din energia termică  $Q_2$  este cedată solului prin conducție ( $Q''_2$ ), iar o altă parte este schimbată prin radiație cu suprafețele din jur ( $Q'''_2$ ). Evident  $Q_2 = Q'_2 + Q''_2 + Q'''_2$ . În cadrul tezei nu este tratată problematica specifică schimbătorului  $Sch_4$ , aceasta făcând obiectul preocupărilor instalatorilor termiști.

În sezonul rece parametrii mediului ambiant variază. Pentru dimensionarea instalației de încălzire se exclud valorile extreme care intervin rar. Spre exemplu, pentru Timișoara, domeniul de temperaturi exterioare pentru care se dimensionează instalațiile de încălzire este limitat la  $-15^\circ\text{C}$ . Cu ajutorul instalației de încălzire, în sezonul rece, în interiorul localului L se asigură o temperatură prestabilită, deseori având valoarea de  $20^\circ\text{C}$ . Această valoare este menținută constantă în perioada cât încăperea este ocupată. De cele mai multe ori încălzirea se amorsează anterior ocupării ei din cauza inerției termice relativ mari a clădirilor.

Scopul instalațiilor de încălzire este acela de a se asigura în interiorul spațiilor deservite un confort termic cât mai bun.

*Confortul termic* este o noțiune subiectivă ce depinde de aprecierile ocupanților. Din această cauză el este definit statistic, pe baza testării unui număr mare de martori și de aceea nu există o concepție unitară cu privire la reglajul încălzirilor. În aceleași condiții oferite de instalația de încălzire, confortul termic acuzat de ocupanți depinde de cultura și civilizația lor, de istoria folosirii încălzirii de către aceștia, de starea de sănătate, de vârstă, obișnuință etc. Mai mult, cercetări efectuate de medici au arătat că este chiar justificată o anumită variație a temperaturii încăperilor ocupate din cauza stimulării sistemului de reglare al organismului. Acesta trebuie să lucreze, altfel „uită” și din această cauză pot interveni mai ușor îmbolnăviri.

Confortul este afectat în mare măsură de suprafețele reci exterioare ale încăperii încălzite, adică de zonele din pereții exteriori slab izolate pe a căror suprafață interioară se instalează temperaturi mai scăzute. Aceste suprafețe realizează schimb termic radiant cu corpul ocupantului și astfel se produce o senzație neplăcută, apreciată de mulți subiecți ca fiind o senzație



de curent. Din această cauză construcțiile moderne pretențioase nu au punți termice exterioare, iar structura câmpului termic al pereților este cercetată în laboratoare specializate.

În privința pătrunderilor necontrolate de aer exterior, pătrunderi care reduc sensibil efectul încălzirii, în țările avansate, în ultimii ani, se iau măsuri eficiente de reducere a lor. Spre exemplu, ușile și ferestrele se echipează cu garnituri etanșe, care asigură atât reducerea trecerii aerului cât și diminuarea pătrunderii zgomotelor exterioare.

În privința temperaturii alese pentru reglare, aceasta depinde de destinația spațiului încălzit și de pretențiile subiective ale ocupanților. Valorile nominale din standarde sunt valori statistice, de cele mai multe ori valori „minime” obligatorii. De obicei, la intrarea agentului termic în corpul de încălzire (radiator) se prevede un sistem local de reglare, acționat manual sau automat. Cu ajutorul acestuia se poate face o reducere a căldurii cedate încăperii de către corpul de încălzire. Problema care se pune este alegerea verigii celei mai eficiente din punct de vedere energetic în efectuarea reglajelor din instalațiile de încălzire centrală.

## 3.2. Sisteme de reglare

### 3.2.1. Clasificări

*Reglarea* unei instalații de încălzire are drept scop adaptarea căldurii introduse cu pierderile de căldură ale încăperii încălzite, în așa fel încât în interiorul acesteia să se mențină o temperatură constantă (sau variabilă, după o lege impusă). Deoarece pierderile de căldură ale încăperilor sunt în cea mai mare parte proporționale cu diferența de temperatură dintre valoarea nominală a temperaturii din interior și temperatura exterioară efectivă, în majoritatea cazurilor mărimea de referință în reglaje este temperatura exterioară. Face excepție încălzirea serelor, la care trebuie luat în considerație efectul radiației solare și al vitezei vântului și clădirile masive încălzite rar, la care trebuie avută în vedere capacitatea calorică ridicată a clădirii.

Deoarece energia termică cedată de un agent termic este proporțională cu capacitatea calorică a acestuia ( $c_1, c_2, c_3$ ) și cu ecartul de temperatură realizat ( $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3$ ), reglajul poate fi:

- *calitativ*, atunci când se păstrează constantă capacitatea calorică ( $c$ ) și se modifică ecartul termic ( $\Delta t$ );
- *cantitativ*, atunci când se păstrează constant ecartul termic ( $\Delta t$ ) și se mo-

difică capacitatea calorică ( $c$ );

- *mixt*, atunci când se modifică atât ecartul termic ( $\Delta t$ ), cât și capacitatea calorică ( $c$ ).

În circuitul primar al rețelelor urbane de încălzire, numit circuit cu apă fierbinte, reglajul este mixt și anume de cele mai multe ori se folosesc 1-2 trepte pentru reglare cantitativă (reglarea debitului) și o reglare calitativă continuă, eventual cu prereglare, dacă instalația este deosebit de extinsă. Reglarea debitului se face prin punerea în funcțiune sau deconectarea unor pompe suplimentare de circulație, montate în paralel cu pompa principală.

În circuitul secundar (între  $Sch_2$  și  $Sch_3$ ) se folosește reglajul calitativ. Separarea celor două circuite prin schimbătorul  $Sch_2$  are loc în interiorul așa ziselor *puncte termice*. Până prin anii 1980 se foloseau în locul schimbătoarelor clasice  $Sch_2$  și *hidroelevatoare*, aparate care utilizează o parte din energia cinetică a circuitului primar pentru antrenarea apei din circuitul secundar, eliminându-se astfel pompa de circulație a secundarului. Cu toate că instalația echipată cu hidroelevatoare este sensibil mai simplă decât aceea echipată cu schimbătoare de căldură și pompe, și deci mai ieftină, sistemul a fost scos total din uz din cauză că nu acoperă în întregime tot domeniul, rezultând nefuncționalități la unii consumatori la anumite temperaturi exterioare, având o fiabilitate scăzută și transmitând pierderile accidentale de apă din circuitul secundar înspre circuitul primar.

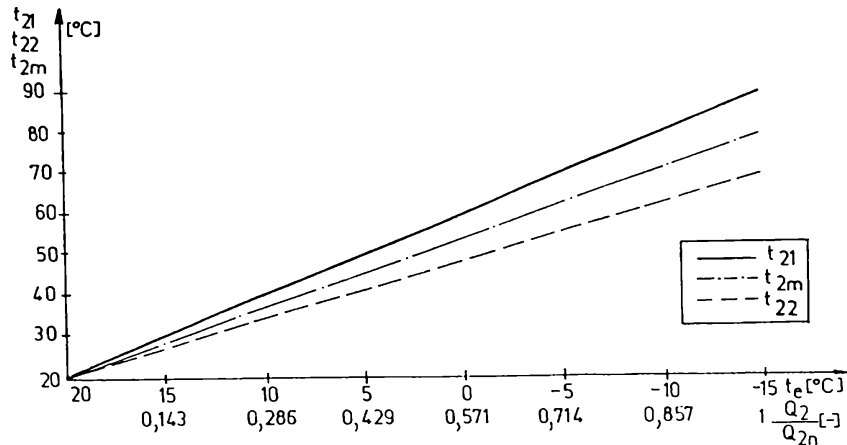


Fig. 3.2. Graficul de temperaturi în reglajul calitativ teoretic.

În fig. 3.2. este reprezentat schematic reglajul calitativ teoretic al circuitului secundar în cazul ecartului termic nominal de 90/70°C. În abscisă s-a considerat temperatura exterioară, dar și raportul adimensional dintre sarcina termică momentanee ( $Q_2$ ) și sarcina termică nominală ( $Q_{2n}$ ) pentru  $t_e = -15^\circ\text{C}$  (cazul orașului Timișoara). În ordonată s-au reprezentat temperaturile de pe circuitul secundar-tur ( $t_{21}$ ), de pe circuitul secundar-retur ( $t_{22}$ ) și media aritmetică a acestora ( $t_{2m}$ ).

### 3.2.2. Soluția frecvent aplicată în reglaje

În cele mai multe cazuri debitele hidraulice vehiculate atât în circuitul primar, cât și în circuitul secundar, sunt păstrate constante în majoritatea orelor de funcționare. Sistemul de reglare acționează asupra temperaturii apei la ieșirea din cazan ( $t_{11}$  - fig. 3.1). Celelalte temperaturi rezultă implicit. Reglajul este astfel conceput încât temperatura din interiorul spațiului încălzit  $L$ , să fie  $t_i$ . În majoritatea cazurilor personalul de exploatare din punctele termice are doar rolul de supraveghere a funcționalității instalațiilor și de efectuare a manevrelor necesare furnizării apei calde de consum după orarul stabilit.

Acest mod de reglare prezintă următoarele neajunsuri :

- centralizarea excesivă a reglajului este în dauna calității acestuia, iar din cauza diversității mari a consumatorilor apar frecvente funcționări defectuoase la mulți consumatori;
- debitele de agent termic vehiculate prin sistem sunt cele calculate la regimul nominal. Prin păstrarea constantă a debitului la toate regimurile de funcționare rezultă la sarcini termice reduse un consum specific de energie electrică pe unitatea de energie termică transferată prin sistem ( $kWh_e/kWh_t$ ) foarte ridicat, cu efecte implicite negative asupra costurilor;
- nu se folosește tehnica modernă de reglare, tehnică ce oferă posibilități superioare de menținere constantă a parametrilor termici ai instalației cu costuri energetice minime.

Debitele termice necesare pentru prepararea apei calde de consum sunt însemnate. În multe cazuri, atunci când temperatura exterioară este scăzută și sarcina termică pentru încălzirea sistemului este mare, rețeaua nu are capacitatea de a satisface simultan atât consumatorii pentru încălzire, cât și consumatorii de apă caldă de consum. Această lipsă de capacitate în sistem rezultă de cele mai multe ori din cauza dezvoltării haotice a consumatorilor fără a se ține cont de puterea sursei termice și din cauza existenței unor pierderi de căldură și de agent termic exagerat de mari în rețele, pierderi care nu figurează corect în evidențe. În aceste cazuri, se alege soluția acoperirii alternative a celor două tipuri de consumatori, evident în dezavantajul beneficiarilor.

Schimbătorul de căldură  $Sch_3$  prin care se livrează energia termică spațiului încălzit  $L$ , este caracterizat prin aceea că aerul care spală radiatorul are un ecart termic neglijabil ( $\Delta t_3$ ). Din această cauză el se asimilează în literatură cu un schimbător de căldură la care agentul secundar are debitul infinit ( $G_4$ ). Suprafața de transfer a acestuia este dată de constructor. Coeficientul de schimb de căldură  $k_{3n}$  este dat pentru regimul nominal; valoarea efectivă a acestuia pentru temperaturi mai scăzute ale apei calde se corectează cu factorul  $f_{31}$ :

$$f_{3t} = \left( \frac{\Delta t_{2L}}{\Delta t_{2n}} \right)^{0,33}, \quad (3.1)$$

în care  $\Delta t_{2n}$  este ecartul termic nominal definit cu relația:

$$\Delta t_{2n} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} - t_i, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.2)$$

iar  $\Delta t_{2L}$  este ecartul termic real, calculat cu o relație asemănătoare scrisă cu valorile temperaturilor existente pe rețeaua de tur și pe rețeaua de retur.

De reținut că în această definiție, temperatura medie a apei este stabilită cu ajutorul mediei aritmetice a temperaturilor de pe rețeaua de tur și de pe rețeaua de retur.

Căldura cedată de corpul de încălzire:

$$Q_3 = k_3 \cdot S_3 \cdot \left( \frac{t_{21} + t_{22}}{2} - t_{iL} \right) \quad [\text{kcal/h}], [\text{W}]. \quad (3.3)$$

Coeficientul  $k_3$  se determină cu relația:

$$k_3 = k_{3n} \cdot f_{3t} \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}]. \quad (3.4)$$

Coeficientul  $f_{3t}$  este definit cu relația (3.1), iar  $S_3$  este suprafața efectivă a radiatorului, în  $\text{m}^2$ .

### 3.2.3. Principii în tratarea schimbătoarelor de căldură

Schimbul de căldură ce are loc în schimbătoarele de căldură este influențat în mare măsură de felul curgerii relative a celor două fluide, unul față de celălalt.

În afară de cazurile simple ale contracurentului și echicurentului, a căror rezolvare nu întâmpină dificultăți matematice și a curentului încrucișat rezolvat de Nüsselt, se întâlnesc în practică o mare diversitate de construcții de schimbătoare de căldură a căror curgere relativă se plasează între cele trei cazuri enumerate mai sus, apropiindu-le mai mult sau mai puțin de unul din ele.

Schimbul de căldură este determinat de construcția aparatului, care definește modul în care cele două fluide sunt conduse relativ unul față de celălalt, în lungul suprafeței de încălzire, precum și de modul în care

fiecare din cele două fluide este condus în drumul său. Acest ultim fapt are o mare importanță, deoarece fluxul de fluid poate fi separat în fluxuri paralele, care nu se amestecă între ele și în acest caz temperaturile, în secțiuni perpendiculare pe direcția curgerii, vor fi neuniforme, sau poate fi amestecat transversal pe direcția de curgere și în acest caz temperaturile vor fi mereu uniforme.

Deoarece diferența de temperatură dintre cele două fluide variază în lungul suprafeței schimbătorului, se recurge de obicei la o diferență medie de temperatură pe întregul aparat. Pentru cazurile clasice, ale echi- și contracurentului, această diferență medie de temperatură are expresii matematice simple. Pentru alte cazuri intermediare se obișnuiește să se aplice un factor de corecție, mai mic ca 1, față de contracurentul propriu zis, factor care este dat în grafice pentru fiecare caz în parte în funcție de anumite rapoarte de temperaturi.

Pentru calcule de dimensionare, metoda clasică, a diferenței medii de temperatură corespunde foarte bine deoarece se cunosc temperaturile celor două fluide și se caută suprafața aparatului. În cazul în care se urmărește comportarea unui schimbător dat în alte situații de funcționare decât acelea pentru care a fost el proiectat, metoda clasică nu mai corespunde deoarece trebuie recurs la încercări succesive. Pentru rezolvarea acestui gen de probleme precum și pentru stabilirea temperaturilor în lungul aparatului datele din literatură sunt puține și neuniform prezentate, inginerul tehnolog întâmpinând dificultăți în alegerea și utilizarea lor. Pentru studiul reglajului instalațiilor de încălzire metoda clasică nu este satisfăcătoare.

În fig. 3.3 s-au reprezentat convențional câteva cazuri de schimbătoare de căldură fundamentale. Liniile paralele cu direcția unuia din fluide simbolizează prezența unor pereți despărțitori care împiedică amestecarea transversală a fluidelor. Lipsa acestor linii indică amestecarea transversală perfectă.

Notațiile din fig.3.3 au următoarea semnificație :

- a) contracurent;
- b) echicurent;
- c) curent încrucișat propriu zis, cu ambele fluide neamestecate;
- d) curent încrucișat propriu zis, cu ambele fluide perfect amestecate pe direcția lor de curgere ;
- e) curent încrucișat, cu fluidul 1 neamestecat și fluidul 2 amestecat;
- f) curent încrucișat, cu fluidul 2 neamestecat și fluidul 1 amestecat;
- g) curent încrucișat cu două drumuri, fluidul 1 neamestecat și fluidul 2 amestecat;
- h) curent încrucișat cu două drumuri, fluidul 1 amestecat și fluidul 2 neamestecat;

- i), j), k), l) schimbătoare cu manta cu două drumuri;
- m), n) schimbătoare cu manta cu trei drumuri.

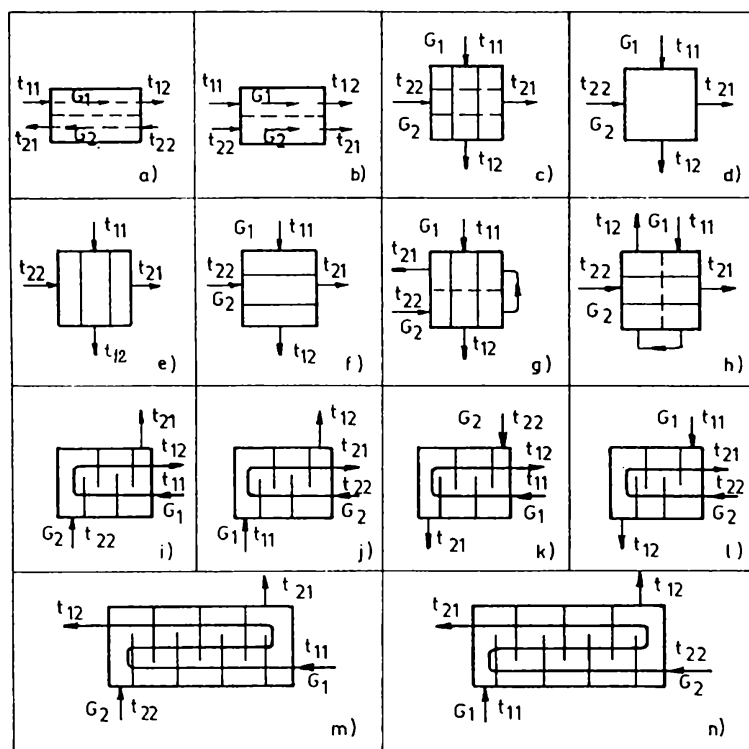


Fig.3.3. Tipuri simple de schimbătoare de căldură.

În literatura recentă apare și un nou mod de tratare a problemei, pe baza unei mărimi adimensionale:

$$\varphi = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{22}} \quad [-] \quad (3.5)$$

definită ca „eficiență“, „grad de încălzire“ sau chiar „randament intern“ ale schimbătorului.

Toate aceste denumiri sunt justificate, deoarece la numărătorul expresiei (3.5) se află diferența temperaturilor fluidului 1, între intrare și ieșire, deci gradul său de încălzire, iar la numitor diferența între temperaturile de intrare, ale fluidelor 1 și 2, care reprezintă în același timp gradul maxim posibil de încălzire a fluidului 1, într-un schimbător ideal care funcționează cu ecart termic nul. (Un astfel de schimbător ar putea fi un schimbător în contracurent cu suprafață infinită).

Cu ajutorul acestei mărimi adimensionale  $\varphi$ , se pot rezolva toate problemele de calcul ale schimbătoarelor, expresia funcției  $\varphi$  putând fi determinată analitic pentru fiecare mod de curgere, prin rezolvarea ecuațiilor diferențiale ale schimbului de căldură.

Expresia (3.5) poate avea o valoare între 0 și 1, la fel ca și randa-

mentul unui proces termic.

Pentru cazul simplu al curgerii în contracurent, referindu-ne la fig.3.4. se pot scrie ecuațiile diferențiale ale schimbului de căldură.

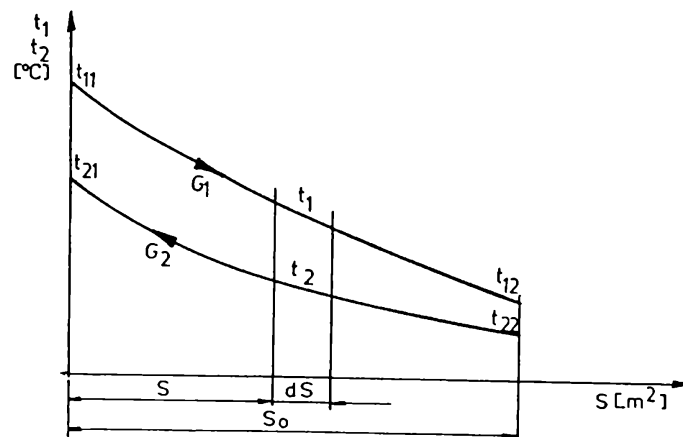


Fig.3.4. Notății într-un schimbător.

Schimbul de căldură în lungul suprafeței elementare:

$$dQ = k(t_1 - t_2)dS. \quad (3.6)$$

Căldura cedată de fluidul 1, respectiv primită de fluidul 2:

$$dQ = -G_1 \cdot dt_1, \quad (3.7)$$

$$dQ = -G_2 \cdot dt_2. \quad (3.8)$$

Semnele negative în relațiile (3.7) și (3.8) provin din faptul că temperaturile scad în sensul pozitiv al lui S.

Rezolvând sistemul de ecuații (3.6)...(3.8) se obține:

$$\varphi = (1 - e^{-\beta_1(1-\mu)}) / (1 - \mu \cdot e^{-\beta_1(1-\mu)}). \quad (3.9)$$

În relația (3.9)  $\beta$  și  $\mu$  au următoarea semnificație:

$$\beta_1 = \frac{k \cdot S_0}{G_1}; \quad \beta_2 = \frac{k \cdot S_0}{G_2}; \quad (3.10)$$

$$\mu = \frac{G_1}{G_2}. \quad (3.11)$$

Relațiile (3.10) și (3.11) sunt de asemeni mărimi adimensionale. Deoarece  $\mu = \beta_1 / \beta_2$ , relația (3.9) se mai poate scrie:

$$\varphi = \frac{\left(1 - e^{-\beta_1(1-\beta_1/\beta_2)}\right)}{\left(1 - \beta_1/\beta_2 \cdot e^{-\beta_1(1-\beta_1/\beta_2)}\right)}. \quad (3.12)$$

Funcția  $\varphi$  se poate exprima în funcție de două mărimi adimensionale:  $\mu$  și  $\beta_1$  sau  $\beta_1$  și  $\beta_2$ .

Expresia funcției  $\varphi$  din relația (3.9) este dată pentru curgerea în contracurent.

Pentru alte tipuri simple de curgere, plecând de la aceleași ecuații diferențiale s-au obținut următoarele funcții:

Pentru schimbător în echicurent:

$$\varphi = \frac{1 - e^{-(1+\mu)\beta_1}}{1 + \mu}. \quad (3.13)$$

Pentru schimbător în curent încrucișat cu ambele fluide amestecate:

$$\varphi = \frac{\beta_1}{\frac{\beta_1}{1 - e^{-\beta_1}} + \frac{\beta_2}{1 - e^{-\beta_2}}}. \quad (3.14)$$

Pentru schimbător în curent încrucișat cu fluidul 2 amestecat și fluidul 1 neamestecat:

$$\varphi = \frac{1 - e^{-\mu(1-\beta_1)}}{\mu}. \quad (3.15)$$

Pentru schimbător în curent încrucișat cu fluidul 1 amestecat și fluidul 2 neamestecat:

$$\varphi = 1 - e^{-\frac{1}{\mu}(1-\beta_2)}. \quad (3.16)$$

Pentru curent încrucișat cu ambele fluide neamestecate există o rezolvare făcută de Nusselt materializată în diagrame de folosire a ei.

În literatură mai sunt date rezolvări analitice pentru schimbătoare de căldură cu două drumuri (fluidul 1 amestecat și fluidul 2 amestecat) și (fluidul 1 neamestecat și fluidul 2 amestecat) ca și pentru schimbătoare de căldură cu manta cu două și trei drumuri.

Pentru toate aceste cazuri există atât rezolvări analitice, de tipul relațiilor (3.9)...(3.16), cât și diagrame de calcul în care este dată în



ordonată valoarea funcției  $\varphi$ , în abscisă  $\beta_1$  iar  $\mu$  este mărime de câmp.

În teoria  $\varphi$  este definită noțiunea de simetrie a funcției. Unele schimbătoare de căldură sunt simetrice, altele nu sunt. În cazul schimbătoarelor simetrice:

$$\varphi(\mu, \beta_1) = \frac{1}{\mu} \cdot \varphi_1\left(\frac{1}{\mu}, \mu \cdot \beta_1\right). \quad (3.17)$$

Rezolvarea problematicii schimbătoarelor de căldură cu ajutorul teoriei  $\varphi$  este deosebit de elegantă și accesibilă. Ea are la bază următoarele ipoteze simplificatoare :

- curgerea celor două fluide are loc în regim staționar;
- coeficientul global de transfer termic este constant atât în lungul suprafeței cât și în raport cu temperatura;
- căldurile specifice ale celor două fluide sunt constante;
- debitele de fluid sunt constante;
- schimbătorul nu are pierderi termice cu exteriorul;
- transmiterea căldurii are loc în regim staționar;
- se neglijează conducția căldurii în lungul peretelui despărțitor dintre cele două fluide;
- $G_1 < G_2$ .

Teoria oferă rezolvările (3.9)...(3.17) pentru cazurile relativ simple a)...f), fig.3.3, cu care se poate aproxima cazul concret ce trebuie rezolvat. Această aproximare introduce erori cu atât mai mari cu cât aprecierea este mai puțin exactă.

### 3.3. O nouă tratare privind schimbătoarele de căldură [53]

#### 3.3.1. Considerații generale

Asimilarea unui schimbător de căldură dat, cu o anumită geometrie a curgerii reciproce a fluidelor, cu unul din schimbătoarele de căldură prezentate în fig.3.3, este o simplificare a cărei consecințe nu se poate stabili decât prin măsurători. Sunt cazuri când această simplificare generează erori inadmisibile.

Folosirea unui ansamblu alcătuit din mai multe schimbătoare de căldură de tipuri diferite este tratată de literatură pentru câteva tipuri de conectări. Nu există o rezolvare atotcuprinzătoare pentru un schimbător complex format din schimbătoare simple, de diverse tipuri, conectate

oricum.

Simplificările care stau la baza teoriei  $\varphi$  în tratarea problematicii schimbătoarelor de căldură par la prima vedere fără prea mare importanță. Ele introduc însă erori care se cumulează și reduc precizia rezolvărilor. Sunt cazuri când aceste erori sunt relativ mari și din această cauză rezultatele nu mai satisfac întotdeauna exigențele. Spre exemplu, simplificarea  $k=ct$  nu este tocmai neglijabilă, deoarece  $k$  variază destul de mult cu temperatura locală a agenților și cu viteza lor, viteză care se poate modifica sensibil în interiorul aparatului. Căldura specifică a agenților are variații importante cu temperatura, în special în cazul gazelor. De cele mai multe ori în reglajul instalațiilor de încălzire se consideră  $t_{2m} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2}$ , relație ce nu este corectă deoarece temperaturile variază exponențial în lungul aparatului. Sunt și cazuri când trebuie aflate temperaturi intermediare în interiorul aparatului. În aceste situații există rezolvări specializate.

Pe de altă parte, dezvoltarea explozivă din ultimii ani a tehnicii moderne de calcul atât în privința hardului prin recenta apariție a noii generații de microprocesoare Pentium, foarte rapide și a suporturilor de date de mare capacitate, cât și a softului prin noile medii de programare din familia Borland C++ și Borland TurboPascal, pune la îndemâna nu numai a specialiștilor dar și a inginerilor din proiectare și exploatare, care fac calcule curente banale, tehnici de programare complexe, ușor de asimilat, dotate cu help-uri corespunzătoare.

Pe baza acestor considerente, în cadrul tezei, s-a rezolvat sistemul de ecuații diferențiale (3.6)...(3.8) considerându-se elementul infinezimal din interiorul schimbătorului ca fiind un element finit de dimensiuni foarte mici. Metoda este curent folosită în mai multe domenii ale tehnicii. Există astfel programe de calcul pentru construcții, cu posibilități de extrapolare și în alte domenii, ca de exemplu în termie. Reducerea dimensiunii elementului este posibilă atunci când există la dispoziție un calculator rapid cu mare capacitate de stocare a datelor și în acest caz reducerea este limitată doar de capacitatea de stocare a calculatorului. Așa cum se va vedea mai jos, pentru cazurile studiate în teză au rezultat avantaje nete prin acest mod de tratare.

Totodată tratarea propusă poate fi considerată că derivă chiar din modul de definire a teoriei  $\varphi$ . Teoria  $\varphi$  demonstrează că pentru valori mici ale cifrei  $\beta_1$ , toate schimbătoarele de căldură, indiferent de modul în care are loc curgerea relativă a celor doi agenți, au aceeași dependență  $\varphi = f(\beta_1)$  independentă de cifra  $\mu$ , tinzând spre prima bisectoare.

Schimbul de căldură elementar într-un anumit punct al suprafeței  $S_0$  se poate scrie (Fig. 3.4):

$$dQ = k(t_1 - t_2)dS. \quad (3.18)$$

Pe de altă parte:

$$dQ = G_1(t_{11} - t_{22})d\varphi. \quad (3.19)$$

Pentru valori mici ale lui  $k$  sau ale lui  $S_0$  căldura schimbată conform relației (3.18) este mică. Deasemeni, când  $kS_0 \rightarrow 0$  temperaturile într-un punct oarecare al suprafeței elementare  $dS$  se vor deosebi foarte puțin de temperaturile inițiale. Se poate deci scrie:

$$\lim(t_1 - t_2) = t_{11} - t_{22}, \text{ când } kS_0 \rightarrow 0 \quad (3.20)$$

$$dQ = k(t_{11} - t_{22})dS. \quad (3.21)$$

Pe de altă parte, diferențiind relația (3.19):

$$dQ = G_1(t_{11} - t_{22})d\varphi. \quad (3.22)$$

Împărțind relațiile (3.22) cu (3.21):

$$\frac{dQ}{dQ} = 1 = \frac{G_1(t_{11} - t_{22})d\varphi}{k(t_{11} - t_{22})dS}, \quad \text{pentru } kS_0 \rightarrow 0 \quad (3.23)$$

sau:

$$\frac{d\varphi}{d\left(\frac{kS_0}{G_1}\right)} = 1, \text{ sau } \frac{d\varphi}{d\beta_1} = 1, \quad \text{pentru } \frac{kS_0}{G_1} = 0. \quad (3.24)$$

Relația (3.24) este general valabilă pentru orice tip de schimbător de căldură și ea stabilește că derivata funcției  $\varphi$  în raport cu  $\beta_1$ , pentru valori mici ale lui  $\beta_1$ , deci tangenta în origine este 1, indiferent de tipul schimbătorului și de valoarea coeficientului  $\mu$ . Această constatare dă legitimitate rezolvării propuse.

Considerând un schimbător de căldură ca rezultând din înscrierea unui număr mare de schimbătoare de căldură identice, cu suprafață elementară foarte mică, a cărei sumă de suprafețe este egală cu suprafața schimbătorului dat, se transferă rezolvarea cazuisticii în domeniul definit de relația (3.24). Va trebui de fiecare dată să se verifice condiția ca  $\beta_1$  să fie suficient de mic încât să ne situăm în domeniul menționat, aceasta deoarece  $\beta_1$  depinde nu numai de  $S_0$ , ci și de  $k$  și  $G_1$ .

### 3.3.2. Criterii de definire în reglarea încălzirilor

Necesarul de căldură al unei încăperi este o funcție aproximativ lineară de temperatura exterioară. Abaterile de la linearitate ale pierderilor termice ale construcțiilor nu fac obiectul prezentei teze. Pentru a se evita interpretările, în cele ce urmează se va considera doar că necesarul de căldură variază între 0 și  $Q_{2n}$ , problema linearității rămânând deschisă. În unele cazuri, diagramele au în ordonată atât temperaturi exterioare, cât și puteri termice rezultate din linearitatea dependenței, adică în acele reprezentări se admite tacit dependența menționată.

*Sistemul de reglare* are deci de rezolvat necesitatea furnizării căldurii ce trebuie introdusă în încăperea în domeniul  $0...Q_{2n}$ .

Cu excepția corpurilor de încălzire convective (echipate cu ventilator) și a corpurilor radiante, la celelalte corpuri de încălzire se poate considera schema din fig.3.5.

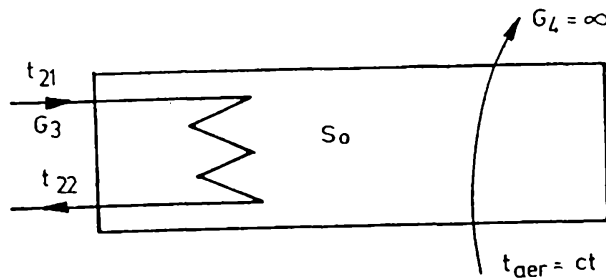


Fig.3.5. Schema funcțională a unui radiator.

Mărimea fizică definitorie este suprafața de schimb termic  $S_0$ .

Temperatura aerului din interiorul încăperii se poate considera constantă, egală cu  $t_{\text{aer}}$ . Ea poate fi  $20^\circ\text{C}$  sau poate avea altă valoare.

Schimbul de căldură dintre radiator și aerul din încăperea, respectiv pereții acesteia se face prin convecție și în mică măsură prin radiație. Debitul convectiv vehiculat depinde de foarte mulți factori din care unii sunt dependenți de amplasarea radiatorului și a obiectelor din jurul acestuia, a ferestrei etc., iar alții sunt dependenți de caracteristicile geometrice ale radiatorului. Practic, acest debit nu poate fi măsurat și nici măcar estimat. Nu există o separare netă dintre aerul din încăperea stagnant și aerul antrenat prin convecție. Și schimbul termic radiant este deosebit de complex și depinde în primul rând de temperatura și amplasarea relativă a pereților încăperii față de radiator, culoarea acestora etc. În literatura de specialitate însumarea acestei mulțimi de factori se face considerându-se că debitul de aer este infinit (deci temperatura aerului este practic constantă) și că procesul de transfer termic este definit de un coeficient de transfer termic global  $k_3$ , stabilit de relația:

$$k_3 = k_{3n} \left( \frac{\Delta t_{2L}}{\Delta t_{2n}} \right)^{0,33}, \quad (3.25)$$

în care  $\Delta t_{2L}$  este diferența dintre temperatura medie a apei din radiator ( $t_{2m}$ ) și temperatura aerului ( $t_{aer}$ ), iar  $\Delta t_{2n}$  este aceeași diferență pentru sarcina termică nominală:

$$\Delta t_{2L} = t_{2m} - t_{aer}. \quad (3.26)$$

Căldura cedată de radiator:

$$Q_3 = k_3 S_0 (t_{2m} - t_{aer}). \quad (3.27)$$

Dacă se reunesc relațiile (3.19) și (3.20) se obține:

$$Q_3 = \frac{k_3 S_0 (t_{2m} - t_{aer})^{1,33}}{(\Delta t_{2n})^{0,33}}. \quad (3.28)$$

Relația (3.28) stabilește modul în care trebuie să evolueze temperatura agentului de încălzire pentru a se asigura căldura  $Q_3$  necesară. Singura mărime variabilă în relația (3.28) este  $t_{2m}$ .

Pe de altă parte, căldura cedată de agentul termic este definită de relația:

$$Q_3 = G_3 c_2 (t_{21} - t_{22}). \quad (3.29)$$

Debitul de agent termic  $G_3$  (kg/s) poate fi ales. Căldura specifică masică a apei,  $c_2$ , (J/kg°C) depinde de temperatura ei. În domeniul de temperaturi 20...90°C,  $c_2$  variază în domeniul 4175...4206 (J/kg°C), valoarea minimă înregistrându-se la 40°C. În lucrare s-au utilizat valorile recomandate de [156] Tabela 36, pag. 113.

Reunind relațiile (3.28) și (3.29) se obține:

$$G_3 c_2 (t_{21} - t_{22}) = k_3 S_0 \frac{(t_{2m} - t_{aer})^{1,33}}{(\Delta t_{2n})^{0,33}}. \quad (3.30)$$

Relația (3.30) este definitorie pentru definirea reglajului. Considerând deocamdată  $c_2 = ct$ , relația este o funcție implicită de  $G_3$  și de temperaturile  $t_{21}$ ,  $t_{22}$  și  $t_{2m}$ .

În tratarea clasică se consideră  $t_{2m} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2}$ , simplificare acceptată

în unanimitate. Rezultă o dependență lineară între ecartul termic din radiator ( $\Delta t_2$ ) și temperatura medie a agentului de încălzire ( $t_{2m}$ ), dependență care stă la baza nomogramelor folosite pentru reglajul încălzirilor (fig.3.2).

În realitate, temperatura apei variază exponențial în lungul radiatorului,  $c_2$  nu este constant și  $t_{2m}$  intervine în relație cu exponentul 1,33.

### 3.3.3. O nouă metodă de calcul a reglajului [54]

Potrivit relației (3.29) căldura cedată de radiator încăperii încălzite depinde de  $G_3$ , de  $t_{21}$  și de  $t_{22}$ , deci de 3 parametri arbitrar aleși. Pe de altă parte relația (3.30) constituie o restricție în definirea acestora astfel încât de fapt rămân 2 parametri arbitrari: debitul  $G_3$  și o temperatură, sau două temperaturi.

În fig.3.6. este reprezentat schematic modelul ales pentru descompunerea radiatorului și pentru notațiile folosite pentru efectuarea calculelor.

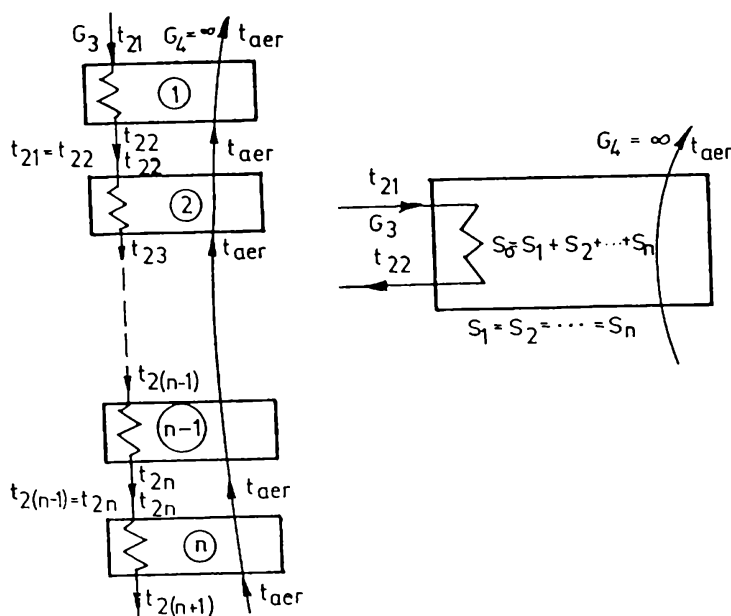


Fig.3.6. Notații și modul de descompunere a radiatorului în radiatoare elementare.

Radiatorul a fost împărțit în radiatoare de suprafață elementară  $S_n = \frac{S_0}{n}$ ; temperatura apei la ieșirea dintr-un element este egală cu temperatura apei la intrare în elementul următor; fiecare radiator elementar are propriul său coeficient de transfer termic și propria sa căldură specifică.

Se folosesc relațiile (3.1)...(3.4), dar acestea se aplică radiatorului de suprafață elementară. Se mai ia în considerare relația (3.20), adică atunci

când  $\beta_1$  este mic se poate opera cu  $t_{11} - t_{aer}$ .

Programele sunt scrise în limbaj Borland Pascal 7 și au fost astfel proiectate încât să se poată studia toate situațiile posibile care intervin și să se listeze valori pentru mărimile ce trebuiesc modificate în timpul reglajului.

Valorile rezultatelor obținute în urma rulării programelor sunt prezentate în Tabelele 3.1...3.21. din anexe.

În cuprinsul programelor de calcul s-a considerat un radiator având suprafața de  $1 \text{ m}^2$ , care este astfel proiectat încât la debitul masic nominal și la sarcina termică nominală (corespunzătoare temperaturii exterioare de  $-15^\circ\text{C}$ ) să realizeze ecartul termic standard  $90/70^\circ\text{C}$ . Dacă se dorește studiul unei alte rețele, cu alt ecart termic nominal se pot modifica parametrii din program.

Utilizând relațiile (3.27) și (3.29) se poate scrie:

$$\frac{k_3 S_0}{G_3 c_2} = \frac{t_{21} - t_{22}}{t_{2m} - t_{aer}} \quad (3.31)$$

Pentru  $t_{21} = 90^\circ\text{C}$ ,  $t_{22} = 70^\circ\text{C}$ ,  $t_{2m} = 80^\circ\text{C}$  și  $t_{aer} = 20^\circ\text{C}$  rezultă:

$$\frac{k_3 S_0}{G_3 c_2} = \frac{1}{3} \quad (3.32)$$

În programe s-au considerat următorii parametri fizici și funcționali ai radiatorului:

$$S_0 = 1 \text{ m}^2;$$

$$k_3 = f_{3t} k_{3n} = 10 \text{ W/m}^2\text{C};$$

$$c_2 = 4194 \text{ J/kg}^\circ\text{C}, \text{ la } t_{2m} = 80^\circ\text{C};$$

$$G_{3n} = 0,007153 \text{ kg/s};$$

$$Q_{3n} = 600 \text{ W}.$$

Programele sunt proiectate pentru un radiator dimensionat cu ajutorul relațiilor clasice, având regimul nominal de funcționare, corespunzător condițiilor climatice specifice orașului Timișoara, având  $k_{3n} = 10 \text{ W/m}^2\text{C}$ . Coeficientul de corecție al lui  $k_{3n}$  are pentru regimul nominal, potrivit relației (3.25), valoarea 1.

În reprezentări s-au folosit coordonate adimensionale, de fiecare dată la numitor introducându-se valoarea nominală a mărimii respective. În felul acesta rezultatele pot fi mai ușor apreciate relativ. Aceste reprezentări adimensionale sunt independente de suprafața de transfer termic  $S_0$  și de coeficientul de trecere a căldurii  $k_3$ ;  $k_3$  și  $S_0$  intervin de fiecare dată atât la numărător cât și la numitor cu aceeași valoare.

Cu ajutorul acestor programe, după ce s-a pus la punct suportul teoretic și algoritmul calculelor, s-a oferit posibilitatea studierii diverselor

tipuri de reglaje.

În cazul unei instalații care conține o suprafață de încălzire cunoscută ( $m^2$ ), este suficient să se multiplice debitul specific de agent termic  $\left(\frac{G_3}{G_{3n}}\right)$  rezultat din programe, cu suprafața radiatoarelor din sistem, pentru a se afla debitul real de agent termic ( $G_2$ ) ce va trebui vehiculat la un moment dat.

### 3.3.4. Reglarea calitativă clasică

Reglarea calitativă clasică constă în păstrarea constantă a debitului specific masic de agent termic și modificarea temperaturilor de pe rețeaua de tur secundar, în așa fel încât să rezulte sarcina termică relativă ( $Q_3/Q_{3n}$ ) dorită, în domeniul 0...1. Pentru acest tip de reglaj calculele sunt efectuate cu programul RAD1.PAS, schema logică a acestuia fiind prezentată în Anexa 3.1.

Debitul specific de agent termic este de 0,007153 kg/s și este păstrat constant pentru toate regimurile.

În tabelul 3.1. sunt prezentate rezultatele calculelor. Sunt rulate regimuri definite prin temperaturi pe rețeaua de tur, în domeniul (95...20)°C cu pasul de 5°C. Pentru fiecare regim s-a calculat atât căldura orară cedată, în W, cât și căldura relativă cedată  $\frac{Q_3}{Q_{3n}}$  -mărime adimensională. Informativ s-a reprezentat și temperatura exterioară de calcul. Valorile acesteia au fost rotunjite la a patra zecimală.

Diferența dintre sarcina nominală stabilită prin enunț de 600W, la temperatura exterioară de -15°C și sarcina de 595,2909W rezultată din calcule se datorește faptului că prin folosirea programului de calcul RAD1.PAS s-a luat în seamă variația cu temperatura a lui  $k_3$  și  $c_2$ .

Datele din tabela 3.1. sunt mai exacte decât datele din tabelele clasice datorită metodologiei de calcul folosite.

### 3.3.5. Reglarea cantitativ - calitativă (cantitativ continuă, calitativ în trepte)

Pentru efectuarea calculelor s-a folosit programul de calcul RAD2.PAS, schema logică a acestuia fiind prezentată în Anexa 3.2.



În cadrul acestui program, pentru un anumit domeniu de sarcini termice, s-a impus temperatura de intrare a agentului termic; prin calcul trebuia determinat debitul de agent (rezultat din condiția de a se transfera o anumită sarcină termică, impusă). Deoarece programul „știe“ să afle parametrii radiatorului atunci când este cunoscut debitul de agent termic, a fost necesară efectuarea unui calcul iterativ: s-a admis un anumit debit de agent, a rezultat o sarcină termică, evident diferită de cea reală după care s-a admis un nou debit corectat și s-a repetat calculul. Ciclul a fost oprit atunci când debitele între două calcule succesive au diferit cu mai puțin decât precizia impusă.

Pentru efectuarea iterațiilor, metoda tangentei, rapidă și exactă nu s-a putut folosi, deoarece în definiția funcției de ieșire este cuprinsă și variația cu temperatura a căldurii specifice,  $c_2$ . Potrivit datelor din literatură, aceasta nu este monoton crescătoare sau descrescătoare în intervalul  $(20...90)^\circ\text{C}$ , ci prezintă câteva maxime și minime. În consecință, s-a folosit metoda înjumătățirii intervalului [95]. Precizia rezultatelor s-a impus prin program ( $10^{-5}$ ), și cele câteva iterații în plus rezultate prin folosirea metodei valorilor înjumătățite sunt ne semnificative pentru un calculator rapid.

Reglarea cantitativă s-a făcut „în jos“ prin reducerea debitului specific de agent termic. Micșorarea este limitată, deoarece la debite specifice mici intervin următoarele fenomene suplimentare care alterează reglajul :

- presiunea termică gravitațională avantajează radiatoarele amplasate la nivele superioare și face ca eficiența reglajului să scadă; presiunea termică crește cu temperatura de pe rețeaua de tur; valoarea relativă a ei este mai mare la debite specifice mici deoarece presiunea motoare dată de pompă este mai mică în acest caz;
- randamentul hidraulic al pompei se deteriorează sensibil la turații mici;
- în cazul debitelor hidraulice mici rezultă viteze reduse de circulație a agentului termic prin conducte care întârzie efectul reglajului la consumatorii îndepărtați de punctul termic.

Din aceste cauze s-a limitat reglajul debitului de agent termic „în jos“ la  $0,3G_3=0,002 \text{ kg/s}$  (pentru un radiator având suprafața de  $1 \text{ m}^2$ ).

În acest mod rezultă de fapt un reglaj mixt, calitativ și cantitativ definit astfel:

- în domeniul de temperaturi exterioare  $-15...+10^\circ\text{C}$ , 4 trepte de reglaj. Fiecare treaptă funcționează cu temperatură constantă pe tur și cu debit variabil de agent termic. Cele 4 temperaturi sunt:  $90$ ;  $80$ ;  $70$  și  $60^\circ\text{C}$ ;
- în domeniul de temperaturi  $+10...+20^\circ\text{C}$  se păstrează debitul specific ( $G_3/G_{3n}$ ) constant de  $0,3$  și temperaturile pe tur sunt variabile (reglajul este calitativ).

Aceste concluzii au rezultat prin studierea valorilor obținute prin rulara reglajului cu 5 temperaturi ale agentului termic la intrare și cu debite variabile. Pentru studiu, s-au ales arbitrar 7 temperaturi de reglaj.

Pentru  $t_{21} = 90^{\circ}\text{C}$ ,  $Q = 600 \dots 320\text{W}$ , tabelul 3.2.  
 Pentru  $t_{21} = 80^{\circ}\text{C}$ ,  $Q = 500 \dots 220\text{W}$ , tabelul 3.3.  
 Pentru  $t_{21} = 70^{\circ}\text{C}$ ,  $Q = 380 \dots 100\text{W}$ , tabelul 3.4.  
 Pentru  $t_{21} = 60^{\circ}\text{C}$ ,  $Q = 300 \dots 20\text{W}$ , tabelul 3.5.  
 Pentru  $t_{21} = 50^{\circ}\text{C}$ ,  $Q = 220 \dots 20\text{W}$ , tabelul 3.6.  
 Pentru  $t_{21} = 40^{\circ}\text{C}$ ,  $Q = 100 \dots 20\text{W}$ , tabelul 3.7.  
 Pentru  $t_{21} = 35^{\circ}\text{C}$ ,  $Q = 80 \dots 20\text{W}$ , tabelul 3.8.

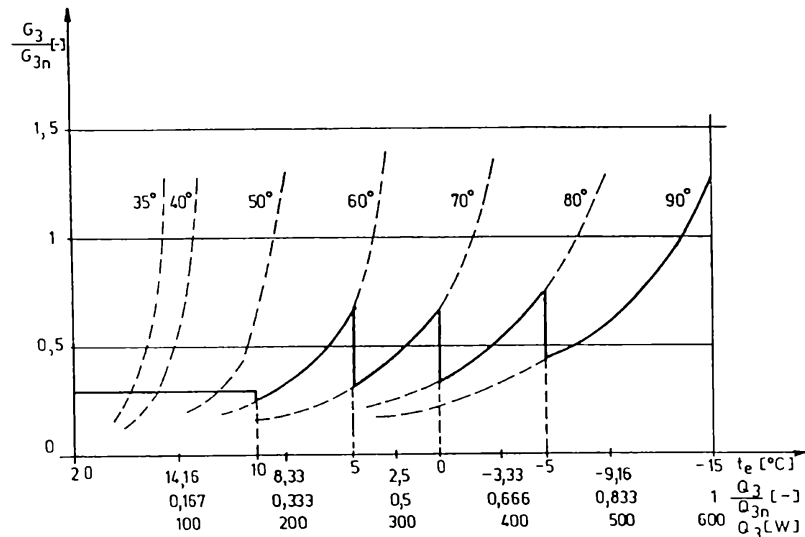


Fig.3.7. Diagrame de reglaj  $G_3/G_{3n} = f(t_c)$  pentru reglaj calitativ.

Aceleași rezultate sunt reprezentate centralizat în graficele din fig.3.7. În abscisă s-a reprezentat sarcina termică cedată, în W, și temperatura exterioră de calcul corespunzătoare, iar în ordonată s-a reprezentat debitul hidraulic ( $G_3/G_{3n}$ ). Pasul de sarcină termică a fost de 20W (cărui îi corespunde un pas de temperaturi exterioare de cca. 1,16°C). Deoarece pentru majoritatea sarcinilor termice instalația poate funcționa cu mai multe temperaturi de intrare a apei calde, respectiv cu mai multe debite de agent, pe grafic s-a marcat cu linie groasă domeniul ales pentru reglare. Rezultă:

- pentru  $t_c = (-15 \dots -5)^{\circ}\text{C}$ , temperatura agentului termic pe tur de 90°C;
- pentru  $t_c = (-5 \dots 0)^{\circ}\text{C}$ , temperatura agentului termic pe tur de 80°C;
- pentru  $t_c = (0 \dots 5)^{\circ}\text{C}$ , temperatura agentului termic pe tur de 70°C;
- pentru  $t_c = (5 \dots 10)^{\circ}\text{C}$ , temperatura agentului termic pe tur de 60°C;
- pentru  $t_c > 10^{\circ}\text{C}$ , s-a păstrat constant debitul hidraulic specific ( $G_3/G_{3n}$ )

de 0,3, deci s-a renunțat la reglarea cantitativă și s-a efectuat reglarea calitativă prin reducerea temperaturii de pe rețeaua de tur. S-a procedat astfel deoarece, așa după cum se observă din fig.3.7 la temperaturi ale agentului termic de pe rețeaua de tur mici (sub 60°C) curba de reglaj cantitativ are o pantă foarte abruptă, este aproape verticală, ceea ce înseamnă că reglajul cantitativ al sarcinii termice debitate de radiator obținut la aceste temperaturi este neînsemnat deși debitul hidraulic variază

în limite largi.

Aceleași date sunt reprezentate și în graficele din fig.3.8. În abscisă, ca și în cazul precedent s-a reprezentat sarcina termică cedată și în paralel, informativ, temperatura exterioară de calcul, iar în ordonată s-au reprezentat temperaturile de pe rețeaua de tur și de pe rețeaua de retur. Cele două grafice de reglare (fig.3.7 și fig.3.8) trebuie interpretate simultan deoarece ele definesc reglajul mixt (cantitativ continuu și calitativ în trepte) al sistemului.

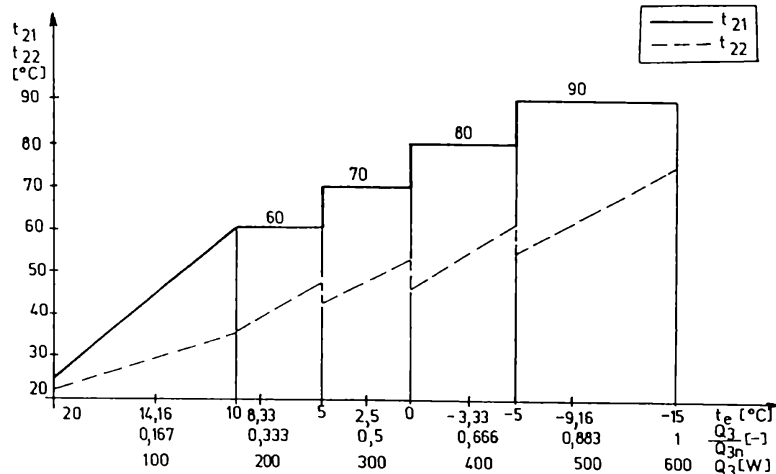


Fig.3.8. Diagrame de reglaj  $t_{21} = f(t_e)$  pentru reglaj cantitativ.

Graficele pun în evidență complexitatea procesului de reglaj. Alura dependențelor din fig.3.7 depinde de temperatura agentului termic. Cu cât temperatura pe tur este mai scăzută cu atât instalația este mai puțin sensibilă la modificarea debitului de agent termic. Această diagramă explică foarte plastic de ce multe instalații de încălzire proiectate să funcționeze cu debit constant de agent termic, și montate defectuos, funcționează satisfăcător la sarcini termice reduse, când agentul termic are pe rețeaua de tur o temperatură de sub 60°C. În acest caz, chiar dacă debitele masice vehiculate au abateri mari de la valoarea nominală, sarcina termică debitată este puțin diferită de valoarea calculată. În schimb, la sarcini termice ridicate defectele de reglaj ies în evidență întrucât lipsa de debit de agent reduce drastic cantitatea de căldură debitată.

Totodată, din citirea diagramelor se poate observa că reglajul mixt în 4 trepte de temperaturi pe tur și modificare continuă a debitului de agent termic până la o temperatură exterioară de cca. 10°C, și o treaptă de reglaj calitativ cu debit specific de 0,3 și temperaturi variabile ale agentului termic pe tur sub 60°C, pentru temperaturi exterioare în domeniul (10...20)°C, acoperă satisfăcător întreg sistemul de reglaj.

Din fig.3.7 rezultă că pentru majoritatea zilelor din domeniul de încălzire, când temperaturile exterioare sunt situate în domeniul (+10...-5)°C,

instalația funcționează cu temperaturi pe tur de  $(60...80)^{\circ}\text{C}$  și cu debite specifice masice de  $(0,3...0,7)G_{3n}$ . Atunci când temperatura exterioară scade sub  $-10^{\circ}\text{C}$ , debitul specific masic crește peste  $0,7G_{3n}$  și atinge valoarea nominală  $G_{3n}$  doar la temperatura exterioară de calcul ( $t_e=-15^{\circ}\text{C}$ ), când temperatura agentului termic pe tur este de  $90^{\circ}\text{C}$ .

Pentru temperaturi exterioare mai mari de  $+10^{\circ}\text{C}$  se revine la reglajul clasic calitativ cu un debit specific masic de  $0,3G_{3n}$ . Temperatura pe rețeaua de tur variază în acest caz în domeniul  $(60...20)^{\circ}\text{C}$ .

### 3.3.6. Reglarea cantitativ-calitativă (cantitativ în trepte, calitativ continuă)

În acest caz, pentru un anumit domeniu de reglaj se păstrează constant debitul de agent termic și se modifică temperaturile de pe tur și retur astfel încât radiatorul să cedeze energia termică necesită de graficul de reglaj.

Pentru un anumit domeniu de reglaj, debitul specific de agent termic vehiculat se păstrează constant. El se obține prin modificarea turației pompei în trepte, sau prin pornirea sau oprirea unor pompe suplimentare montate în paralel cu pompa principală.

Soluția prezintă interes în cazul instalațiilor mici deoarece prin eliminarea echipamentului electric destinat reglajului continuu al turației pompei se ieftinește costul reglajului.

Calculul este efectuat cu programul de calcul RAD3.PAS. Schema logică a acestuia este prezentată în Anexa 3.3.

În principiu, programul are o construcție similară cu programul anterior: radiatorul este divizat în radiatoare de suprafață elementară, pentru care se pot scrie ecuațiile (3.6)...(3.8). Diferă doar modul de alcătuire a algoritmilor de calcul.

Domeniul de reglaj a fost divizat în 5 subdomenii:

- subdomeniul 1, între  $-15...-9,16^{\circ}\text{C}$ , acoperit cu debitul specific ( $G_3/G_{3n}$ ) de 1,00;
- subdomeniul 2, între  $-9,16...-3,3^{\circ}\text{C}$ , acoperit cu debitul specific ( $G_3/G_{3n}$ ) de 0,70;
- subdomeniul 3, între  $-3,3...+2,5^{\circ}\text{C}$ , acoperit cu debitul specific ( $G_3/G_{3n}$ ) de 0,40;
- subdomeniul 4, între  $+2,5...+8,33^{\circ}\text{C}$ , acoperit cu debitul specific ( $G_3/G_{3n}$ ) de 0,30;
- subdomeniul 5, între  $+8,33...+20^{\circ}\text{C}$ , acoperit cu debitul specific ( $G_3/G_{3n}$ ) de 0,20.

Față de reglajul anterior, s-a coborât pragul debitului specific minim de reglaj la 0,2 (față de 0,3). S-a avut în vedere cazul instalațiilor mici, puțin extinse, mai ușor de echilibrat și din această cauză s-a redus pragul.

Evident, se pot imagina și alte împărțiri ale domeniului de reglaj, eventual se poate alege și un alt număr de trepte. Pentru aceasta se poate folosi programul RAD3.PAS cu alte date de intrare.

Pentru fiecare regim, este cunoscută sarcina termică. Debitul specific de agent termic (admis pe domenii) este cunoscut. Temperatura aerului din încăperea se consideră constantă, iar debitul de aer ce spală radiatorul este infinit (din cauză că ecartul termic al aerului din încăperea ce spală radiatorul este admis zero).

Pentru un radiator elementar se poate scrie:

$$dQ = k_3 \cdot dS \left( \frac{t_{21} + t_{22}}{2} - t_{\text{aer}} \right), \quad (3.33)$$

$$dQ = G_3 \varphi (t_{21} - t_{22}). \quad (3.34)$$

Din cauza dimensiunii mici a radiatorului elementar se poate considera  $t_{2m} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2}$ . Suprafața radiatorului, debitul specific de agent termic și coeficientul de transfer termic  $k_3$  sunt cunoscute. Necunoscute sunt cele două temperaturi  $t_{21}$  și  $t_{22}$ . Fiind un sistem de două ecuații cu două necunoscute se pot afla cele două temperaturi, la intrare și la ieșire din radiatorul elementar.

Deși căldura totală cedată de radiator este cunoscută, ponderea diverselor radiatoare elementare este diferită. Din această cauză în mersul calculelor au trebuit efectuate inversiuni.

Debitul de agent termic este dat. Se admite o temperatură arbitrară a agentului termic la intrarea în primul element. Rezultă o temperatură la ieșire (evident, cu  $k_3$  și  $c_2$  variabile cu temperatura). Aceasta va fi totodată și temperatura de intrare în elementul următor. Calculul se repetă pentru toate elementele. Rezultă temperatura finală la ieșirea din ultimul element. Căldura totală cedată de radiator este suma căldurilor cedate de radiatoarele elementare. Evident, aceasta va diferi de căldura ce ar trebui cedată corespunzător temperaturii exterioare. Din această cauză se modifică temperatura de intrare în primul element, după care calculul se repetă până când se obține o apropiere impusă prin program. Calculul iterativ a fost efectuat tot prin metoda valorilor înjumătățite, ca și în cazul precedent, din aceleași considerente.

Programul este rulat pentru debite specifice de: 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5; 0,4; 0,3 și 0,2. Rezultatele sunt prezentate în tabelele conexe (tab. 3.9...3.17).

Aceleași date sunt cuprinse și în graficul din fig. 3.9. În ordonată

s-au reprezentat temperaturile agentului termic pe rețeaua de tur și de retur. În abscisă s-a reprezentat sarcina termică cedată, în W, sarcina termică specifică relativă [-] și temperatura exterioară convențională de calcul, în domeniul (+20...-15)°C. Reprezentările s-au făcut doar pentru debitele specifice alese ale agentului termic: 1,0; 0,7; 0,4; 0,3 și 0,2. Pentru domeniul de reglare a instalației de încălzire la radiator, la temperaturi exterioare convenționale de calcul (+15...-15)°C rezultă ecarturi termice în radiator de (8...20)°C. Numai pentru temperaturi exterioare ridicate, de peste +15°C ecarturile termice din radiator scad sub 8°C.

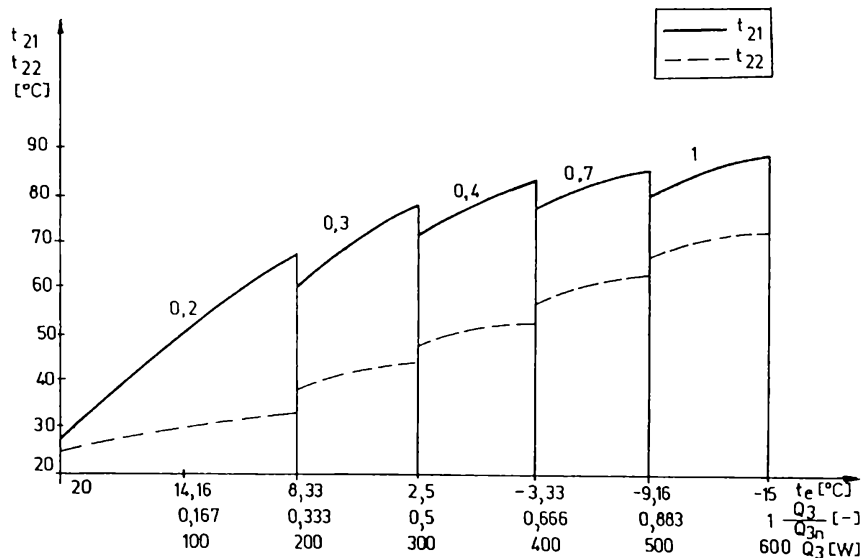


Fig. 3.9. Diagrama de reglaj mixt cantitativ în trepte - calitativ continuu.

Față de cazul anterior, când rezultatele erau reprezentate în două diagrame care trebuiau citite simultan, de data aceasta rezultatele s-au reprezentat într-o singură diagramă (fig.3.9). Evident, și în cazul anterior s-ar fi putut construi o diagramă care să cuprindă toți parametrii, dar aceasta ar fi fost prea greu de urmărit.

### 3.4. Reglarea parametrilor schimbătorului de căldură în contracurent

#### 3.4.1. Generalități

Așa după cum a rezultat în subcapitolul 3.2, în sezonul rece corpul de încălzire (radiatorul) trebuie alimentat cu agent termic de parametri impuși: debit de apă caldă, temperatură pe rețeaua de tur și temperatură pe

rețeaua de retur. Indiferent de sistemul de reglare folosit, în final, din punct de vedere al corpului de încălzire, sistemul de alimentare cu agent termic secundar trebuie să asigure prin rețeaua secundară cei trei parametri, rezultați din diagramele de reglaj. Dacă vor fi mai multe radiatoare în funcțiune debitele acestora se vor însuma prin multiplicarea debitului specific din diagrame cu suprafața radiatoarelor și sistemul va trebui să asigure debitul astfel rezultat ( $G_2$ ).

Modul în care se rezolvă din punct de vedere electric problema reglajului debitului de agent termic din circuitul secundar  $G_2$ , este tratată detaliat în capitolele următoare din teză.

În cadrul acestui capitol se vor stabili modalitățile de reglare a aparatului de contracurent din punctul termic (PT), pentru ca acesta să asigure pe circuitul secundar temperaturile de pe rețeaua de tur și de pe rețeaua de retur rezultate din graficele de reglaj. În cele ce urmează debitul de agent termic secundar  $G_2$ , va fi considerat constant. De asemeni, temperatura agentului termic primar  $t_{11}$ , este stabilită de furnizorul de căldură (CT) și deci este independentă de sistemul de reglaj. Ea va fi considerată constantă. În același timp, prin programele de calcul această temperatură  $t_{11}$  va fi tratată ca mărime de câmp pentru studiul efectuat. Temperatura agentului termic primar este în orice caz mai mare decât  $t_{21}$  pentru a se putea realiza transferul termic în aparatul de contracurent. În actuala formulă de funcționare a majorității rețelelor termice din țară, la intrarea în punctul termic, furnizorul de căldură montează o „diafragmă“, un limitator al debitului de agent termic. Prin aceasta i se reduce personalului din punctele termice posibilitatea reglării parametrilor agentului secundar, reglajul fiind în totalitate la dispoziția CT.

În cazul folosirii sistemelor de reglaje propuse în lucrare, trebuie rezolvate aprioric aceste probleme de responsabilități, prin transferarea atribuțiilor de reglaj către punctele termice.

Din cei 6 parametri ce definesc aparatul de contracurent, 4 parametri ( $t_{11}$ ,  $t_{21}$ ,  $t_{22}$  și  $G_2$ ) sunt impuși de diagramele de reglaj și de furnizorul de căldură; rămân 2 parametri la dispoziție pentru reglare.

Din relația de bilanț termic rezultă:

$$Q_1=Q_2, \text{ deci } G_1c_1(t_{11} - t_{12}) = G_2c_2(t_{21} - t_{22}). \quad (3.35)$$

În felul acesta mai rămâne la dispoziție un singur parametru pentru reglare. Acesta este debitul de agent termic primar ( $G_1$ ); modul în care el se determină va fi stabilit în cele ce urmează.

### 3.4.2. Programe de reglaj

Reglajul schimbătorului de căldură în contracurent este rezolvat cu ajutorul programului PRO4.PAS. Schema logică a acestuia este inclusă în Anexa 3.4. Programul este elaborat pe scheletul teoriei funcției  $\varphi$  și scris în limbaj Borland Pascal. El a fost rulat pentru datele fizice ale schimbătorului de căldură în contracurent din standul experimental de la facultate, dar care poate fi ușor adaptat pentru orice alt schimbător prin modificarea parametrilor de intrare în program. Spre deosebire de radiator, în cazul schimbătorului de căldură în contracurent ambii agenți termici au temperaturi variabile în lungul aparatului, iar debitele de agent termic  $G_1$  și  $G_2$  pot fi alese arbitrar (fig. 3.10).

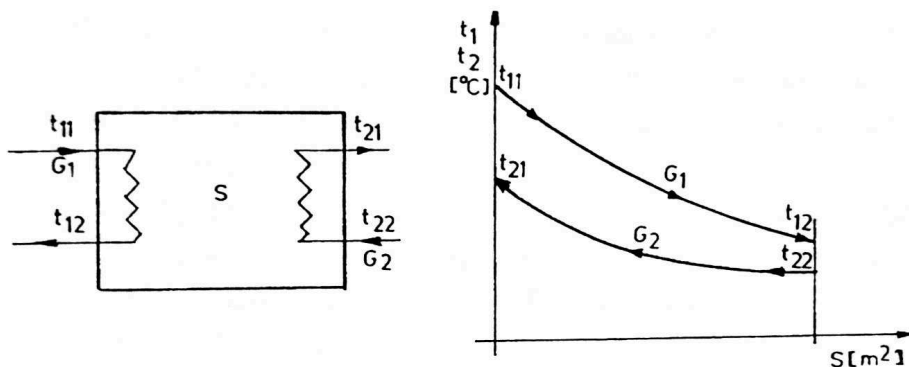


Fig. 3.10. Schema funcțională a schimbătorului de căldură în contracurent.

Programul este proiectat pe aceeași schemă logică ca și programele precedente: schimbătorul de căldură a fost substituit printr-o sumă de schimbătoare elementare, montate în contracurent, astfel dimensionate încât să funcționeze în domeniul în care panta funcției  $\varphi(d\varphi/d\beta_1)$  este 1.

În cadrul programului s-a ținut cont de dependența dintre convecția termică și parametrii curentului de fluid cu ajutorul relației:

$$\alpha = 1450w_{1,2}^{0,85}(1 + 0,014t_{1,2}), \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{°C}] \quad (3.36)$$

în care  $w_{1,2}$  este viteza curentului de fluid și  $t_{1,2}$  este temperatura agentului termic (având indicii: pentru primar 1, respectiv pentru secundar 2).

Relația (3.36) este recomandată pentru un curent de agent termic în regim turbulent, atunci când fluidul schimbă căldură cu o suprafață inelară.

În program, s-a ținut cont de variația cu temperatura a căldurii specifice a agentului termic și a densității, pe baza datelor din literatură, la fel ca și în programele precedente.

Mărimile date din exterior sunt:  $G_2$ ,  $t_{21}$ ,  $t_{22}$  și  $t_{11}$ .

Se consideră cunoscute caracteristicile geometrice ale schimbătorului



de căldură în contracurent (număr de țevi, diametru interior și exterior al fascicolului de țevi, diametrul interior al aparatului, lungimea acestuia).

Prin calcul se determină debitul de agent termic primar din condiția ca energia termică cedată de primar să fie egală cu energia termică primită de secundar (se consideră pierderile termice ale schimbătorului nule).

Se procedează astfel:

- se admite un anumit debit primar (pentru start s-a ales  $G_1 = G_2$ );
- se rulează programul de calcul dinspre capătul cald spre capătul rece (privit dinspre agentul primar). De fiecare dată mărimile de intrare într-un nou element sunt egale cu mărimile de ieșire din elementul precedent;
- la ieșire se obține temperatura  $t_{21}$ . Evident valoarea rezultată va fi diferită de valoarea necesară. Corecția se face cu metoda tangentei și se obține un nou debit de agent primar după care calculul se repetă;
- ciclul se continuă până când între două rulări succesive se obține o diferență între temperaturile de ieșire ale agentului termic secundar mai mici decât o valoare impusă prin program. Pentru acea valoare a debitului se preiau rezultatele.

Echipamentul de reglare cu care este echipat schimbătorul de căldură în contracurent trebuie să „știe“ să valorifice aceste rezultate. Pentru aceasta, trebuie să existe traductoare de presiune diferențiale, sau alte aparate de măsură echivalente, etalonate pentru echipamentul existent cu ajutorul cărora se comandă ventilele pentru reglajul debitului. Într-o etapă mai avansată de automatizare, acestea pot fi programate să funcționeze în funcție de graficul de reglaj. Mărimea de intrare ar trebui să fie temperatura exterioară. Desigur, în paralel ar trebui să funcționeze și sistemul de reglare a debitului rezolvat în detaliu în teză. Suprapunerea efectului celor două reglaje asigură funcționalitatea sistemului.

În tratarea din programul PRO4.PAS se ia în considerație variația vitezei celor 2 agenți termici în lungul aparatului datorită modificării densității agentului termic. Coeficientul de transfer termic  $k_2$  a fost calculat local, pentru fiecare element. Din aceste motive calculul este deosebit de exact și depășește cu mult preciziile oferite de relațiile curente din literatură care operează cu valori medii [282].

Programul este rulat pentru caracteristicile geometrice și fizice ale schimbătorului de căldură cu țevi, în contracurent, existent în standul experimental de la facultate. S-au cercetat 4 regimuri de lucru ale circuitului secundar, preluate din diagrama 3.8 și din tabelele 3.2...3.8, pentru sarcina maximă corespunzătoare temperaturilor din turul secundar de: 90; 80; 70 și 60°C. S-a considerat puterea nominală a aparatului de 1000kW (pentru regimul nominal de calcul). S-a mai presupus că agentul termic primar furnizat de CT are temperaturi în domeniul 100...130°C. Prin program s-au aflat temperaturile de ieșire pe circuitul primar și debitele de

agent primar ce trebuiesc vehiculate, adică acele mărimi cu care se poate face de fapt reglajul instalației. Debitul pe secundar se păstrează constant și este cel rezultat din subcapitolul 3.3.4.

Rezultatele sunt prezentate în tabelele 3.18...3.21.

Aceste diagrame sunt absolut necesare pentru a se putea programa reglajul punctului termic.

Problematika reglării debitului din circuitul secundar utilizând acționările electrice reglabile este tratată în capitolele următoare din teză.

### 3.5. Economicitatea reglării propuse

Reglarea debitului de agent termic secundar vehiculat ( $G_2$ ) se poate face în două moduri (Fig. 3.11):

- prin montarea unui robinet de reglare (o rezistență suplimentară) pe circuitul secundar, și prin închiderea parțială a acestuia;
- prin modificarea turației motorului de antrenare a pompei.

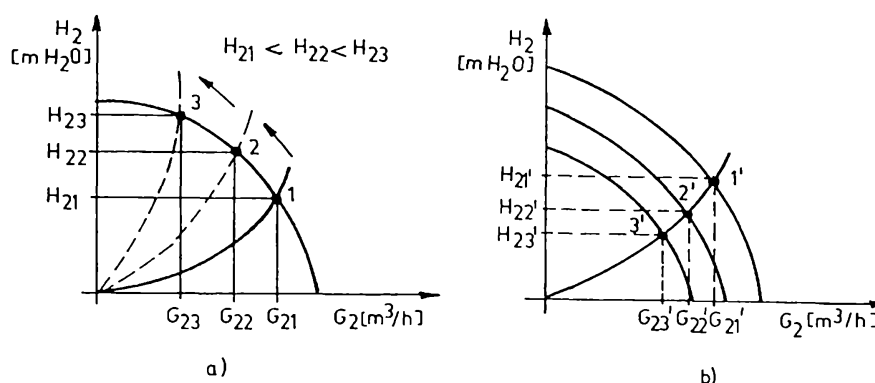


Fig.3.11. Reducerea debitului: a - prin modificarea caracteristicii instalației; b - prin reducerea turației pompei.

Primul mod de reglare, deși este simplu are marele dezavantaj că introduce o rezistență hidraulică suplimentară în circuitul secundar, rezistență cu atât mai mare cu cât debitul necesitat de sistem este mai mic. Puterea sistemului rămâne practic constantă. Din această cauză reglajul cantitativ nu se folosește decât pentru echilibrare.

Cel de-al doilea mod de reglare reduce sarcina hidraulică a sistemului la debite mici. Puterea care este produsul dintre debit și sarcina hidraulică scade astfel sensibil la debite mici, ceea ce asigură superioritate economică netă acestuia.

Temperatura nominală de calcul intervine rar. Necesarul anual de energie se determină pe baza temperaturii exterioare medii de calcul și a

numărului de zile cât instalația de încălzire este în funcțiune, așa zisele „grad-zile de încălzire”. Astfel, pentru Timișoara temperatura exterioară medie de calcul este de +3,2°C și numărul de zile de funcționare a instalației de încălzire este de 170.

Considerând temperatura medie exterioară din sezonul de încălzire de +2,5°C, deci mai mare decât valoarea din norme, rezultă o sarcină termică anuală medie de 0,5.

În cazul reglajului cantitativ-calitativ, (fig.3.7 și fig.3.8), pentru  $t_c=+2,5^\circ\text{C}$  rezultă:  $t_{21} = 70^\circ\text{C}$ ;  $t_{22} = 46^\circ\text{C}$ ; debit specific = 0,45.

În cazul reglajului calitativ-cantitativ, (fig.3.9) pentru  $t_c=+2,5^\circ\text{C}$ , rezultă:  $t_{21} = 71^\circ\text{C}$ ;  $t_{22} = 46^\circ\text{C}$ ; debit specific = 0,4.

Calculul economic va fi făcut pentru cazul cel mai dezavantajos și anume pentru reglajul cantitativ-calitativ (debit specific = 0,45).

Pierderile hidraulice scad cu pătratul scăderii debitului, iar puterea consumată, definită ca fiind produsul dintre debit și sarcină, scade cu puterea a treia a scăderii debitului. Rezultă:

$$P_{2\text{med}} = 0,45^3 P_{2\text{m}} = 0,0912 P_{2\text{m}}. \quad [\text{kW}] \quad (3.37)$$

Pe de altă parte, randamentul motorului electric ( $\eta_{2\text{m}}$ ) și randamentul pompei ( $\eta_{2\text{p}}$ ) sunt stabilite pentru valoarea nominală a debitului și a sarcinii. Funcționarea ansamblului motor - pompă la debite și sarcini hidraulice reduse este însoțită de o micșorare a randamentelor. Acoperitor, se consideră randamentul nominal de 0,7 și randamentul la debitul specific de 0,45 de 0,4. Rezultă:

$$P_{2\text{real}} = \frac{0,7}{0,4} P_{2\text{med}} = 0,1596 P_{2\text{m}}. \quad [\text{kW}] \quad (3.38)$$

La nivelul instalației experimentale de la facultate, echipată cu o pompă antrenată de un motor de 11kW, pentru un sezon de funcționare de 170 zile și un regim mediu de funcționare de 20 ore/zi, rezultă o economie anuală de energie electrică de:

$$E_{e\text{an}} = 20 \cdot 170 \cdot (1 - 0,1596) \cdot 11 = 31430 \quad [\text{kWh/sezon}]. \quad (3.39)$$

Considerând prețul unitar al energiei electrice de 210 lei/kWh (preț 15.01.1997) rezultă o economie financiară anuală:

$$E_{f\text{an}} = 210 \cdot 31430 = 6,6 \quad [\text{mil. lei/sezon (an)}]. \quad (3.40)$$

La nivelul Municipiului Timișoara, cu o putere termică instalată de

cca. 250 ori mai mare decât aceea din punctul termic experimental, economiile anuale ating cifra de 8000 MWh, sau de cca 1650 mil. lei/sezon (an).

În calcule s-a operat cu cifre acoperitoare, randamentul mediu folosit fiind de numai 0,4.

În anexa 3.5. s-a reprezentat graficul de reglaj calitativ pentru livrarea căldurii la punctul termic experimental, înainte de introducerea acționărilor electrice reglabile (fig. 3.12 ).

## 4. APLICAREA SISTEMELOR DE ACȚIONARE ELECTRICĂ REGLABILE PERFORMANTE ÎN INSTALAȚIILE DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ

### 4.1. Aspecte privind acționarea pompelor din punctele termice [32]

Pompele de circulație a agentului termic reprezintă principalul consumator de energie electrică din instalațiile de încălzire centrală (60...90%). Numărul pompelor, caracteristicile constructive și funcționale ale acestora, depind de mărimea instalației deservite și de tipul punctului termic (încălzire, încălzire și apă caldă de consum).

Energia hidraulică specifică cedată de pompe agentului termic secundar are expresia:

$$E_{2h} = g \cdot H_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{w_2^2}{2}, \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.1)$$

unde:  $H_2$  este sarcina geodezică a consumatorului, în m;

$p_2$ - presiunea agentului termic secundar, în  $\text{N/m}^2$ ;

$w_2$ - viteza de curgere a agentului termic secundar, în m/s;

$\rho_2$ -densitatea agentului termic secundar (masa specifică a apei calde), în  $\text{kg/m}^3$ ;

$g$ - accelerația gravitațională, în  $\text{m/s}^2$ .

Marea majoritate a pompelor utilizate în punctele termice sunt pompe centrifuge, având o construcție simplă, un preț de cost redus și gabarite reduse.

Mărimile funcționale caracteristice ale pompelor centrifuge care stau la baza alegerii lor sunt: debitul ( $G_2$ ), înălțimea de pompare ( $H_2$ ), puterea ( $P_{p2}$ ), randamentul ( $\eta_{p2}$ ), înălțimea maximă de aspirație a pompei ( $H_{asp2}$ ).

Firmele producătoare determină curbele caracteristice ale pompelor centrifuge, curbe care au aluri de forma celor din figura 4.1, necesare pentru alegerea și exploatarea corectă a lor.

Pompele din punctele termice au o funcționare de durată, iar sarcina cerută de sistem este variabilă în timp, în funcție de cerințe. În figura 4.2 este reprezentată curba clasată a temperaturii exterioare medii zilnice pentru țara noastră.

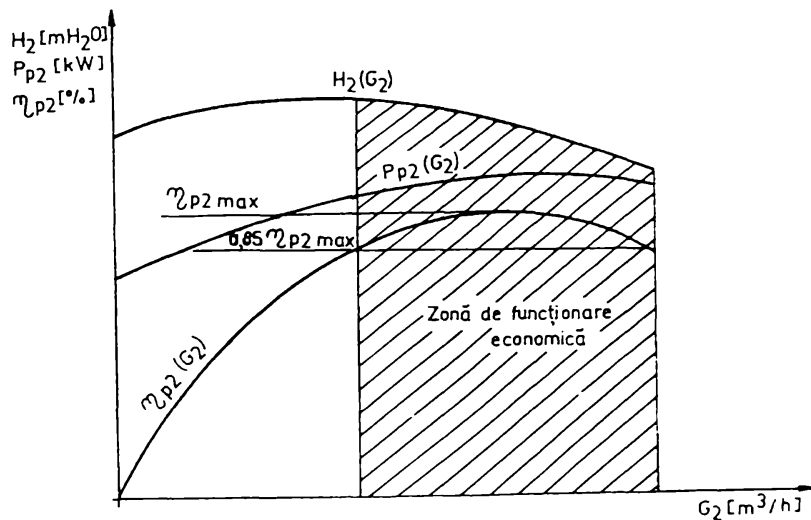


Fig. 4.1. Caracteristicile de lucru ale unei pompe.

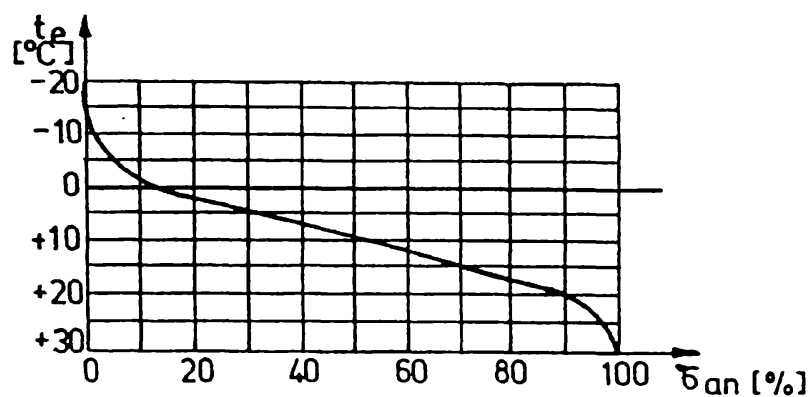


Fig. 4.2. Distribuția cumulată a temperaturii exterioare medii zilnice pe parcursul unui an.

Această situație, pentru instalația de încălzire centrală, solicită o funcționare a pompelor din punctul termic, la sarcină variabilă, funcție de temperatura exterioară medie zilnică, situație ce se poate reprezenta grafic prin curba de variație a debitului de agent termic secundar, pe parcursul unui sezon de încălzire, ca în figura 4.3.

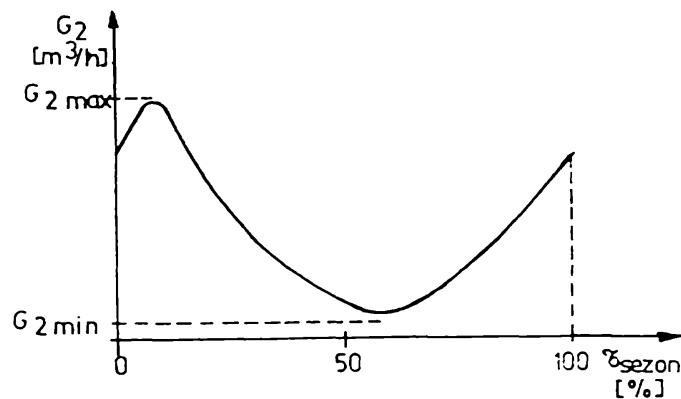


Fig. 4.3. Variația debitului de agent termic secundar pompat în punctul termic, într-un sezon de încălzire.

Dacă în viitor se va trece la contorizarea descentralizată a consumului de energie termică pentru încălzire și pentru producerea apei calde de consum, funcționarea pompelor la sarcină variabilă va dobândi o extindere mai mare (aceasta fiind de fapt un nou parametru de reglaj).

Mașinile electrice de acționare a pompelor centrifuge folosite în punctele termice sunt cele asincrone trifazate cu rotorul în colivie, cu o caracteristică mecanică rigidă, unde viteza unghiulară ( $\Omega$ ) scade puțin cu creșterea cuplului ( $M$ ). Mașinile electrice pentru acționarea pompelor centrifuge din punctele termice sunt de putere relativ mică (3..22 kW), utilizându-se pornirea stea-triunghi în majoritatea cazurilor, și mai rar (până la 5,5 kW) pornirea directă.

Dispozitivul de pornire stea-triunghi permite ca atunci când încărcarea mașinii electrice asincrone este mai mică decât o treime din cuplul normal, să se poată trece la funcționarea cu conexiunea în stea, obținând un randament și un factor de putere mai mare.

În scopul reducerii prețului, pompele sunt construite pe tipodimensiuni și de aceea parametrii nominali  $G_2$ ,  $H_2$  ai lor nu coincid cu parametrii  $G_r$ ,  $H_r$  de exploatare ceruți de rețeaua de încălzire. Apare ca necesară adaptarea parametrilor  $G_2$ ,  $H_2$  la cerințele exploatarei, adică reglarea lor, lucru ce se poate realiza fie prin modificarea caracteristicii pompei, fie prin modificarea caracteristicii rețelei de încălzire.

Modificarea caracteristicii pompei se poate realiza cel mai economic prin modificarea turației mașinii de acționare a pompei, conform relațiilor următoare:

$$\frac{G_{21}}{G_{22}} = \frac{n_{21}}{n_{22}} \quad (4.2)$$

$$\frac{H_{21}}{H_{22}} = \left( \frac{n_{21}}{n_{22}} \right)^2 \quad (4.3)$$

$$\frac{P_{p21}}{P_{p22}} = \left( \frac{n_{21}}{n_{22}} \right)^3 \quad (4.4)$$

Relația (4.3), prin corectarea cu variația de randament, devine:

$$\frac{H_{21}}{H_{22}} = \left( \frac{n_{21}}{n_{22}} \right)^2 \cdot \frac{\eta_{p21}}{\eta_{p22}}, \quad (4.5)$$

unde

$$\eta_{p22} = 1 - (1 - \eta_{p21}) \cdot \left( \frac{n_{21}}{n_{22}} \right)^{0.1}, \quad (4.6)$$

unde:  $G_{21}$  este debitul pompei la turația  $n_{21}$ , în  $m^3/h$ ;  
 $G_{22}$  - debitul aceleiași pompei la turația  $n_{22}$ , în  $m^3/h$ ;  
 $H_{21}$  - înălțimea de pompare la turația  $n_{21}$ , în m;  
 $H_{22}$  - înălțimea de pompare la turația  $n_{22}$ , în m;  
 $P_{p21}$  - puterea pompei la turația  $n_{21}$ , în kW;  
 $P_{p22}$  - puterea pompei la turația  $n_{22}$ , în kW;  
 $\eta_{p21}$  - randamentul pompei la turația  $n_{21}$ ;  
 $\eta_{p22}$  - randamentul pompei la turația  $n_{22}$ .

Această modificare a caracteristicii pompei prin modificarea turației de la  $n_{21}$  la  $n_{22}$  ( $n_{21} > n_{22}$ ) este reprezentată în figura 4.4.

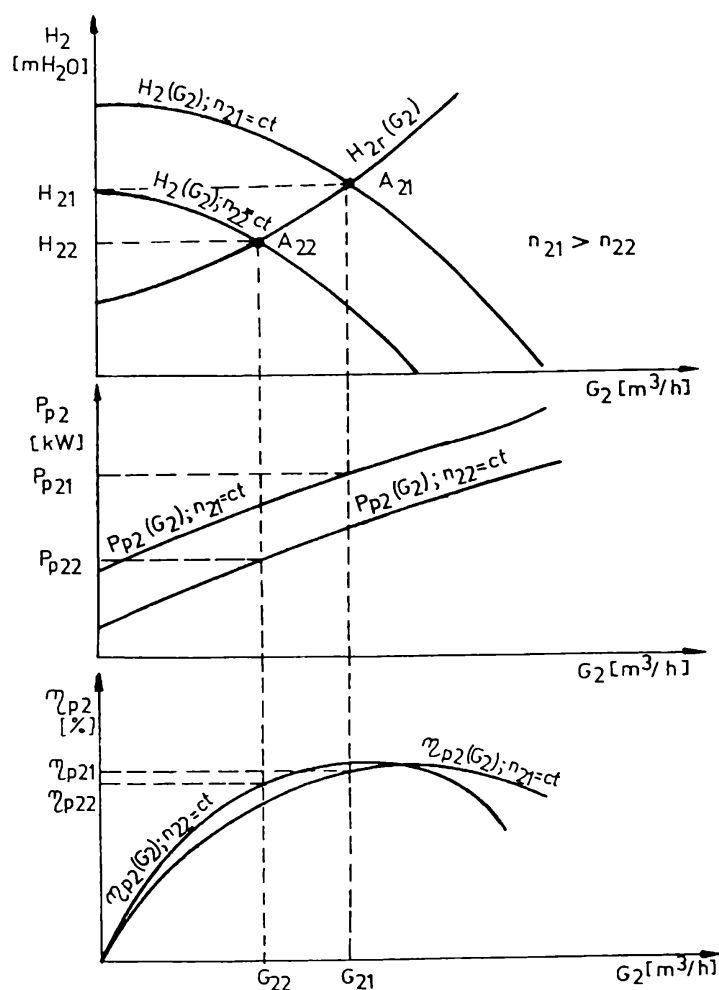


Fig. 4.4. Modificarea caracteristicii pompei prin modificarea turației.

Se obțin valorile:  $G_{21}$ ;  $G_{22}$ ;  $H_{21}$ ;  $H_{22}$ ;  $\eta_{p21}$ ;  $\eta_{p22}$  la intersecția caracteristicilor pompei la turația  $n_{21}$ , respectiv  $n_{22}$ , cu caracteristica instalației de încălzire centrală (a rețelei de încălzire)  $H_{2r}(G_2)$ .

Turația  $n_{21}$  este egală cu turația nominală a pompei, respectiv a motorului electric de antrenare. Se cunosc:  $G_{21}$ ,  $H_{21}$ ,  $P_{p21}$ ,  $\eta_{p21}$ , din datele de catalog, pentru turația nominală. Valorile la turația  $n_{22}$  se pot lua din figura 4.4. sau se pot calcula cu relațiile (4.2)...(4.6).



Reglarea pompei prin modificarea turației (fig. 4.4) este cea mai economică soluție energetică. Ea se poate obține prin alegerea mașinii electrice de antrenare cu turație variabilă (în trepte sau continuu), sau prin alegerea unei transmisii continue.

## 4.2. Sisteme clasice de acționare electrică a pompelor și electrovanelor din punctele termice [35], [134]

Condițiile de confort impun ca temperatura din încăperi să varieze între anumite limite, indiferent de valoarea factorilor climatici exteriori.

Necesarul de căldură pentru încălzirea încăperilor variază în funcție de destinația încăperilor și de condițiile meteorologice momentane.

Factorii climatici mai importanți: temperatura exterioară ( $t_e$ ), viteza vântului ( $v$ ), intensitatea radiației solare ( $I_w$ ), de obicei au variații mari în timpul sezonului rece și din această cauză necesarul momentan de căldură se extinde pe un domeniu larg de valori. Din această cauză este necesară reglarea debitului de căldură cedat de instalația de încălzire. Sistemul de reglare ales trebuie să fie capabil să mențină în încăperi temperatura interioară în limitele admisibile, indiferent de variația parametrilor climatici exteriori. În felul acesta se realizează și în încăperi un grad de confort ridicat.

Conform relației date de principiul I al termodinamicii:

$$Q_2 = G_2 \cdot c_2 \cdot \Delta t_2, \quad [\text{kcal/h}] \quad (4.7)$$

fluxul termic ( $Q_2$ ) cedat de instalația de încălzire centrală depinde de:

- variația debitului de agent termic ( $G_2$ , în kg/s);
- variația temperaturii agentului de încălzire ( $\Delta t_2$ , în °C);
- variația ambilor parametri ( $G_2$  și  $\Delta t_2$ ).

Reglarea poate fi manuală sau automată, iar aceasta poate fi locală, la radiator sau centralizată, în punctul termic.

Principiile alese pentru reglarea instalațiilor de încălzire pornesc de la relația (4.7) și se definesc astfel:

-principiul de reglare cantitativă, asigură corectarea fluxului termic cedat prin păstrarea constantă a ecartului termic ( $\Delta t_2$ ) și modificarea debitului de agent termic secundar ( $G_2$ );

-principiul de reglare calitativă asigură corectarea fluxului termic cedat prin păstrarea constantă a debitului de agent termic secundar ( $G_2$ ) și modificarea ecartului termic ( $\Delta t_2$ );

-principiul de reglare calitativ-cantitativă asigură corectarea fluxului termic prin modificarea atât a ecartului termic ( $\Delta t_2$ ), cât și a debitului de agent termic secundar ( $G_2$ ).

Capacitatea calorică  $c_2$  se consideră constantă pentru domeniul instalațiilor de încălzire.

De cele mai multe ori reglarea debitului nominal se face la punerea în funcțiune a instalației noi prin echilibrarea hidraulică a sistemului cu ajutorul unor robinete de reglare. Pe circuitele care au rezistențe hidraulice mai mici, se introduc sarcini hidraulice suplimentare în așa fel încât toate circuitele montate în paralel să aibe aceeași pierdere de sarcină nominală.

Cu ajutorul unor robinete de reglaj se face un reglaj local, la intrarea apei în radiator. Teoretic, un astfel de reglaj nu este recomandabil a fi făcut în exploatare deoarece prin modificarea rezistenței hidraulice a unui radiator se schimbă întreaga schemă hidraulică a sistemului, rezultând modificări ale debitelor de agent termic vehiculat și la alte radiatoare. Cu toate acestea, sistemul este destul de mult folosit. Efectul reglării debitului de agent termic vehiculat prin radiator este ceva mai complicat de analizat, modificându-se totdeauna și ecartul termic realizat. Tratarea detaliată a fenomenului este făcută în subcapitolele 3.2.1. și 3.3.2. din teză.

Bazele teoretice ale reglării au fost dezvoltate în capitolul 3. În cele ce urmează va fi tratat cazul reglării mixte cantitativ-calitative (cantitativ în trepte, calitativ continue) tratat la subcapitolul 3.3.6.

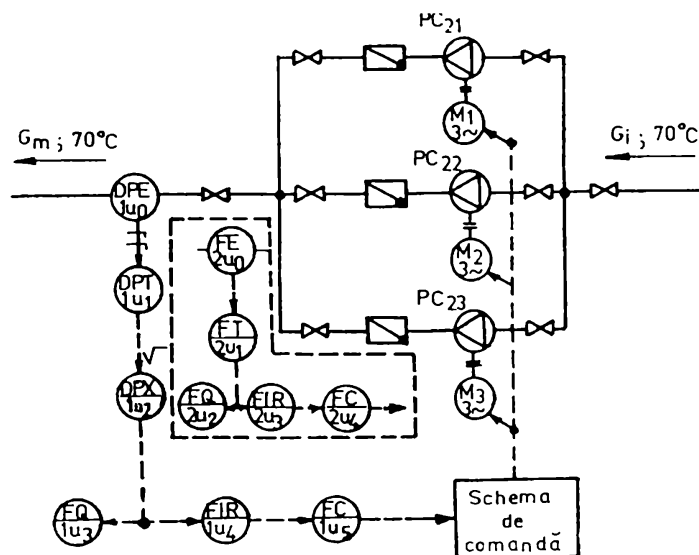


Fig. 4.5. Schema tehnologică cu aparatură de automatizare pentru acționarea electrică în vederea reglării debitului de agent termic cu ajutorul pompelor, prin punerea în funcțiune a unui număr diferit de pompe în cazul reglării cantitativ-calitative.

Schemele din fig. 4.5. și din fig. 4.6. tratează cazul în care reglarea cantitativă se face în trei trepte, folosindu-se trei pompe identice. Efectul de reglare rezultat este de tipul celui reprezentat în figura 3.9. Deosebirea

dintre cele două scheme este următoarea: în primul caz (fig. 4.5) bucla de reglare acționează asupra debitului global vehiculat în sistem, acesta fiind impus din exterior - ca în cazul hidroelevatoarelor - în timp ce în cazul tratat în figura 4.6, în funcție de temperatura exterioară, se pun în funcțiune 1, 2 sau 3 pompe de circulație a apei.

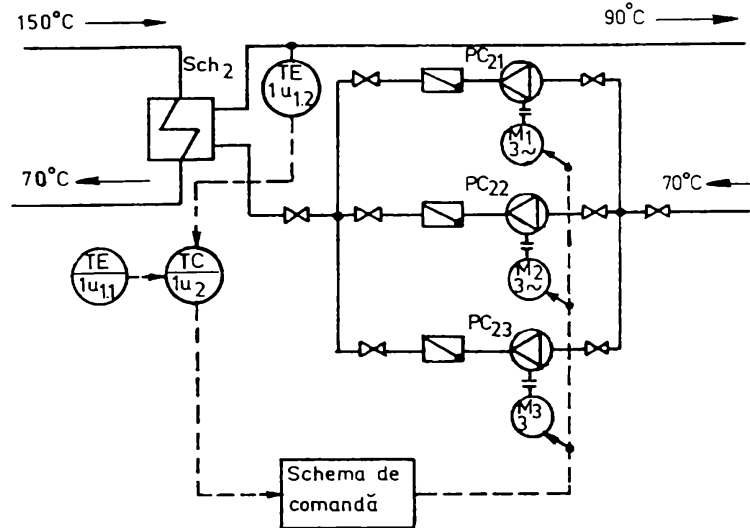


Fig. 4.6. Schema tehnologică cu aparatura de automatizare pentru acționarea electrică în vederea reglării temperaturii agentului termic cu ajutorul pompelor, prin punerea în funcțiune a unui număr diferit de pompe în cazul reglării cantitativ-calitative.

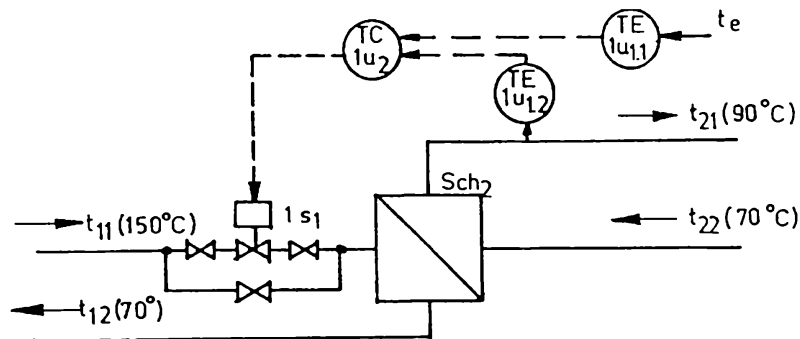


Fig. 4.7. Schema tehnologică cu aparatură de automatizare pentru acționarea electrică a electrovanei primare în vederea reglării debitului de agent termic primar.

În cazul tratat în figura 4.7. se acționează suplimentar și asupra debitului de agent termic primar. Teoretic, agentul termic primar ar trebui să fie furnizat la parametrii rezultați din graficul calitativ al rețelei (fig. 3.2). Uneori acest grafic nu este respectat. Pentru a se evita transferul unui debit de căldură mai mic decât cel necesar, se deschide suplimentar și vana 1s<sub>1</sub> din circuitul primar. Evident, un astfel de reglaj este un reglaj de excepție, ce poate introduce la rândul lui dereglări ale rețelei primare. El nu poate fi făcut decât cu aprobarea dispecerului rețelei primare și numai

cu totul accidental. În mod normal, debitul primar este limitat cu ajutorul unei diafragme, “sigilată” de furnizorul de căldură.

Toate aceste tipuri de reglare se fac cu pompe de circulație a apei ce funcționează cu turație constantă.

### 4.3. Sisteme performante de acționare electrică reglabile a pompelor și electrovanelor din punctele termice [35]

Reglarea calitativă în trepte, cantitativ continuă tratată la subcapitolul 3.3.5. constituie soluția propusă de autor ca fiind cea economică cu ajutorul căreia se obțin economii importante de energie electrică și un confort ridicat în interiorul spațiilor încălzite.

Factorii care stau la baza alegerii tipului de instalație de acționare electrică reglabilă în puncte termice sunt:

- debitul de agent termic secundar pompat;
- puterea electrică absorbită de pompe;
- timpul de funcționare a pompelor;
- caracteristica rețelei de încălzire centrală;
- costul echipamentului;
- economia rezultată prin reglare.

Consumul de energie electrică realizat de pompe influențează sensibil costurile anuale de exploatare ale instalațiilor de încălzire centrală, și automat prețul energiei termice livrate.

Pentru a se realiza un reglaj cât mai eficient și economic în instalațiile de încălzire centrală se recomandă ca necesarul de căldură total să fie repartizat pe mai multe schimbătoare de căldură montate în paralel.

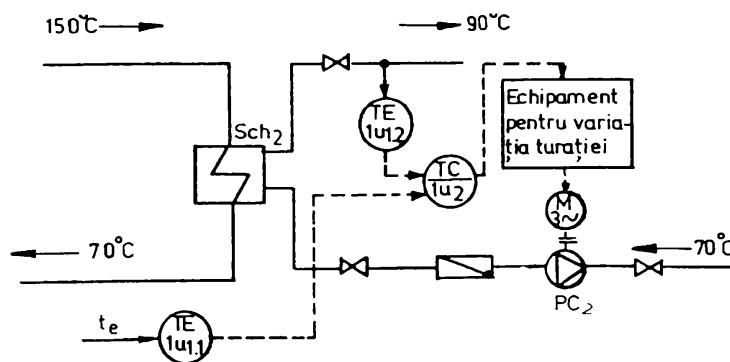


Fig. 4.8. Schema tehnologică cu aparatura de automatizare pentru acționarea electrică a pompelor cu turație variabilă în vederea reglării debitului de agent termic secundar.

Reglarea instalațiilor de încălzire centrală prin utilizarea pompelor cu turație variabilă este economică. Acest mod de funcționare este prezentat în figura 4.8.

Echipamentul pentru variația turației este comandat de semnalele primite de la regulatorul specializat pentru puncte termice  $1u_2$ .

În figura 4.9 este prezentată schema bloc a sistemului de reglare a temperaturii prin modificarea debitului de agent termic secundar utilizând variația turației pompelor.

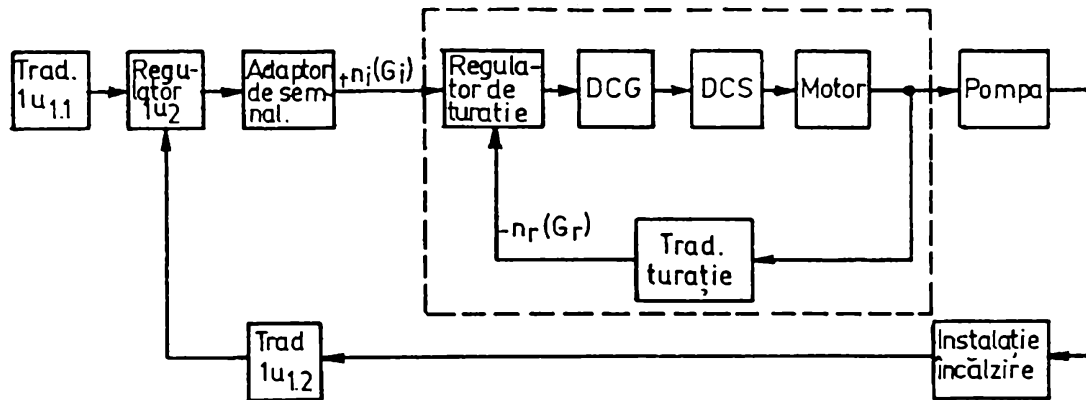


Fig. 4.9. Schema bloc a sistemului de reglare a temperaturii prin intermediul reglării debitului de agent termic utilizând variația turației pompelor.

Semnalul aplicat la intrarea regulatorului de turație este proporțional cu turația necesară ( $n_i$ ), respectiv cu debitul de agent termic necesar (impus) în instalația de încălzire centrală ( $G_i$ ).

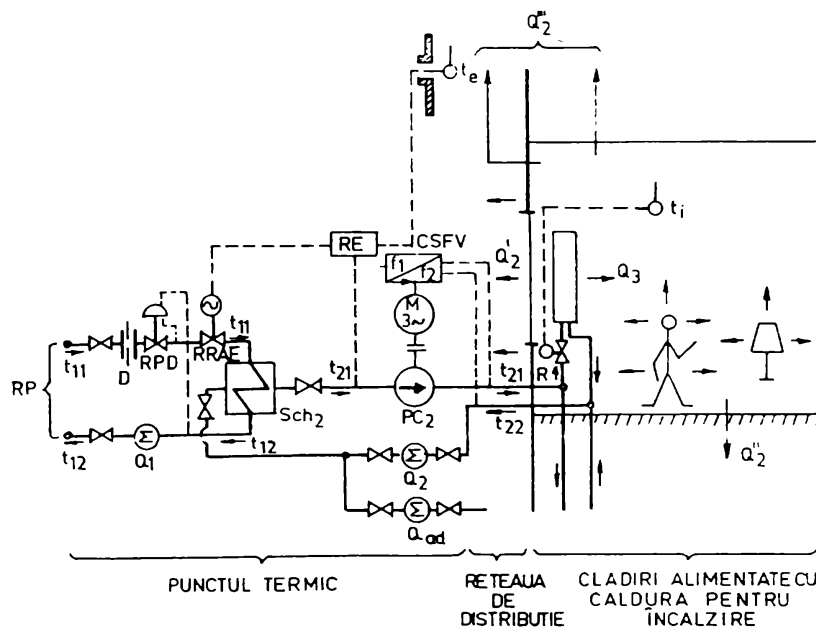


Fig. 4.10. Schema tehnologică de reglare în situația funcționării cu debit variabil de agent termic în ambele circuite (primar și secundar).

De remarcat faptul că atunci când abaterea este mare, turația crește, și invers.

Schema tehnologică de reglare în situația funcționării cu debit variabil de agent termic în ambele circuite (primar și secundar) este redată în figura 4.10.

Utilizând această schemă se controlează temperatura ( $t_{21}$ ) din conducta de ducere a circuitului secundar al punctului termic, în corelare cu temperatura exterioară ( $t_e$ ); organul de execuție este o electrovană de reglare cu două căi, cu acționare electrică (RRAE), care modifică debitul de agent termic primar în scopul realizării corelării menționate anterior (conform graficului de reglaj al temperaturilor).

În acest sens se subliniază importanța livrării agentului termic de la surse cu temperatura pe conducta de ducere suficient de ridicată conform unui grafic rațional de reglare și a menținerii schimbătoarelor de căldură (Sch) în stare de bună funcționare, în limitele acceptabile ale eficienței schimbului de căldură.

Pentru a realiza echilibrarea hidraulică controlată a rețelei primare, de apă fierbinte, se prevede un regulator de presiune diferențială (RPD), care menține o presiune diferențială constantă între conductele de ducere și întoarcere primare din punctul termic.

Pe circuitul secundar al punctului termic se prevede reglarea automată a turației pompei de circulație ( $PC_2$ ) acționată electric de o mașină electrică asincronă cu rotorul în colivie ce se alimentează de la rețeaua trifazată de tensiune printr-un convertor static de frecvență variabilă (CSFV), mărimea controlată fiind de asemenea diferența de presiune dintre cele două conducte secundare, ducere - întoarcere; soluția are ca premisă variația debitului de agent termic secundar între limite largi.

Dacă în sistemele mari de alimentare cu căldură, din țara noastră, nu se va respecta nivelul de temperatură din primar, situație foarte probabilă în etapa imediat următoare, este indicat ca în acțiunea de reabilitare generală, din punctul de vedere al automatizării, să se înceapă cu montarea reglatoarelor de presiune diferențială (RPD).

Calitatea soluțiilor de reglare se confirmă în exploatarea concretă a instalațiilor implicate în procesele respective.

O mare importanță o are alegerea elementelor care compun bucele de reglare automată: dispozitivul de realizare a turației variabile (convertorul static de frecvență variabilă), robinetele de reglare și reglatoarele de proces.

În țările avansate în domeniul gestionării energiei termice, reglatoarele de proces sunt specializate, realizând:

- programarea funcționării în diverse regimuri: zi-noapte, zi normală-zi de odihnă etc.;

- limitarea inferioară a temperaturii din interiorul schimbătoarelor de căldură;
- limitarea superioară a temperaturii de plecare din schimbătoarele de căldură;
- pornirea (punerea în funcțiune) secvențială a schimbătoarelor de căldură în funcție de nevoia de energie termică.

În cazul utilizării reguletoarelor analogice, pentru fiecare sistem de reglare este necesar câte un regulator.

Reguletoarele numerice pot comunica cu un calculator, caz în care se poate realiza un sistem de monitorizare în care informațiile despre proces sunt afișate pe un display și pot fi la nevoie și tipărite la o imprimantă.

#### 4.4. Criterii privind alegerea acționărilor electrice ale pompelor cu turație variabilă din punctele termice [47]

Dintre dezavantajele reglării cu robinete a instalațiilor de încălzire centrală putem aminti:

- consumul suplimentar de energie electrică la pompare;
- întreținere costisitoare datorată uzurii rapide;
- efecte nedorite în instalația de încălzire datorită vibrațiilor sau loviturilor de berbec;
- spațiu de acces necesar;
- deteriorarea etanșărilor robinetelor datorită manevrelor.

Dintre avantajele reglării debitului de agent termic secundar din instalațiile de încălzire centrală, utilizând turația variabilă a pompelor existente putem aminti:

- ◆ economii anuale de energie electrică la pompare de ordinul a 15...30%;
- ◆ la o reducere de 25% a debitului de agent termic al pompei în raport cu debitul nominal, reducerea de putere electrică absorbită din rețeaua electrică de alimentare este de cca 45% față de cazul reglării prin robinete.

Caracteristica rețelei de încălzire centrală ( $R_2$ ) formată din suma căderilor de presiune dinamice datorită rezistențelor pe diferitele elemente ale circuitului (relația (4.8)) este parabolică. Prin modificarea rezistenței rețelei, de exemplu prin deschiderea sau închiderea unui robinet se modifică și caracteristica rețelei păstrând aceeași alură parabolică, formându-se astfel o familie de caracteristici, ca în figura 4.11.

$$H_{2r} = \sum_{i=1}^n R_i \cdot G_i \quad (4.8)$$

Prin modificarea turației pompei centrifuge, de fapt a caracteristicii  $H_2-G_2$  la  $n_2$  având valorile ( $n_{21}$ ;  $n_{22}$ ;  $n_{23}$ ;  $n_{24}$ ), se formează o familie de curbe caracteristice ale pompei (figura 4.12).

Se poate observa din figura 4.12 că suprafața dintre caracteristicile  $P_{VR}$  și  $P_{TV}$  este proporțională cu economia de putere electrică la pompare prin modificarea turației pompei, față de cazul reglării prin robinete.

Pentru a realiza o variație continuă a debitului de agent termic, robinetul de reglare s-a ales conform indicațiilor firmei producătoare, astfel încât în punctul de lucru să existe pe el o cădere de presiune  $H_{2r}$ , care să fie circa 50% din  $H_{2i}$  - căderea de presiune în instalație (fără el), sau 1/3 din  $H_{2t}$  - căderea de presiune totală în instalație (cu el) [275].

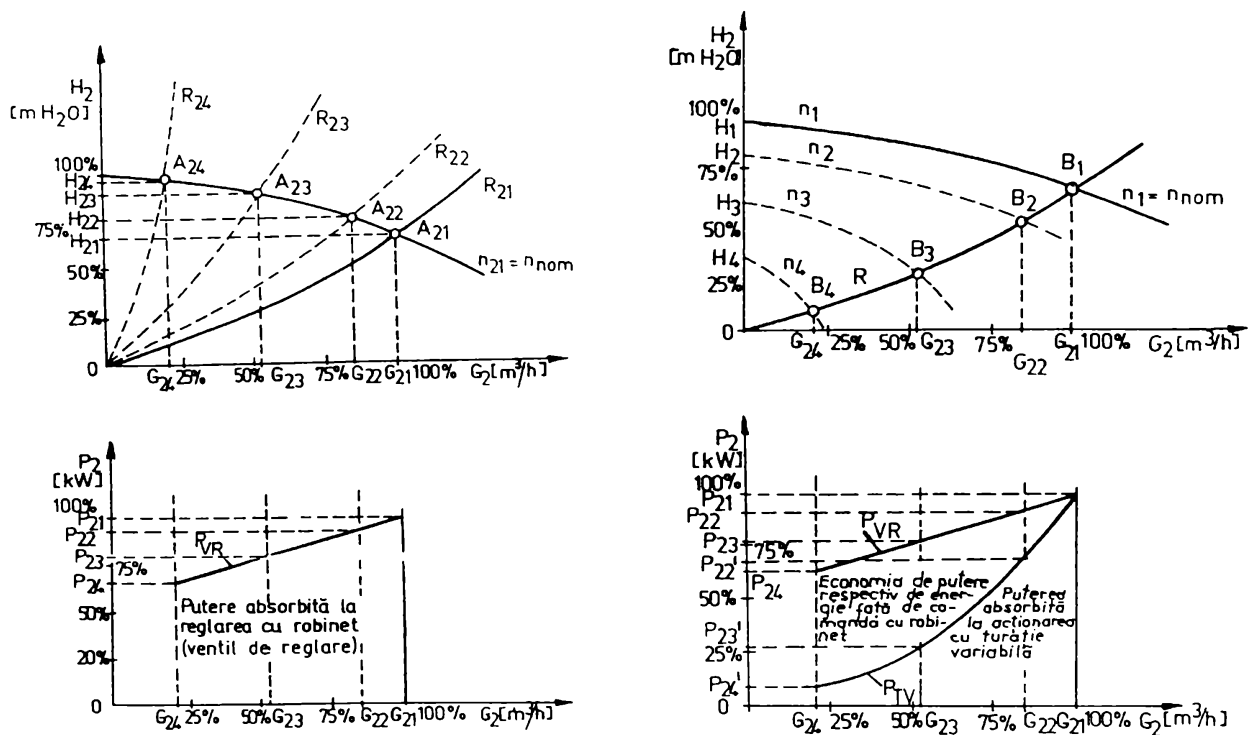


Fig. 4.11. Soluția actuală de modificare a debitului unei pompe centrifuge cu caracteristica  $H_2-G_2$  fixă la  $n_{21}$ , prin modificarea caracteristicii rețelei  $R_2$  ( $R_{21}$ ;  $R_{22}$ ;  $R_{23}$ ;  $R_{24}$ ) prin intermediul unui robinet de reglare.

Fig. 4.12. Soluția propusă de modificare a debitului de agent termic secundar al unei pompe centrifuge cu caracteristica  $H_2-G_2$  variabilă, prin modificarea turației pompei  $n_2$  ( $n_{21}$ ;  $n_{22}$ ;  $n_{23}$ ;  $n_{24}$ ), utilizând un convertor static de frecvență variabilă pentru alimentarea mașinii electrice de antrenare a pompei.



În reprezentarea din fig. 4.13 se pun în evidență diferențele energetice dintre reglarea cu robinete și reglarea prin modificarea turației pompei.

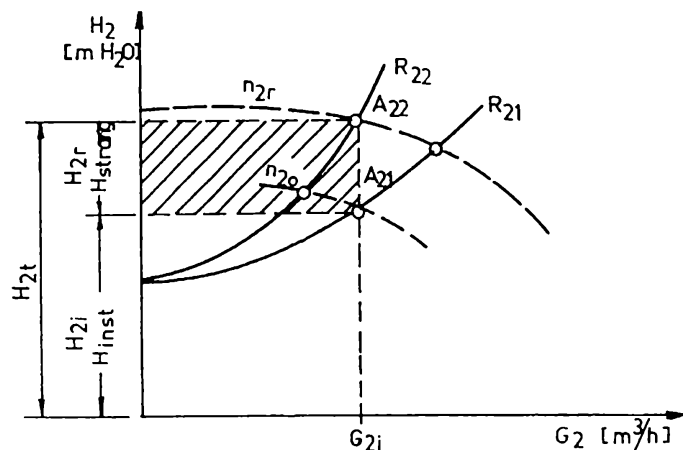


Fig. 4.13. Modificarea debitului agentului termic secundar printr-un robinet de reglare.

În cazul reglării prin modificarea turației pompei, punctul de funcționare este situat în  $A_{21}$ , aflat pe caracteristica de rețea  $R_{21}$ , și se caracterizează prin debitul  $G_{2i}$  și înălțimea de refulare  $H_{2i}$ .

În cazul reglării cu robinete, caracteristica rețelei se schimbă și devine  $R_{22}$ , iar pentru obținerea aceluiași debit  $G_{2i}$ , punctul de lucru se deplasează în  $A_{22}$ . Pompa cu caracteristica  $H_2-G_2$  la  $n_{2r}$  trebuie să asigure o înălțime de refulare mai mare:

$$H_{2t} = H_{2i} + H_{2r} \cong \frac{3}{2} H_{2r} \quad (4.9)$$

(la utilizator agentul termic ajunge cu aceleași caracteristici de debit și presiune ca și mai înainte, energia suplimentară este disipată în robinet).

Prin introducerea robinetului de reglare se înregistrează deci un spor de putere:

$$P_{2r} = K_2 \cdot G_{2i} \cdot H_{2r} \quad (4.10)$$

reprezentat în figura 4.13 de suprafața hașurată.

În cazul în care modificarea debitului de agent termic secundar s-ar realiza prin by-pass, punctul de funcționare  $A_{21}$  s-ar deplasa în  $A_{23}$ , iar înălțimea de refulare ar fi aceeași  $H_{2i}$ , deși debitul vehiculat de pompă ar fi:

$$G_{2t} = G_{2i} + G_{2by-pass} \quad (4.11)$$

ca în figura 4.14.

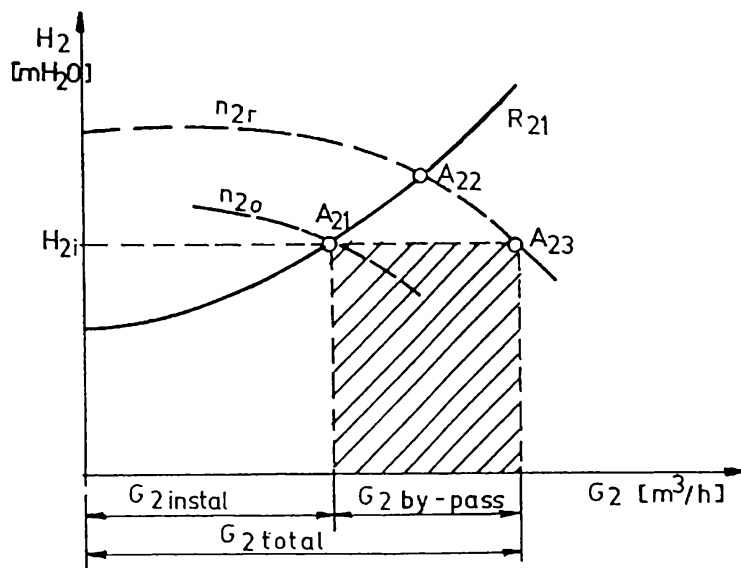


Fig. 4.14. Modificarea debitului agentului termic secundar prin by-pass.

Se observă că puterea suplimentară consumată inutil (ca și în cazul robinetului de reglare) este dată de:

$$P_{2by-pass} = K_2 \cdot H_{2i} \cdot G_{2by-pass} \quad (4.12)$$

proporțională cu suprafața hașurată și care este chiar mai mare decât în cazul soluției prevăzută cu robinet de reglare.

Rezultă deci că cea mai bună metodă pentru a realiza variația debitului de agent termic de încălzire este variația turației pompei.

Convertorul static de frecvență ce alimentează mașinile electrice de antrenare a pompelor, poate fi comandat și de la un calculator de proces, sau de la un element de comandă manuală. De la el se pot transmite la nivelul superior date importante ca: curentul absorbit, tensiunea, puterea electrică absorbită, energia electrică consumată, frecvența, turația.

Dacă este necesară funcționarea mai multor pompe în paralel se poate face modificarea turației unei singure pompe (celelalte funcționând la turația nominală), convertorul static de frecvență putând fi comutat automat la oricare din pompe. În figura 4.15 s-a reprezentat variația caracteristicilor  $H_2$ ,  $G_2$ ,  $P_{p2}$ ,  $\eta_{p2}$  ale pompelor centrifuge cu turația  $n_2$ , constatându-se că reducând cu 20% turația, puterea absorbită scade cu  $\approx 50\%$ , iar randamentul pompei rămâne practic nemodificat, de unde rezultă posibilitatea reducerii consumului de energie la pompare prin reglarea turației.

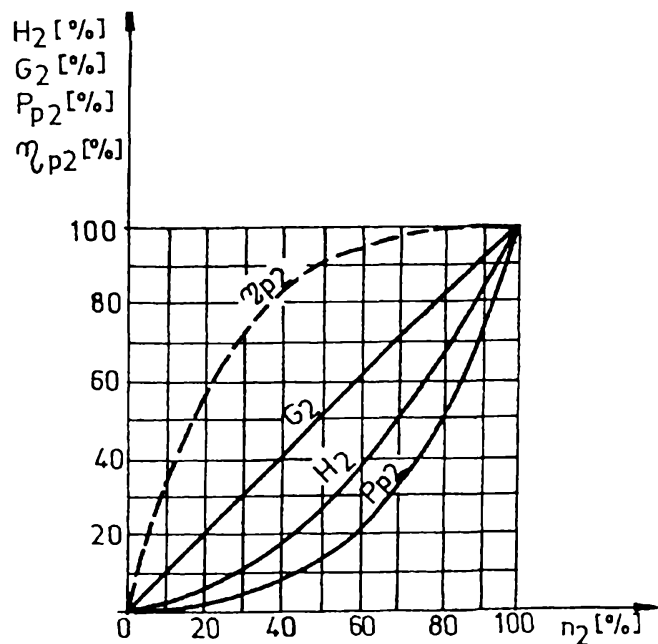


Fig. 4.15. Variația caracteristicilor pompelor centrifuge cu turația.

Variația puterii pompei în funcție de variația debitului de agent termic secundar s-a reprezentat în figura 4.16 [113].

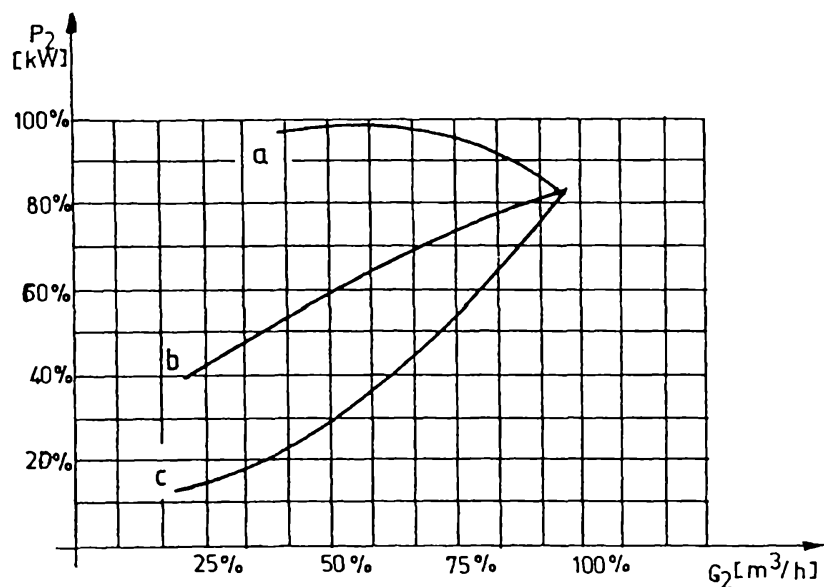


Fig. 4.16. Puterea consumată de pompa centrifugă în cazul celor trei soluții de modificare a debitului de agent termic secundar:  
a-prin by-pass; b-prin robinet de reglare; c-prin variația turației.

Variația consumului specific de energie electrică la pompare în funcție de variația debitului de agent termic secundar s-a prezentat în figura 4.17 [113].

Din graficele furnizate de întreprinderea producătoare de pompe rezultă că la o micșorarea a turației pompei cu 30% (scăderi) randamentul acesteia scade cu 3% [276].

Dependența randamentului pompei de variația turației acesteia este dată de relația (4.13), din care se poate deduce randamentul  $\eta_{p22}$  în punctul  $A_{22}$ , corespunzător turației  $n_{22}$ , funcție de randamentul  $\eta_{p21}$  în punctul  $A_{21}$ , la turația  $n_{21}$  [211]:

$$\eta_{p22} = 1 - (1 - \eta_{p21}) \cdot \left( \frac{n_{21}}{n_{22}} \right)^{0,1} \quad (4.13)$$

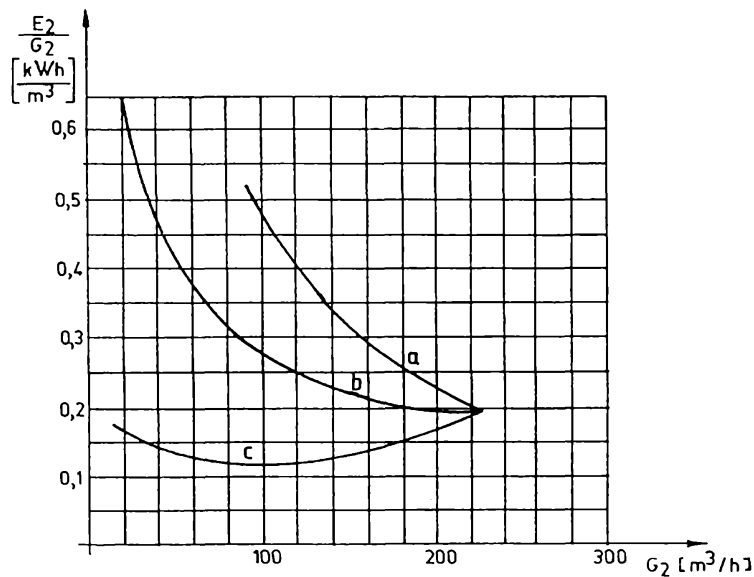


Fig. 4.17. Consumul specific de energie electrică la pompare, în cazul celor trei soluții de modificare a debitului de agent termic secundar: a-prin by-pass; b-prin robinet de reglare; c-prin variația turației.

Prin modificarea debitului de agent termic secundar cu pompe de circulație cu turație variabilă, prin interconectarea unui convertor static de frecvență variabilă între rețeaua electrică de alimentare și motorul electric de antrenare, rezultă următoarele avantaje:

- se poate realiza o variație a turației într-un domeniu larg, 1:10...1:100 din turația nominală;
- se poate integra într-o buclă de reglare automată, echipamentul putând fi comandat de semnalul unificat dat de regulatorul automat;
- se introduce ușor într-un sistem existent, se montează ușor, nu necesită modificări mecanice, de amplasamente;
- face parte dintr-o familie de produse de serie ce pot fi fabricate într-un sortiment variat pentru aproape toate genurile de mașini electrice și pentru o gamă largă de puteri.

Introducerea echipamentului electronic de comandă a turației conduce la pierderi de energie în echipament și în motor, aceste pierderi depinzând de tipul echipamentului și de turație, pierderile medii suplimentare putând fi considerate sub 5% [40].

Scăzând aceste pierderi din economiile realizate, se obține în final o economie globală de cca 25% din puterea electrică absorbită sau energia electrică consumată de mașina electrică de antrenare a pompei.

Puterea necesară la arborele unei pompe centrifuge este dată de relația:

$$P_{2p} = \frac{G_{2p} \cdot H_{2p}}{\eta_{2p}} \cdot \frac{\rho_2 \cdot g}{3600}, \quad [\text{kW}] \quad (4.14)$$

unde:  $P_{2p}$  este puterea mecanică la arborele pompei, în kW;

$G_{2p}$  - debitul pompei, în  $\text{m}^3/\text{h}$ ;

$H_{2p}$  - înălțimea de refulare a pompei, în  $\text{mH}_2\text{O}$ ;

$\rho_{2p}$  - densitatea agentului termic secundar pompat, în  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$g$  - accelerația gravitațională,  $g = 9,81 \text{ m}/\text{s}^2$ ;

$\eta_{2p}$  - randamentul pompei.

În calculul economiilor de energie electrică, trebuie să se țină seama de consumul de putere din rețeaua electrică al mașinii electrice de acționare:

$$P_{2m} = \frac{P_{2p}}{\eta_{2m} \cdot \eta_{2c}}, \quad [\text{kW}] \quad (4.15)$$

unde:  $\eta_{2m}$  este randamentul motorului electric alimentat de la convertorul static de frecvență, ceva mai redus decât randamentul motorului în condițiile standard de alimentare din cauza pierderilor suplimentare provocate de armonicile de tensiune și curent ale convertorului;

$\eta_{2c}$  este randamentul convertorului static de frecvență ce alimentează motorul.

În general nu este necesară prevederea unei ventilații independente, deoarece cuplul de sarcină scade pronunțat la reducerea turației. Ventilația proprie a motoarelor este eficace pentru frecvențe de alimentare mai mari de 25 Hz.

Este necesar să se reducă puterea de sarcină a motorului cu circa 10% sub cea nominală, din cauza pierderilor suplimentare în motor, datorită regimului deformant, sau să se supradimensioneze cu aproximativ 15% puterea motorului pentru o funcționare la puterea nominală ( $P_{2nm}$ ) [268].

În ce privește mașina electrică de acționare a pompelor, gradul de fiabilitate cel mai ridicat îl prezintă mașina asincronă cu rotorul în colivie.

Aționările electrice cu mașină asincronă și cu convertor static de frecvență permit funcționarea la turația nominală fără convertor, în cazul defectării acestuia din urmă și până la repunerea acestuia în funcțiune.

În cazul folosirii mașinilor electrice din serie normală de fabricație, la frecvențe superioare celei nominale de 50 Hz trebuie cerut avizul fabricii furnizoare, aceste motoare admitând suprațurării de 20% timp de 2 minute [1].

În urma unui studiu efectuat în Europa de Vest cu privire la evoluția acționărilor cu mașini electrice asincrone în domenii industriale, acesta se poate prezenta ca în fig. 4.18 [277].

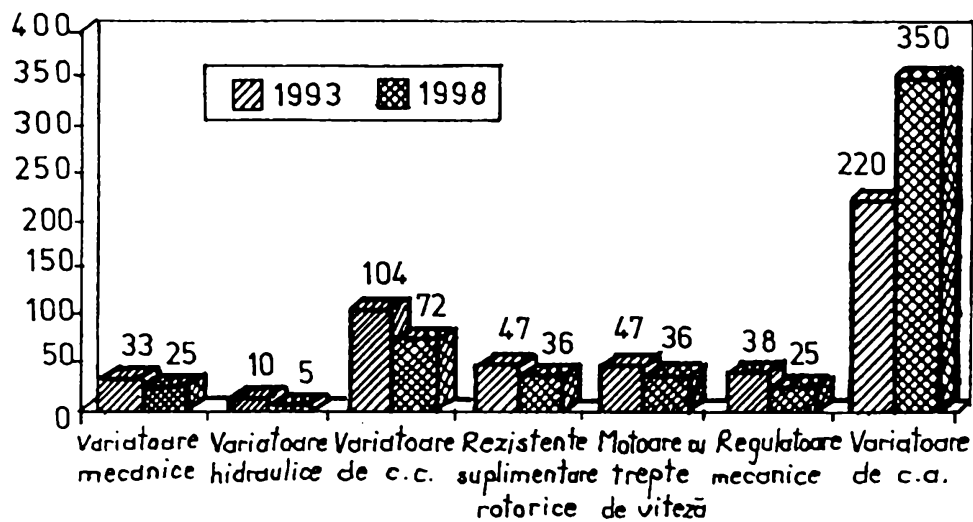


Fig. 4.18. Evoluția variatoarelor de turație în Europa de Vest în perioada 1993...1998.

Pentru a stabili economia de energie realizabilă prin utilizarea unui anumit procedeu de reglare se au în vedere condițiile de exploatare:

- caracteristica rețelei de încălzire centrală;
- caracteristica consumului de căldură.

Consumul specific de energie electrică la pompare  $w_{ep}$ , în %, într-o perioadă  $\tau_p$  de exploatare optimizată a pompelor se determină cu relația:

$$w_{ep} = \frac{\int_0^{\tau_p} P_{2p} dt}{\sum_{i=1}^{24} \frac{G_{2i} \cdot H_{2i}}{\eta_{2pi}} \tau_p} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.16)$$

în care:  $G_{2i}$ ,  $H_{2i}$ ,  $\eta_{2pi}$  sunt caracteristicile pompei sau grupului de pompe la funcționarea clasică, în ora  $i$  a unei zile;

$\int_0^{\tau_p} P_{2p} dt$  - energia consumată în perioada  $\tau_p$ , funcționând cu debite diferite de  $G_{2i}$ .

Din studiile întreprinse [264] rezultă că durata de amortizare a investițiilor suplimentare introduse prin echipamentele electronice de reglare a turației față de reglarea prin robinet nu depășește doi ani. Dintre cerințele necesare acționărilor electrice la pompele cu turație variabilă în punctele termice, se pot aminti:

- sistemul trebuie să mențină turația la valoarea atribuită, indiferent de variația cuplului rezistent;
- limitarea curentului de pornire și frânare în timpul proceselor tranzitorii;
- în gama de reglare a turației până la nominal, cuplul se menține constant prin păstrarea fluxului în întrefier în jurul valorii nominale (raport  $U/f = \text{constant}$ );
- peste turația nominală se menține constantă tensiunea la bornele motorului asigurându-se o funcționare cu flux diminuat și putere constantă;
- viteza de răspuns impusă de sarcină;
- diminuarea efectului armonicilor asupra mașinii electrice și asupra rețelei electrice de alimentare prin utilizarea montajelor adecvate;
- pentru plaja de reglaj a turației trebuie ca frecvența cuplurilor oscilatorii generate de armonici să nu coincidă cu frecvența proprie a liniei de arbori;
- asigurarea ventilației mașinilor în toată plaja de reglaj a turației;
- desensibilizarea instalației la goluri de tensiune de scurtă durată generate la bascularea sursei de alimentare sau scurtcircuitate în rețeaua electrică eliminate selectiv și revenirea turației la valoarea de consemn;
- asigurarea unui grad de protecție necesar funcționării în mediul respectiv;
- la dimesionarea sistemului se va ține cont de pierderile suplimentare în mașinile electrice de antrenare, generate de armonicile de curent;
- alegerea unei metode de reglare trebuie să țină seama totdeauna, atât de gradul de satisfacere a exigențelor tehnice și funcționale, cât și de exigențele de ordin economic, între care economicitatea reglării este un indice de bază;
- sunt necesare acțiuni de instruire și pregătire a personalului din exploatare și proiectare, precum și analizarea fiecărei instalații puse în discuție de către colective interdisciplinare formate din tehnologi, automatiști și specialiști în acționări electrice.

Pe lângă toate acestea mai este necesară efectuarea unui calcul tehnico-economic care să cuprindă:

#### A. Cheltuieli anuale:

- costul de investiție al echipamentului electronic de reglare a turației defalcat pe ani în funcție de ratele de amortizare;
- cheltuielile de instalare;
- cheltuielile anuale de întreținere;
- eventualele cheltuieli anuale necesare pentru ameliorarea factorului de putere;

#### B. Economii anuale:

- evaluarea exactă a energiei electrice economisite anual, inclusiv reducerile de pierderi în rețele electrice;
- economie realizată prin reducerea secțiunii cablurilor de alimentare;
- economii rezultate din dimensionarea aparatajului de alimentare, ținând cont de diminuarea substanțială a curenților de pornire;
- eventualele economii rezultate din eliminarea ventilelor regulate și înlocuirea lor cu ventile de tipul închis-deschis.

Deși la noi în țară prima acționare cu mașini asincrone utilizând convertoarele statice de frecvență de producție indigenă a avut loc în anul 1983, există o experiență de peste 25 de ani în țările occidentale, și de aceea se recomandă utilizarea pe viitor a acționărilor electrice cu turație variabilă [1].

### 4.5. Eficiența energetică a acționărilor electrice a pompelor cu turație variabilă din punctele termice [46]

În instalațiile de încălzire centrală se pot folosi mașini electrice cu turația în trepte și acționările cu turație variabilă utilizând convertoarele statice de frecvență. Datorită faptului că cea mai mare parte a mașinilor electrice de acționare cu viteză fixă sunt alese pentru a răspunde condițiilor maxime ale cererii de putere, și această cerere este de scurtă durată, majoritatea timpului funcționează la o sarcină inferioară (fig. 4.3). Ca urmare supradimensionarea mașinii electrice de acționare este neeconomică.

Deoarece instalațiile de încălzire centrală au un regim variabil de funcționare, mult diferit de regimul nominal "rezultat din proiectare", utilizarea acționării electrice a pompelor cu turație variabilă permite cel mai ieftin și sigur sistem de reglare a încălzirii. Randamentul unei acționări electrice cu turație variabilă, utilizând convertoare statice de frecvență este dat în tabelul 4.1, de unde se vede că există pierderi de energie atât în cadrul convertorului, cât și al motorului de antrenare, astfel încât chiar la regimul nominal eficacitatea sistemului este subunitară [266].



Tabelul 4.1.

Raport de viteze	Randament $\eta_{2c}$	Raport de viteze	Randament $\eta_{2c}$	Raport de viteze	Randament $\eta_{2c}$
0,30	0,748	0,53	0,836	0,77	0,905
0,31	0,753	0,54	0,840	0,78	0,908
0,32	0,757	0,55	0,843	0,79	0,910
0,33	0,762	0,56	0,846	0,80	0,913
0,34	0,766	0,57	0,849	0,81	0,915
0,35	0,770	0,58	0,852	0,82	0,918
0,36	0,774	0,59	0,855	0,83	0,920
0,37	0,779	0,60	0,858	0,84	0,923
0,38	0,783	0,61	0,861	0,85	0,925
0,39	0,787	0,62	0,864	0,86	0,928
0,40	0,791	0,63	0,867	0,87	0,930
0,41	0,794	0,64	0,870	0,88	0,932
0,42	0,798	0,65	0,873	0,89	0,935
0,43	0,802	0,66	0,876	0,90	0,937
0,44	0,806	0,67	0,878	0,91	0,940
0,45	0,803	0,68	0,881	0,92	0,942
0,46	0,813	0,69	0,884	0,93	0,944
0,47	0,816	0,70	0,887	0,94	0,947
0,48	0,820	0,71	0,889	0,95	0,949
0,49	0,823	0,72	0,892	0,96	0,951
0,50	0,826	0,73	0,895	0,97	0,953
0,51	0,830	0,74	0,897	0,98	0,956
0,52	0,833	0,75	0,900	0,99	0,958
		0,76	0,903	1,00	0,960

Randamentul optim de funcționare al instalației de încălzire centrală cu pompe centrifuge, cu turație variabilă, acționate cu convertoare statice de frecvență, este cuprins între randamentul la sarcina nominală de pompare și randamentul la 3/4 din sarcina nominală de pompare.

În prima etapă economiile de energie electrică la astfel de sisteme de acționare electrică rezultă din:

- reducerea consumului de energie electrică al mașinilor electrice de antrenare a pompelor aflate în funcționare;
- reducerea puterii electrice absorbite la antrenarea pompelor centrifuge aflate în funcționare;
- ameliorarea factorului de putere.

Calculul economiilor de energie electrică realizabile într-un astfel de sistem de pompare trebuie să fie efectuat evaluând consumul de energie

înainte de introducerea acționărilor cu turație variabilă și după introducerea acestora în sistem.

Reducerea consumului de energie electrică în sistemul de acționare electrică cu turație variabilă a pompelor din instalațiile de încălzire centrală are loc în urma uneia sau a mai multora din modificările următoare:

- reducerea debitului de agent termic secundar vehiculat ( $G_2$ );
- reducerea înălțimii manometrice totale cerute ( $H_2$ ;  $p_{21} - p_{22}$ );
- reducerea timpului de funcționare ( $\tau$ );
- creșterea eficacității pompei ( $\eta_{2p}$ );
- creșterea eficacității mașinii electrice de antrenare ( $\eta_{2mc}$ );
- reducerea densității relative a agentului termic secundar vehiculat ( $\rho_2$ ).

Unii din acești parametri sunt legați de sistemul de încălzire (debitul ( $G_2$ ), înălțimea manometrică totală ( $H_2$ ) și timpul de funcționare ( $\tau$ )). De aceea, posibilitățile de economisire a energiei electrice sunt realizabile examinând nu numai pompa și mașina electrică de acționare, ci și întreg sistemul de încălzire, în ansamblu cu clădirile încălzite și cu sursa de căldură (parametrii agentului primar).

Trebuie să reținem două aspecte importante în legătură cu parametrii menționați :

⇒ parametrii se influențează reciproc. De exemplu, o modificare a debitului de agent termic secundar ( $G_2$ ) va influența și ceilalți parametri, ca înălțimea manometrică totală ( $H_2$ ), randamentul pompei ( $\eta_{2p}$ ), căldura cedată de instalația de încălzire ( $Q_2$ );

⇒ calculând economiile de energie electrică pentru mai multe situații de funcționare, energia totală economisită nu va fi în mod necesar suma economiilor calculate individual, pentru că unele situații vor influența în mod diferit parametrii întregului sistem.

În consecință, este important să se evalueze câștigul net de energie electrică și termică, comparând diferitele ipoteze, în raport cu stadiul actual, ținând cont de influența diferiților parametri.

Sintetic toate măsurile de economisire a energiei electrice într-un sistem de încălzire centralizată (PT) pot fi redate într-un tabel (Tabelul 4.2) [45].

Desigur că aceste soluții de economisire a energiei electrice trebuie să fie analizate diferențiat, ținând cont de locul unde ele sunt cuprinse în schema tehnologică de funcționare a instalației de încălzire centrală, de posibilitatea introducerii în sistem, de investiția ce o impune și de intervalul de timp în care se amortizează.

Într-un anumit mod se poate ține cont de aceste soluții la un sistem de încălzire existent și în alt mod se va ține cont pentru o instalație de încălzire nouă ce urmează a fi construită.

Tabelul 4.2.

Denumirea soluției de economisire a energiei electrice	Energia economisită: - mică (5...10%); - medie (10...20%); - mare (>20%).	Frecvența practică a aplicării soluției: - rare; - cu frecvență medie; - frecvente.
Antrenarea cu viteză variabilă	mare	cu frecvență medie
Motor cu mai multe turații	medie - mare	rare
Redimensionarea vanelor de reglare	medie - mare	frecvente
Reducerea pierderilor hidraulice în sistem (expl. filtre, schimbătoare etc.)	medie - mare	cu frecvență medie - rare
Deschiderea robinetelor de la 50% - 100%	mică	rare
Optimizarea diametrelor țevelor sistemului de încălzire	medie	rare - cu frecvență medie
Reducerea recirculației	mică - medie	cu frecvență medie
Redimensionarea pompei pentru funcționare în punctul de randament maxim	medie - mare	frecvente
Pompare în paralel	medie - mare	cu frecvență medie
Eliminarea cavitației	medie	cu frecvență medie
Pompă în serie	mare	frecvente
Optimizarea pompării în paralel	medie - mare	cu frecvență medie
Redimensionarea motorului electric de antrenare	medie	frecvente

Introducând acționarea electrică cu turație variabilă, la pompele din instalația de încălzire centrală se poate elimina vana de reglare, ceea ce va permite nu numai o economie de investiții, dar și eliminarea căderilor de presiune asociate funcționării vanelor deschise.

Utilizarea acționărilor electrice reglabile poate de asemenea mări eficiența sistemului de pompare.

## 5. STAND EXPERIMENTAL

### 5.1. Generalități

În scopul verificării experimentale a metodelor de analiză a comportării schimbătoarelor de căldură propuse în capitolele anterioare, autorul a proiectat și realizat o instalație experimentală pentru măsurători și încercări, la scara naturală, având drept scop auxiliar și încălzirea clădirilor de pe platforma Facultății de Construcții Timișoara.

La proiectarea acestei instalații s-au avut în vedere următoarele criterii:

1. Instalația să aibă un domeniu cât mai larg de funcționare, atât din punct de vedere al montajelor posibile cât și al reglării parametrilor [5], [185] și experimentării.
2. Manevrabilitate și funcționalitate mare a instalației pentru alimentarea cu căldură a șapte clădiri de pe platforma facultății pentru a putea efectua măsurători atât la toate treptele instalației de alimentare cu căldură centralizată, cât și la mașina electrică de acționare precum și la mașina de lucru antrenată [7], [78].
3. Economie de aparataj de măsură și reglare [14], [16], [18].
4. Instalația concepută inițial, în urmă cu zece ani, cuprindea aparataj de măsură și comandă de proveniență indigenă (fabricație FEA - București, ITRD - Pașcani, Electrotehnica București, IAEM Timișoara, Precizia - București) [24]. Aceasta asigură posibilitatea reproducerii ei cu ușurință și în alte puncte termice existente (3559 la nivelul întregii țări). Ulterior, în anul 1996, instalația experimentală a fost modernizată, prin integrarea în marea majoritate de utilaje și aparataj de măsură și comandă din import, furnizate de unități cu tradiție în domeniul încălzirilor centrale, al acționărilor electrice reglabile și al automatizărilor. În ultimul timp s-a început producerea lor parțială și la noi în țară, la RADET București (PT "Sora") (Anexa 5.1.).

### 5.2. Descrierea standului

Punctul termic experimental furnizează agent termic secundar, apă caldă 90/70°C, pentru încălzirea a șapte clădiri de pe platformă, echipate cu 3925 m<sup>2</sup> r.e., având o putere termică de 1,963 Gcal/h (la -15°C temperatură exterioară). Alimentarea cu căldură a punctului termic



experimental s-a realizat de la rețeaua primară de apă supraîncălzită (150/70°C), ce trece prin imediata apropiere a acestuia. Schema funcțională a punctului termic experimental este prezentată în fig.5.1.

Pe conducta de tur primar s-a prevăzut electrovana ( $EV_1$ ), care realizează un reglaj cantitativ al agentului primar ce intră în schimbătoarele de căldură și care este complet automatizată, fiind corelată cu cerințele de confort interior ( $t_i$ ), cu parametrii climatici exteriori ( $t_e$ ) și cu parametrii agentului primar furnizat ( $t_{11}$ ,  $t_{12}$ ). Instalația de încălzire centrală este prevăzută cu racordare indirectă și cuprinde două schimbătoare de căldură cu țevi, de tipul B-85-OL/4×4, ce sunt amplasate în punctul termic experimental.

Circulația agentului termic secundar în instalația de încălzire centrală pentru cele șapte clădiri se face cu ajutorul a două pompe de circulație identice ( $PC_1$ ;  $PC_2$ ), de tip CRIS-150, montate în paralel, având un debit de pompare  $G_2=200$  m<sup>3</sup>/h, o înălțime de pompare  $H_2=15$  mH<sub>2</sub>O, antrenate fiecare de câte un motor electric asincron cu rotorul în scurtcircuit, cu puterea electrică  $P_2=11$  kW,  $\eta_{2m}=0,87$ ,  $\cos\phi_{2m}=0,84$  și  $n_2=1460$  rot/min. Pompele sunt montate pe conducta de tur secundar a instalației de încălzire. Funcționarea este asigurată de o singură pompă, cea de a doua fiind rezervă. Vasul de expansiune al instalației de încălzire este de tipul închis ( $VE_i$ ), și este dotat cu aparatura de măsură, control și siguranță în funcționare necesară.

Pentru a obține debite și presiuni variabile în instalația de încălzire, prin funcționarea unei singure pompe, s-a prevăzut un convertor static de frecvență variabilă (CSFV - 050), ce permite antrenarea pompei cu turație variabilă.

În caz de avarie a pompei, sau a convertorului static de frecvență variabilă să folosește metoda de reglare cu ajutorul robinetelor, mult mai costisitoare, deoarece creează pierderi de presiune suplimentare și este influențată de factori subiectivi.

Urmărind fig. 5.1. se observă că atât partea primară cât și partea secundară sunt prevăzute cu aparate indicatoare, înregistratoare, de măsură, de control, automatizare, contorizare și de siguranță în funcționare.

### 5.3. Regimurile de funcționare ale punctului termic experimental

Punctul termic experimental pe lângă faptul că asigură încălzirea clădirilor de pe platforma facultății, constituie un stand de concepție originală, care, prin modul de proiectare, realizare și echipare creează posibilitatea

experimentării a diferite regimuri de funcționare, atât pentru cercetare cât și pentru procesul de învățământ. Standul este interesant atât din punct de vedere al realizării părții termice, care constituie mașina de lucru, cât și din punct de vedere al părții electrice care constituie mașina de acționare. Ambele părți ale standului cuprind toate aparatele necesare funcționării și reglării corespunzătoare a celor două părți, respectiv a funcționării instalației de încălzire centrală la parametri optimizați.

Pentru a extinde domeniul de cercetare și pentru a obține concluzii cu privire la comportarea schimbătoarelor de căldură în contracurent, standul este prevăzut cu echipament de cuplare serie sau paralelă a tronsoanelor schimbătoarelor, obținându-se condiții termice diferite pe partea celor doi agenți.

Scopul experimentării a cât mai multe regimuri de funcționare a fost acela de a găsi soluții tehnice optime pentru utilizarea energiei termice, precum și a energiei electrice la pomparea agentului termic secundar, cu randamente maxime.

Găsirea unei asemenea soluții, în perioada actuală este o cerință obiectivă ce nu necesită argumentări suplimentare.

În acest scop standul a fost prevăzut cu robinete de trecere cu ventil (RV), robinete de trecere cu sertar (RS), robinete de golire (RG), diafragme (D), vase de aerisire (VA), clapete de reținere (CL) și ventile de reglare (VR).

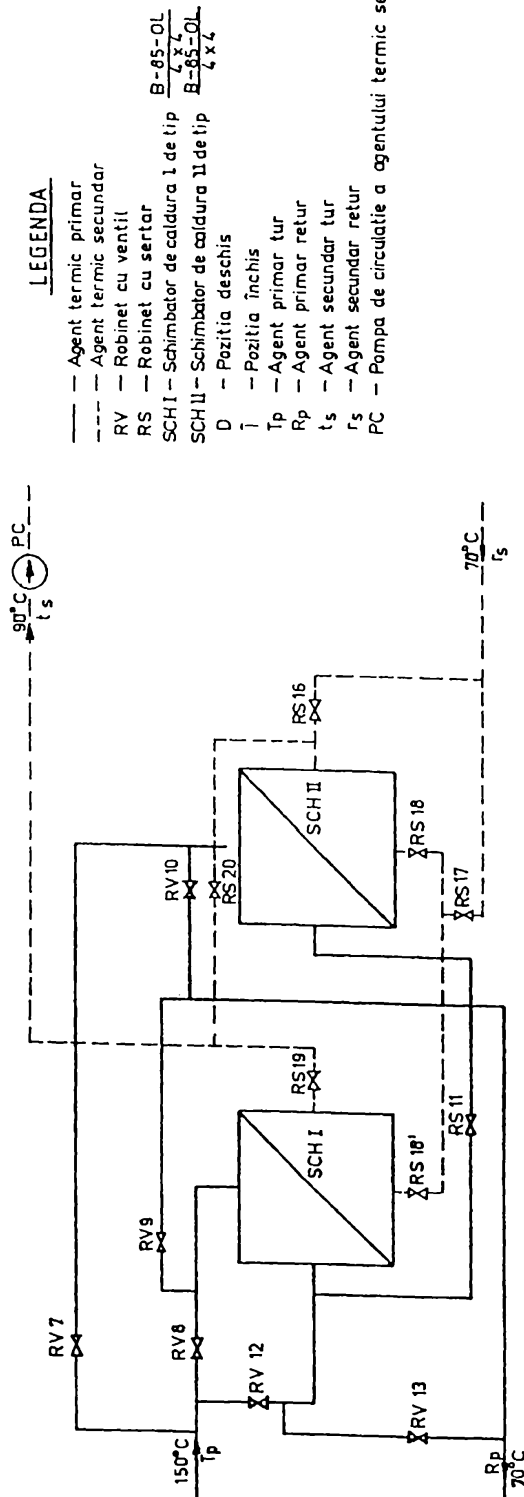
Instalația construită este astfel proiectată încât să asigure posibilitatea cercetării experimentale a algoritmilor propuși în lucrare și în același timp să acopere necesarul de căldură al consumatorului racordat la ea. Pentru a se obține această dublă funcționare s-au creat potrivit schemei din fig. 5.2 posibilitatea funcționării elastice a sistemului.

Așa cum rezultă din schemă (fig.5.2) se pot obține 8 posibilități de funcționare a celor două schimbătoare de căldură, cărora le corespund sarcini termice diferite și foarte multe posibilități de funcționare a sistemului secundar. La un moment dat sarcina termică este impusă de consumatorii racordați. Modificându-se schema se schimbă imediat parametrii din rețeaua secundară și implicit condițiile în care intervine reglarea.

Deoarece funcționarea în contracurent conduce la sarcini termice mai mari decât în echicurent, domeniul de puteri termice realizabile prin acest sistem de funcționare este deosebit de extins. Considerând că parametrii din circuitul primar și secundar sunt constanți, rezultă următoarea ierarhizare a puterilor furnizate:

- echicurent aparatul 1 sau 2;
- contracurent aparatul 1 sau 2;
- echicurent aparatul 1, echicurent aparatul 2, schimbătoarele 1 și 2 serie;
- contracurent aparatul 1, contracurent aparatul 2, schimbătoarele 1 și

FIG. 5.2 REGIMURILE POSIBILE DE EXPLOATARE A PUNCTULUI TERMIC EXPERIMENTAL



LEGENDA

- Agent termic primar
- - - Agent termic secundar
- RV — Robinet cu ventil
- RS — Robinet cu sertar
- SCH I — Schimbator de caldura I de tip  $\frac{B-85-OL}{4 \times 4}$
- SCH II — Schimbator de caldura II de tip  $\frac{B-85-OL}{4 \times 4}$
- D — Pozitia deschis
- I — Pozitia inchis
- Tp — Agent primar tur
- Rp — Agent primar retur
- ts — Agent secundar tur
- ts — Agent secundar retur
- PC — Pompa de circulatie a agentului termic secundar

Regim	AGENT PRIMAR				AGENT SECUNDAR				TRASEUL AGENTULUI PRIMAR	TRASEUL AGENTULUI SECUNDAR	SCH I	SCH II	ANSAMBLU	OBSERVATII	
	RV7	RV8	RV9	RV10	RV11	RV12	RV13	RV14							RS15
I	I	D	I	I	I	D	I	D	I	I	I	I	I	I	SCH I scos din functiune
II	I	I	D	I	I	D	I	D	I	I	I	I	I	I	SCH II scos din functiune
III	D	I	I	D	I	D	I	D	I	I	I	I	I	I	SCH I scos din functiune
IV	I	I	I	D	I	D	I	D	I	I	I	I	I	I	SCH II scos din functiune
V	I	D	I	D	I	D	I	D	I	I	I	I	I	I	SCH I scos din functiune
VI	D	I	D	I	I	D	I	D	I	I	I	I	I	I	SCH II scos din functiune
VII	D	D	I	D	I	D	D	D	D	I	I	I	I	I	SCH I in serie cu SCH II
VIII	I	I	D	D	D	D	D	D	D	I	I	I	I	I	SCH II in serie cu SCH I



2 serie;

- echicurent aparatul 1, echicurent aparatul 2, schimbătoarele 1 și 2 paralel;

- contracurent aparatul 1, contracurent aparatul 2, schimbătoarele 1 și 2 paralel;

În exploatare se recomandă regimurile I, III, VII (regimuri în contracurent), care asigură randament mai bun. Pe perioada când necesarul de căldură este mare se recomandă regimul VII, la care schimbătoarele sunt legate în paralel atât pe partea agentului primar, cât și pe partea agentului secundar, ansamblul asigurând cantitatea maximă de energie termică furnizată.

Atunci când necesarul de căldură este redus, se recomandă regimurile I și III, la care încălzirea agentului termic secundar se realizează într-un singur schimbător. Aceste ultime două regimuri de funcționare sunt avantajoase și din punct de vedere al consumului de energie electrică consumată la pompare.

Prin calcule, în funcție de parametrii existenți la un moment dat, și pe baza programului elaborat, se determină sarcina termică necesară și modul în care aceasta va fi furnizată. Regimurile de funcționare se aleg astfel încât cele două schimbătoare să fie exploatate cât mai egal în sezonul de încălzire.

Utilizarea a două schimbătoare de căldură conferă sistemului de încălzire centrală și un grad sporit de siguranță în funcționare.

#### 5.4. Prezentarea bazei experimentale necesară efectuării cercetărilor pentru noul sistem de acționare electrică reglabilă

Analizate prin prisma optimizării, procesele de încălzire centrală trebuie să răspundă unei serii de cerințe, din care putem reține:

- a) menținerea în încăperile încălzite din clădiri, a unor temperaturi interioare cât mai apropiate de valoarea de confort, cu posibilitatea modificării în funcție de: destinația încăperii, regimul de utilizare, perioada de funcționare (zi-noapte, activitate-inactivitate, zile nelucrătoare etc.), dorința de a economisi energia, obișnuința cu un anumit regim termic, schimbarea protecției termice a încăperilor, apariția unor aporturi gratuite de căldură (din însorire, din procesul tehnologic, aparate casnice etc.);
- b) echilibrarea rețelei secundare de distribuție și a coloanelor;
- c) echilibrarea rețelei primare și prevederea de reglatoare de debit

(presiune diferențială) în punctele termice;

d) livrarea agentului termic primar la un nivel de temperatură cât mai apropiat de graficul teoretic de reglare, astfel încât buclele de reglare a procesului consumator de căldură să aibă "autoritatea" necesară, adică să opereze eficient în obținerea parametrilor controlați (temperatura interioară din încăperi,  $t_i$ ).

Reglarea procesului de încălzire centrală este conceput să răspundă la trei operațiuni funcționale:

- măsurarea;
- compararea;
- comandarea.

Dintre soluțiile utilizate în tehnica reglării pentru procesul de încălzire centrală s-a ales regulatorul cu acțiune PI, care permite un sistem de conducere a procesului precis și sensibil.

Acționarea electrică utilizată în standul experimental efectuează toate comenzile necesare, astfel încât să satisfacă necesarul de căldură pentru încălzirea clădirilor, la parametri optimizați. În același timp s-a urmărit posibilitatea obținerii unei game largi de puteri cu o singură unitate de lucru, realizarea unei game largi de turație a motoarelor electrice ce antrenează pompele de circulație a agentului termic secundar, a unor reglaje fine la electroventilele existente, pornirea, oprirea și inversarea sensului de rotație a motoarelor electrice de antrenare ale electroventilelor, un randament relativ mare, capacitate de suprasarcină, adaptabilitatea la comenzi automate și la automatizări complexe.

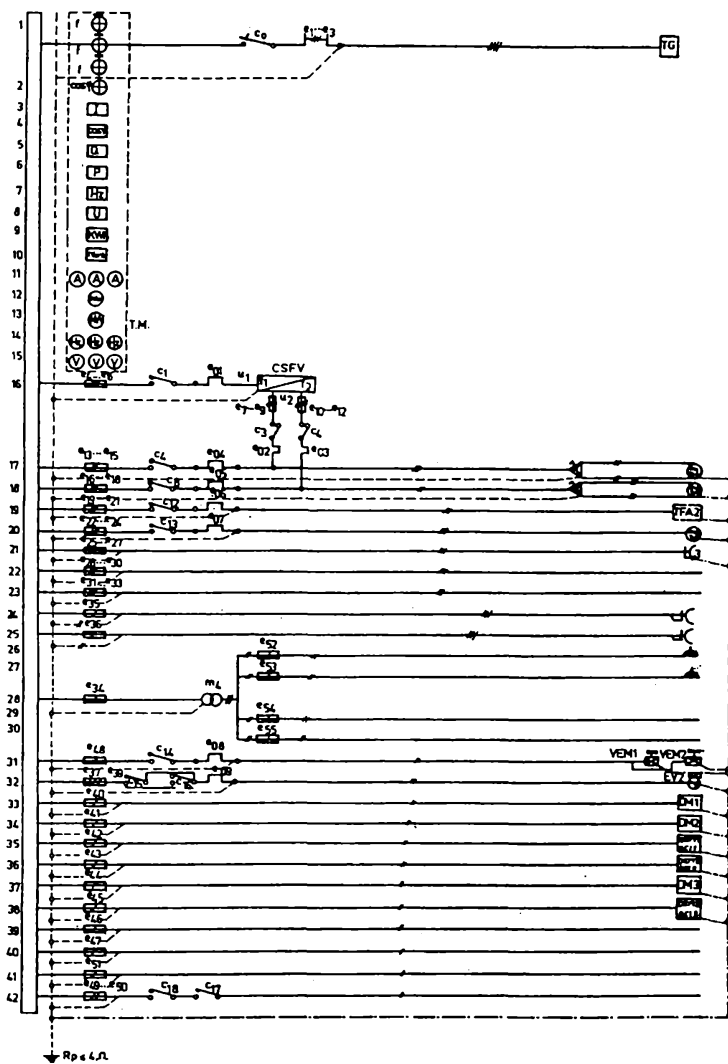
Pentru instalația experimentală a sistemului de acționare electrică reglabil s-au prevăzut două sisteme de comandă, unul direct (manual) și celălalt automat.

#### 5.4.1. Tabloul electric de forță și automatizare [35]

Schema electrică monofilară a tabloului electric de forță și automatizare ( $TFA_1$ ) este redată în figura 5.3.

Printr-un număr de 42 circuite s-au realizat alimentările circuitelor de forță (ale mașinilor electrice de acționare), ale circuitelor de măsură (indicatoare, înregistratoare, control și siguranță în funcționare), cele de automatizare și contorizare.

Tabloul electric este astfel conceput încât permite și dezvoltări ulterioare în punctul termic experimental. Toate semnalele electrice culese sunt conduse la două șiruri de cleme, iar de aici prin două cabluri la un tablou electric de măsură, automatizare și comandă (TMAC) a procesului de



UTILAJUL DIN INSTALATIE SI CARACTERISTICILE SALE GENERALE	PUTERE INSTAL. (kw)	SIGURANTA (A)	CONDUCTOR (mm²)	RELEU (A)	CONDUCTOR DE PĂRĂȘINĂ (mm²)
Alimentare tablou TFA1					
Transformator de curent C180-0.5KV-100A					
Transformator tip TTY-36P cu inductor tip TP 0.5CA.P. 1...0.5 (140)	25/6A				
Produsor de curent tip TIA-SA; 220V semnal iesire 0...5V	25/6A				
Produsor de factor de putere trifazat tip TFP-SA; 380V semnal de iesire 0...5V	25/6A				
Produsor de putere reactiva trifazat tip TPT-SA; 380V semnal de iesire 0...5V	25/6A				
Produsor de putere activa trifazat tip TPT-SA; 380V semnal de iesire 0...5V	25/6A				
Produsor de frecventa tip TLF-SA; 380V semnal de iesire 0...5V	25/6A				
Produsor de tensiune tip TUA-SA; 380V semnal de iesire 0...5V	25/6A				
Centru de greutate tip T.P. pentru fur de intrare tip ST-CA. 1...0.5 (140)	25/6A				
Centru de greutate reactiva cu generator de impulsuri tip ST-CA. 1...0.5 (140)	25/6A				
Ampermetru tip IEQ 720...100 A.c.a.	25/6A				
Voltmetru tip D 60...25KVAr SA; 380 V.c.a.	25/6A				
Wattmetru tip D 60...25KVAr SA; 380 V.c.a.	25/6A				
Frecvențmetru tip L 1145...95Hz	25/6A				
Voltmetru tip IEQ 720...400 V.c.a.	25/6A				
Convertor static de frecventa tip CSFV-050 SN=50KVA; SS=75KVA; H=60A; B=100A	50	315/40A	TCA 32A	TSA 63 20...32	ACYY 4x16
Rețea de circuite a aparatelor termice de protecție tip C-100-200mm <sup>2</sup> H=45m CA 100A (PC3)	11	100/40A	TCA 32A	TSA 63 20...32	ACYY 4x10
Rețea de circuite a aparatelor termice de protecție tip C-100-200mm <sup>2</sup> H=45m CA 100A (PC3)	11	100/40A	TCA 32A	TSA 63 20...32	ACYY 4x10
Alimentare TFA2 tablou de la rețea automatizată pentru electrovana de reglare puterea cald (EV1)	0.55	25/6A	TCA 10A	TSA 10 10...30	ACYY 4x4
Rețea de circuite a aparatelor termice de protecție prin parafuzaj tip C-50D-5mm <sup>2</sup> H=5m CA 50A (PC3)	3	25/25A	TCA 10A	TSA 10 8...11	ACYY 4x4
Priza trifazată montată pe TFA1	3	63/25A			ACYY 4x4
Circuit trifazat de rezervă	3	63/			
Circuit trifazat de rezervă	3	63/			
Priza monofazată cu contact de protecție montată pe TFA1; I=16A	0.8	25/6A			FY 25
Priza monofazată cu contact de protecție montată pe TFA1; I=10A	0.8	25/6A			FY 2.5
Priza de 2kVca montată pe tabloul TFA1	0.25	25/6A			FY 2.5
Priza de 2kVca montată pe tabloul TFA1	0.25	25/6A			FY 2.5
Alimentare transformator de tensiune tip TMA 100VA/220 2xV	1	25/0A			FY 2.5
Circuit de 2kVca de rezervă	0.25	25/			
Circuit de 2kVca de automatizare	0.25	25/			
Verile electromagnetice cu 2obiectare electrice montate în paralel DND1RNDVEN1 și VEN2	0.55	25/0A	TCA 10A	TSA 10 8...30	ACYY 4x4
Electrovana de reglare cu 2obiectare electrice de către motorul electric DND1RNDVEN2	0.55	25/10A	TCA 10A	TSA 10 10...30	ACYY 4x4
Alimentare bloc de măsurare cu diafragma DND1 pe fur primar	0.15	25/6A			ACYY 4x4
Alimentare bloc de măsurare cu diafragma DND2 pe fur primar	0.15	25/6A			ACYY 4x4
Alimentare blocul de măsurare cu DEN1 și BCI1 pe fur primar	0.6	25/0A			ACYY 4x4
Alimentare blocul de măsurare cu DEN2 și BCI2 pe fur primar	0.6	25/0A			ACYY 4x4
Alimentare blocul de măsurare cu diafragma DND3 pe fur secundar	0.15	25/6A			ACYY 4x4
Alimentare blocul de măsurare cu DEN3 și BCI3 pe fur secundar	0.6	25/0A			ACYY 4x4
Circuit monofazat de rezervă	0.8	25/			
Circuit monofazat de rezervă	0.8	25/			
Circuit de comandă și automatizare	0.15	25/0A			FY 1.5
Protecție la funcționarea în doua faze a TFA1	0.15	25/6A			FY 1.5

Fig. 5.3. Schema electrică monofilară a tabloului electric TFA<sub>1</sub>

Semnalele în tensiune (0...+5V) ale traductoarelor existente în (TFA<sub>1</sub>), sunt transmise la o placă de achiziție de date, figura 5.4.

Un loc central în structura tabloului de acționare electrică îl ocupă convertorul static de frecvență variabilă (CSFV), ceea ce permite o dublă alimentare cu tensiune (în paralel) a motoarelor electrice ce antrenează pompele centrifuge, adică sau de la convertorul static de frecvență variabilă, ori de la rețeaua trifazată.

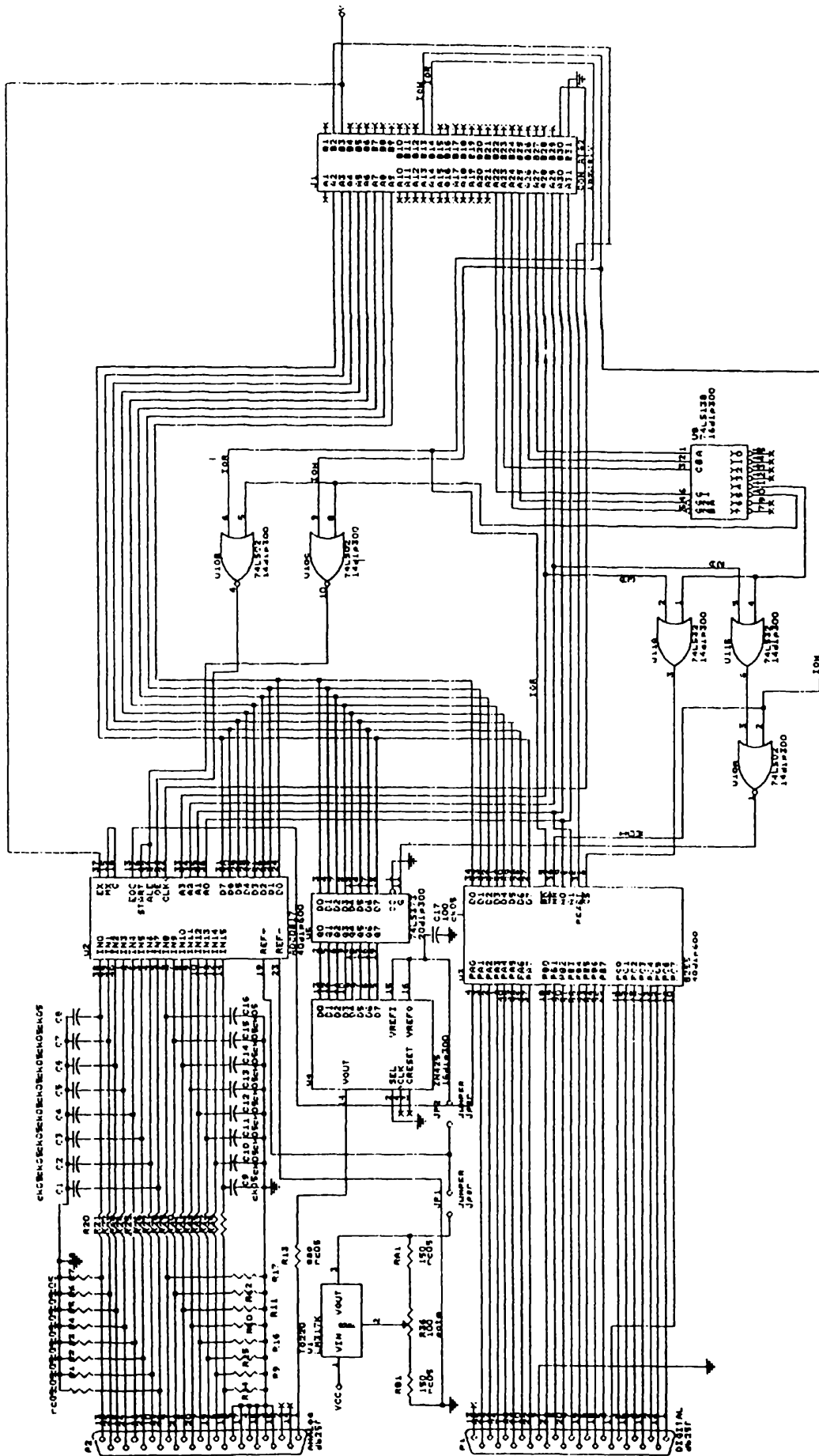


Fig. 5.4. Schema plăcii de achiziție date.

## 5.4.2. Convertorul static de frecvență variabilă [35]

Convertorul static de frecvență variabilă, varianta inițială, realizat de I. Electrotehnica (CSFV) este alimentat de la rețeaua trifazată cu tensiunea de  $380V \pm 10\%$ , la frecvența de 50Hz și se caracterizează prin următorii parametri:

- tensiunea de ieșire între faze  $3 \times (35 \dots 360)V$ ;
- gama de variație a frecvenței de ieșire 5...60 Hz;
- randamentul la putere nominală:  $\eta_c \geq 0,95$  ( $f=50$  Hz și  $\cos\varphi=1$ );
- factorul de putere al sarcinii:  $\cos\varphi_c=0$  ind ...1;
- temperatura ambiantă:  $0 \dots +40^\circ C$ ;
- durata rampă creștere frecvență: 5...45 s;
- durata rampă scădere frecvență: 15...45 s;
- $S_{nc}=50$  kVA;  $I_{nc}=80$  A; ventilație naturală a motorului;
- $S_{sc}=75$  kVA;  $I_{sc}=120$  A; pentru 30 s, la  $\cos\varphi=1$  sau pentru 60 s, la  $\cos\varphi=0,8$ ;
- gradul de protecție IP 20.

Acest convertor este prevăzut cu protecție la:

- \* scurtcircuit extern (pe ieșire) prin limitarea curentului instantaneu maxim debitat. În cazul unui scurtcircuit de durată, convertorul se oprește după aproximativ 50 ms;
- \* dispariția sau scăderea inacceptabilă a tensiunii unei faze sau a tuturor fazelor rețelei de alimentare;
- \* arderea siguranțelor interne ale echipamentului (defect intern);
- \* diferențe mari între valoarea prescrisă și cea măsurată de tensiune.

Apariția unuia din defectele menționate provoacă blocarea impulsurilor, deconectarea instalației și semnalizarea optică a defectului.

La dimensionarea acestui sistem de acționare cu viteză reglabilă s-a ținut seama de următoarele aspecte:

- caracteristica de sarcină  $M_2=f(n_2)$ ;
- gama de variație a turației motoarelor;
- modul de pornire al motoarelor;
- numărul de motoare alimentate de la același convertor și pornite simultan;
- capacitatea de suprasarcină a convertorului;
- necesitatea funcționării uneori a motoarelor la o turație constantă indiferent de caracterul sarcinii;
- existența armonicilor de curent cauzate de forma de undă nesinusoidală a tensiunii de ieșire din convertor și reducerea corespunzătoare a puterii efective utile a motoarelor;
- modul de ventilație al motoarelor.

Variația raportului cuplurilor în funcție de raportul frecvențelor pentru

acest convertor este redată în fig. 5.5.

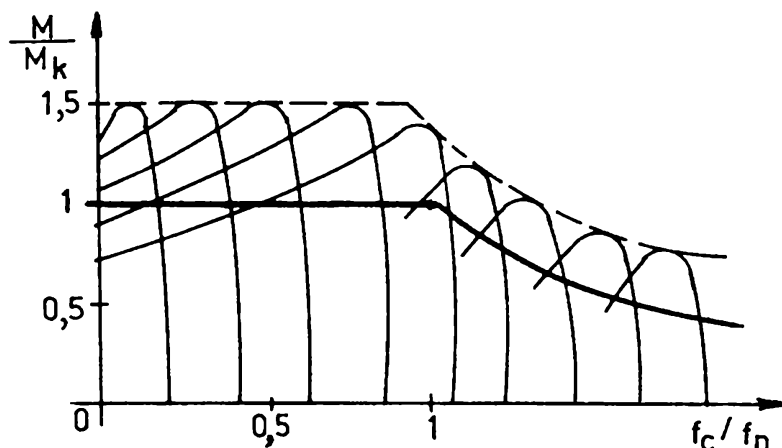


Fig. 5.5. Variația raportului  $M/M_k$  în funcție de  $f_c/f_n$ .

În regim nominal de funcționare al sistemului de acționare, motoarele electrice sunt alimentate cu tensiune nominală  $U_{1n}$  și frecvența nominală  $f_{1n}$ , sau pot fi alimentate direct de la rețeaua trifazată.

La creșterea frecvenței de alimentare peste valoarea  $f_{2n}$ , tensiunea de ieșire neputând să mai crească, fluxurile magnetice ale motoarelor scad, puterile lor rămân constante, iar cuplurile utile scad hiperbolic, conform figurilor 5.6 și 5.7.

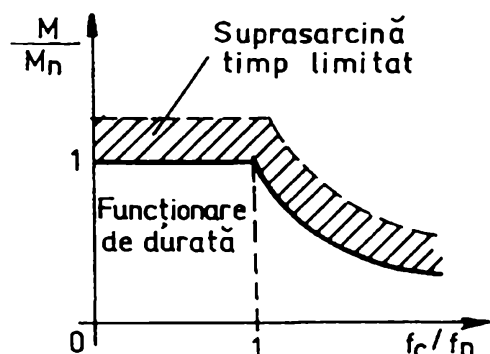


Fig. 5.6. Variația raportului  $M/M_n$  în funcție de  $f_c/f_n$ .

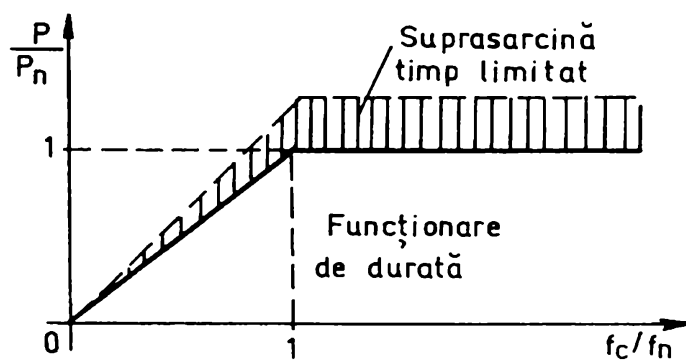


Fig. 5.7. Variația raportului  $P/P_n$  în funcție de  $f_c/f_n$ .

Datorită formei nesinusoidale a tensiunii de ieșire din convertorul CSFV, precum și faptului că fundamentală tensiunii de ieșire are o valoare mai mică decât tensiunea nominală a motoarelor este necesară o supradimensionare cu aproximativ 15% a puterii motoarelor destinate acționării cu astfel de echipament. Acest convertor poate lucra la suprasarcină de scurtă durată provocată de pornirea sau șoc de sarcină a motoarelor racordate la el [270].

Ventilația proprie a motoarelor este eficace pentru frecvențe de alimentare mai mari de 25 Hz, conform caracteristicii de utilizare din fig. 5.8.

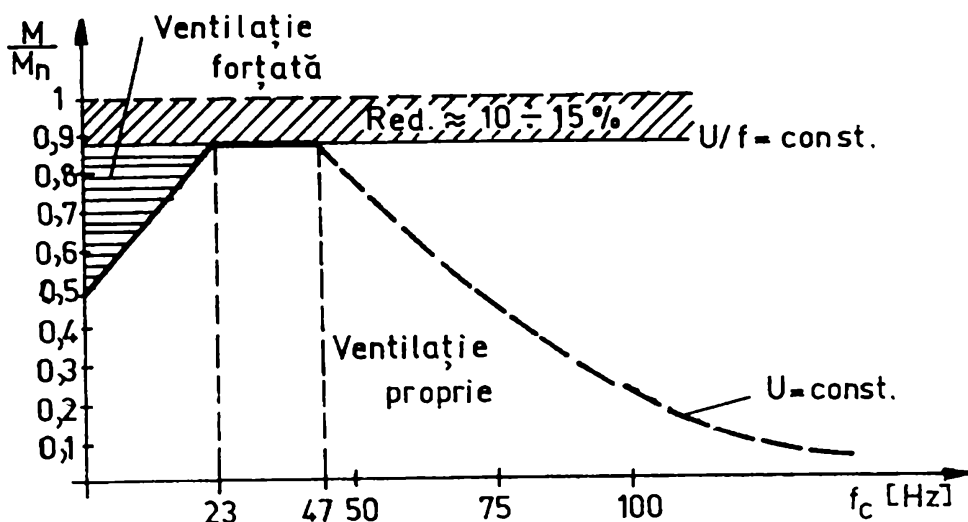


Fig. 5.8. Caracteristica de utilizare a unui motor asincron cu turație reglabilă prin echipament CSFV.

Convertorul CSFV este prevăzut cu protecție la scurtcircuit extern, permițând prin puterea de scurtcircuit disponibilă arderea unor siguranțe fuzibile normale caracterizate printr-un curent nominal de max. 10% din curentul nominal al acestui echipament. Această protecție este introdusă de condiția rămânerii în funcțiune a convertoarelor în situația unui scurtcircuit pe unul din motoare. Acest convertor asociat cu motoarele de c.a. asigură practic toate cerințele impuse sistemului de acționare ca: pornirea automată și accelerarea controlată, funcționarea cu turație constantă sau cuplu constant, reglarea automată după program a turației, sensibilitate redusă la variații în anumite limite a tensiunii și frecvenței de alimentare. Aceste performanțe sunt îndeplinite de motoarele asincrone cu rotorul în scurtcircuit, datorită în special avantajelor lor (robuste, ușoare, dimensiuni mici, inerție redusă, întreținere ușoară).

Prețul de cost mai mare al convertoarelor statice de frecvență în comparație cu cel al redresoarelor comandate (convertoare de c.c.) este parțial compensat de prețul de cost mai redus al motoarelor de c.a. față de cele de c.c. și de necesitatea unei fundații mai ușoare în cazul motoarelor de c.a.

S-a ales acest tip de convertor indirect, cu circuit intermediar de tensiune variabilă, al cărui curent de ieșire are o curbă reprezentativă foarte aproape de sinusoidă.

Tensiunea sinusoidală la ieșire este produsă prin intermediul unui inverter trifazat, cu comutație forțată.

Reglarea tensiunii de ieșire se obține prin intermediul unui redresor comandat realizat dintr-o punte trifazată complet comandată.

Avantajul principal al acestui tip de convertor indirect, cu circuit intermediar de tensiune variabilă, constă în faptul că permite reglarea frec-

venței într-un domeniu destul de larg  $f$ : 5...60 Hz, obținându-se deci viteze sub și suprasincrone.

Schema bloc a convertorului static de frecvență variabilă CSFV este dată în figura 5.9.

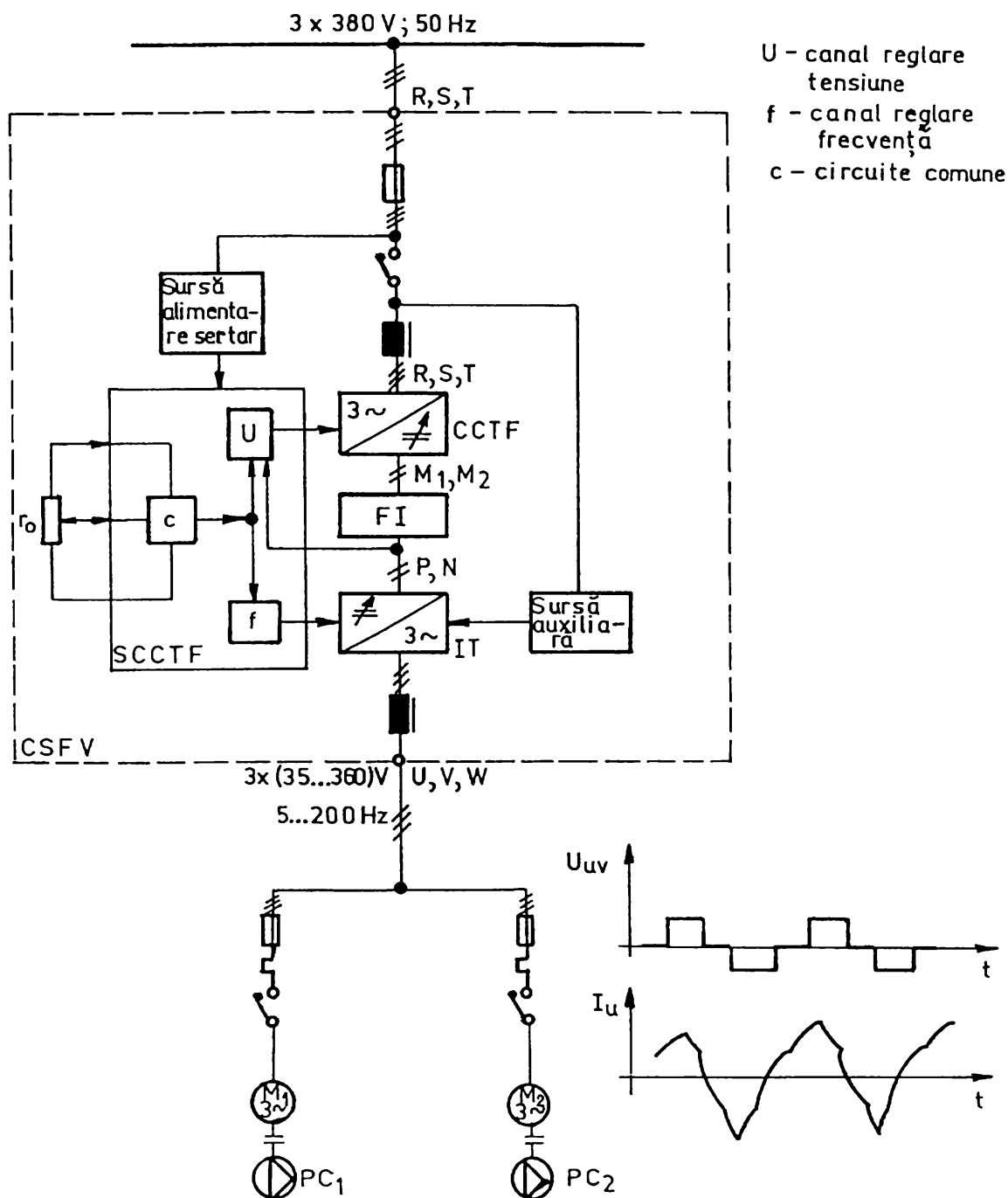


Fig. 5.9. Schema bloc a convertorului static CSFV.

Convertorul static instalat servește la acționarea electrică reglabilă a motorului electric de antrenare al pompei centrifuge ce vehiculează agentul termic secundar pentru încălzirea clădirilor deservite, conform programului implementat pe calculatorul PC.



Standul experimental are particularitatea că alimentează cu căldură spațiile de încălzit diferențiat: pentru zile lucrătoare; zile nelucrătoare, în regim de zi și în regim de noapte.

Pentru atingerea parametrilor programați în diversele perioade de încălzire, modul de modificare a turației pompei va fi diferit, nu numai datorită parametrilor mediului exterior și interior, ci și datorită condițiilor de alimentare cu agent termic primar, care nu respectă parametrii conform graficului de reglaj.

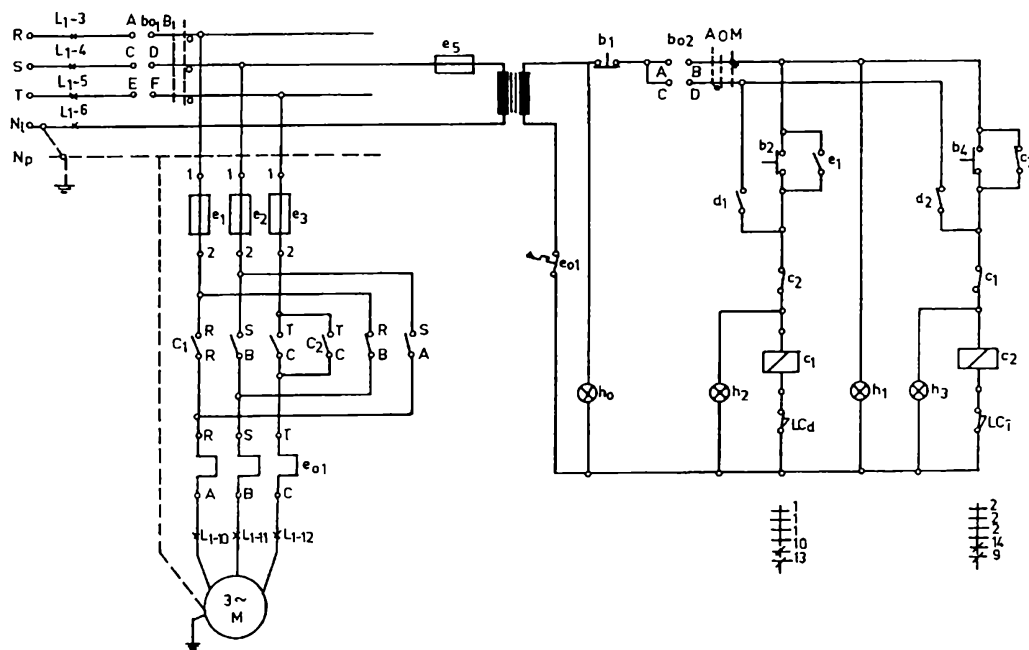


Fig. 5.10. Schema electrică desfășurată a tabloului electric TFA<sub>2</sub>.

Tabloul electric de forță și automatizare (TFA<sub>2</sub>) fig. 5.10 servește pentru acționarea electrovanei cu două căi (EV<sub>1</sub>), de pe conducta de tur a agentului primar, locul unde comenzile de reglare se fac sub acțiunea regulatorului de temperatură, când pompa de circulație a agentului termic secundar funcționează cu turația nominală, fiind alimentată direct de la rețeaua electrică trifazată (fără CSFV).

Pentru situația când instalația de încălzire centrală este oprită, deci punctul termic nu funcționează, sunt prevăzute pe conducta de retur primar două ventile electromagnetice cu două căi (VEM1 și VEM2). Întreaga instalație de acționare electrică se decuplează automat la depășirea domeniului prescris de temperatură și presiune. Sunt cuprinse în schema electrică și două ceasuri electrice programatoare, pentru regimul de încălzire de zi (CC<sub>1</sub>) și pentru regimul de încălzire de noapte (CC<sub>2</sub>).

Selectarea modului de comandă manuală sau automată a instalației electrice de acționare, funcționarea pompelor (pompa 1, pompa 2 sau ambele pompe), funcționarea în zile lucrătoare sau în zile nelucrătoare, în

regim de zi sau de noapte, se face cu ajutorul unor comutatoare cu came ( $b_{01}...b_{06}$ ), figura 5.11, montate pe ușa tabloului TFA<sub>1</sub>.

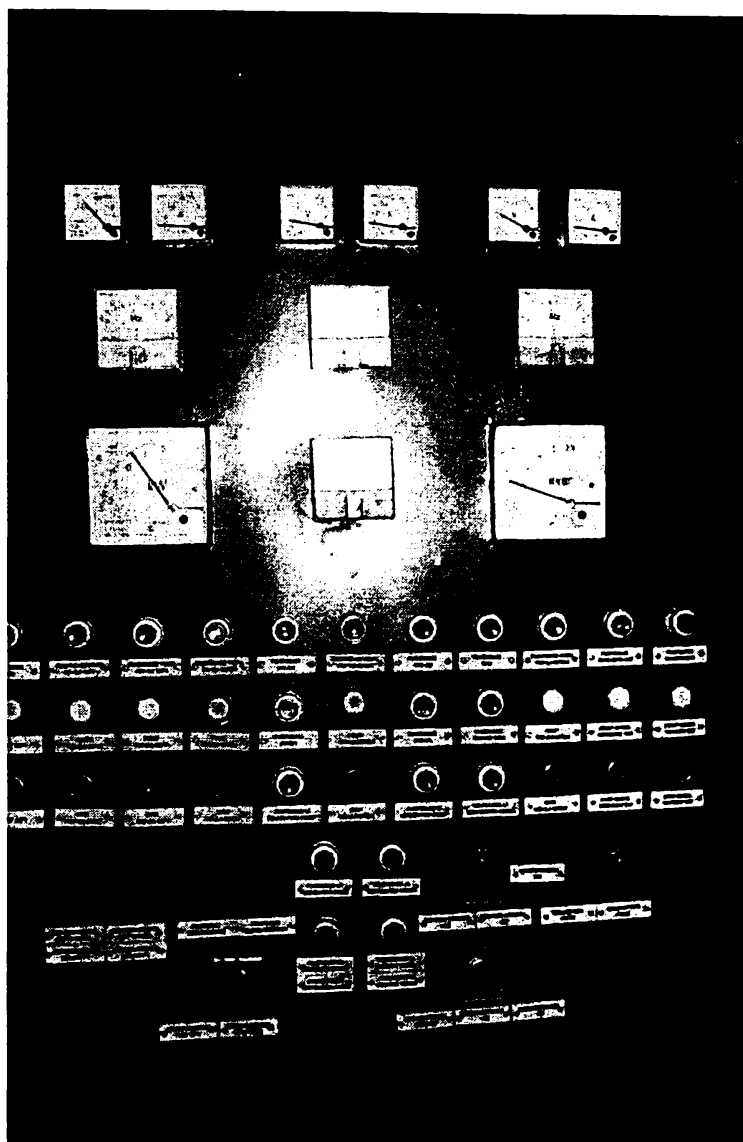


Fig. 5.11. Vedere a ușii tabloului TFA<sub>1</sub>.

Pentru funcționarea automată a instalației electrice de acționare există unele greutăți care constau în faptul că aceasta este prevăzută și pentru cazuri extreme (condiții extreme - de exemplu temperatura atmosferică cea mai joasă), care de obicei nu apar în practică. Cazurile cele mai frecvente ale instalațiilor de încălzire centrală sunt funcționarea lor cu sarcină parțială și redusă. Reglarea, dirijarea și optimizarea acestor instalații de încălzire centrală nu este ușoară.

O mulțime de semnale și date (valori prescrise, valori măsurate, posibilități de intervenție), trebuie sincronizate și exploatate optim.

### 5.4.3. Automatizarea acțiunilor electrice reglabile utilizate în punctul termic experimental [35], [44], [48], [49], [50]

În proiectarea părții de automatizare s-a urmărit ca aceasta să includă un grad înalt de aplicabilitate. Astfel ea poate fi ușor implementată fie pe o instalație existentă, în funcțiune, caz în care problema ce se pune este de a optimiza și automatiza această instalație, fie în cadrul unui nou echipament. Totodată, automatizarea propusă prezintă o mare flexibilitate în sensul că prin mici modificări ale programelor ea poate fi adaptată pentru automatizarea, supravegherea și urmărirea în funcționare a unui spectru larg de puncte termice.

Pe plan mondial tendința actuală în conducerea proceselor este de folosire cu preponderență a tehnicilor numerice. Pentru scopul propus s-a folosit un calculator compatibil PC. Utilizarea unui astfel de echipament permite o reglare optimală atât din punct de vedere cantitativ cât și calitativ a parametrilor agentului termic, în strânsă corelație cu temperatura exterioară, insolația, viteza vântului etc.

Procesul condus (punctul termic în ansamblu) nu este pretențios din punct de vedere al timpului de reglare având un timp mort de valoare ridicată (peste o jumătate de oră, dependent de numărul și dimensiunile clădirilor arondate). Această caracteristică are efecte directe asupra costului echipamentelor necesare automatizării, în sensul micșorării acestuia prin faptul că se pot obține rezultate suficient de bune utilizând componente uzuale, ușor de procurat.

În ceea ce privește mărimile de intrare ale instalației de automatizare s-au considerat două grupe de mărimi:

- mărimi de tip condiții de funcționare care se referă la prezența tensiunilor de alimentare pentru pompe și servovane, la prezența agentului termic primar, la parametrii agentului termic etc.
- mărimi de intrare propriu zise care se referă la temperatura interioară (măsurată într-o cameră numită camera "martor" sau camera de probă), temperatura exterioară, opțional insolația (poate avea și ea o influență de 1...1,5%), opțional viteza vântului (poate avea o influență de 1...2%) etc.

Se poate face recomandarea ca temperatura interioară și cea exterioară să fie culese din cel puțin două locuri pentru a avea un nivel mai mare de încredere.

Ca mărimi de ieșire au fost considerate:

- comanda pentru convertorul static de frecvență cu ajutorul căruia se comandă pompa cu turație variabilă;
- comanda pentru servovana cu ajutorul căreia se realizează compensarea presiunilor ce apar în instalație datorită variației turației;

- comanda pentru electroventilele care întrerup circuitul agentului primar când pompa este scoasă din funcțiune;
- semnal de comandă pentru instalația vasului de expansiune închis care va intra în funcțiune atunci când presiunea instalației va scădea sub un anumit prag (opțional);
- semnal de comandă pentru activarea unui sistem de avertizare în caz de avarie.

Considerând cazul particular al standului experimental realizat s-au ales ca fiind acoperitoare următoarele seturi de mărimi de intrare/ieșire cu următoarele limite:

- \* 16 mărimi analogice de intrare între 0...5 Vcc;
- \* 16 mărimi logice de intrare separate galvanic cu limitele între 0...5 Vcc, 0...12 Vcc sau 0...24 Vcc (opțional);
- \* 16 mărimi logice de ieșire separate galvanic comandate cu relee ce pot suporta o tensiune de maxim 250 V;
- \* 1 mărime analogică de ieșire separată galvanic cuprinsă între 0...10 Vcc.

De asemenea s-a prevăzut posibilitatea conectării unei imprimante (eventual a unui plotter) pentru înregistrarea la momente bine stabilite a regimurilor de funcționare ale instalației, aceasta fiind necesară și pentru supravegherea funcționării în timpul absenței operatorului uman.

Schema bloc a instalației de automatizare este prezentată în figura 5.12.

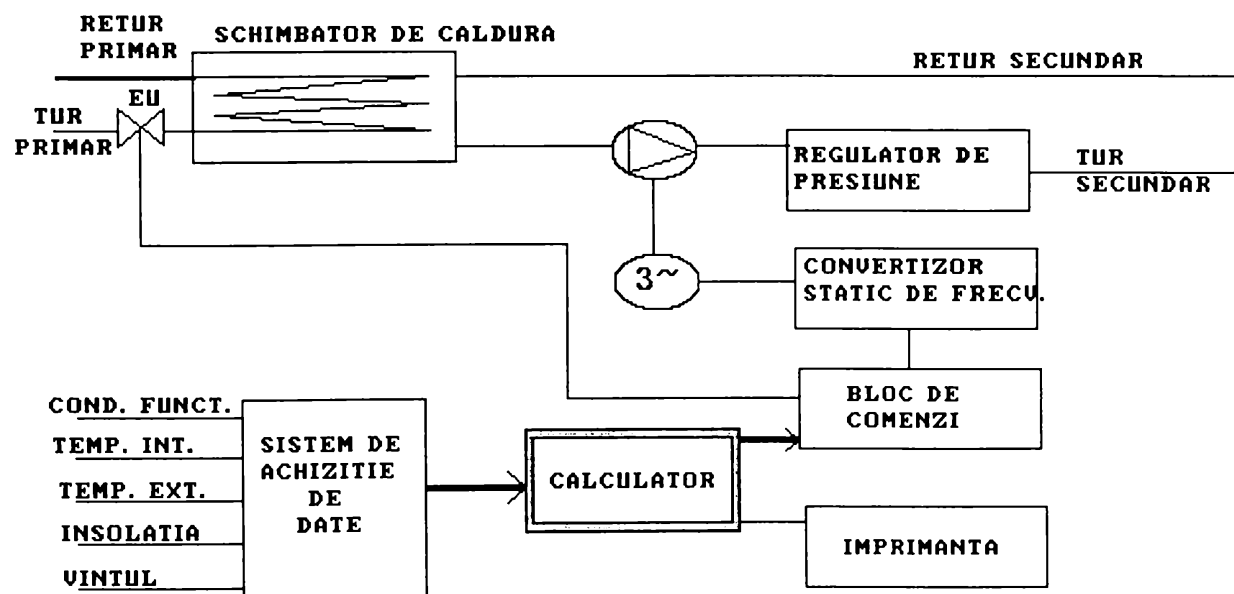


Fig. 5.12. Schema instalației de încălzire centrală condusă cu ajutorul unui calculator PC.

### 5.4.3.1. Placa de interfață ADA 1100 [50], [291]

Sistemul de achiziție de date din proces, precum și blocul destinat furnizării comenzilor au fost dezvoltate în jurul unei plăci specializate realizate de către firma americană Real Time Devices Inc. - ADA 1100 (figura 5.13).

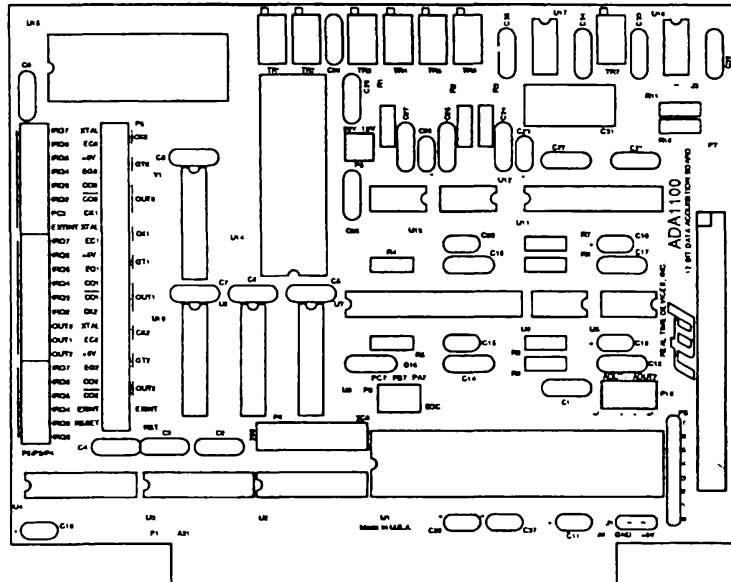


Fig. 5.13. Placa ADA 1100.

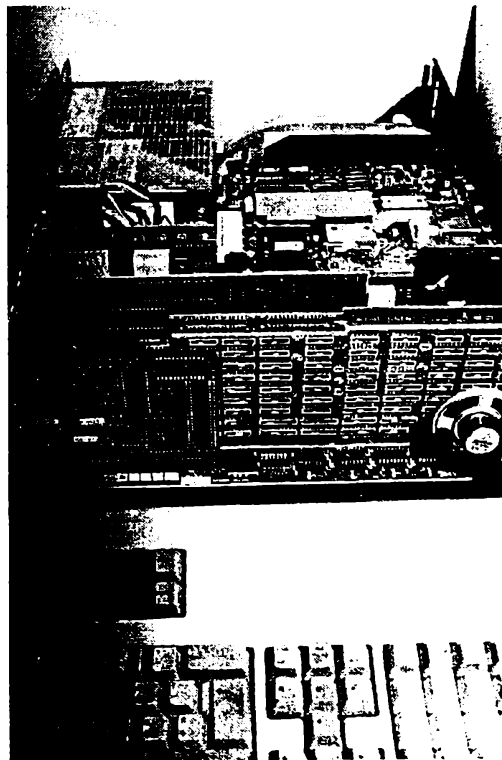


Fig. 5.14. Montarea plăcii ADA 1100 în calculatorul compatibil PC.

Această placă prezintă o fiabilitate ridicată și se montează simplu în slotul calculatorului compatibil PC (calculatorul și placa prezintă o compatibilitate perfectă) după cum se poate observa din figura 5.14.

Interfața de proces ADA 1100 poate realiza conversii analog-numerice pe 12 biți, conversii numeric-analogice, având timere/numărătoare care furnizează flexibilitate în aplicații.

Placa se instalează într-unul din sloturile libere ale calculatorului, toate conexiunile sale putând fi accesate la cuplă (în spatele calculatorului).

Prin programare și/sau setare a jumperilor de pe placă se poate schimba setarea hardware în vederea realizării unora dintre următoarele funcții, în concordanță cu nevoile utilizatorilor:

- ◆ selectarea adresei de bază;
- ◆ selectarea canalului activ;
- ◆ selectarea câștigului (amplificării);

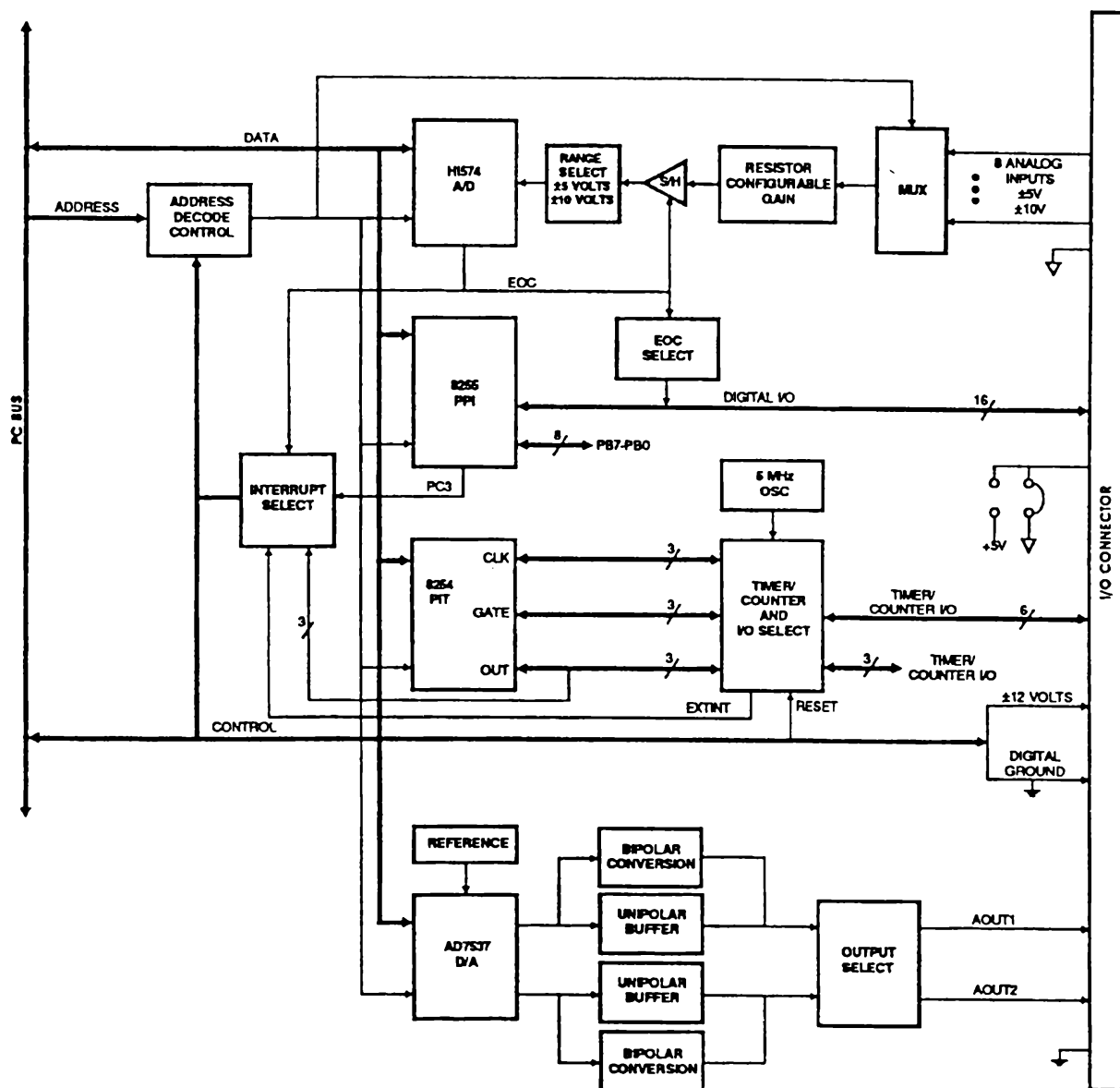


Fig. 5.15. Schema bloc a interfeței de proces ADA 1100.

- ◆ selectarea domeniului și polarității tensiunii de ieșire;
- ◆ controlul a 24 de linii I/O compatibile TTL/CMOS;
- ◆ controlul a 3 numărătoare/timere pe 16 biți (8MHz);
- ◆ controlul conversiei analog-numerică folosind semnalul EOC;
- ◆ generarea semnalului de întrerupere.

Multe din aceste setări sunt făcute de către producător, fiind folosite pentru utilizatorii nefamiliarizați cu folosirea plăcii și neavând suficiente cunoștințe hardware.

Din schema bloc a plăcii ADA 1100, prezentată în figura 5.15, se pot deduce funcțiile principale ale interfeței. Aceste funcții sunt îndeplinite de următoarele circuite principale:

1. circuitul de conversie analog-numerică;
2. circuitul de conversie numeric-analogică;
3. interfața programabilă PPI;
4. circuitul de ceas programabil PIT.

Aceste circuite vor fi descrise succint în cele ce urmează:

#### a) Circuitul de conversie analog-numerică

Una din funcțiile principale ale ADA 1100 este de a asigura conversia analog-numerică la viteză ridicată necesară achiziției de date. Circuitul de conversie analog-numerică preia pe opt canale tensiuni analogice, selectează un singur canal și inițiază procesul de conversie analog-numerică pentru canalul selectat. Rata de conversie este de 38kHz.

Un *multiplexor analogic* pe opt biți este folosit pentru selectarea unui singur canal în vederea realizării conversiei. Selecția se face prin control software, prin scriere la locația I/O potrivită.

*Circuitul de control al câștigului* poate fi setat pentru a da un câștig unitar sau mai mare (în nici un caz subunitar). Placa este setată din fabricație pentru un câștig unitar (nici o rezistență instalată; jumper care scurtcircuitează circuitul).

*Circuitul de eșantionare și control S/H* (sample/hold) este situat din punct de vedere informațional între circuitul de control al câștigului și convertorul analog-numeric pentru a se asigura acuratețea digitizării semnalelor analogice dinamice. Circuitul conține un condensator de 0,001μF cu polistiren, preferat pentru absorbția dielectrică scăzută. Aceasta duce la minimizarea timpului de achiziție (6 microsecunde).

*Convertorul analog-numeric* realizează conversii pe 12 biți (în aproximativ 20 microsecunde), dar sunt posibile și conversii pe 8 biți (aproximativ 13 microsecunde) în cazul în care interesează mai mult viteza de conversie decât rezoluția. Convertorul suportă la intrare un domeniu de 10V pentru tensiune unipolară sau 20V pentru tensiune bipolară. De

asemenea, buferele ieșirilor convertorului rămân în starea de înaltă impedanță pe durata conversiei, datele neputând fi citite în acest răstimp.

## **b)Circuitul de conversie numeric-analogică**

Disponând de capacitate de conversie numeric-analogică placa, ADA 1100 poate furniza la ieșire date numerice sub formă de semnale analogice. Transmiterea datelor spre ieșire se poate face cu viteze variabile, funcție de aplicație.

*Circuitul de conversie numeric-analogică* primește un cuvânt de date pe 12 biți (mapați în două câmpuri de biți aliniate la dreapta) pe cele două canale independente ale sale și realizează conversia lor în tensiune de ieșire analogică.

Blocul convertor numeric-analogic constă în *două convertoare pe 12 biți* așezate în același bloc monolitic, pentru a obține două canale de ieșire, accesibile la cuplă. Prin utilizarea convertoarelor duale în același pachet, se obține o excelentă derivă termică. Ambele convertoare sunt prevăzute intern cu două buffere și, deci, pot fi încărcate simultan pentru a preveni apariția de erori la ieșire.

Ieșirea curentă a convertoarelor pentru fiecare canal este prevăzută cu un *amplificator monolitic operațional* de mare viteză, unde aceasta este convertită în tensiunea proporțională care se trimite la ieșire prin cuplă.

## **c)Interfața periferică programabilă (PPI)**

Interfața PPI furnizează 24 de linii digitale de intrare/ieșire care pot fi configurate în mai multe moduri, în funcție de cerințe. Aceste linii sunt grupate în trei porturi de opt biți, portul A, portul B și portul C. Portul C este divizat în două porturi de patru biți, PC0-PC3 și PC4-PC7.

Cele trei porturi pot fi configurate în oricare din următoarele trei moduri de funcționare:

- ◇ modul 0: intrare/ieșire de bază;
- ◇ modul 1: intrare/ieșire strobată;
- ◇ modul 2: intrare/ieșire bidirecțională strobată.

## **d)Circuitul de ceas programabil (PIT)**

Circuitul de ceas programabil poate fi configurat pentru o varietate de funcții de numărare și ceas. Conține trei circuite timer/numărător independente pe 16 biți, TC0, TC1 și TC2 care operează ca și numărătoare cu decrementare. Incrementul de timp poate ajunge până la 125 nanosecunde. Cel mai des circuitul este folosit pentru a furniza întârzieri sub control software. PIT poate număra o întârziere programată și activa un semnal de



întrerupere la terminare. Ieșirile numărătoarelor TC0 și TC1 sunt legate la cuplă în timp ce ieșirea numărătorului TC2 este accesibilă doar pe placă.

ADA 1100 este prevăzută cu un cristal oscilator pe 5 Mhz, tactul de ceas putând fi furnizat și extern prin cuplă.

Cele trei timere/numărătoare pot fi legate în cascadă pentru a mări capacitatea de decrementare. De asemenea ieșirile timerelor/numărătoarelor pot fi folosite ca întreruperi pentru PC.

*Concluzie:* în urma confirmărilor aduse de experimentarea pe instalație se poate concluziona că utilizarea (cuplarea la proces și respectiv la calculatorul PC) plăcii de interfață ADA 1100 este deosebit de simplă (practic se reduce la setarea unor jumperi), mai dificilă fiind programarea acesteia. Asupra programelor destinate achiziției și transmiterii de comenzi (listingul este prezentat în Anexa 6.1) se va reveni în cadrul capitolului 6.

#### 5.4.3.2. Traductoare. Cuplarea la ADA 1100 [40], [42], [44], [209], [241]

În cele ce urmează va fi analizată problema cuplării plăcii de interfață ADA 1100 la proces. În acest scop au fost realizate traductoare de măsură cu care a fost dotat standul experimental. Schema bloc a achiziției mărimilor logice (numerice) și analogice din proces este prezentată în figura 5.16.

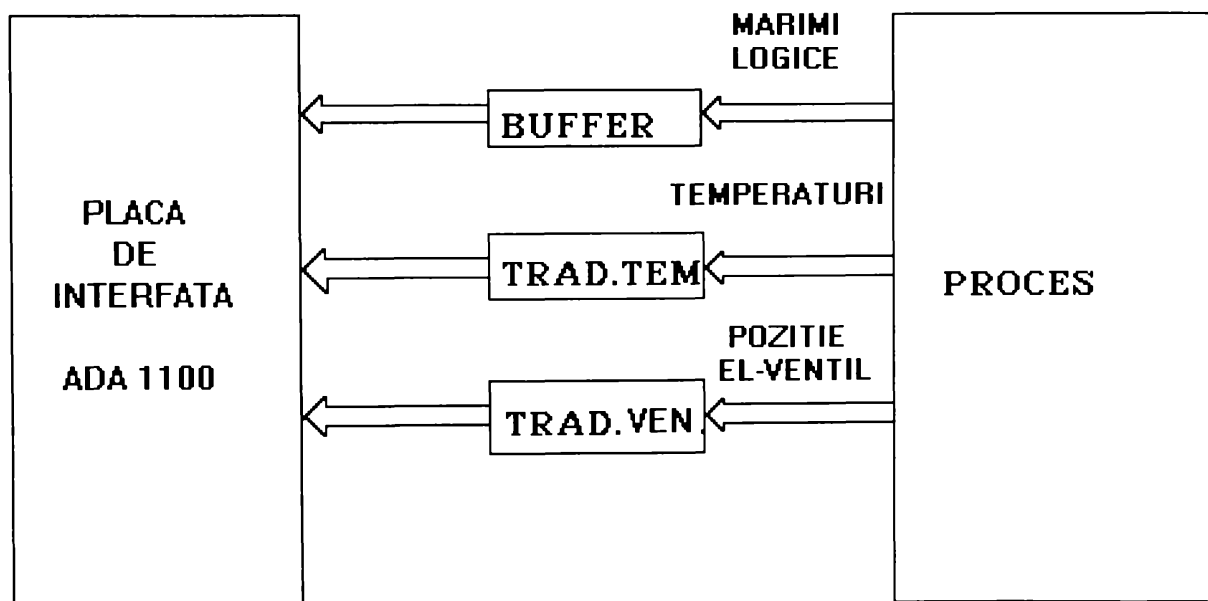


Fig. 5.16. Schema bloc a achiziției mărimilor logice și analogice din proces.

### 5.4.3.3. Traductoare de regim de funcționare pentru electroventile [39], [43]

Pentru a putea verifica starea electroventilelor la un moment dat s-a realizat un montaj electronic (figura 5.17) care sesizează poziția miezului electromagnetic ce comandă închiderea/deschiderea acestora.

A fost necesară implementarea acestor traductoare pentru a putea evita funcționarea necorespunzătoare în anumite moduri de lucru a schimbătoarelor de căldură, funcționare care se poate datora fie unor defecte de alimentare sau de comandă, dar și defectării (arderea sau întreruperea bobinei de anclanșare) ceea ce poate duce la funcționarea defectuoasă a întregului sistem.

Solidar pe miezul electromagnetic s-a atașat o piesă astfel încât în poziția de repaus se obturează LED-ul. În poziția "necomandat" LED-ul este neobturat iluminând fotodioda, iluminare care produce bascularea porții Trigger-Schmidt.

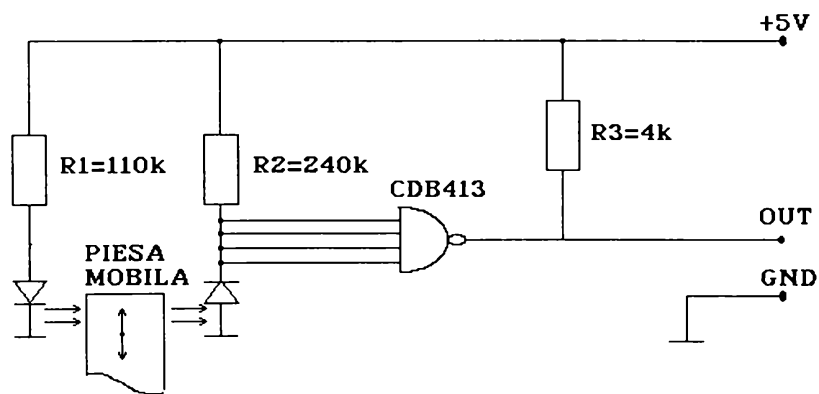


Fig. 5.17. Schema bloc a traductorului de regim de funcționare a electroventilelor  $VEM_1$ ,  $VEM_2$ .

Se face mențiunea, că pentru a nu avea surprize, la reglarea traductorului s-a folosit LED în infraroșu pe care s-a prevăzut un înveliș metalic pentru a se asigura obturarea totală a fluxului luminos generat de acesta. De asemenea, ca și element receptor a fost folosită o fotodiodă care va avea la rândul lui un înveliș metalic pentru protecția la eventualele iluminări din mediul de lucru. A fost avută în vedere reglarea distanțelor între LED și piesa de obturare, respectiv între piesa de obturare și fotodiodă în jurul valorii de 3 mm (dacă jocul miezului permite, această distanță se va alege mai mică).

Traductorul este realizat fizic pe o placă de circuit imprimat pe care s-a prevăzut o degajare pentru piesa de obturare.

Pentru a înlătura perturbațiile, se recomandă ecranarea întregului montaj într-o cutie metalică solidară cu corpul electroventilului.

#### 5.4.3.4. Traductoare de temperatură [49], [209]

În mod curent, în termoenergetică, pentru măsurarea temperaturii, se folosesc termorezistențe de platină, care sunt realizate din punct de vedere constructiv astfel încât să permită măsurarea temperaturii gazelor sau a aburului, dar, în același timp, să fie protejate la acțiunile chimice și la solicitările mecanice ale agentului măsurat.

Pentru realizarea traductorului s-a ales o configurație în care termorezistența este dispusă într-o punte de măsură (figura 5.18).

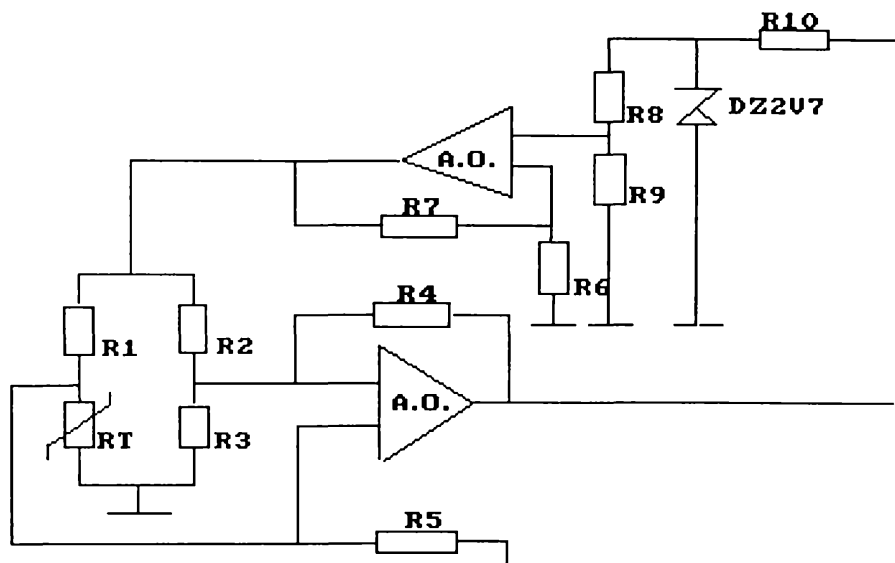


Fig. 5.18. Schema de principiu a traductorului de temperatură.

Schema cuprinde următoarele blocuri:

- Bloc ce asigură o tensiune de referință ( $B_{ref}$ ), necesară bunei funcționări a schemei și care conține rezistențele R6, R7, R8, R9, R10, dioda Zener DZ2V7 și amplificatorul operațional AO ;
- Puntea de măsură, formată din 3 rezistențe identice R1, R2, R3 (cu peliculă metalică - pentru precizie) și o termorezistență RT;
- Amplificator de măsură pentru scalarea corespunzătoare a erorii obținute prin dezechilibrarea punții de măsură realizat din rezistențele R4, R5 și amplificatorul operațional AO.

Puntea de măsură este alimentată cu o tensiune constantă, culeasă de la blocul destinat asigurării tensiunii de referință  $B_{ref}$ . Rezistența termorezistenței RT este proporțională cu temperatura, provocând dezechilibrarea punții de măsură în concordanță cu variația temperaturii. Mărimea de eroare datorată dezechilibrului punții este aplicată unui amplificator de măsură care va asigura un nivel de tensiune proporțional cu temperatura, tensiune ce va putea fi transmisă către placa de interfață ADA 1100.

În dimensionarea schemelor corespunzătoare celor trei tipuri de traductoare de temperatură (pentru temperatura în rețeaua în care circulă agentul termic, pentru temperatura interioară și pentru temperatura exterioară), vor exista mici modificări ale valorilor pieselor componente. Întrucât calculul de dimensionare este analog pentru toate cele trei variante, în continuare va fi prezentat numai cazul traductorului de temperatură destinat instalației în care circulă agentul termic.

#### 5.4.3.4.1. Dimensionarea punții de măsură

Termorezistența aleasă este de tipul TTR.02.2.01.3.5.4.9.1 de fabricație ITRD Pașcani cu valoarea rezistenței la 0°C de 100Ω.

Pentru a evita tensiunile negative ce pot rezulta datorită unor temperaturi negative, ținând cont că RT scade cu micșorarea temperaturii, rezistențele R1, R2 și R3 s-au ales de valoare 86,6Ω. Cele trei rezistențe sunt obligatoriu cu peliculă metalică (RPM), cu toleranță redusă, și au fost sortate dintr-un lot mai mare (100 bucăți) pentru a avea valori identice.

#### 5.4.3.4.2. Dimensionarea sursei de referință

Condițiile impuse în dimensionarea sursei de referință sunt:

- ◇ de a asigura o tensiune constantă;
- ◇ de a asigura un curent prin termorezistență mai mic de 1 mA.

Sursa de referință am realizat-o cu ajutorul unui amplificator operațional în montaj de "referință de tensiune". În esență, este vorba de un amplificator operațional în montaj de amplificator neinversor, excitat cu o tensiune de intrare culeasă printr-un divizor rezistiv de pe o diodă Zener.

Dioda stabilizatoare utilizată este de tipul DZ2V7, adică de 2,7V tensiune stabilizată.

Rezistențele R8 și R9 realizează un divizor de tensiune a cărui raport de divizare este de 1/100, prin alegerea următoarelor valori:

$$R8 = 95,3 \text{ K}\Omega;$$

$$R9 = 953 \text{ }\Omega.$$

Corespunzător, la intrarea amplificatorului operațional se obține o tensiune  $U_1 = 0,027 \text{ V}$ .

Adoptând  $R6 = R7 = 91 \text{ K}\Omega$ , tensiunea de ieșire a blocului  $B_{ref}$  va fi:

$$V_{\text{ref}} = U_1 \left( 1 + \frac{R_6}{R_7} \right) = 2 \cdot U_1 = 0,054 \text{ V} . \quad (5.1)$$

Curentul maxim prin termorezistență va avea valoarea:

$$I_{\text{max RT}} = \frac{V_{\text{ref}}}{R_1 + RT_{\text{min}}} = \frac{0,054}{86,6 + 92} \approx 0,3 \text{ mA} , \quad (5.2)$$

unde  $RT_{\text{min}}$  este valoarea termorezistenței la  $-20^\circ\text{C}$ .

Rezistența  $R_{10}$  se adoptă astfel încât să limiteze curentul prin dioda Zener la circa 10 mA.

$$R_{10} = \frac{V_{\text{cc}} - V_z}{I_z} = \frac{5 - 2,7}{0,01} = 230 \Omega . \quad (5.3)$$

A fost adoptată o valoare  $R_{10} = 232 \Omega$ .

Se poate astfel concluziona că au fost îndeplinite condițiile impuse în proiectarea sursei de referință.

#### 5.4.3.4.3 Dimensionarea amplificatorului de măsură

Acest etaj se va dimensiona în mod diferit, în funcție de plaja de temperatură pe care dorim să o măsurăm. În cazul luat în studiu, al traductorului de temperatură pentru agentul termic, se consideră o plajă acoperitoare a temperaturii între  $-20^\circ\text{C}$  și  $110^\circ\text{C}$ . Acestor valori limită ale temperaturii le corespund valorile limită ale termorezistenței:

$$RT_{\text{min}} = 92,09 \Omega;$$

$$RT_{\text{max}} = 115,70 \Omega.$$

Se impune:  $R_4 = R_5$ .

Tensiunea de ieșire  $U_c$  este:

$$U_e = V_{\text{ref}} \frac{\delta R_4}{2 R_1} , \quad (5.4)$$

unde  $\delta$  se obține din relația:

$$RT = R_1(1 + \delta) \quad (5.5)$$

și reprezintă variația relativă a rezistenței termorezistenței în raport cu  $R_1$ .

$$\delta = \frac{RT - R1}{R1} . \quad (5.6)$$

Corespunzător celor 2 limite  $RT_{\min}$  și  $RT_{\max}$  considerate, rezultă:

$$\delta_{\min} = \frac{RT_{\min} - R1}{R1} = \frac{92,09 - 86,6}{86,6} = 0,0633 , \quad (5.7)$$

$$\delta_{\max} = \frac{RT_{\max} - R1}{R1} = \frac{115,7 - 86,6}{86,6} = 0,3360 . \quad (5.8)$$

Se obține astfel sistemul:

$$U_{e\min} = 0,054 \frac{0,0633}{2} k \geq 0 \text{ V} , \quad (5.9)$$

$$U_{e\max} = 0,054 \frac{0,3360}{2} k \leq 5 \text{ V} , \quad (5.10)$$

în care se urmărește estimarea lui

$$k = \frac{R4}{R1} - \text{amplificarea necesară} . \quad (5.11)$$

Sistemul devine:

$$k \geq 0 \quad \text{relație satisfăcută (rezistențele sunt totdeauna pozitive)} \quad (5.12)$$

$$k \leq 552 . \quad (5.13)$$

Alegerea acestui factor de amplificare nu este foarte restrictivă, deoarece mărimea va fi rescalată în cadrul programului ce va asigura interpretarea mărimii prelevate (citite) din proces. Din motive practice am ales  $R4=39 \text{ k}\Omega$ .

Acestei valori îi va corespunde o amplificare:

$$k = \frac{R4}{R1} = 450,346 . \quad (5.14)$$

Pentru  $k$  având această valoare pot fi recalulate limitele estimate ale mărimii tensiunii de ieșire:

$$U_{emin} = 0,765 \text{ V}, \quad (5.15)$$

$$U_{emax} = 4,077 \text{ V}, \quad (5.16)$$

deci plaja estimată a tensiunii de ieșire va fi:

$$U_{emax} - U_{emin} = 3,312 \text{ V}. \quad (5.17)$$

Întrucât acest traductor (pentru măsurarea temperaturii agentului termic) a fost realizat ulterior în 16 exemplare, am considerat necesară simularea funcționării acestuia pe un calculator PC, în scopul confirmării structurii adoptate.

Astfel, în vederea simulării circuitului a fost utilizat mediul PSPICE, varianta pentru DOS. Acest mediu, conceput în cadrul laboratoarelor de cercetare ale Universității "Berkeley" din California și dezvoltat de către firma "MicroSim Corporation" este "de facto" programul mondial standard pentru simularea circuitelor electronice analogice.

Utilizarea programului necesită cunoștințe de circuite electrice și electronice, cum ar fi: dispozitive electronice, legile circuitelor electrice, înțelegerea principiilor de funcționare ale circuitelor electronice ș.a. De asemenea sunt necesare cunoștințe de operare cu calculatoare compatibile IBM.

Avantajul decisiv în utilizarea mediului PSPICE este că permite simularea circuitelor proiectate înainte de construirea fizică a lor.

Programul de simulare a funcționării traductorului este descris în următorul subcapitol.

#### 5.4.3.4.4. Programul PSPICE de simulare a traductorului de temperatură cu termorezistență

\* descriere surse alimentare circuit și AO

V1 10 0 DC 5V

VCC1 5 0 DC 5V

VEE1 6 0 DC 0V

VCC2 11 0 DC 5V

VEE2 12 0 DC 0V

\* descriere AO

.subckt uA741 1 2 3 4 5

c1 11 12 8.661E-12

c2 6 7 30.00E-12

```

dc    5 53 dx
de    54 5 dx
dlp   90 91 dx
dln   92 90 dx
dp    4 3 dx
egnd  99 0 poly(2) (3,0) (4,0) 0 .5 .5
fb    7 99 poly(5) vb vc ve vlp vln 0 10.61E6 -10E6 10E6 10E6 -10E6
ga    6 0 11 12 188.5E-6
gcm   0 6 10 99 5.961E-9
iee   10 4 dc 15.16E-6
hlim  90 0 vlim 1K
q1    11 2 13 qx
q2    12 1 14 qx
r2    6 9 100.0E3
rc1   3 11 5.305E3
rc2   3 12 5.305E3
re1   13 10 1.836E3
re2   14 10 1.836E3
ree   10 99 13.19E6
ro1   8 5 50
ro2   7 99 100
rp    3 4 18.16E3
vb    9 0 dc 0
vc    3 53 dc 1
ve    54 4 dc 1
vlim  7 8 dc 0
vlp   91 0 dc 40
vln   0 92 dc 40
.model dx D(Is=800.0E-18 Rs=1)
.model qx NPN(Is=800.0E-18 Bf=93.75)
.ends
* descriere diodă Zener
.model D1N746 D (IS=5UA RS=14 BV=2.7 IBV=5UA)
* alegem ca parametru temperatura în grade Celsius
.PARAM T=0
* descrierea circuitului
X1 2 3 5 6 4 uA741
X2 8 7 11 12 1 uA741
R1 1 2 95.3
R2 1 3 95.3
R3 3 0 95.3
R4 2 0 {100+0.9*T}
R5 3 4 1.5K

```



```

R6 2 0 1.5K
R7 7 0 94K
R8 1 7 94K
R9 9 8 240K
R10 8 0 24K
R11 9 10 189
D1 0 9 D1N746
.DC PARAM T 0 160 20
.PROBE
.PRINT DC V(1) V(2) V(3) V(4)
.PLOT DC V(4)
.END

```

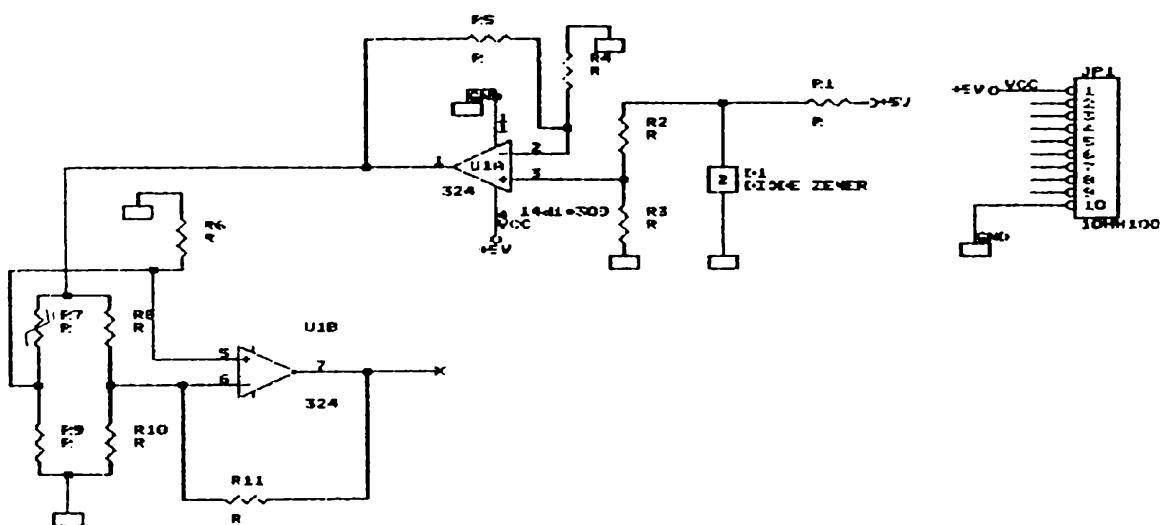


Fig. 5.19. Schema traductorului de temperatură.

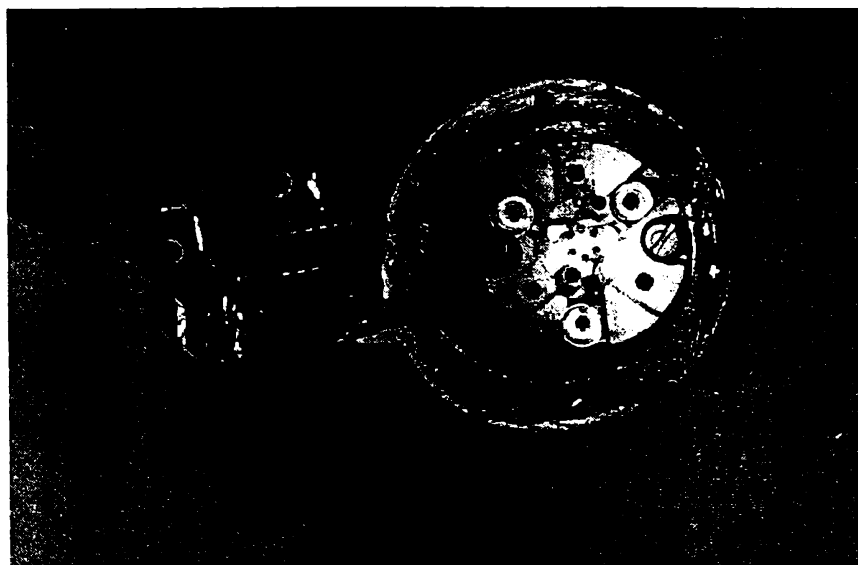


Fig. 5.20. Traductorul de temperatură.

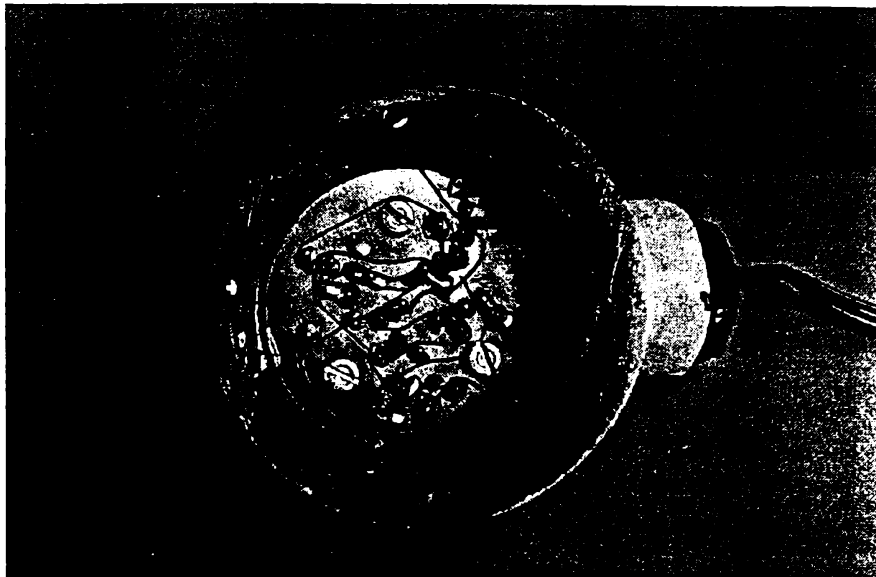


Fig. 5.21. Montarea plăcii în corpul termorezistenței.

În urma simulării circuitului proiectat, acesta a fost validat și s-a trecut la realizarea sa propriu-zisă.

Pentru a asigura un montaj compact, pentru amplificatoarele operaționale s-a adoptat o capsulă de tipul  $\beta M358$  care conține 2 amplificatoare operaționale independente. Montajul se alimentează la o tensiune de 5 Vcc.

Schema circuitului este redată în figura 5.19.

Placa de circuit imprimat (figura 5.20) a fost dimensionată pentru a putea fi montată chiar în corpul termorezistenței (figura 5.21), fiind realizată astfel și ecranarea sa. Contactele termorezistenței se vor lega direct pe placa de circuit imprimat fără fire de legătură.

Pentru măsurarea temperaturii interioare (într-o cameră de probă), montajul a fost executat chiar sub talpa de fixare a termorezistenței, iar în cazul măsurării temperaturii exterioare, placa s-a montat în interior, la o distanță cât mai mică. Legăturile au fost realizate cu cablu de cupru multifilar cu secțiunea de  $2,5 \text{ mm}^2$ .

Trebuie precizat și faptul că pentru măsurarea temperaturii interioare sau exterioare s-a acordat o atenție deosebită legăturilor, orice contact imperfect compromițând total funcționarea traductorului. Nu se acceptă nici un fel de legături provizorii sau improvizatii.

#### 5.4.4. Bloc de izolare galvanică a alimentării elementelor de automatizare

Cu ajutorul mărimilor logice de ieșire se comandă servovane, electroventile etc., iar cu mărimea analogică de ieșire se va comanda un convertizor static de frecvență ce va comanda la rândul său pompele din circuitul secundar al instalației de încălzire.

Acest bloc funcțional asigură izolarea galvanică a comenzilor și furnizează tensiunile de alimentare necesare funcționării: +5V (alimentarea etajelor de izolare galvanică), +24V (alimentarea releelor).

S-au păstrat vechile trasee de forță, tabloul de comandă, tabloul de măsură al mărimilor electrice și tabloul de distribuție. Acestea s-au modificat corespunzător pentru a putea lucra în cele două regimuri de lucru (manual/automat).

Toate comenzile în regim manual au rămas neschimbate din punct de vedere al utilizatorului. S-au păstrat de asemenea și protecțiile la suprasarcină și scurtcircuit.

Modificările efectuate constau în:

- introducerea unui nou întrerupător automat pentru comutarea modului de lucru în automat/manual;
- introducerea a 10 întrerupătoare automate pentru comanda electroventilelor care determină regimul de funcționare al schimbătoarelor de căldură;
- introducerea a 2 întrerupătoare automate pentru a putea conecta după dorință una sau ambele pompe.

##### 5.4.4.1. Etaje de izolare galvanică

Această parte a fost introdusă pentru a izola galvanic magistrala internă a calculatorului față de circuitul de forță în vederea protejării calculatorului și a plăcii de interfață ADA1100. S-a folosit varianta de izolare cu optocuploare în infraroșu și porți Trigger-Schmitt pentru a asigura o comutare fermă.

În continuare se prezintă izolarea galvanică a comenzilor spre proces. Schema adoptată pentru izolarea ieșirilor este prezentată în figura 5.22.

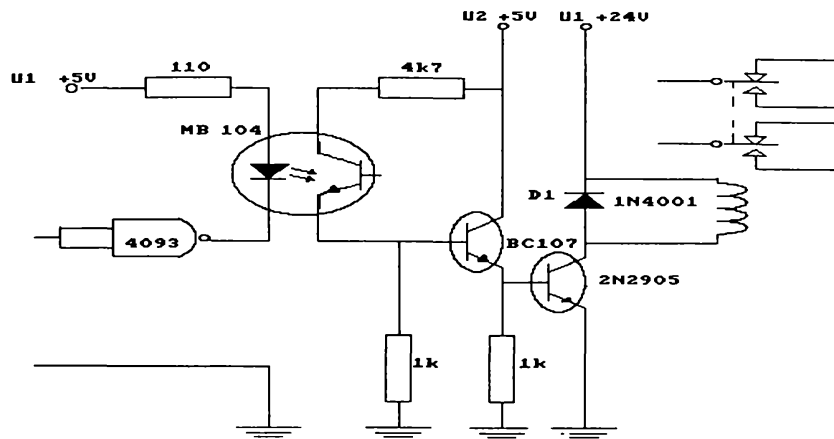


Fig. 5.22. Izolarea galvanică a ieșirilor de comandă prin relee la acționările electrice reglabile.

Într-o primă fază s-a ales o izolare galvanică urmată de o comandă prin relee a instalației. Această comandă intermediară prezintă avantajul că nu condiționează în nici un fel comanda de valorile fizice (tensiune, curent) caracteristice comandării diferitelor elemente de execuție. Izolarea optoelectronică s-a prevăzut pentru a nu încărca prea mult sursa PC-ului cu consumul releelor de comenzi.

Releele folosite sunt de tipul RI-13 AT cu tensiunea de alimentare de 24V și un curent de aproximativ 70 mA pentru o comutare fermă. Ele sunt prevăzute cu 3 contacte bipoziționale care suportă o tensiune de până la 380V, ceea ce conferă o mare flexibilitate în realizarea comenzilor.

Pentru comanda lor s-a adoptat un tranzistor de comutație de tipul 2N2904 care suportă lejer condițiile cerute. Principalii parametri de catalog ai acestuia sunt:

$$\begin{aligned}
 V_{CE0} &= 40 \text{ V} & V_{CB0} &= 5 \text{ V} \\
 I_C &= 600 \text{ mA} & P_{\text{tot}} &= 800 \text{ mW} & t_j &= 200 \text{ }^\circ\text{C} \\
 h_{12} &= 35 \text{ la un curent de colector : } I_C = 500 \text{ mA}
 \end{aligned}$$

Pentru asigurarea unui curent de colector de 100 mA ceea ce este o valoare acoperitoare pentru comanda releului, luând cel mai defavorabil caz în care factorul  $\beta$  este minim, pentru rezistență s-a adoptat valoarea de 1,5k $\Omega$ .

Pentru protecția tranzistorului la tensiunile inverse autoinduse s-a prevăzut dioda D1 de tipul 1N4001.

### 5.4.4.2. Etajul de stabilizare a tensiunilor de alimentare ale elementelor de automatizare

Pentru alimentarea elementelor de automatizare avem nevoie de următoarele tensiuni (unde este cazul se indică și locul de preluare a acestora):

- +5Vcc pentru alimentarea izolării galvanice, traductoarelor de temperatură și stare electroventile - stabilizator separat;
- +24 Vcc pentru alimentarea releelor de comenzi - stabilizator separat;
- ±5 Vcc pentru alimentarea părții de mărimi logice - se preia de la sursa calculatorului fiind disponibilă în slotul de extensie.

Pentru sursa separată de +5 Vcc s-a estimat încărcarea la aproximativ 1A ceea ce reprezintă o valoare acoperitoare. S-a ales un stabilizator monolitic de tipul LM317 în configurație de bază. Acest stabilizator poate oferi un curent maxim de 1,5 A ceea ce corespunde scopului propus. Schema de principiu este prezentată în figura 5.23.

Acest stabilizator necesită în configurația de bază numai 2 rezistențe dintre care una poate fi variabilă. S-au adoptat următoarele valori:  $R_1=R_2=120\Omega$ . S-au prevăzut și două condensatoare pentru protecția circuitului în regim tranzitoriu:  $C_1$  de 2,2 mF cu tantal și  $C_2$  de 47 mF. Condensatorul  $C_1$  are rolul de a anihila eventualele inductanțe parazite a firelor de conectare la filtrul redresorului.  $C_2$  a fost introdus pentru a îmbunătăți stabilizarea în sarcină.

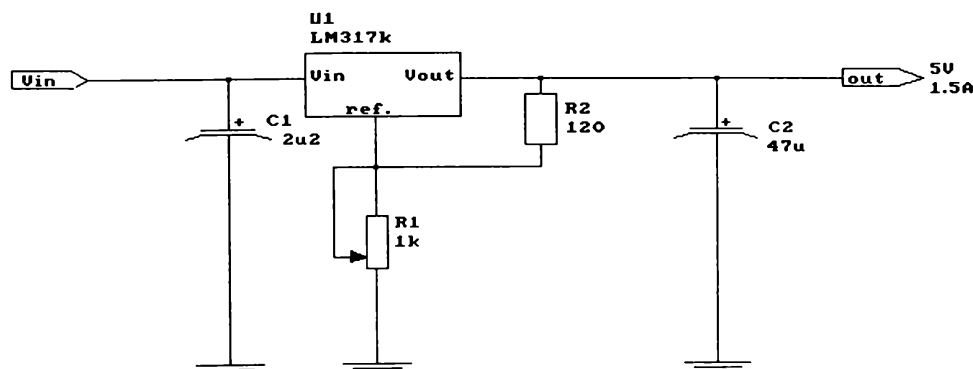


Fig. 5.23. Schema de principiu a stabilizatorului de +5Vcc.

Potențiometrul P este de tip multitură pentru asigurarea preciziei în timp. Tensiunea de ieșire se va regla cu ajutorul unui voltmetru precis manevrând potențiometrul P.

Stabilizatorul de 24 Vcc este realizat tot în jurul unui stabilizator monolitic LM317K. Fiind nevoie de un curent mai mare de 3A, schema s-a dimensionat în acest scop. Montajul este prezentat în figura 5.24.

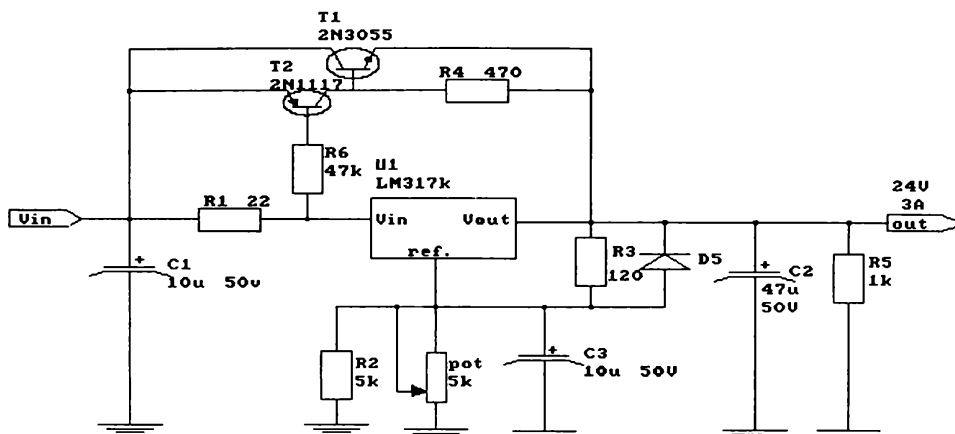


Fig. 5.24. Schema electronică a stabilizatorului de 24 Vcc.

Schema este asemănătoare cu cea anterioară. Tranzistorul  $T_2$  este de tipul 2N1117 cu un curent maxim de colector de 600 mA. Tranzistorul  $T_1$  este de tipul 2N3055, iar rezistența  $R_4$  este de 470  $\Omega$ . Această configurație are un factor de amplificare în curent  $\beta = \beta_1 \beta_2$ .

Prin conectarea rezistenței  $R_2$  în paralel cu potențiometrul P se asigură o limitare a tensiunii de ieșire la aproximativ 25 Vcc. Condensatorul  $C_3$ , de asemenea, în paralel cu potențiometrul P, asigură o creștere a rejecției undulațiilor la mai mult de 80dB. La tensiuni mari de ieșire (la un scurtcircuit accidental la ieșire) descărcarea lui  $C_3$  prin sursa de referință este distructivă. Pentru protecție s-a introdus dioda  $D_5$  de tipul 1N4002.

Pentru alimentare s-a folosit un transformator cu două înfășurări: una de aproximativ 8...10 Vca și cealaltă de 20...24Vca. Circuitele integrate și tranzistorul de putere s-au montat pe un radiator de minim 300 cm<sup>2</sup>, gros de minim 3 mm. Se folosesc două punți redresoare de tipul 3PM10, iar pentru filtre două condensatoare de 3300mF/40Vcc.

Sistemul de conducere al acționărilor electrice reglabile utilizate în punctul termic experimental este realizat în mare parte cu componente indigene și se pretează foarte bine la modernizarea unei instalații de încălzire centrală deja existentă.

Astăzi când piața internă oferă produse similare sau mai performante, la prețuri egale sau mai mici, este creată posibilitatea trecerii imediate la modernizarea tuturor instalațiilor de încălzire centrală existente, aplicându-se în primul rând acționările electrice reglabile.

În plus aceste produse noi de pe piață, cât și instalațiile în sine au girul unei folosiri îndelungate, în țări cu tradiție în domeniul încălzirilor centrale.

În sfârșit, pentru ilustrarea modului de realizare a standului experimental, în cele ce urmează, sunt prezentate câteva fotografii, unde sunt redată diverse aspecte și detalii.

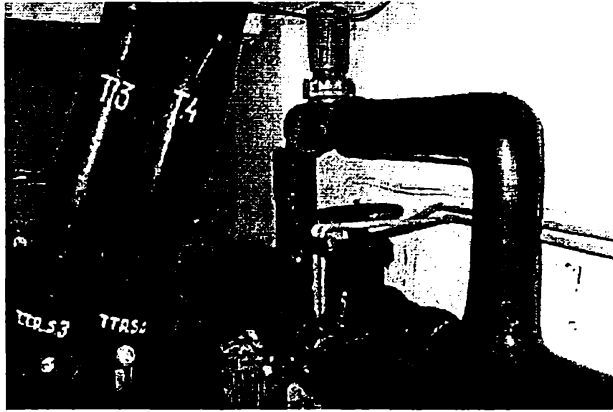


Fig. 5.25. Vedere a ventilelor electromagnetice.

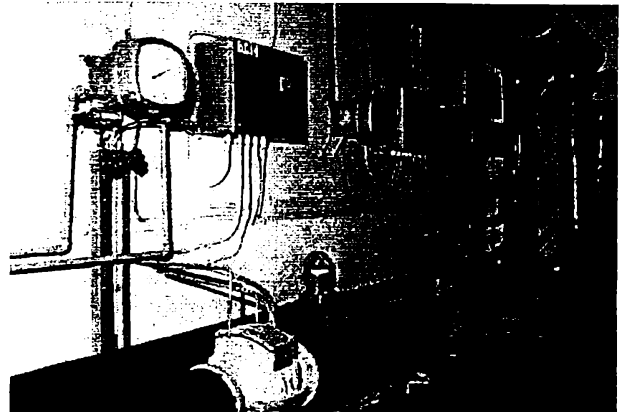


Fig. 5.26. Vedere a buclei de contorizare primară.

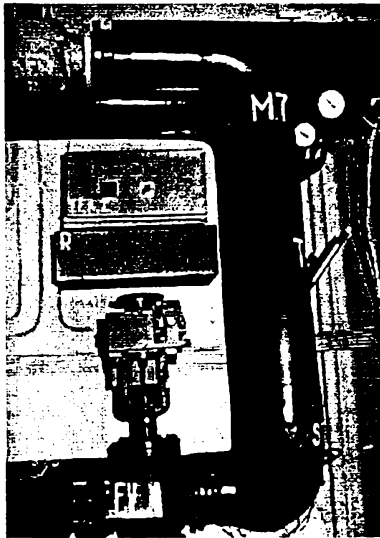


Fig. 5.27. Vedere a electrovanei.

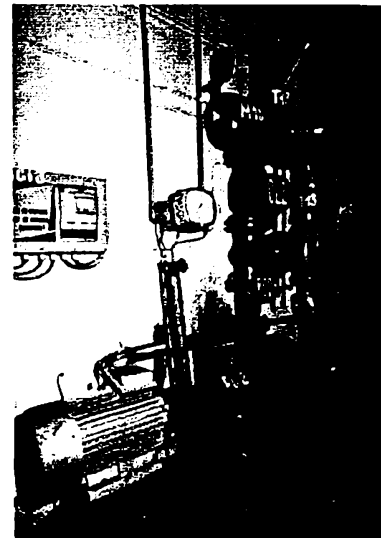


Fig. 5.28. Vedere a buclei de contorizare secundară.



Fig. 5.29. Vedere a sistemului de pompare.

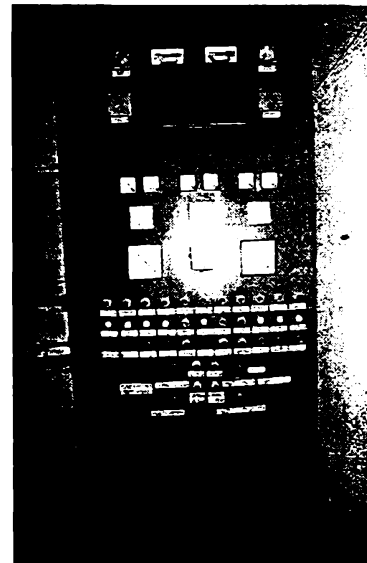


Fig. 5.30. Vedere a tabloului TFA<sub>1</sub>.



Fig. 5.31. Vedere laterală a tabloului TFA<sub>1</sub> și a motorului de acționare a pompei.

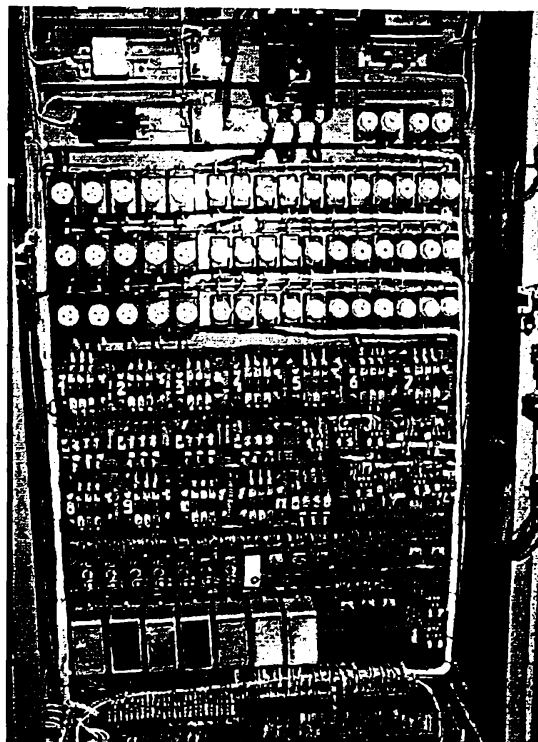


Fig. 5.32. Vedere a echipării parțiale a tabloului TFA<sub>1</sub>.

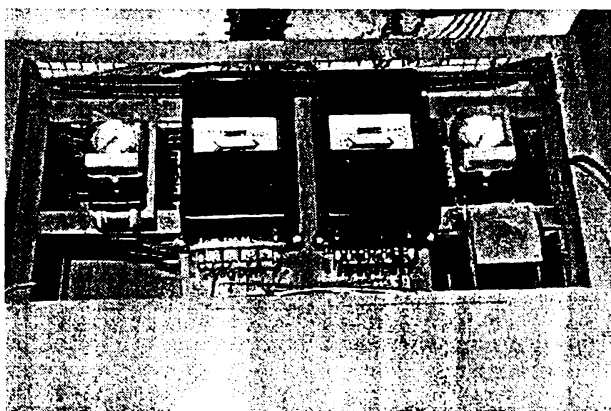


Fig. 5.33. Vedere a contorizării electrice și programării orelor de funcționare



Fig. 5.34. Vedere a camerei martor.



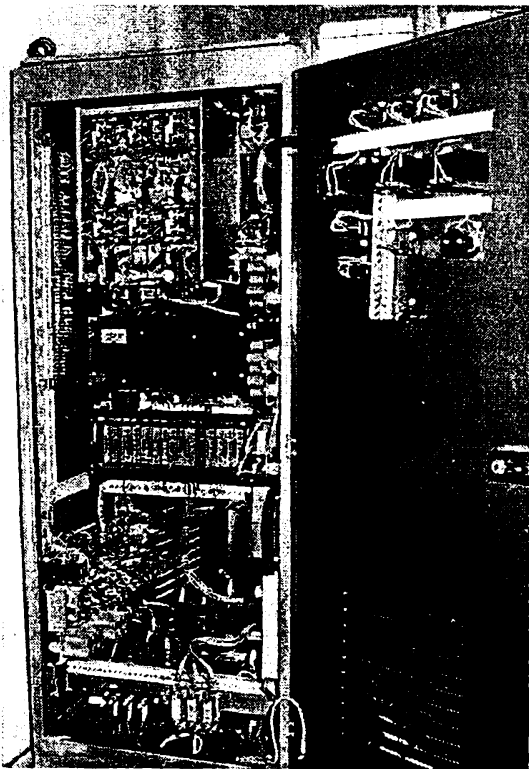


Fig. 5.35. Vedere a convertorului static de frecvență CSFV.

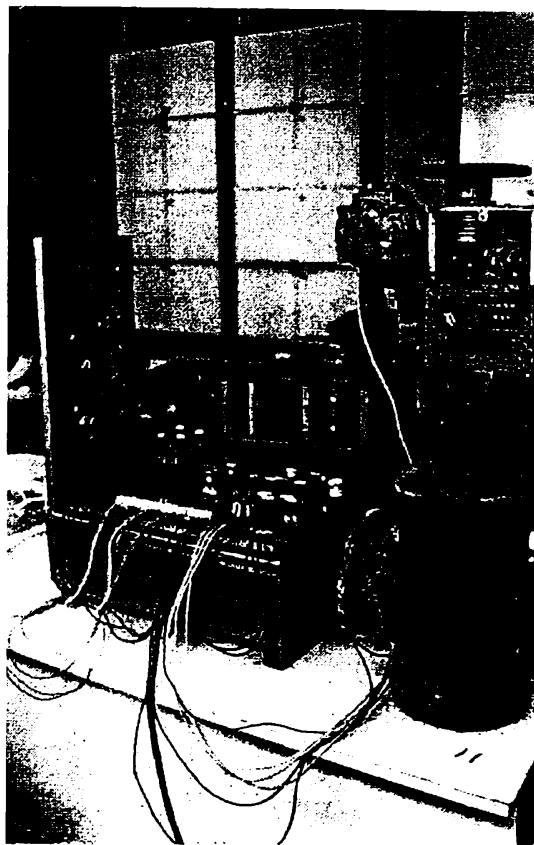


Fig. 5.36. Vedere a experimentării: tablou TFA<sub>2</sub>+electrovână EV<sub>1</sub>.

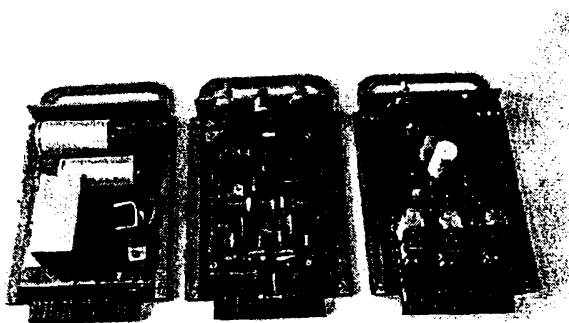


Fig. 5.37. Vedere a sertarelor de automatizare a acțiunii electrovanei.

## 6. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE ȘI INTERPRETAREA REZULTATELOR OBTINUTE

### 6.1. Aparate de măsură, control, reglare, automatizare și contorizare folosite [35]

Standul experimental realizat (fig. 5.1) s-a prevăzut cu termometre clasice cu mercur, având domeniul de măsură 0...150°C, pe partea agentului termic primar (MT1...MT8), și cu domeniul de măsură 0...100°C, pe partea agentului termic secundar (MT9...MT14).

Pentru măsurarea temperaturii camerei etalon s-au prevăzut termometrele (MT15, MT16), având domeniul de măsură 0...50°C, iar pentru măsurarea temperaturii exterioare termometrele (MT17, MT18), având domeniul de măsură -50°C...+50°C. Pentru a avea un nivel mai mare de încredere pentru temperatura interioară și cea exterioară, acestea au fost culese din două locuri distincte.

Pentru măsurarea temperaturii apei reci de adaos s-a prevăzut un termometru (MT19), având domeniul de măsură 0...50°C.

Totodată, pentru vizualizarea și înregistrarea temperaturilor la tabloul de măsură, automatizare și comandă (TMAC) s-au montat traductoare de temperatură cu rezistență electrică - termorezistențe PT100 - (TTR<sub>S</sub>-1...TTR<sub>S</sub>-16).

Pentru măsurarea temperaturilor ce sunt utilizate la calculul cantităților de căldură primite de punctul termic, sau livrate de acesta încălzirii clădirilor sunt montate traductoare de temperatură cu rezistență electrică - termorezistențele PT100 - (TTR-1...TTR-6).

Semnalele termorezistențelor (TTR<sub>S</sub>), sunt transmise prin cabluri de legătură la placa de achiziție de date, iar de aici la calculatorul PC, dotat cu imprimantă pentru înregistrarea valorilor vizualizate.

Pe baza înregistrărilor se pot trage concluzii privind funcționarea în ansamblu a punctului termic.

Pentru măsurarea presiunii s-au prevăzut manometre cu arc tubular, montate pe conducte și pe schimbătoarele de căldură, prin intercalarea unui robinet cu ventil. Manometrele montate pe partea agentului termic primar au domeniul de măsură până la 16 bar (M1...M12), iar cele montate pe partea agentului termic secundar au domeniul de măsură până la 6 bar (M13...M22).

Pentru vizualizarea și înregistrarea valorilor minime și maxime ale presiunilor la tabloul de măsură, automatizare și comandă (TMAC) au fost

montate manometre cu contacte electrice pe partea primară (MCE-1, MCE-2), și pe partea secundară (MCE-3...MCE-5).

Pentru măsurarea debitului momentan și a volumului cumulat de agent termic, atât pe partea primară - ramura automatizată (RA) - pe ramura neautomatizată (RNA) - cât și pe circuitul secundar, sunt proiectate, realizate și montate diafragme de măsură (D1; D2; D3).

Valoarea pierderii de sarcină hidraulică și implicit debitul de agent termic vehiculat prin instalație sunt indicate de traductoarele de presiune diferențială (AT36-1...AT36-3), având domeniul de măsură 0...500 mmH<sub>2</sub>O. Traductoarele sunt montate împreună cu cele trei diafragme, două pe primar (D1; D2) și al treilea pe secundar (D3). În paralel cu fiecare din aceste traductoare este montat câte un manometru diferențial tip U (MDU1...MDU3).

Pentru măsurarea cantității de apă de adaos introdusă în instalația de încălzire s-a montat pe conducta de racord a vasului de expansiune un contor de apă cu palete (AR).

Pentru determinarea cantității de căldură cedată de agentul termic primar ( $Q_1$ ) și pentru determinarea cantității de căldură livrată consumatorilor ( $Q_2$ ) s-au montat mai multe tipuri de contoare de căldură, astfel:

- pe ramura (RA) sunt instalate un contor integrator (DEM1+BCI1) și un contor de căldură (AM) "AQUA METRO";
- pe ramura (RNA) un contor integrator (DEM2+BCI2);
- pe conducta de retur primar, ramura (RA) un contor de căldură (CMM), cu mecanisme de indicare și integrare mecanice;
- pe secundar un contor integrator (DEM3+BCI3).

Pentru a înlătura consumurile de energie termică ce nu sunt utilizate de instalația de încălzire centrală, în momentul în care punctul termic este oprit, s-au montat pe returul primar două ventile electromagnetice (VEM1 și VEM2) pe ramura (RA), care închid trecerea agentului termic primar prin schimbătorul de căldură în perioada de oprire a punctului termic.

Realizarea reglajului cantitativ pe partea primară s-a produs cu electrovana (EV1) și, opțional, pe partea secundară cu electrovana (EV2), care sunt cuprinse în bucla de automatizare a punctului termic.

Electrovana reglabilă (EV1), pe lângă reglajul cantitativ reglează și temperatura de retur a agentului termic primar cerută de CT. Acest mod de funcționare duce practic la un reglaj cantitativ-calitativ al agentului termic primar, în punctul termic experimental.

Pentru măsurarea curenților pe cele trei faze s-au montat ampermetrele ( $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ), a tensiunilor - cele trei voltmetre ( $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$ ) și a frecvențelor - cele trei frecvențmetre ( $Hz_1$ ,  $Hz_2$ ,  $Hz_3$ ), toate cele nouă aparate fiind amplasate pe ușa frontală a tabloului TFA<sub>1</sub> (fig. 5.11).

Pentru a urmări consumul de putere activă realizat s-a montat un kilowattmetru (kW), iar pentru consumul de putere reactivă un kilovarmetru (kVAR), ambele fiind amplasate pe ușa frontală a tabloului TFA<sub>1</sub> (fig. 5.11).

Tot pentru măsură, pe ușa aceleiași tablou, s-a montat un cosfimetru ( $\cos\varphi$ ).

Pentru indicarea și înregistrarea la calculatorul (PC) a următoarelor mărimi: curent, tensiune, frecvență, factor de putere, putere activă și putere reactivă sunt montate în tabloul TFA<sub>1</sub> (fig. 5.3) următoarele tipuri de traductoare: de curent (TIA); de tensiune (TUA); de frecvență (TLF); de factor de putere (TFP); de putere activă trifazat (3TPT) și de putere reactivă trifazat (3TQT).

Pentru a urmări și înregistra consumul de energie activă și energie reactivă, ce se realizează la pomparea agentului termic secundar pentru încălzirea clădirilor existente, s-au montat în tabloul TFA<sub>1</sub> (fig. 5.3) câte un contor trifazat de energie activă (kWh) și un contor trifazat de energie reactivă (kVARh), ambele cu generator de impulsuri pentru înregistrare la calculatorul PC.

De asemenea sunt urmărite și înregistrate tensiunea de ieșire și frecvența de ieșire a convertorului static de frecvență (CSFV-050).

Pentru indicarea și înregistrarea turației motoarelor de antrenare a pompelor de circulație a agentului termic secundar (PC1; PC2) s-au montat câte un traductor de turație (TT1; TT2).

Aparatele de măsură, control, reglare, automatizare și contorizare folosite în standul experimental au fost dimensionate și alese, conform parametrilor termici, hidraulici și electrice necesari funcționării normale a punctului termic experimental.

## 6.2. Măsurători efectuate și prelucrarea rezultatelor din punctul termic experimental [35]

Având în vedere structura complexă a standului PT-experimental, s-au întocmit tabele de măsurători și de calcul.

Au fost întocmite mai multe tabele și anume:

-tabel privind reglarea regimului termic și hidraulic al agentului termic primar pentru încălzire (31 coloane);

-tabel privind reglarea regimului termic și hidraulic al agentului termic secundar pentru încălzire (33 coloane);

-tabel privind factorii perturbatori exteriori (vânt, însorire - 3 coloane);

-tabel privind mărimile electrice ale sistemului de acționare electrică (18 coloane);

-tabel privind mărimile electrice reglate ale sistemului electric de acționare reglabil (24 coloane).

În prima etapă măsurătorile s-au efectuat simultan, necesitând un personal numeros. Pe baza unor calcule laborioase s-au obținut valorile mărimilor ce definesc modul real de funcționare a întregului sistem (mașina de lucru cuplată cu mașina de acționare electrică). Ținând cont de faptul că mașina de lucru - PT experimental - are o constantă de timp mare, citirea succesivă a aparatelor conduce la erori mici. Același lucru se poate spune și despre mașina de acționare electrică.

S-au experimentat 5 regimuri de exploatare a schimbătoarelor de căldură din cele 8 regimuri posibile. Notarea lor este făcută conform figurii 5.2. S-au experimentat regimurile: I, II, V, VII și VIII.

Regimul I s-a realizat cu schimbătorul I funcționând în contracurent. În figurile 6.1...6.8. sunt reprezentate:

-variația temperaturilor agentului termic primar  $t_{11}$ -tur --●--●-- și  $t_{12}$ -retur --x--x--;

-variația temperaturilor agentului termic secundar  $t_{21}$ -tur --●--●-- și  $t_{22}$ -retur --x--x--;

-variația căderilor de presiune a agentului termic primar  $\Delta p_{D1}$ , pe diafragma D1 --●--●--;

-variația căderilor de presiune a agentului termic secundar  $\Delta p_{D3}$ , pe diafragma D3 --●--●--;

-variația presiunilor agentului termic primar:  $p_{11}$ -tur --●--●--;  $p_{12}$ -retur --x--x-- și a agentului termic secundar  $p_{21}$ -tur --●--●--;  $p_{22}$ -retur --x--x--;

-variația temperaturii exterioare  $t_c$  --●--●-- și a temperaturii interioare  $t_i$  --x--x--;

-variația debitului de agent termic primar  $G_1$  --●--●-- și agentului termic secundar  $G_2$  --x--x--;

-variația consumului de căldură cedată de la agentul termic primar  $Q_1$  --●--●-- și a căldurii livrate clădirilor încălzite de agentul termic secundar  $Q_2$  --x--x--.

Regimul II s-a realizat cu schimbătorul I funcționând în echicurent. În figurile 6.9...6.16. sunt reprezentate aceleași mărimi enumerate anterior, dar cu variațiile lor specifice altui regim de funcționare, în echicurent.

Regimul V s-a realizat cu schimbătorul I și schimbătorul II funcționând în serie, în contracurent. În figurile 6.17...6.24. sunt reprezentate aceleași mărimi ca și la primul regim, dar cu alți parametri.

Regimul VII s-a realizat cu schimbătorul I și schimbătorul II funcționând în paralel, în contracurent. În figurile 6.25...6.32. sunt reprezentate aceleași mărimi ca și la primul, dar cu alți parametri.

Regimul VIII s-a realizat cu schimbătorul I și schimbătorul II funcționând în paralel, în echicurent. În figurile 6.33...6.40. sunt reprezentate aceleași mărimi ca și la primul regim, dar cu alți parametri.

Toate cele cinci regimuri s-au obținut prin reglaje cantitative ale debitului primar, utilizând vanele de reglare, rezultând în consecință temperaturile dorite în circuitul secundar.

Analizând cele 40 figuri, se observă că agentul termic primar nu respectă graficul de reglaj calitativ. Pentru agentul termic secundar, în punctul termic experimental s-a realizat doar reglajul termic calitativ, ce a rezultat ca urmare a variației cantitative a agentului termic primar. Se observă că debitul vehiculat de pompa de circulație a agentului termic secundar ( $G_2$ ) a fost aproape constant pe întreaga perioadă de funcționare măsurată, cu mici variații, aproape ne semnificative.

Prin introducerea interfeței de proces ADA 1100, precum și construirea unor traductoare specializate destinate punctului termic experimental (descrise în subcapitolul 5.4.4.) au permis achiziționarea automată a tuturor mărimilor de interes din procesul de încălzire centrală și stocarea lor în fișiere de date.

Aceste fișiere sunt prelucrate ulterior prin programe de reglare, sau de prezentare grafică pe ecran. Listingul programului (realizat în limbaj C++), destinat prezentării grafice a datelor achiziționate din proces, este prezentat în subcapitolul 6.2.1.

În anexa 6.1. sunt redate programe în limbajul C++ destinate achiziției datelor măsurate de la traductoare și transmițerii de comenzi, utilizând placa de interfață ADA 1100.

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP I PB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN 4 TRONSOANE DE 4 m LUNGIME, FUNCȚIONĂND ÎN CONTRACURRENT

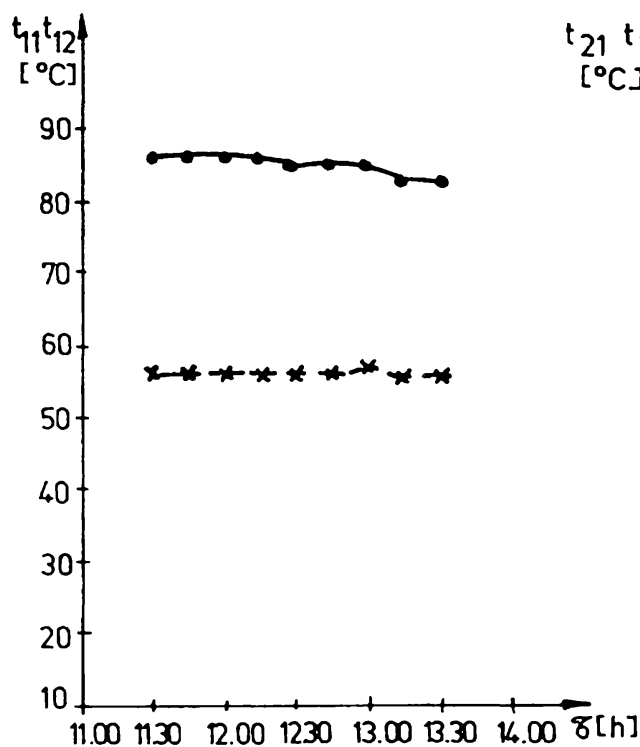


FIG. 6.1. Variația temperaturilor agentului termic primar  $t_{11}$ -tur și  $t_{12}$  retur la data de 4.03.1994 - Schimbătorul I în contracurent

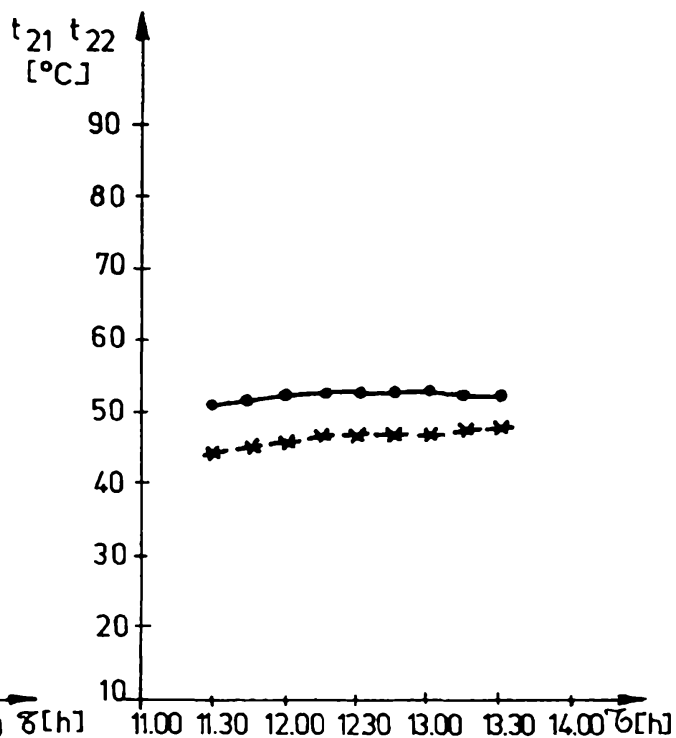


FIG. 6.2. Variația temperaturilor agentului termic secundar  $t_{21}$ -tur și  $t_{22}$  retur la data de 4.03.1994 - Schimbătorul I în contracurent

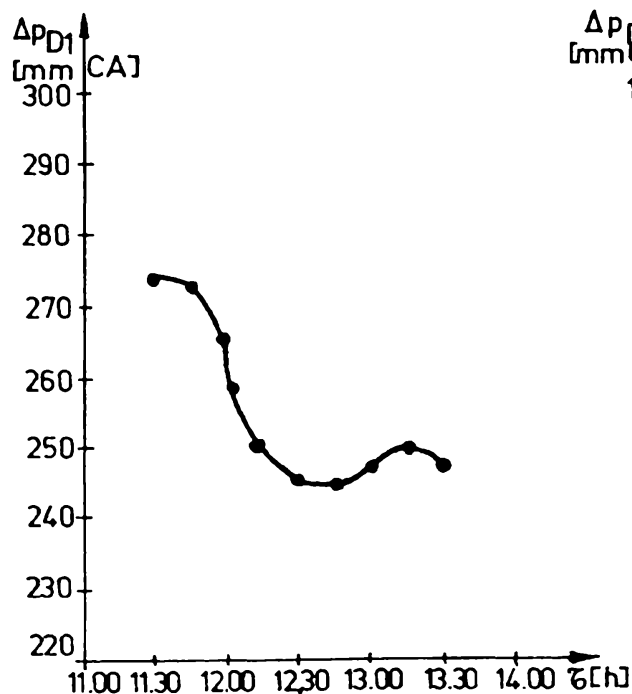


FIG. 6.3. Variația căderilor de presiune a agentului termic primar  $\Delta p$  pe diafragma  $D_1$  la data de 4.03.1994 - Schimbătorul I în contracurent

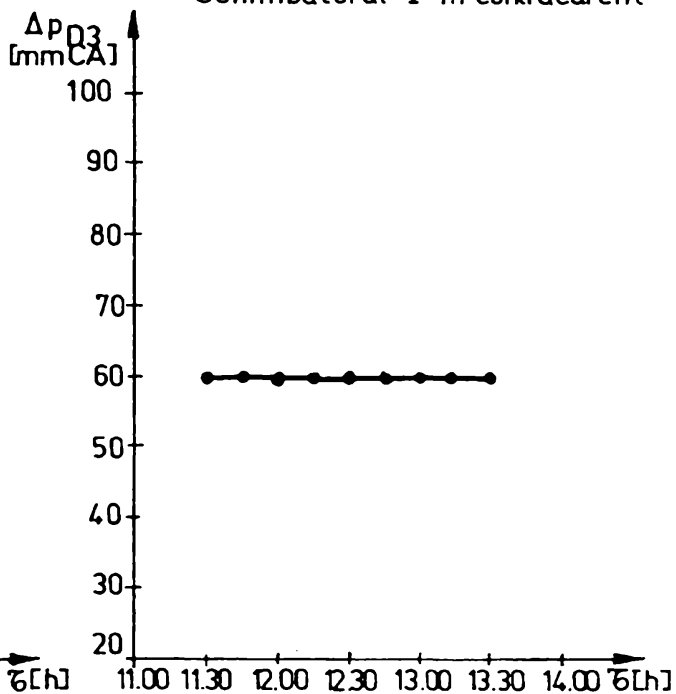


FIG. 6.4. Variația căderilor de presiune a agentului termic secundar  $\Delta p$  pe diafragma  $D_3$  la data de 4.03.1994 - Schimbătorul I în contracurent

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP I PB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN 4 TRONSOANE DE 4 m LUNGIME, FUNCȚIONĂND ÎN CONTRACURRENT

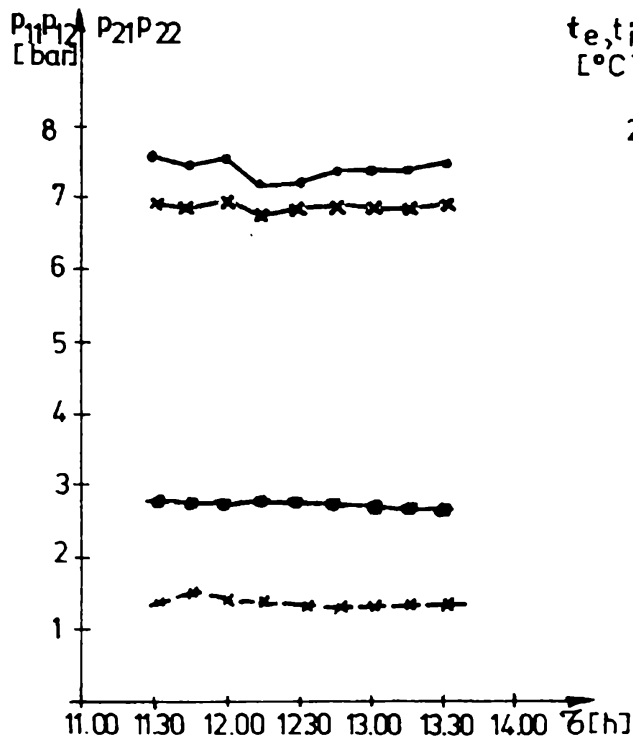


FIG. 6.5. Variatia presiunilor agentului termic primar  $p_{11}$  tur  $\bullet-\bullet-$ ,  $p_{12}$  retur  $\times-\times-$  și a agentului termic secundar  $p_{21}$  tur  $\bullet-\bullet-$ ,  $p_{22}$  retur  $\times-\times-$  la data de 4.03.1994. Schimbătorul I în contracurent

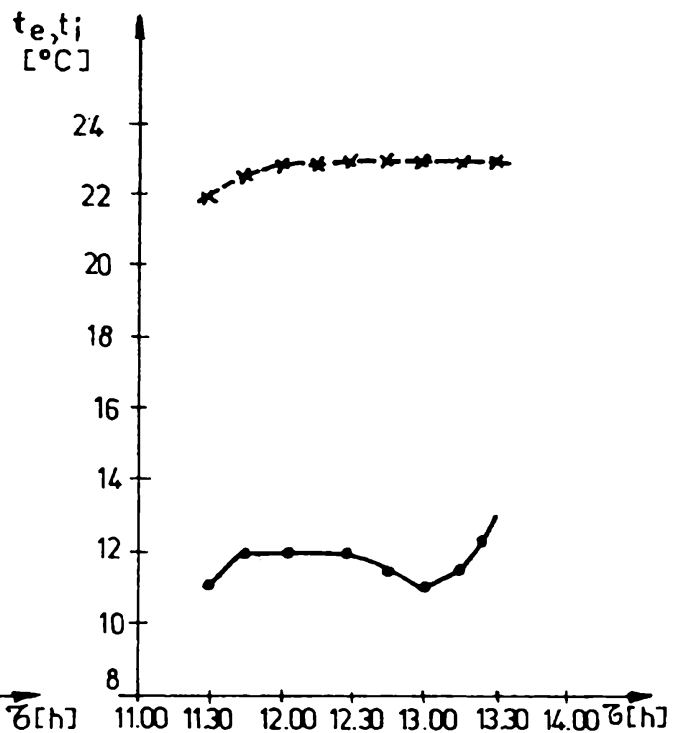


FIG. 6.6. Variatia temperaturilor exterioare  $t_e$   $\bullet-\bullet-$  și a temperaturilor interioare  $t_i$   $\times-\times-$  la data de 4.03.1994. Schimbătorul I în contracurent

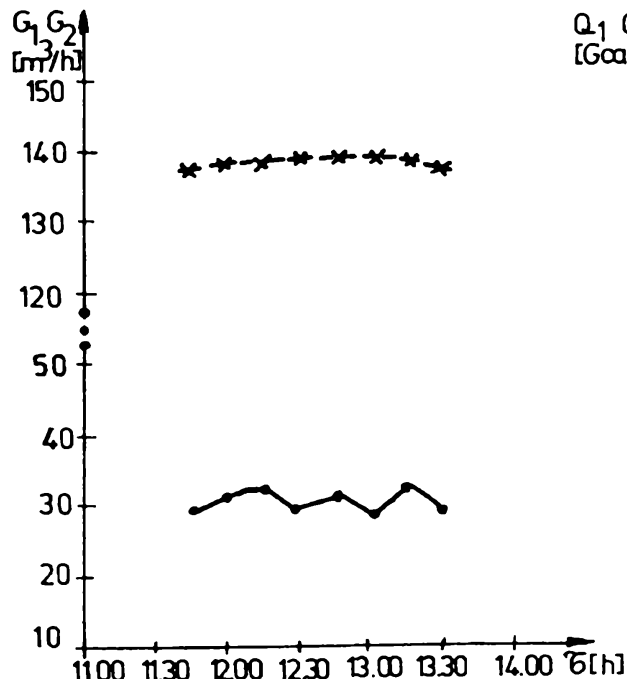


FIG. 6.7. Variatia debitului agentului termic primar  $G_1$   $\bullet-\bullet-$  și a agentului termic secundar  $G_2$   $\times-\times-$  la data de 4.03.1994. Schimbătorul I în contracurent

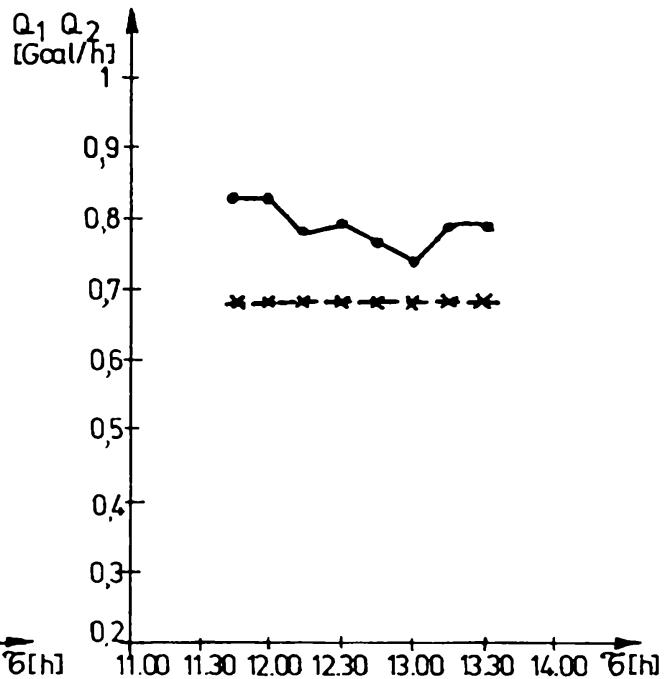


FIG. 6.8. Variatia consumului de caldura de la agentul termic primar  $Q_1$   $\bullet-\bullet-$  și de la agentul termic secundar  $Q_2$   $\times-\times-$  la data de 4.03.1994. Schimbătorul I în contracurent



SCIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP I P B CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN 4 TRONSOANE DE 4 m LUNGIME, FUNCȚIONÂND ÎN ECHICURENT

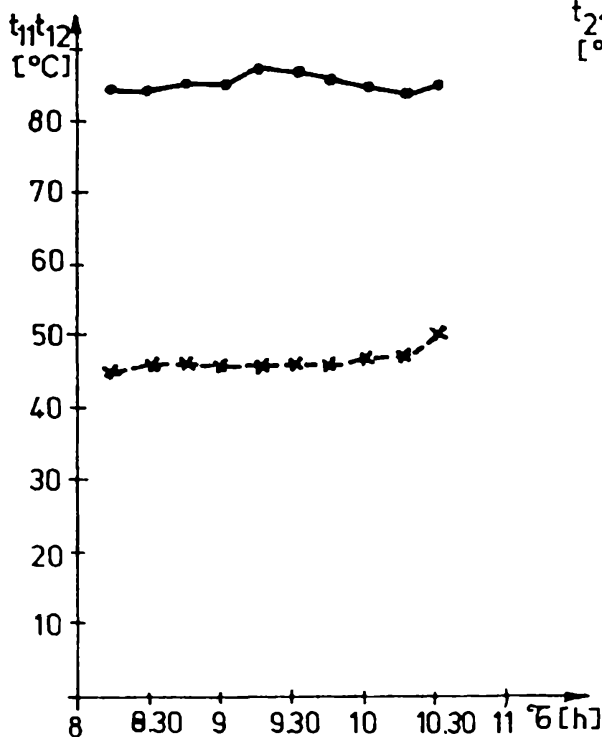


FIG. 6.9. Variația temperaturilor agentului termic primar  $t_{11}$ -tur  $\bullet$  și  $t_{12}$ -retur  $\times$  la data de 7.03.1994  
Schimbător I în echicurent

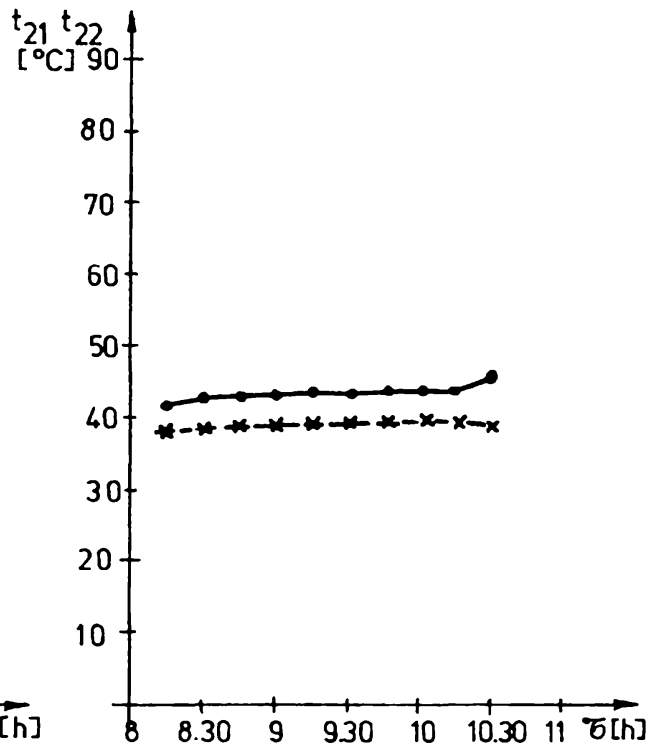


FIG. 6.10. Variația temperaturii agentului termic secundar  $t_{21}$ -tur  $\bullet$  și  $t_{22}$ -retur  $\times$  la data de 7.03.1994  
Schimbător I în echicurent

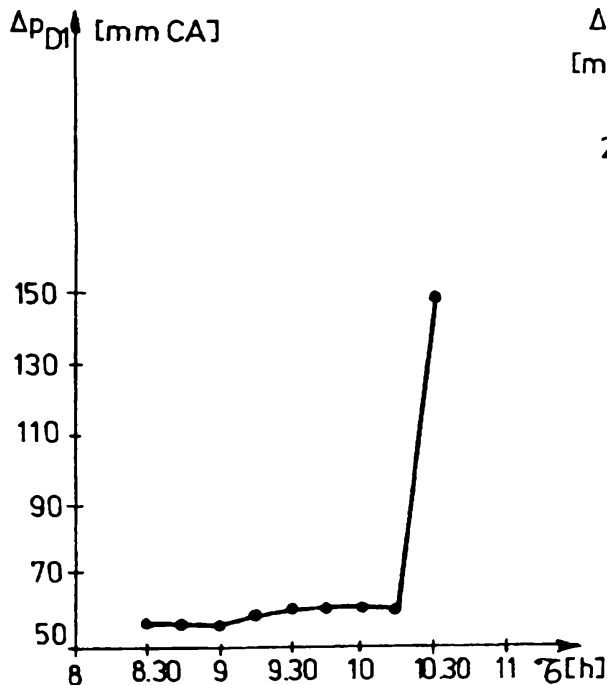


FIG. 6.11. Variația căderilor de presiune a agentului termic primar  $\Delta p$  pe diafragma  $D_1$  la data de 7.03.1994  
Schimbător I în echicurent

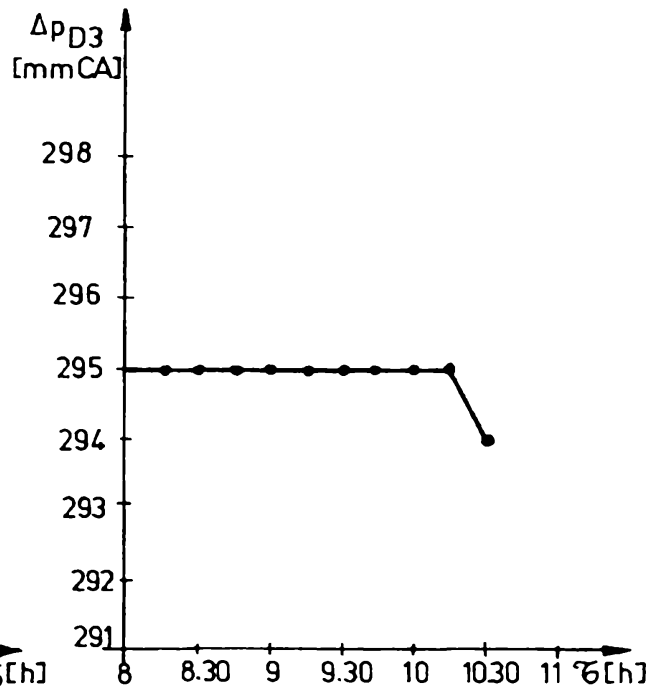


FIG. 6.12. Variația căderilor de presiune a agentului termic secundar  $\Delta p$  pe diafragma  $D_3$  la data de 7.03.1994  
Schimbător I în echicurent

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP I P B CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN 4 TRONSOANE DE 4m LUNGIME, FUNCȚIONĂND ÎN ECHICURENT

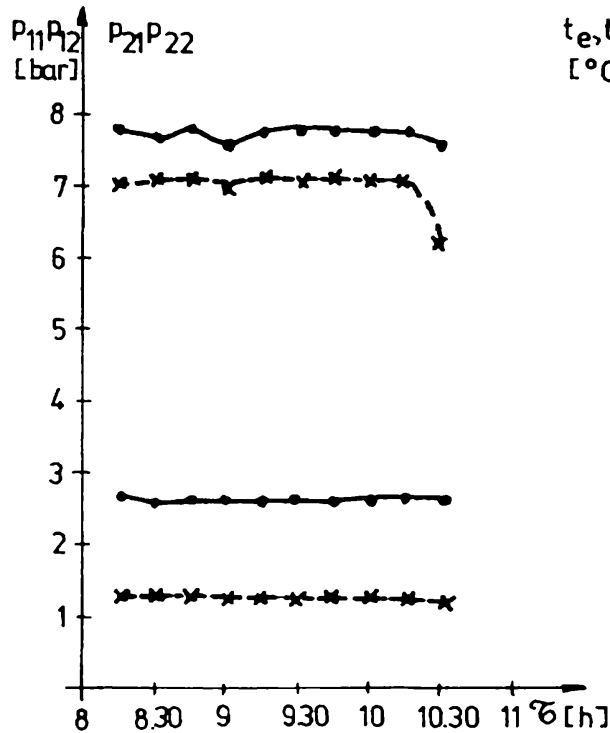


FIG.6.13. Variatia presiunilor agentului termic primar  $p_{11}$ -tur  $\bullet$ - $\bullet$   $p_{12}$ -retur  $\times$ - $\times$  și a agentului termic secundar  $p_{21}$ -tur  $\bullet$ - $\bullet$   $p_{22}$ -retur  $\times$ - $\times$  la data de 7.03.1994

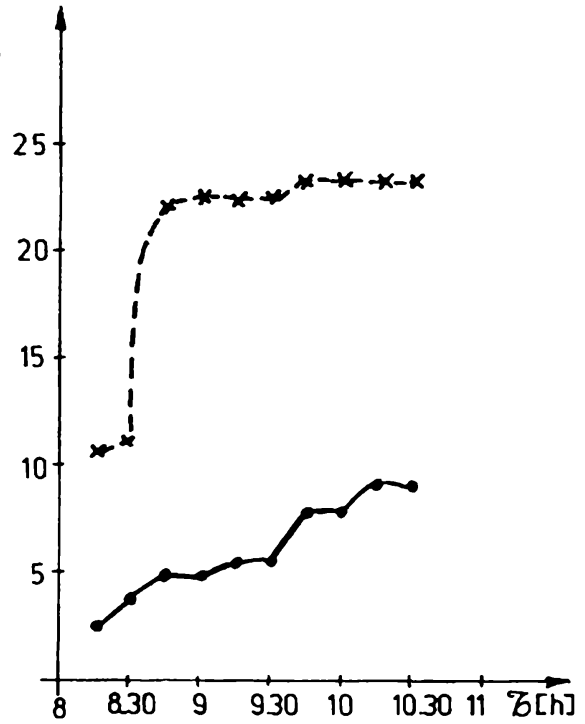


FIG.6.14. Variatia temperaturilor exterioare  $t_e$   $\bullet$ - $\bullet$  și a temperaturilor interioare  $t_i$   $\times$ - $\times$  la data de 7.03.1994

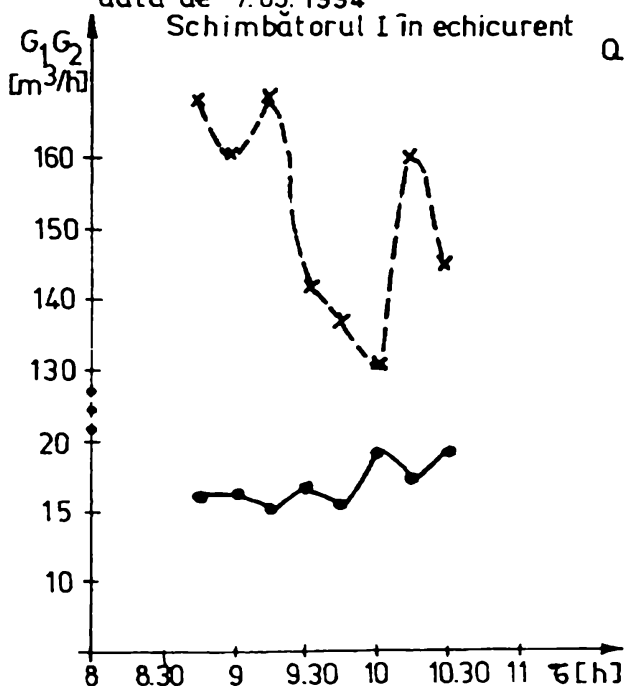


FIG.6.15. Variatia debitului agentului termic primar  $G_1$   $\bullet$ - $\bullet$  și a agentului termic secundar  $G_2$   $\times$ - $\times$  la data de 7.03.1994  
Schimbătorul I în echicurent

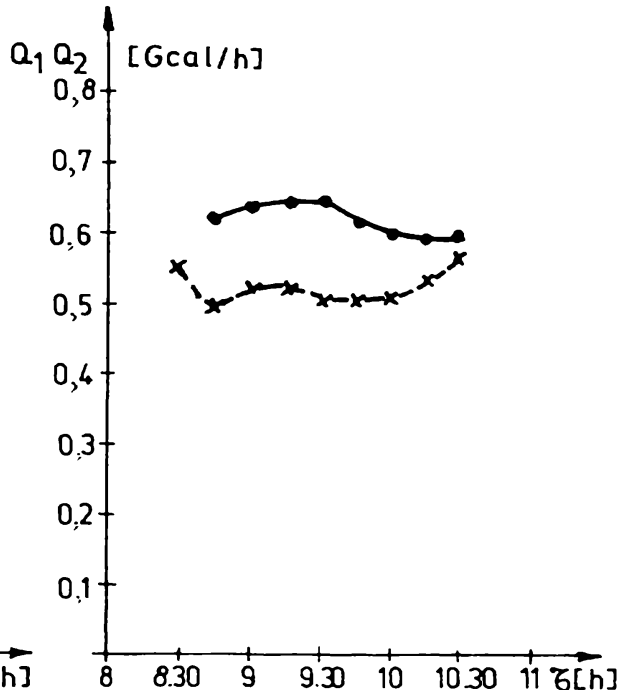


FIG.6.16. Variatia consumului de căldură de la agentul termic primar  $Q_1$   $\bullet$ - $\bullet$  și de la agentul termic secundar  $Q_2$   $\times$ - $\times$  la data de 7.03.1994  
Schimbătorul I în echicurent

SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ TIP I P B CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMATE DIN 4 TRONSOANE FIECARE, DE 4 m LUNGIME, FUNCȚIONĂND ÎN SERIE, ÎN CONTRACURRENT

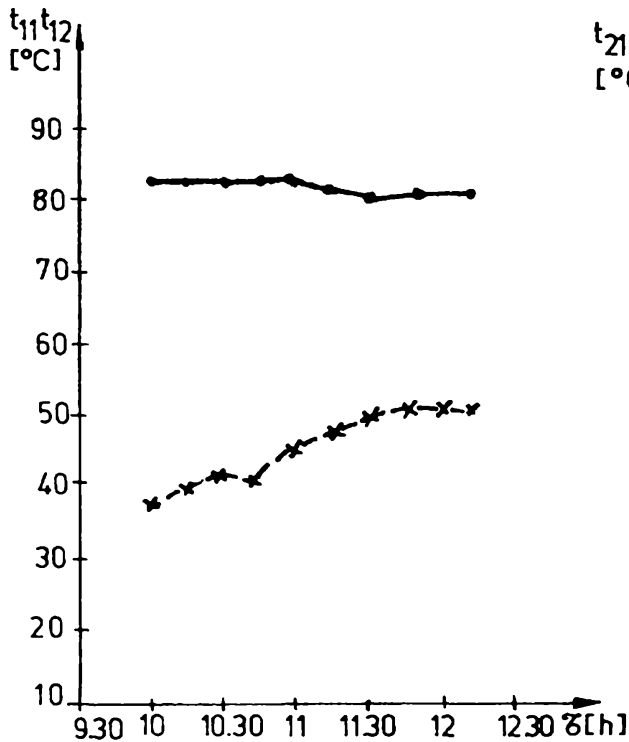


FIG. 6.17. Variația temperaturilor agentului termic primar  $t_{11}$ -tur  $\bullet-\bullet$  și  $t_{12}$ -retur  $\times-\times$  la data de 10.03.1994 Schimbătorul I + II serie -contracurent

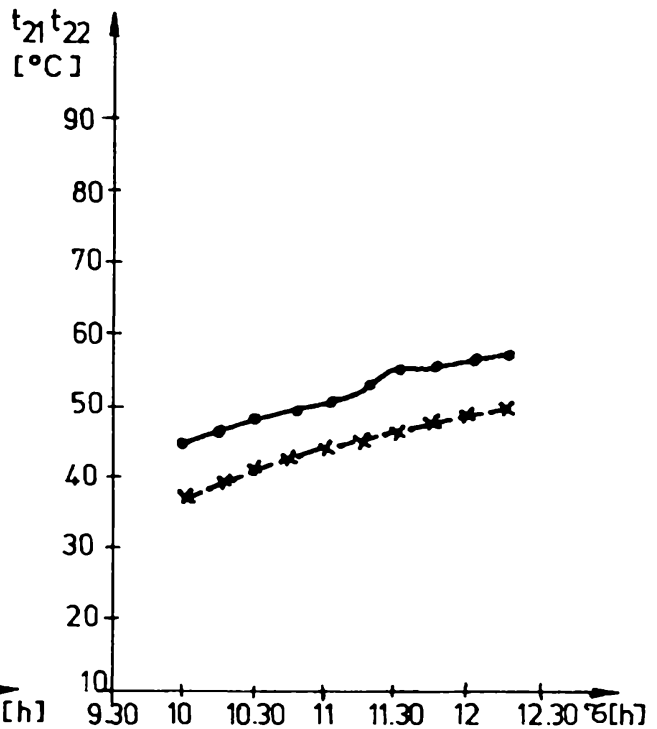


FIG. 6.18. Variația temperaturilor agentului termic secundar  $t_{21}$ -tur  $\bullet-\bullet$   $t_{22}$ -retur  $\times-\times$  la data de 10.03.1994 Schimbătorul I + II în serie contracurent

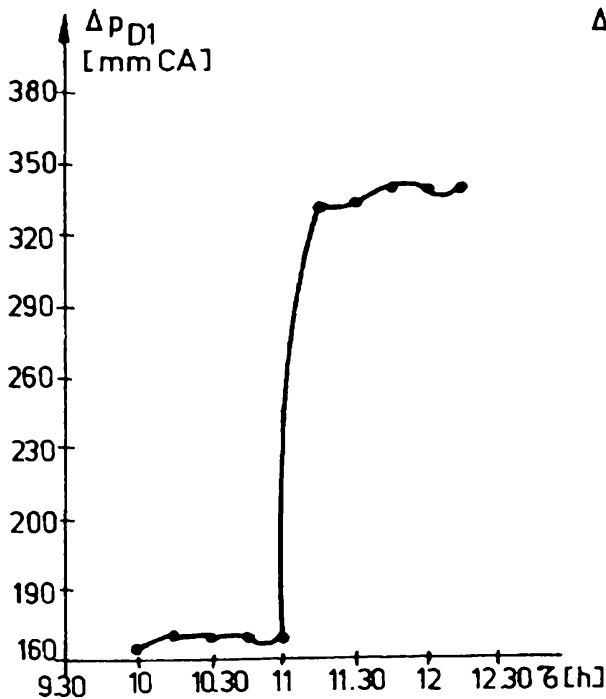


FIG. 6.19. Variația căderilor de presiune a agentului termic primar  $\Delta p$  pe diafragma  $D_1$  la data de 10.03.1994 Schimbătorul I + II în serie -contracurent

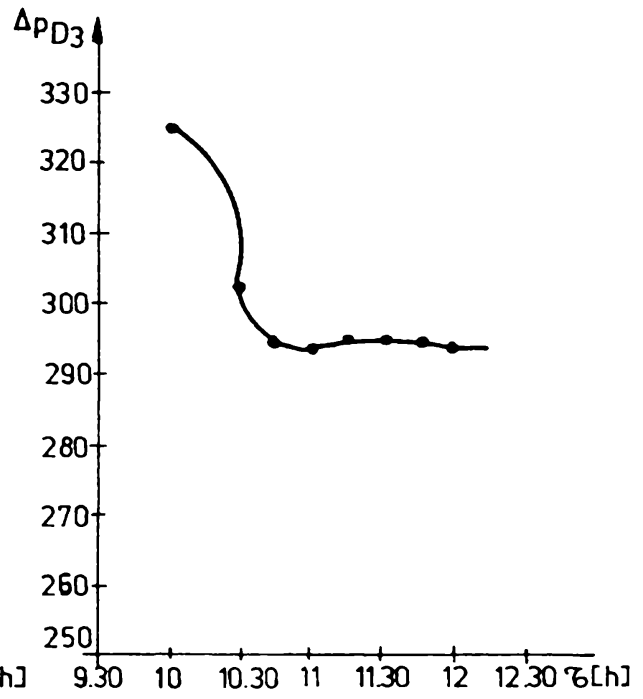


FIG. 6.20. Variația căderilor de presiune a agentului termic secundar  $\Delta p$  pe diafragma  $D_3$  la data de 10.03.1994 Schimbătorul I + II în serie-contracurent

SCAMBĂTOARE DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMATE DIN 4 TRONSOANE FIECĂRE, DE 4 m LUNGIME, FUNCȚIONĂND ÎN SERIE, ÎN CONTRACURRENT

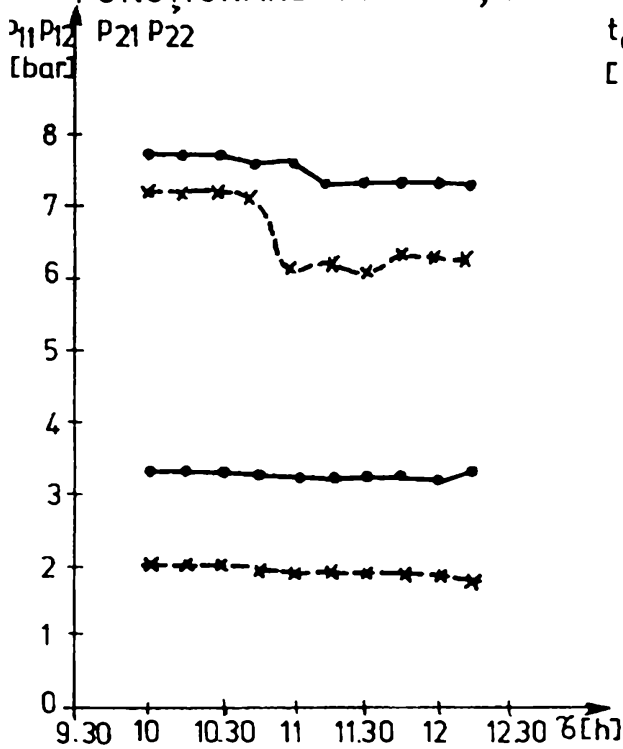


FIG. 6.21. Variația presiunilor agentului termic primar  $p_{11}$ -tur (—●—)  $p_{12}$ -retur (—x—) și a agentului termic secundar  $p_{21}$ -tur (—●—)  $p_{22}$ -retur (—x—) la data de 10.03.1994

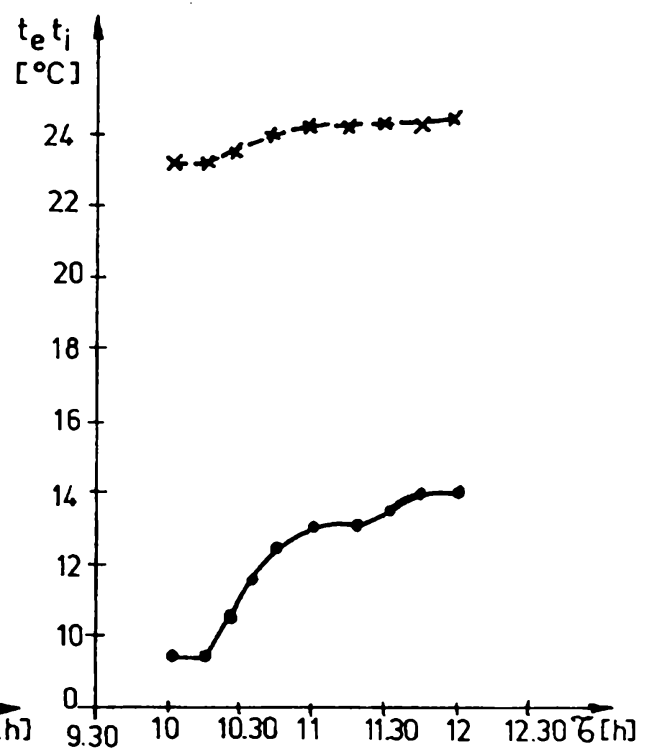


FIG. 6.22. Variația temperaturilor exterioare  $t_e$  (—●—) și a temperaturilor interioare  $t_i$  (—x—) la data de 10.03.1994

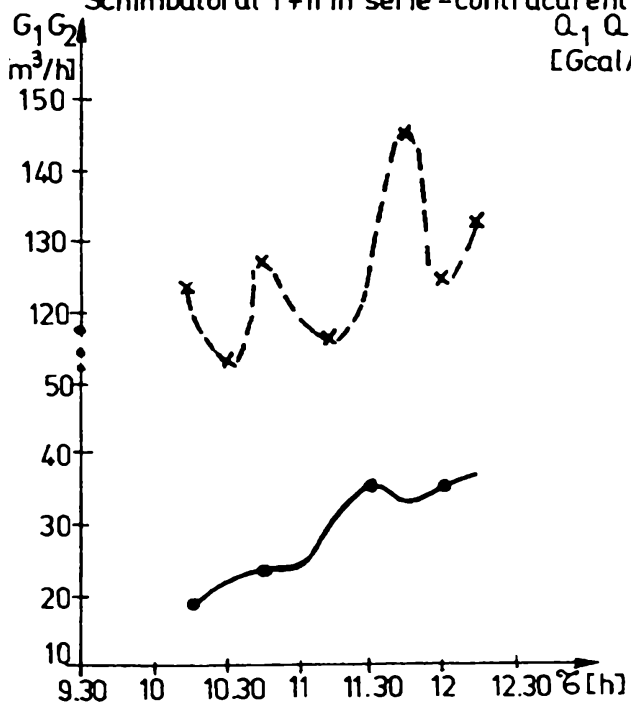


FIG. 6.23. Variația debitului agentului primar  $G_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $G_2$  (—x—) la data de 10.03.1994

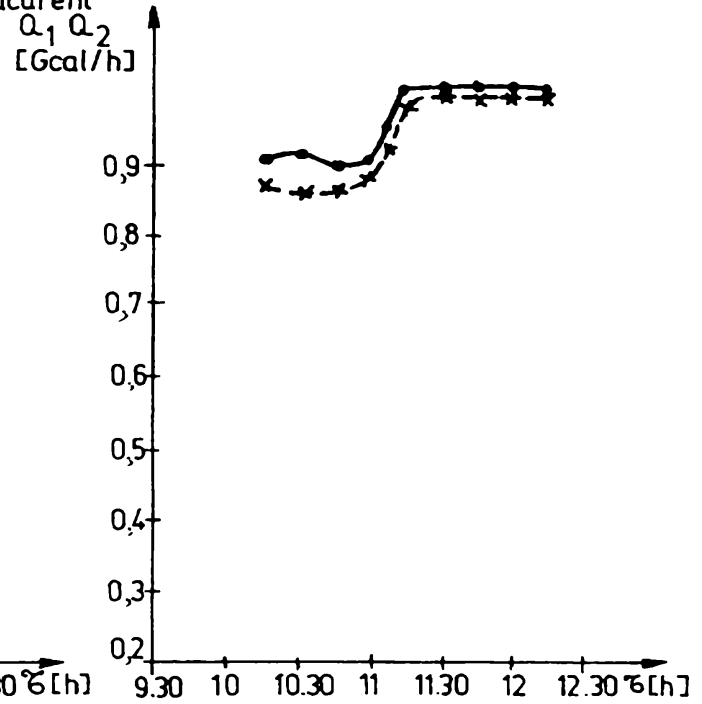


FIG. 6.24. Variația consumului de căldură de la agentul termic primar  $Q_1$  (—●—) și de la agentul termic secundar  $Q_2$  (—x—) la data de 10.03.1994

SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ TIP IP B CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMATE DIN 4 TRONSOANE FIECARE, DE 4m LUNGIME, FUNCȚIONÂND ÎN PARALEL, ÎN CONTRACURRENT

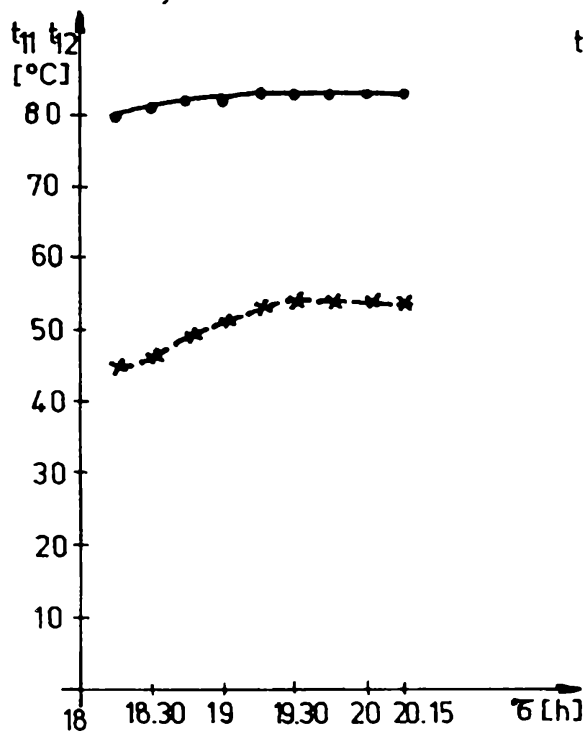


FIG. 6.25. Variația temperaturilor agentului termic primar  $t_{11}$  - tur  $\bullet-\bullet-$  și  $t_{12}$  - retur  $\times-\times-$  la data de 9.03.1994 Schimbătorul I-II în contracurent

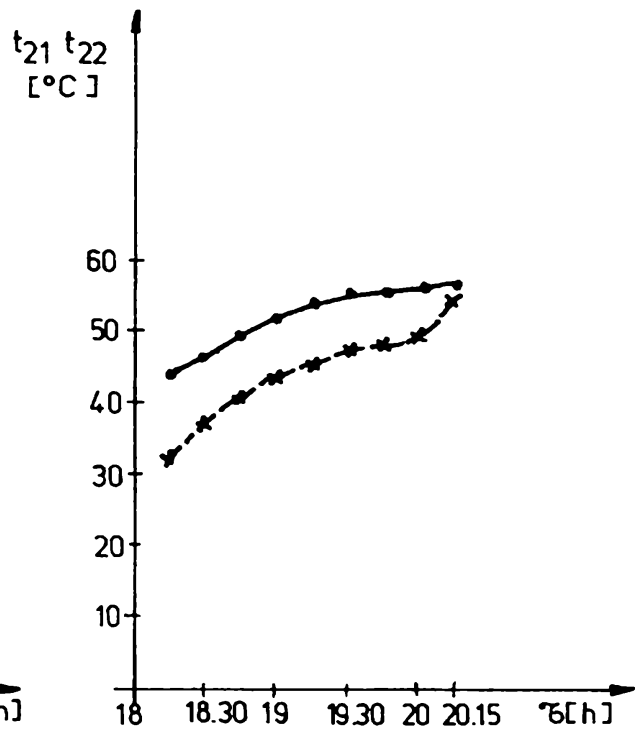


FIG. 6.26. Variația temperaturilor agentului termic secundar  $t_{21}$  - tur  $\bullet-\bullet-$  și  $t_{22}$  - retur  $\times-\times-$  la data de 9.03.94 Schimbătorul I - II în contracurent

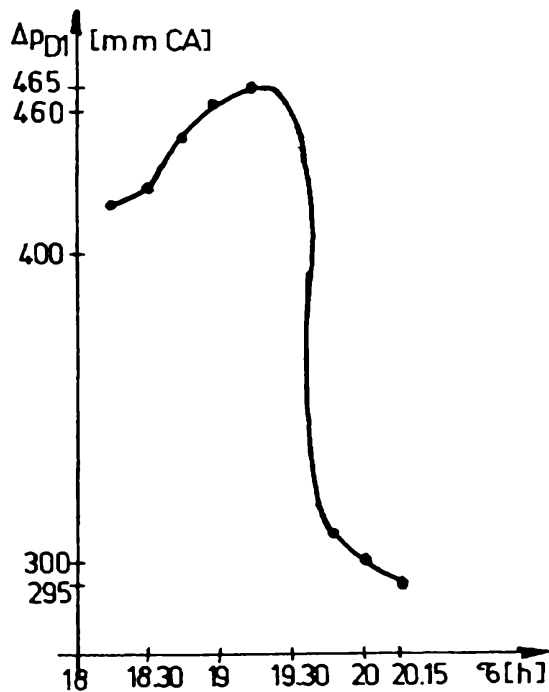


FIG. 6.27. Variația căderilor de presiune a agentului termic primar  $\Delta p$  pe diafragma D<sub>1</sub> la data de 9.03.1994 Schimbătorul I-II în contracurent

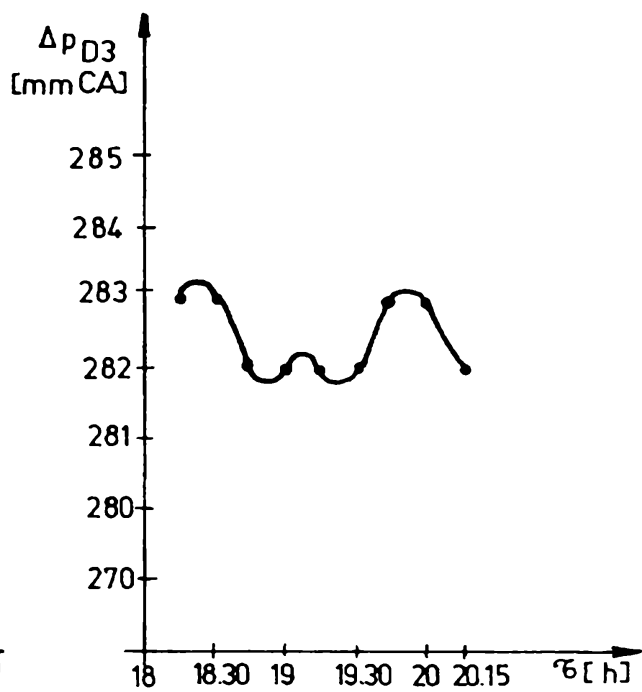


FIG. 6.28. Variația căderilor de presiune a agentului termic secundar  $\Delta p$  pe diafragma D<sub>3</sub> la data de 9.03.1994 Schimbătorul I - II în contracurent

SCHIMBĂTOARE DE CALDURA TIP I P B CU 85 ŢEVI DE OŢEL ÎN TRONSON, FORMATE DIN 4 TRONSOANE FIECARE, DE 4 m LUNGIME, FUNCŢIONÂND ÎN PARALEL, ÎN CONTRACURRENT

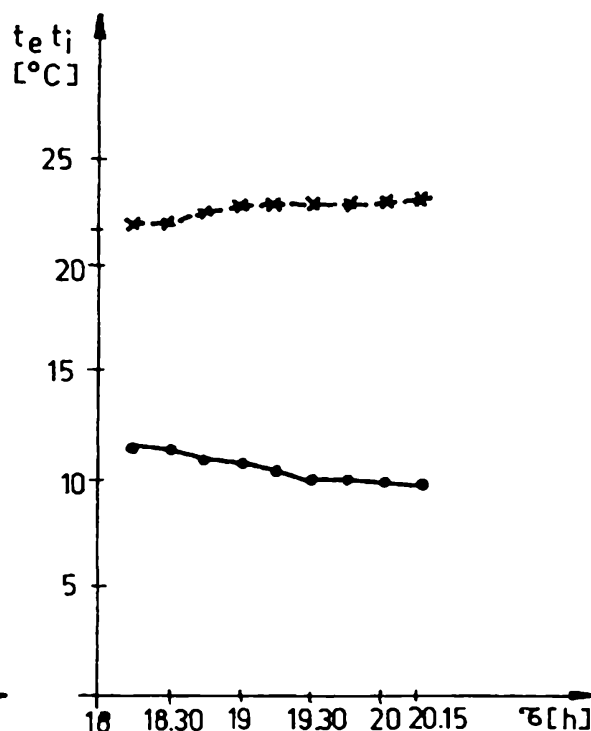
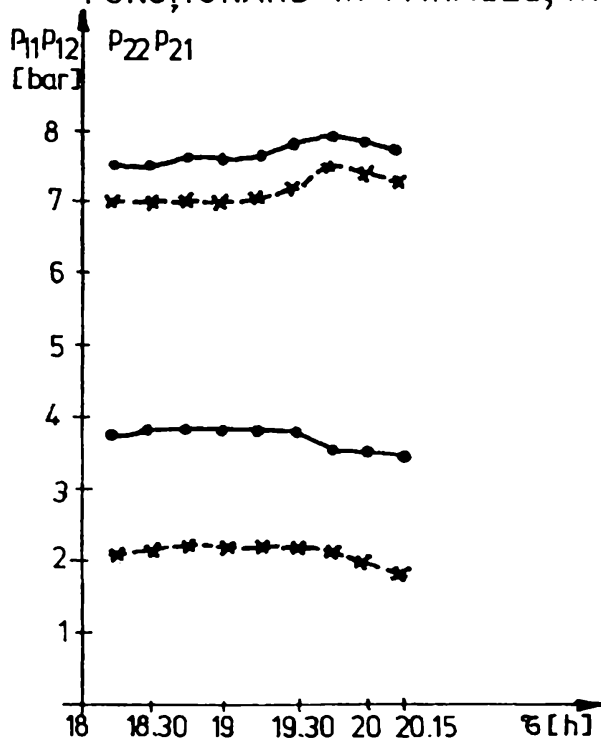


FIG. 6.29. Variația presiunilor agentului termic primar  $p_{11}$ -tur  $\bullet$ - $\bullet$   $p_{12}$ -retur  $\times$ - $\times$  și a agentului termic secundar  $p_{21}$ -tur  $\bullet$ - $\bullet$   $p_{22}$ -retur  $\times$ - $\times$  la data de 9.03.1994

FIG. 6.30. Variația temperaturilor exterioare  $t_e$   $\bullet$ - $\bullet$  și a temperaturilor interioare  $t_i$   $\times$ - $\times$  la data de 9.03.1994

Schimbătorul I - II în contracurent

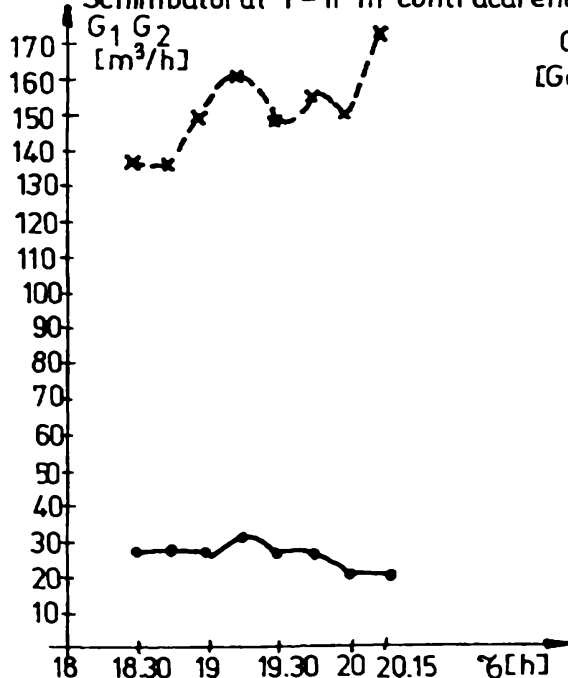


FIG. 6.31. Variația debitului agentului termic primar  $G_1$   $\bullet$ - $\bullet$  și a agentului termic secundar  $G_2$   $\times$ - $\times$  la data de 9.03.1994

Schimbătorul I - II în contracurent

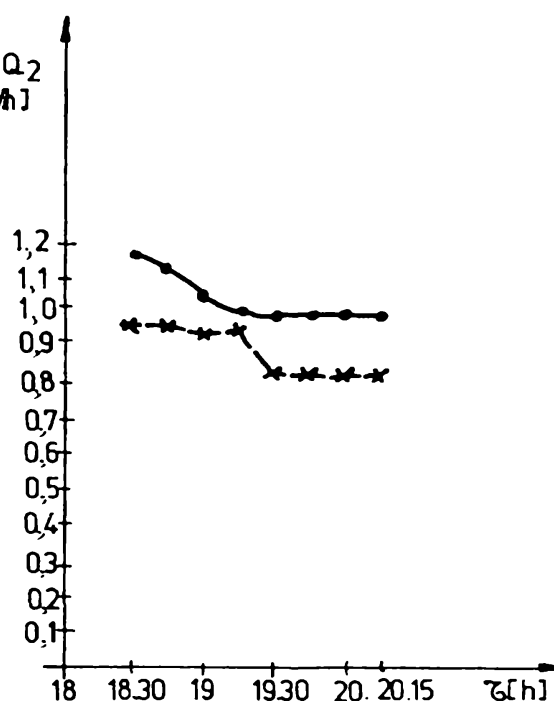


FIG. 6.32. Variația consumului de căldură de la agentul termic primar  $Q_1$   $\bullet$ - $\bullet$  și de la agentul termic secundar  $Q_2$   $\times$ - $\times$  la data de 9.03.1993

Schimbătorul I - II în contracurent

SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ TIP 1 P B CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMATE DIN 4 TRONSOANE FIECARE, DE 4 m LUNGIME, FUNCȚIONÂND ÎN ECHICURENT

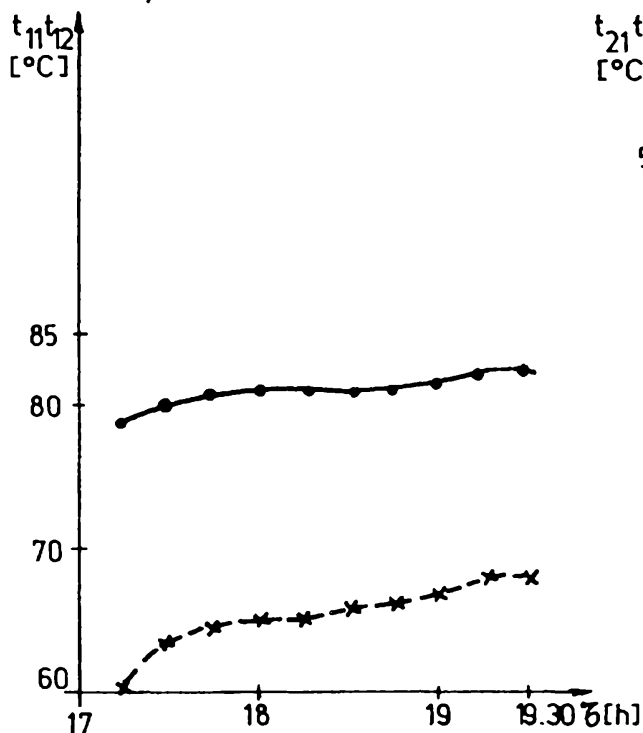


FIG. 6.33. Variația temperaturilor agentului termic primar  $t_{11}$ -tur  $\bullet-\bullet$  și  $t_{12}$ -retur  $x-x$  la data de 7.03.1994 Schimbătorul I-II în echicurent paralel

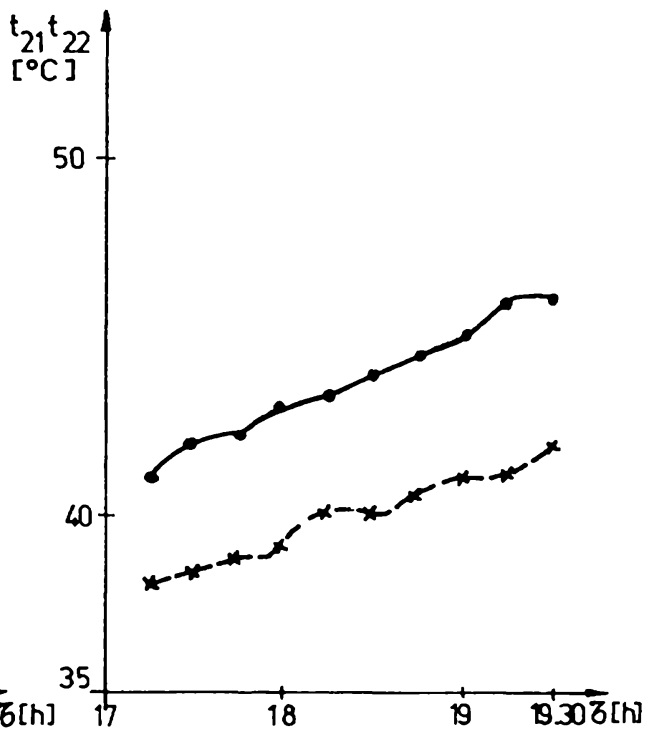


FIG. 6.34. Variația temperaturilor agentului termic secundar  $t_{21}$ -tur  $\bullet-\bullet$  și  $t_{22}$ -retur  $x-x$  la data de 7.03.1994 Schimbătorul I-II în echicurent paralel

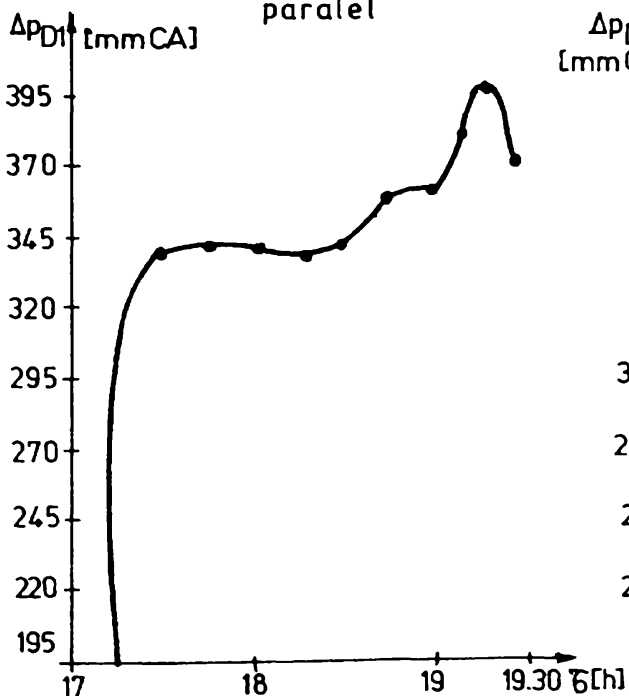


FIG. 6.35. Variația căderilor de presiune a agentului termic primar  $\Delta p$  pe diafragma D1 la data de 7.03.1994 Schimbătorul I-II în echicurent paralel

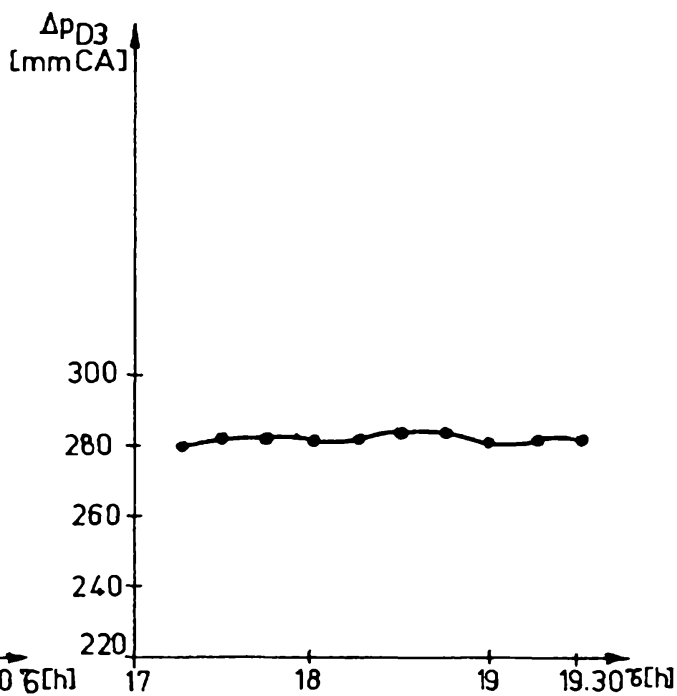


FIG. 6.36. Variația căderilor de presiune a agentului termic secundar  $\Delta p$  pe diafragma D3 la data de 7.03.1994 Schimbătorul I-II în echicurent paralel

SCAMBĂTOARE DE CĂLDURĂ TIP 1PB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMATE DIN 4 TRONSOANE FIECARE, DE 4 m LUNGIME, FUNCȚIONĂND ÎN ECHICURENT

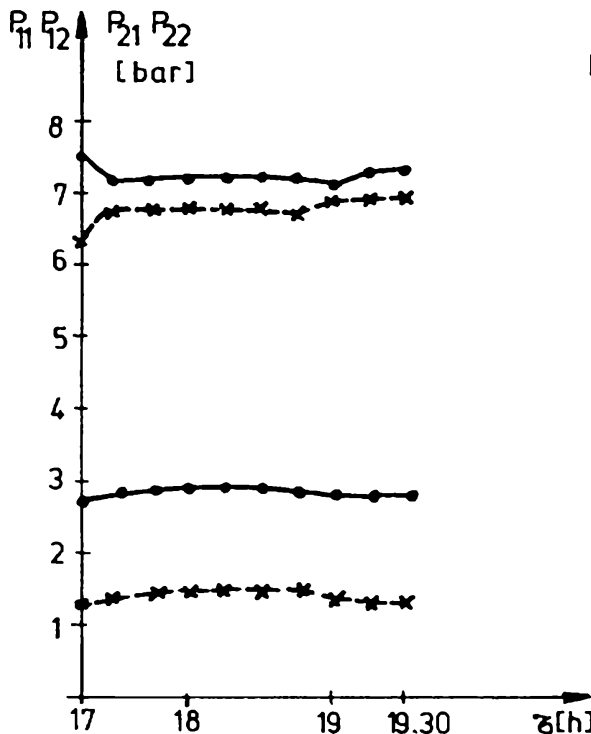


FIG. 6.37. Variația presiunilor agentului termic primar  $p_{11}$ -tur  $\bullet$ - $\bullet$   $p_{12}$ -retur  $\times$ - $\times$  și a agentului termic secundar  $t_{21}$ -tur  $\bullet$ - $\bullet$   $t_{22}$ -retur  $\times$ - $\times$  la data de 7.03.1994

Schimbătorul I-II în echicurent paralel

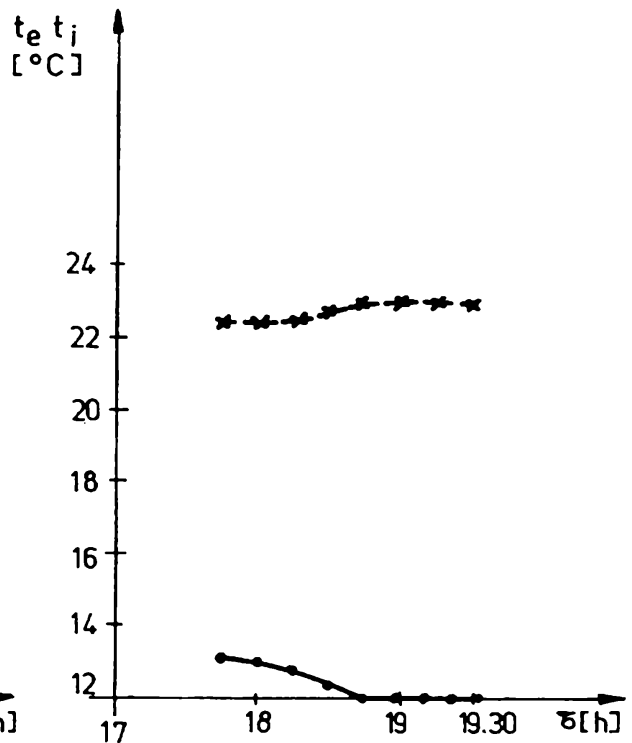


FIG. 6.38. Variația temperaturilor exterioare  $t_e$   $\bullet$ - $\bullet$  și a temperaturilor interioare  $t_j$   $\times$ - $\times$  la data de 7.03.1994

Schimbătorul I-II în echicurent paralel

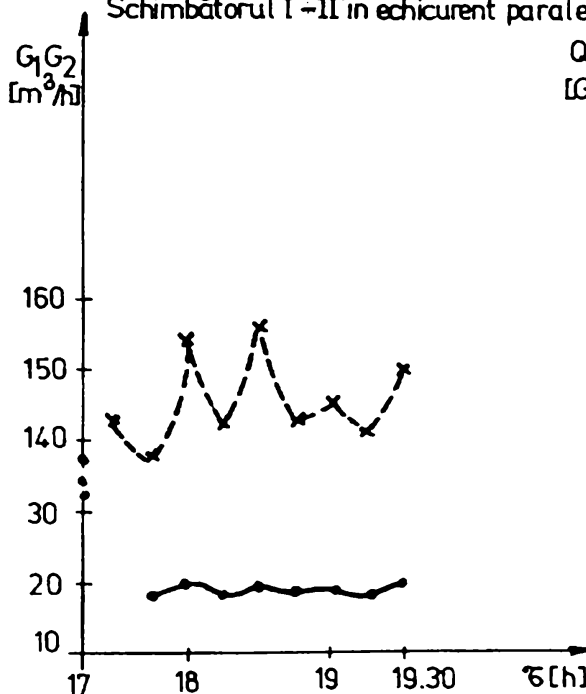


FIG. 6.39. Variația debitului agentului termic primar  $G_1$   $\bullet$ - $\bullet$  și a agentului termic secundar  $G_2$   $\times$ - $\times$  la data de 7.03.1994

Schimbătorul I-II în echicurent paralel

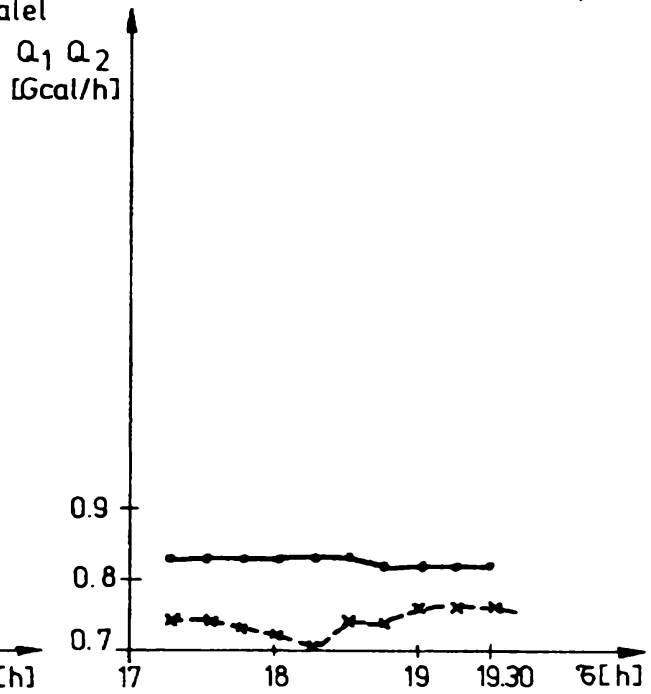


FIG. 6.40. Variația consumului de căldură de la agentul termic primar  $Q_1$   $\bullet$ - $\bullet$  și de la agentul termic secundar  $Q_2$   $\times$ - $\times$  la data de 7.03.1994

Schimbătorul I-II în echicurent paralel



SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ TIP I PB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMATE DIN 4 TRONSOANE FIECARE, DE 4 m LUNGIME, FUNCȚIONÂND ÎN ECHICURENT

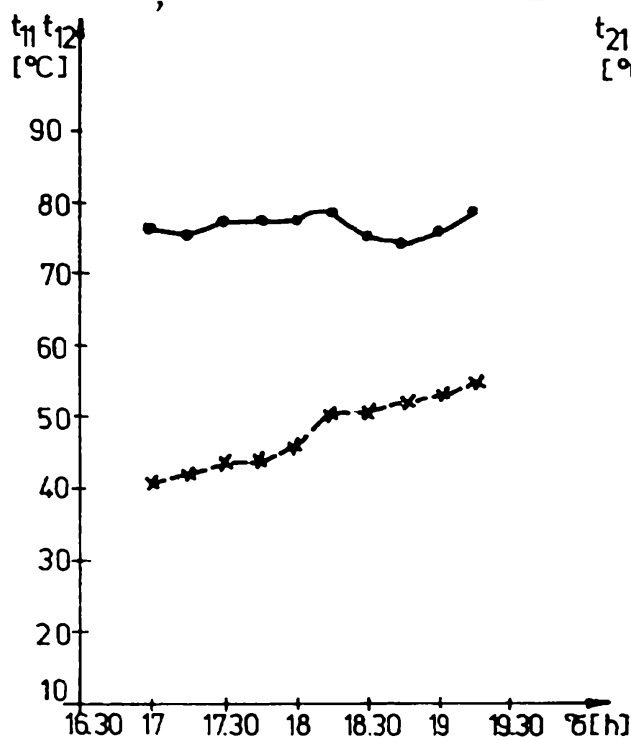


FIG. 6.41. Variația temperaturilor agentului termic primar  $t_{11}$ -tur  $\bullet$ - $\bullet$  și  $t_{12}$ -retur  $\times$ - $\times$  la data de 8.03.1994  
Schimbătorul I+II în echicurent

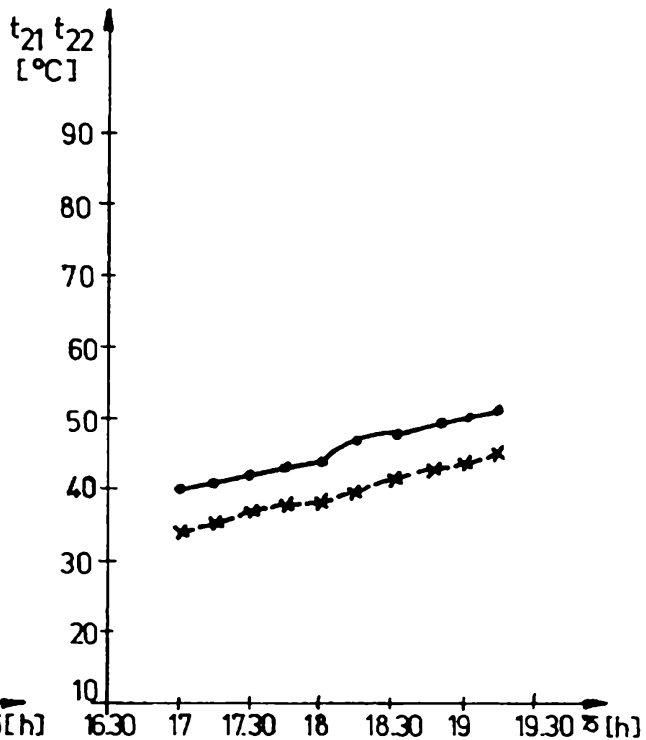


FIG. 6.42. Variația temperaturilor agentului termic secundar  $t_{21}$ -tur  $\bullet$ - $\bullet$  și  $t_{22}$ -retur  $\times$ - $\times$  la data de 8.03.1994  
Schimbătorul I + II în echicurent

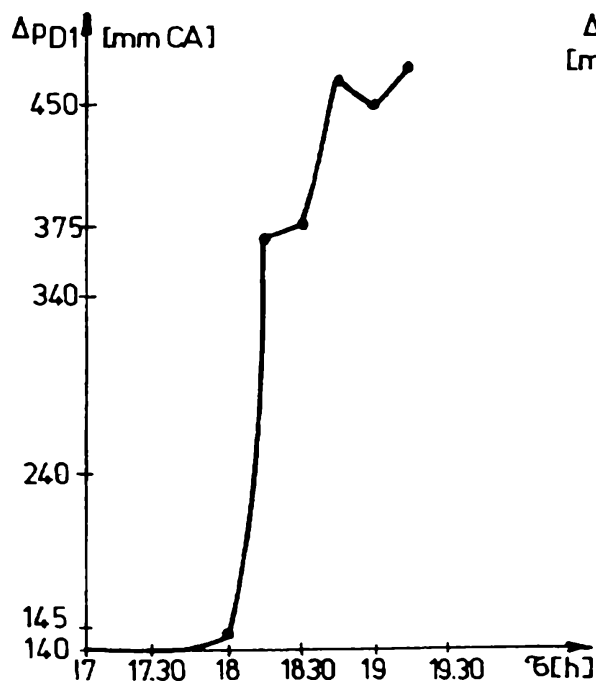


FIG. 6.43. Variația căderilor de presiune a agentului termic primar  $\Delta p$  pe diafragma D<sub>1</sub> la data de 8.03.1994  
Schimbător I + II în echicurent

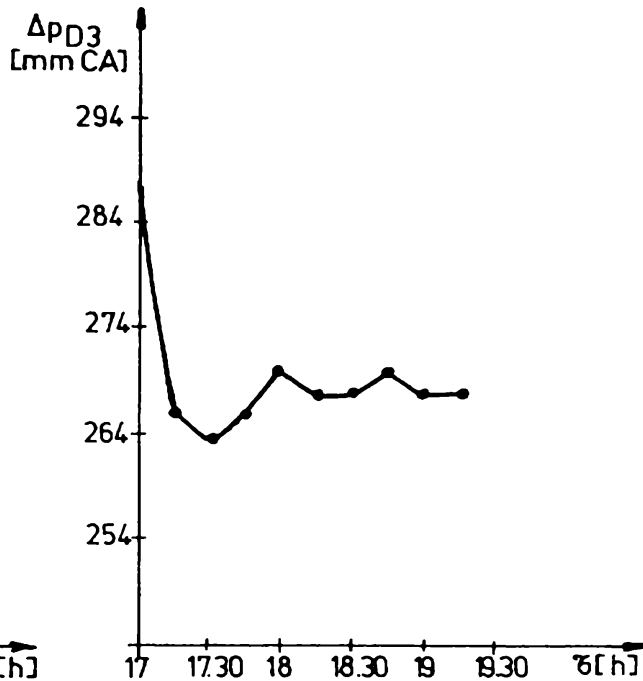


FIG. 6.44. Variația căderilor de presiune a agentului termic secundar  $\Delta p$  pe diafragma D<sub>3</sub> la data de 8.03.1994  
Schimbătorul I + II în echicurent

SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMATE DIN 4 TRONSOANE FIECARE, DE 4 m LUNGIME, FUNCȚIONĂND ÎN ECHICURENT

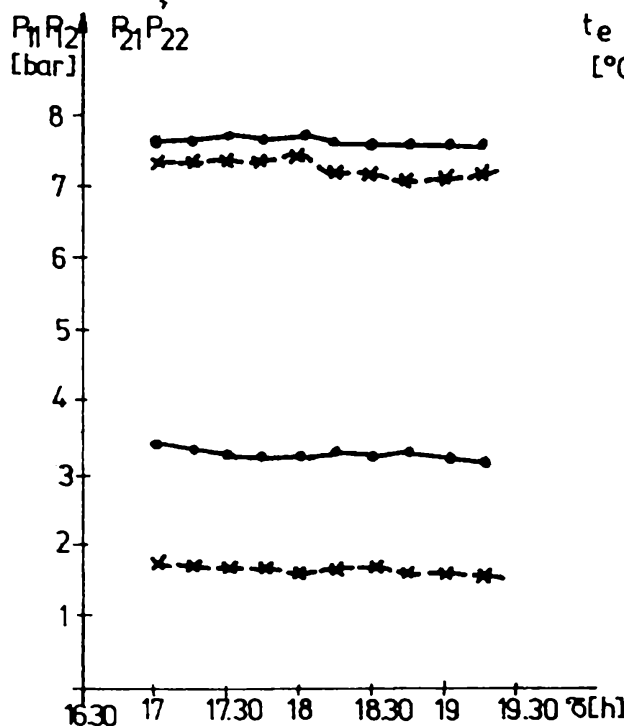


FIG. 6.45. Variatia presiunilor agentului termic primar  $p_{11}$ -tur  $\bullet$ - $\bullet$   $p_{12}$ -retur  $\times$ - $\times$  și a agentului termic secundar  $p_{21}$ -tur  $\bullet$ - $\bullet$   $p_{22}$ -retur  $\times$ - $\times$  la data de 8.03.1994.  
Schimbătorul I+II în echicurent

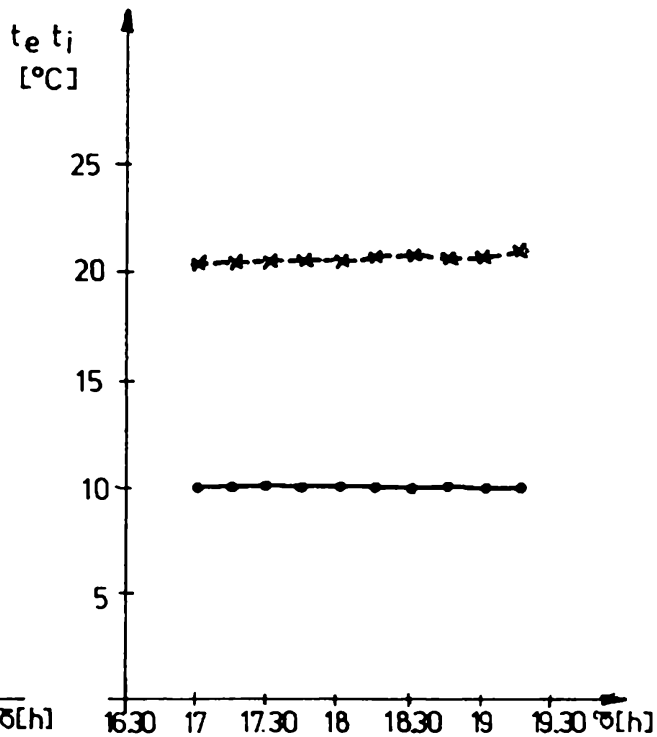


FIG. 6.46. Variatia temperaturilor exterioare  $t_e$   $\bullet$ - $\bullet$  și a temperaturilor interioare  $t_i$   $\times$ - $\times$  la data de 8.03.1994

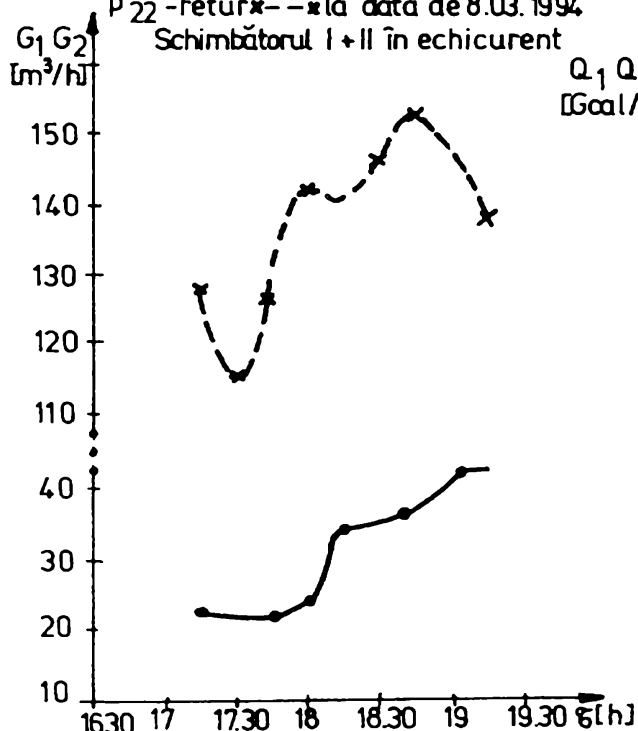


FIG. 6.47. Variatia debitului agentului termic primar  $G_1$   $\bullet$ - $\bullet$  și a agentului termic secundar  $G_2$   $\times$ - $\times$  la data de 8.03.1994

Schimbătorul I+II în echicurent

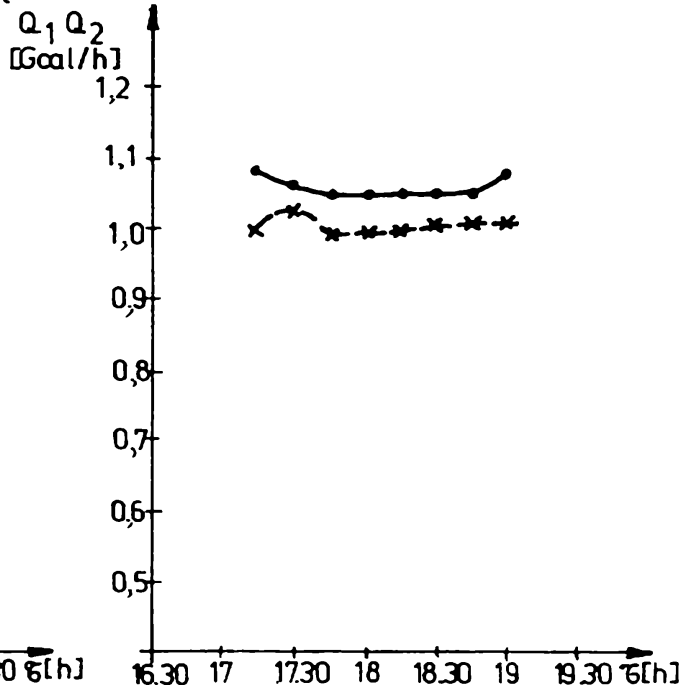


FIG. 6.48. Variatia consumului de căldură de la agentul termic primar  $Q_1$   $\bullet$ - $\bullet$  și de la agentul termic secundar  $Q_2$   $\times$ - $\times$  la data de 8.03.1994

Schimbătorul I+II în echicurent

## 6.2.1. Prelucrarea informațiilor achiziționate din proces. Program de prezentare grafică

Utilizarea interfeței de proces ADA 1100, precum și construirea unor traductoare specializate destinate punctului termic experimental (descrise în cadrul capitolului 5) au permis achiziționarea automată a tuturor mărimilor de interes din proces și stocarea lor în fișiere de date. Aceste fișiere sunt prelucrate ulterior prin programe de reglare sau de prezentare grafică pe ecran.

În cele ce urmează este prezentat listingul programului (realizat în limbajul C++) destinat prezentării grafice a datelor achiziționate din proces.

```

/*****
/*                               fisierul grafic_1.c                               */
*****/

/* PROGRAM DESTINAT REPREZENTARII GRAFICE */
/* A DATELOR MASURATE DE TRADUCTOARE SI */
/* ACHIZITIONATE IN FISIERUL date.mas PRIN UTILIZAREA */
/* PLACII DE ACHIZITIE ADA 1100 */

#include <stdio.h>
#include <graphics.h>
#include <conio.h>
#include <stdarg.h>

void initialize(void) /* initializare sistem in modul grafic */
{
    int gdriver,gmode;
    detectgraph(&gdriver,&gmode);
    initgraph(&gdriver,&gmode,"c:\\tc\\bgi");
    getmaxx();
    getmaxy();
    cleardevice();
}

int gprintf( int *xloc,int *yloc,char *fmt,...) /*tiparire in mod grafic*/
{
    va_list argptr;
    char str[140];
    int cnt;

```

```

va_start(argptr,
fmt);
cnt=vsprintf(str,fmt,argptr);
outtextxy( *xloc, *yloc, str);
*yloc+=textheight("H")+2;
va_end(argptr);
return( cnt );
}

void main()
{
FILE *fp,*fp1;
float A[1000];
int N,xmax,ymax;
float d,var;
int i,j,k,nrpasi;
int l,l1,loc,x,y;
float p,max;
int locul;
int a;
float a1,a2,b1,b2;
char c,k1;

/* determinam nr. de pasi pe care se face reprezentarea */
/* grafica sau introducem de la tastatura nr.de pasi */

clrscr();
printf("\n doriti reprezentarea grafica pentru nr.maxim de pasi?(y/n)");
scanf("%c",&c);
if ((c=='y')||(c=='Y'))
{
/* determinam nr max de pasi */
fp=fopen("date.mas","r");
a=fscanf(fp,"%f",&d);
i=0;
while (a!=-1)
{
i++;
a=fscanf(fp,"%f",&d);
}
nrpasi=i;
fclose(fp);
}
}

```

```

else
{
    /* introducere nr.pasi de la tastatura */
    printf("\n introduceti nr.de pasi pe care se face reprezentarea ");
    scanf("%d",&nrpasi);
}

fp1=fopen("date.mas","r");
for(i=0;i<nrpasi;i++){
    fscanf(fp1,"%f",&var);
    A[i]=var;
}
fclose(fp1);

max=A[0];
for(l=0;l<nrpasi;l++)
{
    if (A[l]<0.)
    {
        d=-A[l];
    }
    else
    {
        d=A[l];
    }
    if (max<d)
    {
        max=d;
    }
}

clrscr();
initialize();
xmax=getmaxx();
ymax=getmaxy();
moveto(0,0);
lineto(0,ymax);
lineto(xmax,ymax);
lineto(xmax,0);
lineto(0,0);
moveto(2,2);
lineto(2,ymax-2);
lineto(xmax-2,ymax-2);
lineto(xmax-2,2);

```

```

lineto(2,2);
x=665;y=190;gprintf(&x,&y," %d ",nrpasi);
x=355;y=190;gprintf(&x,&y," %d ",nrpasi/2);
x=510;y=190;gprintf(&x,&y," %d ",nrpasi*3/4);
x=200;y=190;gprintf(&x,&y," %d ",nrpasi/4);
x=40; y=190;gprintf(&x,&y," 0 ");
x=0; y=80; gprintf(&x,&y," max");
x=0; y=280;gprintf(&x,&y,"-max");
x=100;y=310;gprintf(&x,&y,"max=%f",max);
x=280;y=310;gprintf(&x,&y,"valoare finala=%f",A[nrpasi-2]);
x=10;y=20;gprintf(&x,&y,"GRAFICUL PARAMETRULUI ");
line(60,60,60,310);
line(20,180,700,180);
line(57,80,63,80);
line(57,230,63,230);
line(57,280,63,280);
line(215,177,215,183);
line(370,177,370,183);
line(525,177,525,183);
line(680,177,680,183);
gotoxy(0,0);
for (l=1;l<nrpasi;l++)
{
a1=60+620/nrpasi*(l-1);
b1=180-100*A[l-1]/max;
a2=60+620/nrpasi*l;
b2=180-100*A[l]/max;
line(a1,b1,a2,b2);
}
gotoxy(0,0);
getch();
closegraph();
clrscr();
}

```

În figurile 6.49-6.52 sunt prezentate graficele ce apar pe ecran în cazul în care se dorește urmărirea temperaturilor în circuitul de agent termic primar (tur și retur) și în circuitul de agent termic secundar (tur și retur).

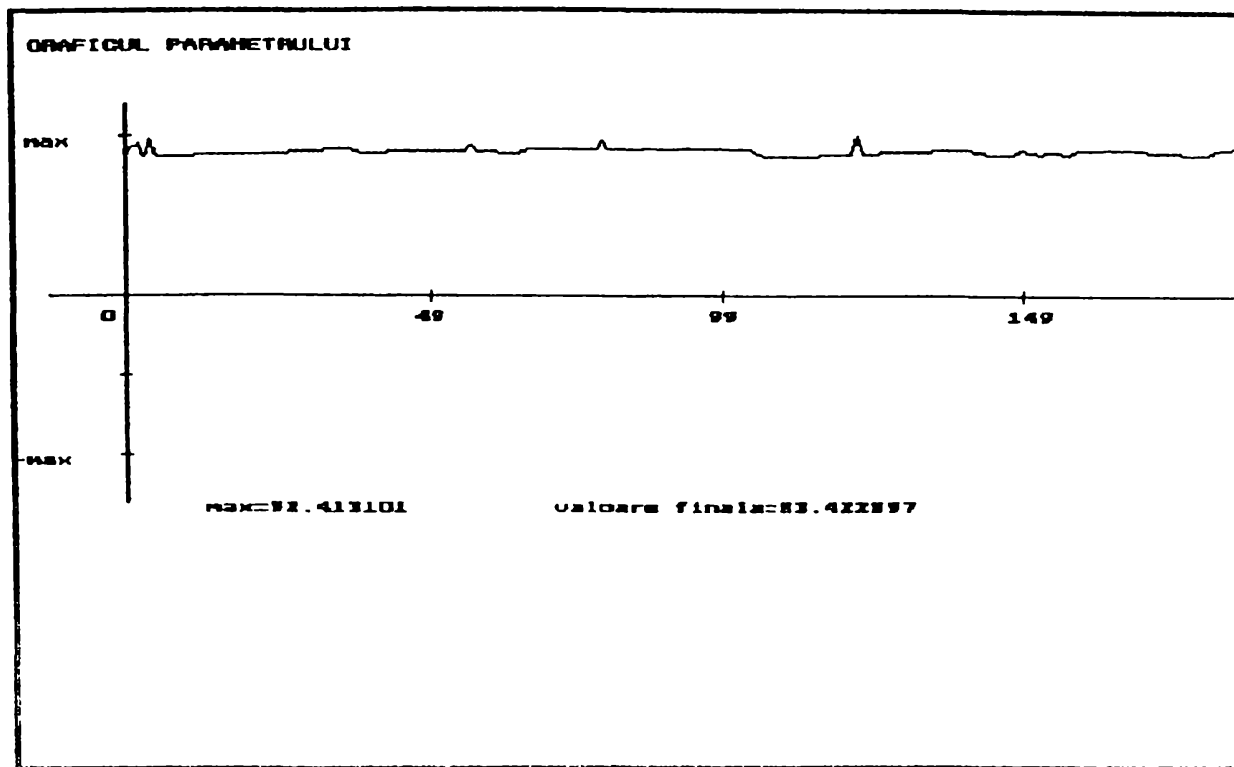


Fig. 6.49. Temperatura în circuitul de agent termic primar - tur.

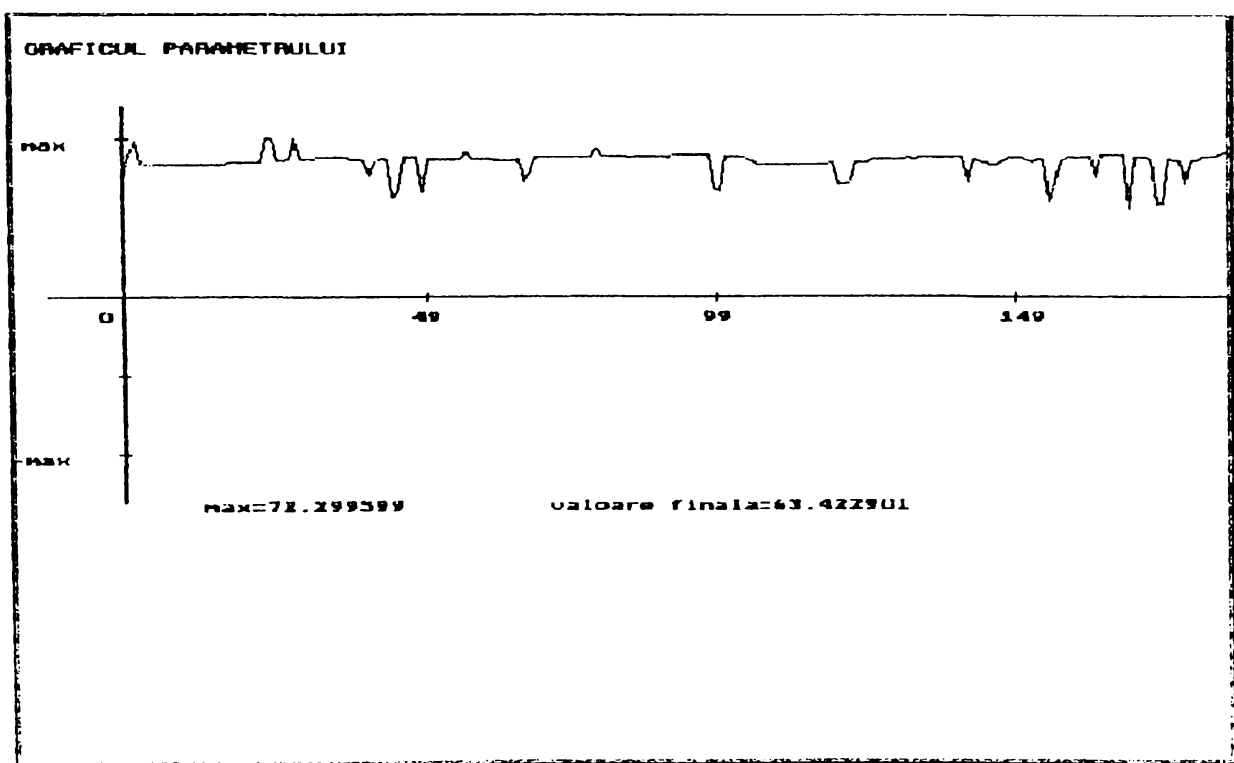


Fig. 6.50. Temperatura în circuitul de agent termic primar - retur.

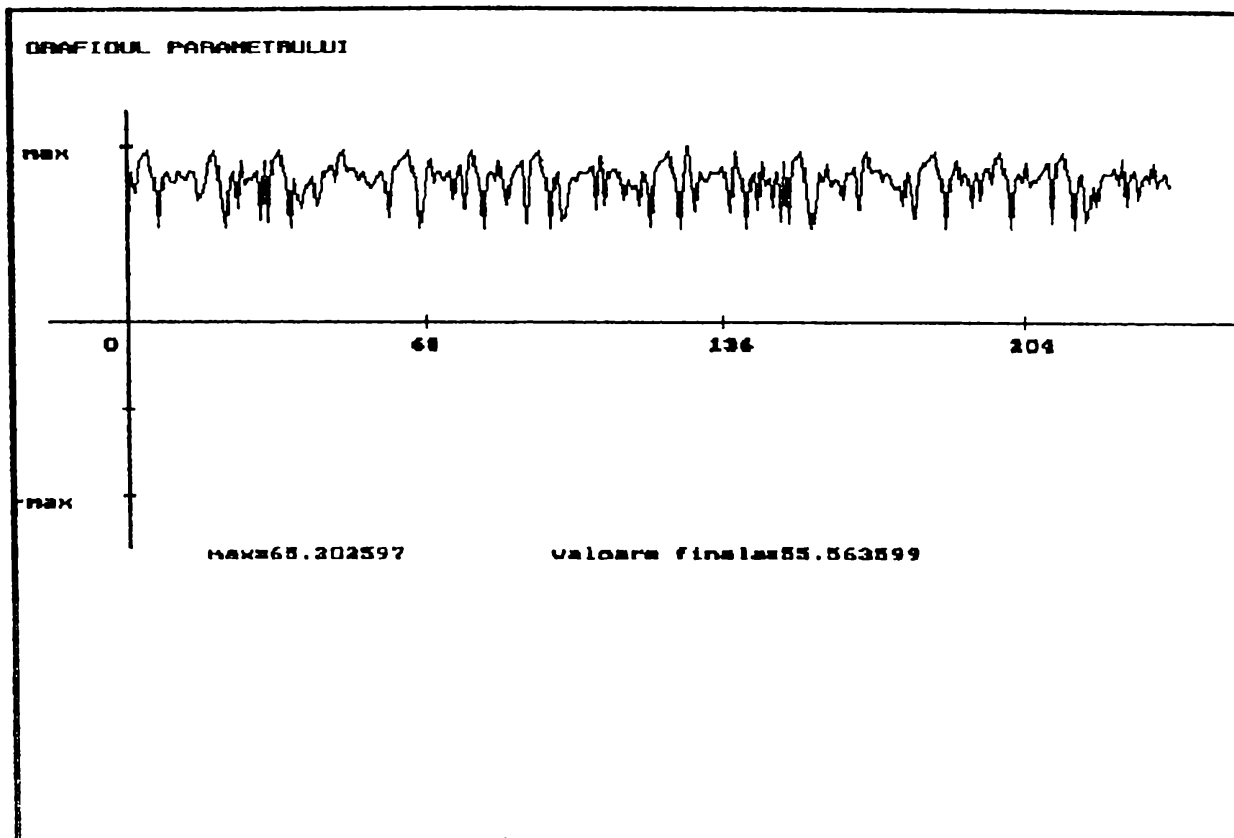


Fig. 6.51. Temperatura în circuitul agent termic secundar - tur.

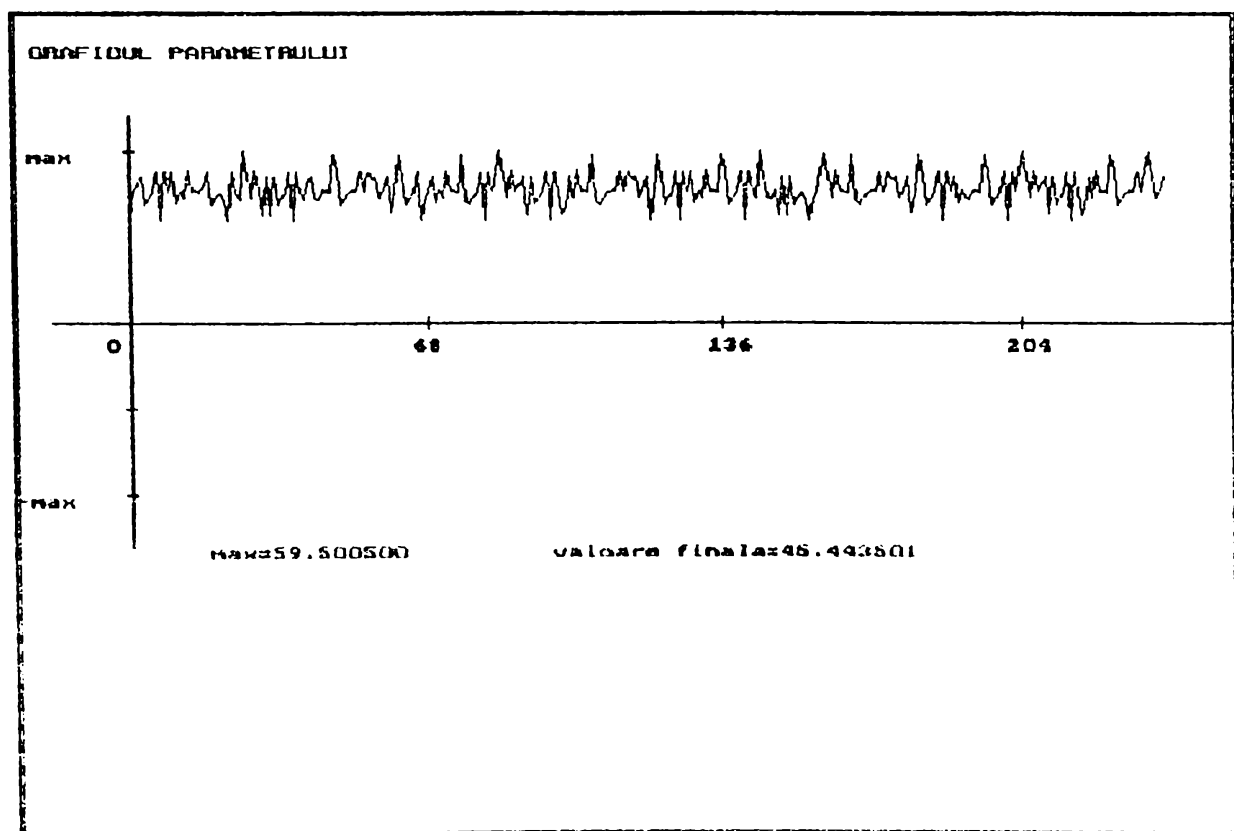


Fig. 6.52. Temperatura în circuitul de agent termic secundar - retur.



### 6.3. Măsurători și rezultate din alte puncte termice [35]

Pentru a se putea compara comportările în situ ale schimbătoarelor de căldură tip IPB cu țevi de oțel, s-a ales unitatea furnizoare care a făcut măsurătorile și calculele cuprinse în tabelul 6.1. [261].

Figurile 6.53...6.100. reprezintă cele șase regimuri de funcționare ale schimbătorului de căldură tip IPB cu 55 de țevi de oțel în tronson, format din două tronsoane de 4 m lungime, funcționând în serie, în contracurent. Pentru fiecare regim s-a reprezentat:

-variația temperaturilor agentului termic primar  $t_{11}$ -tur  $--\bullet--\bullet--$  și  $t_{12}$ -retur  $--x--x--$ ;

-variația temperaturilor agentului termic secundar  $t_{21}$ -tur  $--\bullet--\bullet--$  și  $t_{22}$ -retur  $--x--x--$ ;

-variația căderilor de presiune a agentului termic primar pe diafragma de măsură D1,  $\Delta p_{D1}$   $--\bullet--\bullet--$ ;

-variația căderilor de presiune a agentului termic secundar pe diafragma D2,  $\Delta p_{D2}$   $--\bullet--\bullet--$ ;

-variația vitezei agentului termic primar  $w_1$   $--\bullet--\bullet--$  și a agentului termic secundar  $w_2$   $--x--x--$ ;

-variația ecartului (căderii) de temperatură a agentului termic primar  $\Delta t_1$   $--\bullet--\bullet--$  și a agentului termic secundar  $\Delta t_2$   $--x--x--$ ;

-variația debitului masic al agentului termic primar  $\dot{m}_1$   $--\bullet--\bullet--$  și a agentului termic secundar  $\dot{m}_2$   $--x--x--$ ;

-variația consumului de căldură cedată de la agentul termic primar  $Q_1$   $--\bullet--\bullet--$  și a căldurii livrate de agentul termic secundar  $Q_2$   $--x--x--$ .

Analizând figurile se observă o interdependență strânsă între mărimile reprezentate, cu o constantă de timp ce depinde de următoarele elemente:

- pierderile de căldură;
- temperatura solicitată de ocupanți;
- modul de ocupare a spațiilor încălzite;
- factorii perturbatori exteriori (vânt, însorire etc.);
- aporturile de căldură.

Reglajele utilizate s-au efectuat numai cu ajutorul vanelor.

Rezultă necesitatea introducerii acționărilor electrice reglabile, asociată cu o automatizare corespunzătoare, din a cărei buclă nu lipsesc aparatele de măsurare a tuturor parametrilor și în mod deosebit cele din încăperile încălzite. Din tabelul 6.1. și figurile 6.53...6.100. se vede raportul în care se modifică căldura în schimbătorul de căldură.

Schimbător de căldură TIP IPB cu 55 țevi de oțel în tronson, format din două tronsoane de 4 m lungime, funcționând în serie, în contracurent

Tabelul 6.1.

Regimul de funcționare	Inter-valul de timp [h]	Căldură cedată						Căldură primită							
		$t_{11}$ [°C]	$t_{12}$ [°C]	$\Delta t_1$ [°C]	$\Delta p_{d1}$ [mmHg]	$m_1$ [kg/s]	$w_1$ [m/s]	$Q_1$ [kW]	$t_{21}$ [°C]	$t_{22}$ [°C]	$\Delta t_2$ [°C]	$\Delta p_{d2}$ [mmHg]	$m_2$ [kg/s]	$w_2$ [m/s]	$Q_2$ [kW]
I	1	67,3	58,1	8,9	412	13,05	0,404	485,6	54,8	47,6	7,2	555	15,41	1,412	463,1
	2	69,1	60,4	8,7	412	13,04	0,404	474,5	57,2	48,8	8,4	405	13,16	1,204	462,1
	3	70,6	61,9	8,7	410	13,01	0,404	473,5	59,3	49,2	10,1	287	11,078	1,014	467,7
	4	73,3	64,7	8,6	412	13,03	0,405	468,9	62,9	50,0	12,9	176	8,67	0,794	467,5
	5	77,3	69,2	8,1	415	13,062	0,407	442,75	69,4	50,0	19,4	70	5,47	0,501	443,4
II	1	72,8	63,8	9,0	350	12,01	0,373	452,14	60,9	54,0	6,9	562	15,34	1,408	442,2
	2	67,2	56,2	9,0	350	12,031	0,373	452,61	54,8	46,7	8,1	403	13,135	1,201	444,39
	3	74,6	65,7	8,9	350	12,01	0,373	447,22	63,5	53,8	9,7	277	10,872	0,997	440,6
	4	76,7	67,2	8,8	350	12,00	0,373	442,02	65,6	53,1	12,5	180	8,756	0,804	457,7
	5	81,2	72,4	8,8	355	12,07	0,373	447,72	72,4	51,8	20,6	70	5,468	0,501	470,6
III	1	76,3	66,2	10,1	290	10,93	0,340	461,88	63,4	56,2	7,2	575	15,65	1,438	471,01
	2	76,8	66,7	10,1	282	10,77	0,335	455,33	63,8	55,7	8,1	402	13,09	1,202	443,13
	3	78,3	68,0	10,3	280	10,73	0,334	462,63	65,4	55,2	10,2	280	10,927	1,003	465,7
	4	80,3	69,8	10,5	280	10,73	0,334	471,73	68,5	55,0	13,5	175	8,64	0,793	487,4
	5	80,2	69,2	11,0	281	10,75	0,335	495,02	68,9	47,8	21,1	71	5,51	0,504	485,6
IV	1	75,5	62,7	12,8	190	8,85	0,275	473,7	59,1	51,7	7,4	565	15,53	1,423	480,14
	2	76,6	63,2	13,4	190	8,85	0,275	495,9	60,1	51,5	8,6	400	13,07	1,198	469,6
	3	75,8	62,7	13,1	178	8,57	0,266	469,5	60,4	50,7	9,7	280	10,94	1,0027	493,4
	4	75,8	64,1	11,7	180	8,61	0,267	421,3	62,3	50,7	11,6	180	8,77	0,804	424,9
	5	77,3	66,8	10,5	185	8,72	0,271	383,4	66,2	48,4	17,8	68	5,39	0,494	400,9
V	1	76,4	63,8	12,6	140	7,59	0,236	400,1	60,5	54,1	6,4	560	15,45	1,418	413,12
	2	76,5	65,0	11,5	140	7,59	0,236	365,2	61,2	54,1	7,1	400	13,06	1,198	387,5
	3	76,7	65,6	11,1	140	7,59	0,236	352,4	62,0	54,0	8,0	280	10,93	1,0029	365,3
	4	77,6	66,3	11,3	140	7,59	0,236	359,0	62,5	52,4	10,1	180	8,76	0,803	369,6
	5	82,4	69,4	13,0	154	7,96	0,496	433,0	69,8	51,6	18,2	70	5,47	0,5	415,7
VI	1	118,7	99,0	19,0	400	12,69	4,224	1018,0	96,6	81,4	15,2	550	15,20	1,417	970,75
	2	119,9	101,4	18,5	400	12,68	4,225	991,3	99,8	81,4	18,4	400	12,96	1,208	1002,1
	3	119,7	101,2	18,5	395	12,60	4,225	985,0	100,4	79,2	21,2	280	10,85	1,01	966,6
	4	124,8	106,2	18,6	400	12,67	4,225	995,5	106,8	80,2	26,6	180	8,70	0,81	972,4
	5	130,0	112,2	17,8	390	12,47	4,232	940,0	117,0	76,2	40,8	70	5,43	0,504	931,0

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP I P B CU 55 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4 m LUNGIME  
REGIMUL I DE FUNCȚIONARE

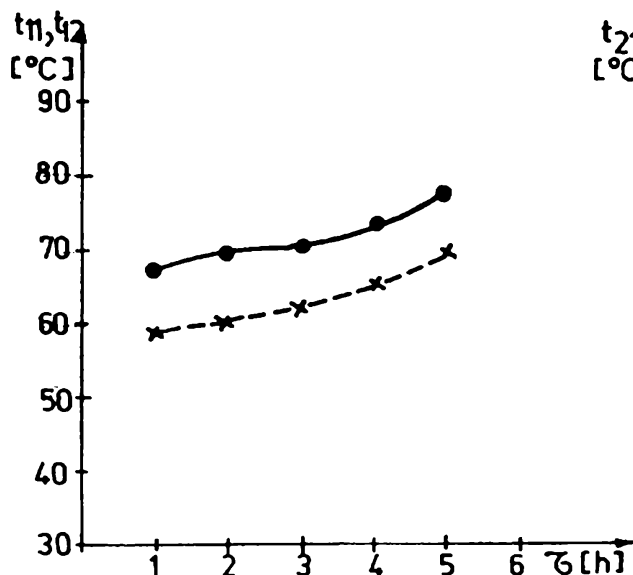


FIG. 6.53. Variația temperaturilor agentului termic primar  
 $t_{11}$  - tur —●—●—  
 $t_{12}$  - retur - -x-x-x-

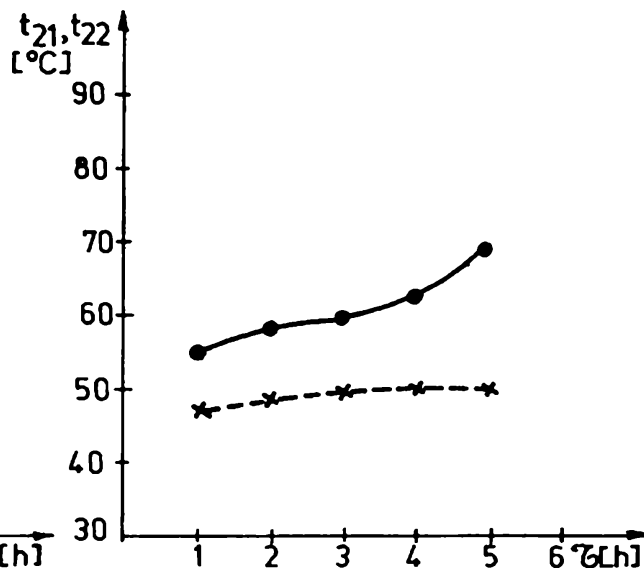


FIG. 6.54. Variația temperaturilor agentului termic secundar  
 $t_{21}$  - tur —●—●—  
 $t_{22}$  - retur - -x-x-x-

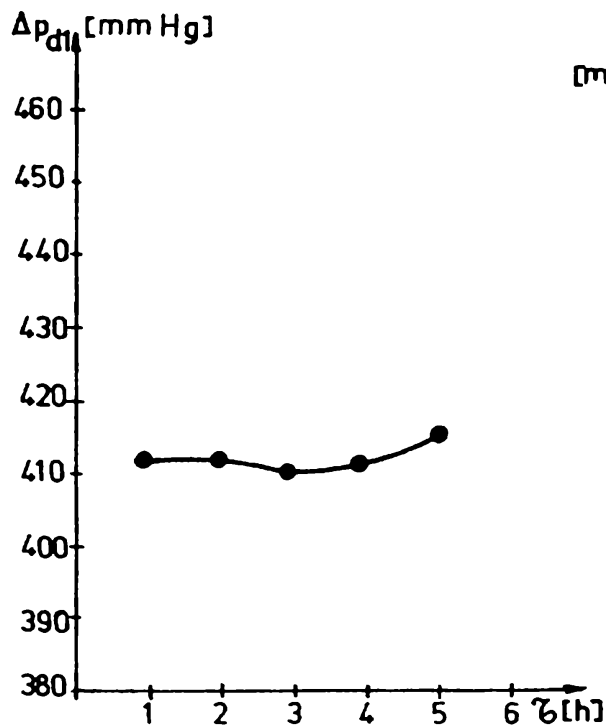


FIG. 6.55. Variația căderilor de presiune  $\Delta p_{d1}$  a agentului primar pe diafragma D1

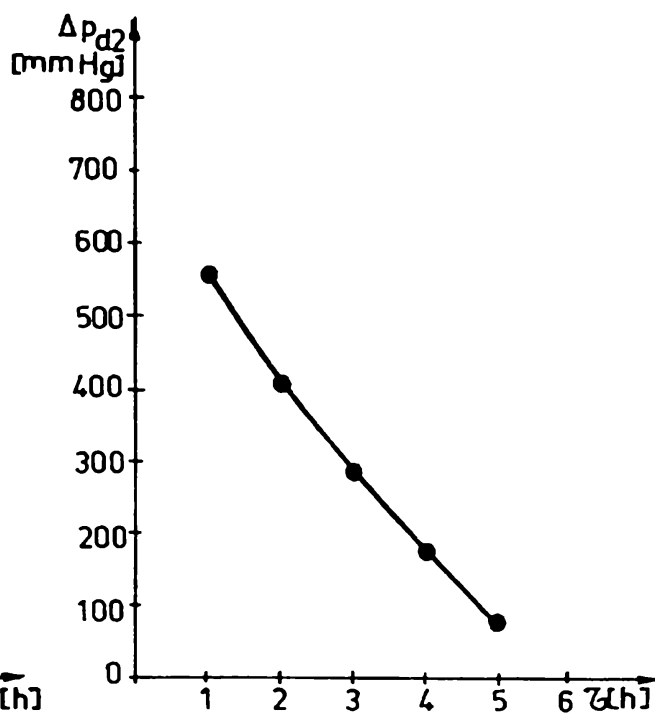


FIG. 6.56. Variația căderilor de presiune a agentului termic secundar pe diafragma D2

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP 1 P B CU 55 ȚEVI DE OȚEL ÎN  
TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4 m LUNGIME  
REGIMUL I DE FUNCȚIONARE

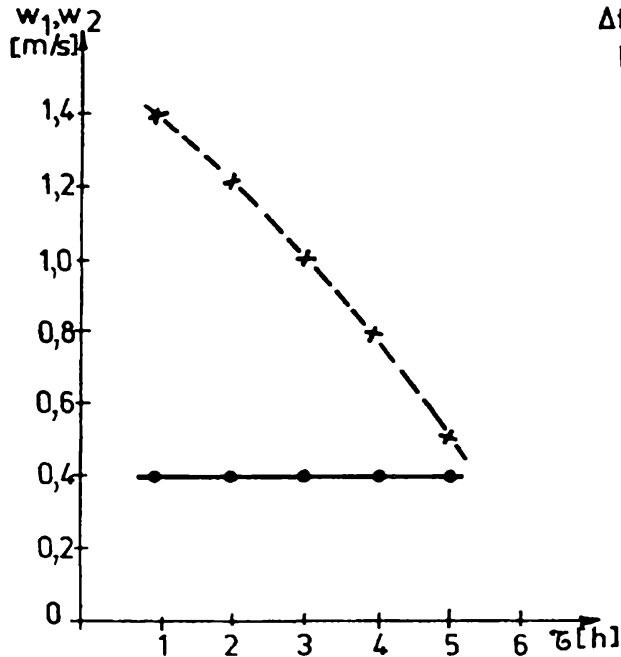


FIG. 6.57. Variația vitezei agentului termic primar  $w_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $w_2$  (-\*-\*)

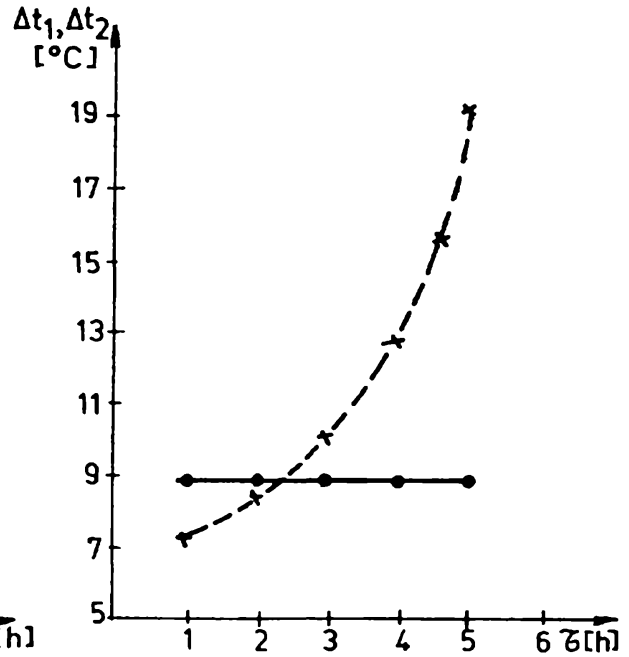


FIG. 6.58. Variația căderii de temperatură a agentului termic primar  $\Delta t_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $\Delta t_2$  (-\*-\*)

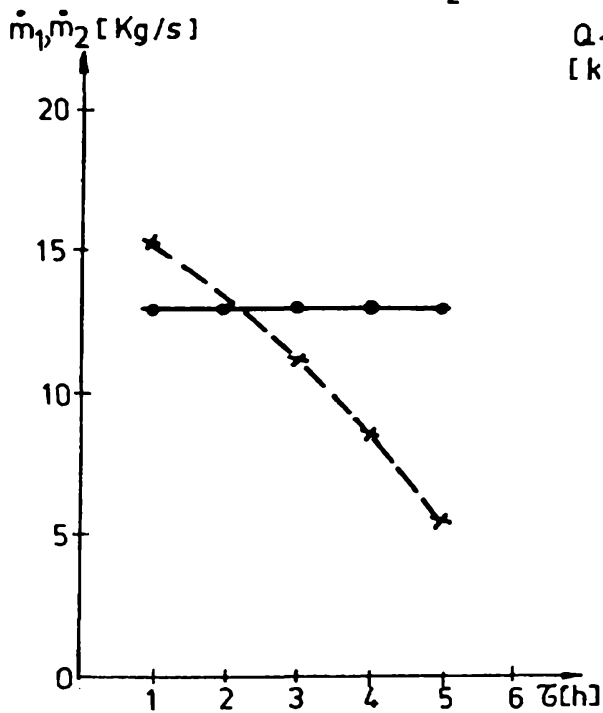


FIG. 6.59. Variația debitului masic a agentului termic primar  $\dot{m}_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $\dot{m}_2$  (-\*-\*)

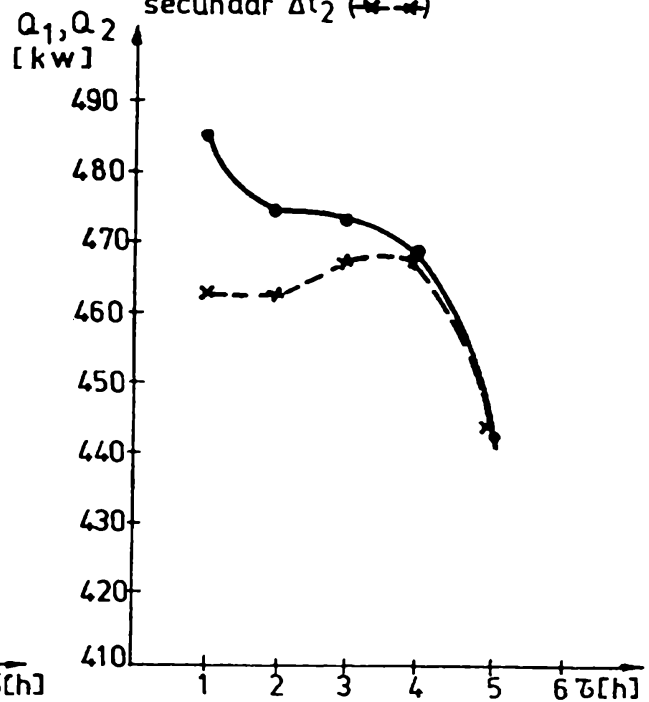


FIG. 6.60. Variația consumului de căldură de la agentul primar  $Q_1$  (—●—) și de la agentul secundar  $Q_2$  (-\*-\*)

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP 1P B CU 55 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4 m LUNGIME  
REGIMUL II DE FUNCȚIONARE

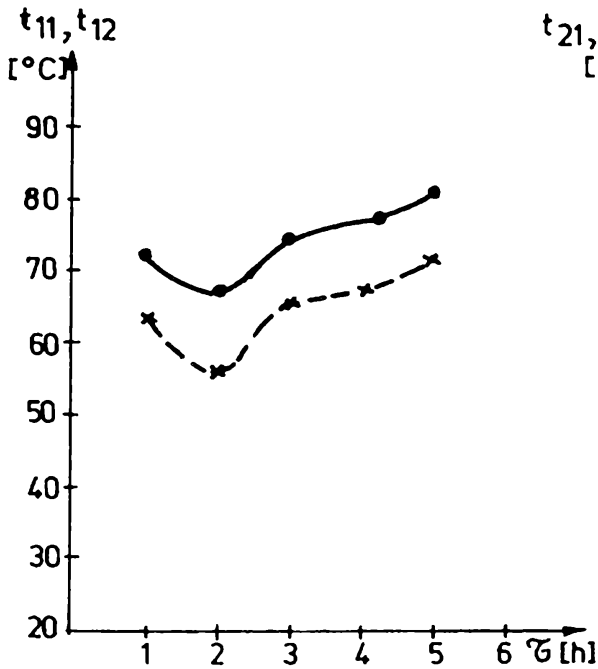


FIG. 6.61. Variația temperaturilor agentului termic primar  
 $t_{11}$  - tur —●—●—  
 $t_{12}$  - retur -x--x-

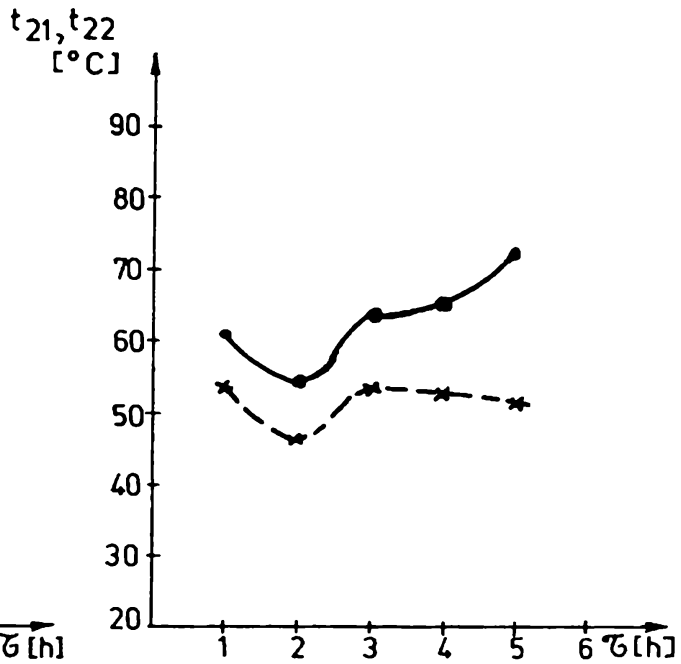


FIG. 6.62. Variația temperaturilor agentului termic secundar  
 $t_{21}$  - tur —●—●—  
 $t_{22}$  - retur -x--x-

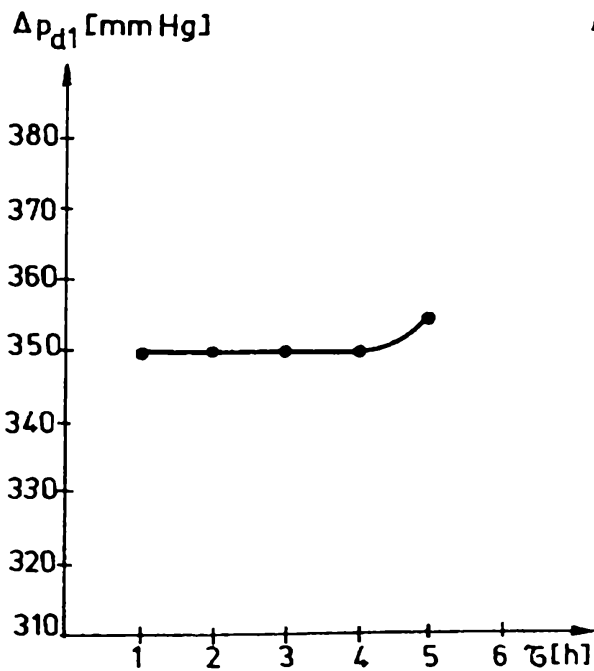


FIG. 6.63. Variația căderilor de presiune  $\Delta p$  a agentului termic primar pe diafragma  $D_1$

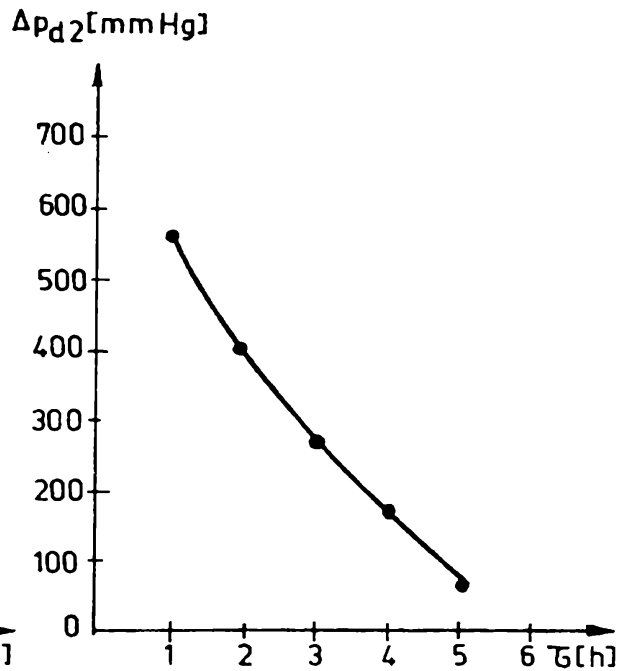


FIG. 6.64. Variația căderilor de presiune a agentului termic secundar pe diafragma  $D_2$

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP I P B CU 55 ȚEVI DE OȚEL ÎN  
TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4m LUNGIME  
REGIMUL II DE FUNCȚIONARE

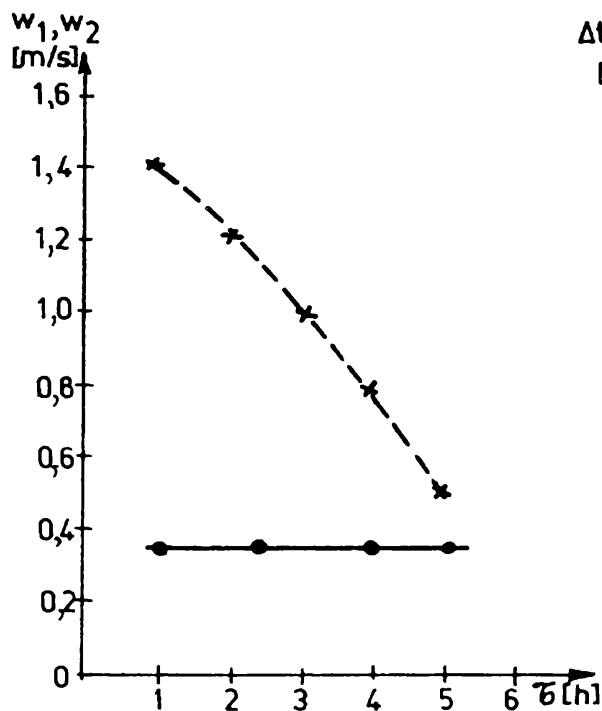


FIG. 6.65 Variația vitezei agentului termic primar  $w_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $w_2$  (-x-x-)

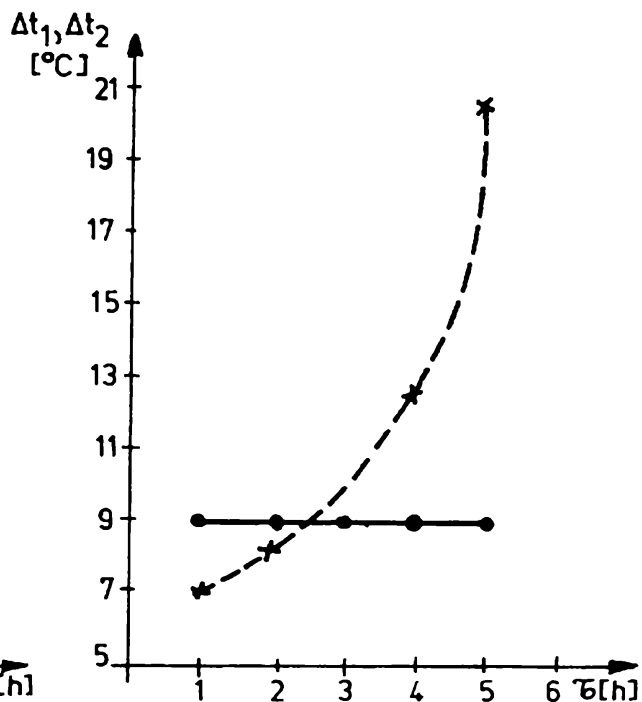


FIG. 6.66 Variația căderilor de temperatură a agentului termic primar  $\Delta t_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $\Delta t_2$  (-x-x-)

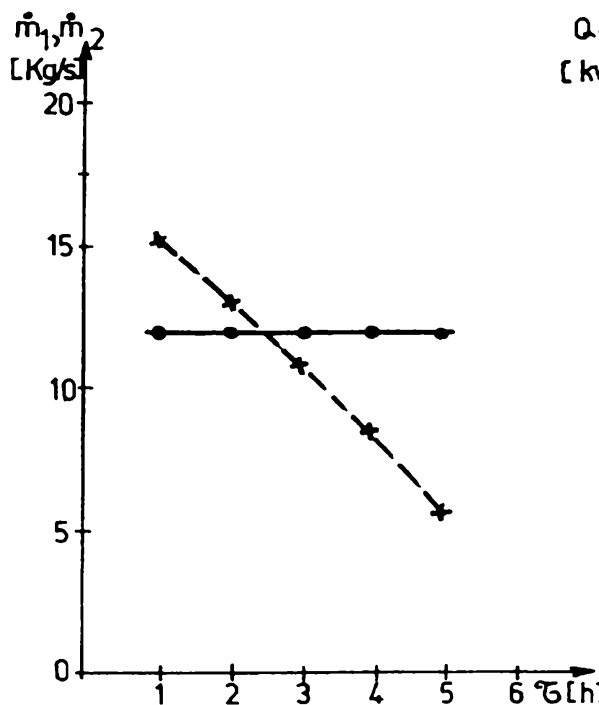


FIG. 6.67 Variația debitului masic a agentului termic primar  $\dot{m}_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $\dot{m}_2$  (-x-x-)

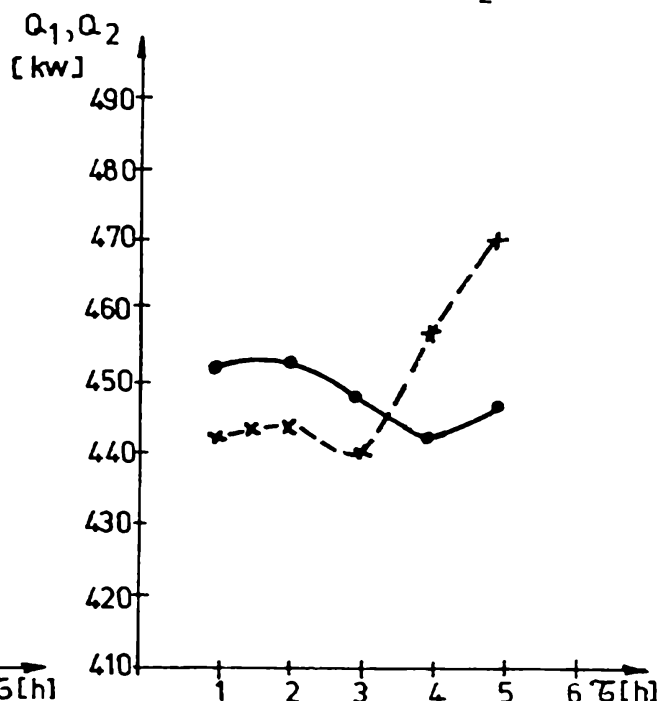


FIG. 6.68 Variația consumului de căldură de la agentul termic primar  $Q_1$  (—●—) și de la agentul termic secundar  $Q_2$  (-x-x-)

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 55 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4m LUNGIME  
REGIMUL III DE FUNCȚIONARE

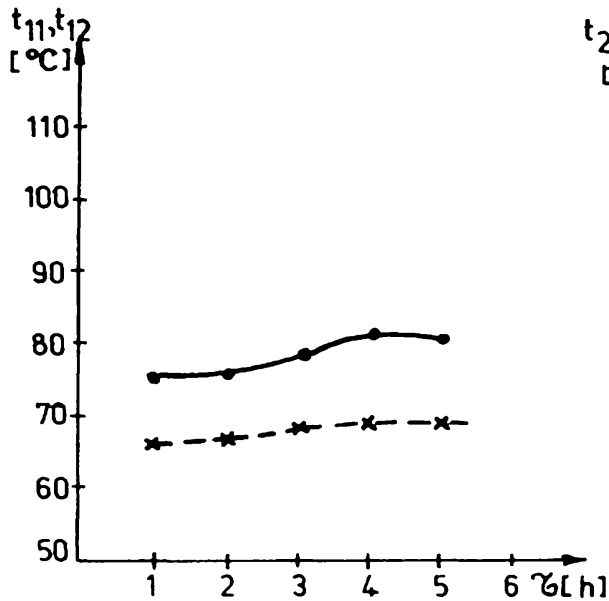


FIG. 6.69. Variația temperaturilor agentului termic primar

t<sub>11</sub> - tur —●—●—  
t<sub>12</sub> - retur —x—x—

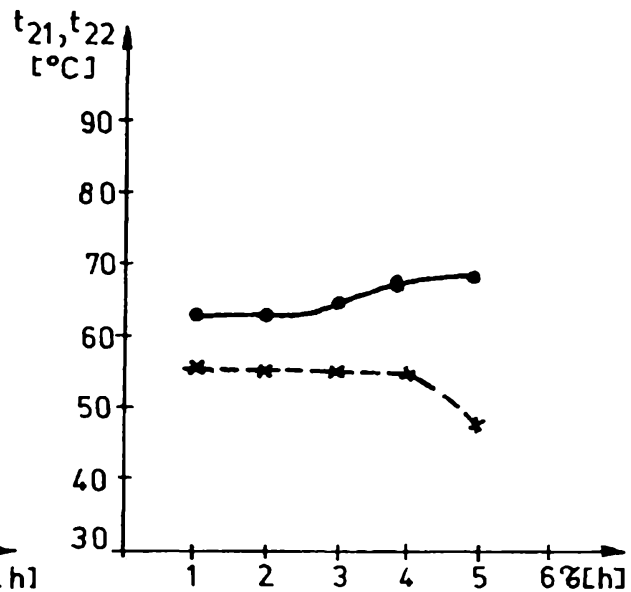


FIG. 6.70. Variația temperaturilor agentului termic secundar

t<sub>21</sub> - tur —●—●—  
t<sub>22</sub> - retur —x—x—

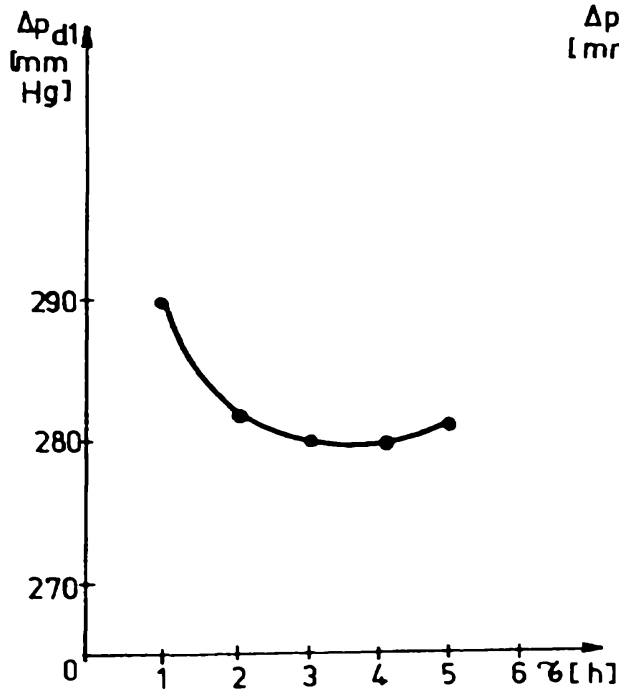


FIG. 6.71. Variația căderilor de presiune a agentului termic primar Δp pe diafragma D<sub>1</sub>

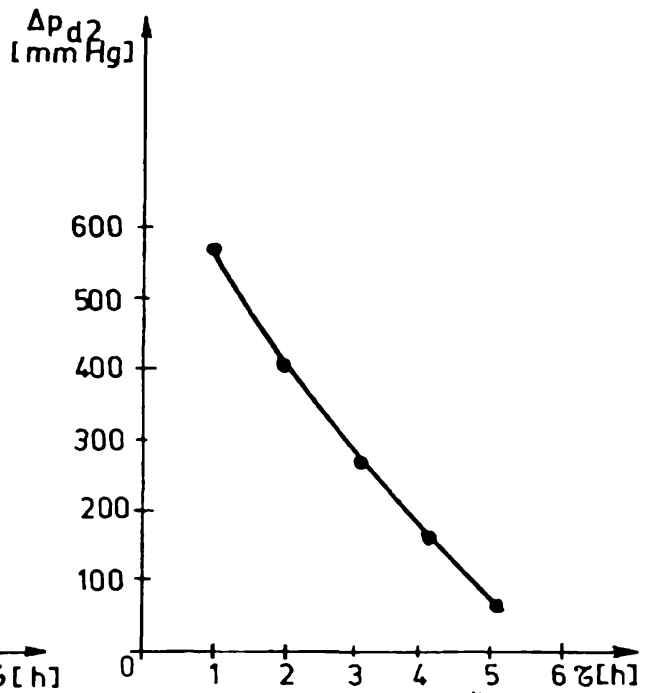


FIG. 6.72. Variația căderilor de presiune a agentului termic secundar Δp pe diafragma D<sub>2</sub>

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP I P B CU 55 ŢEVI DE OŢEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4 m LUNGIME  
REGIMUL III DE FUNCŢIONARE

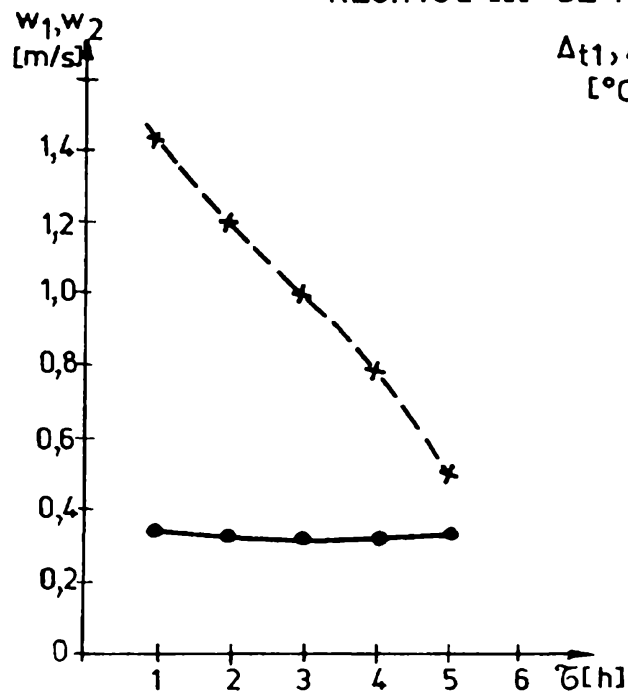


FIG. 6.73. Variația vitezei agentului termic primar  $w_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $w_2$  (—x—)

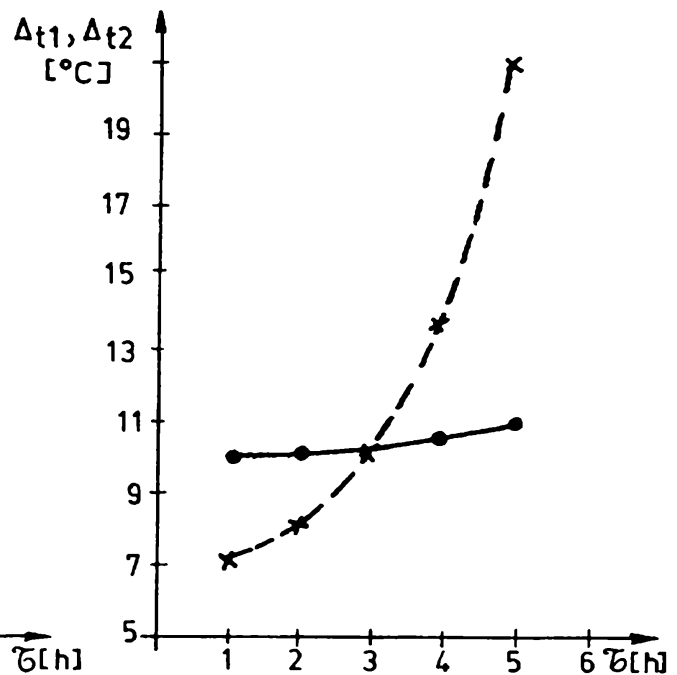


FIG. 6.74. Variația căderii de temperatură a agentului termic primar  $\Delta t_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $\Delta t_2$  (—x—)

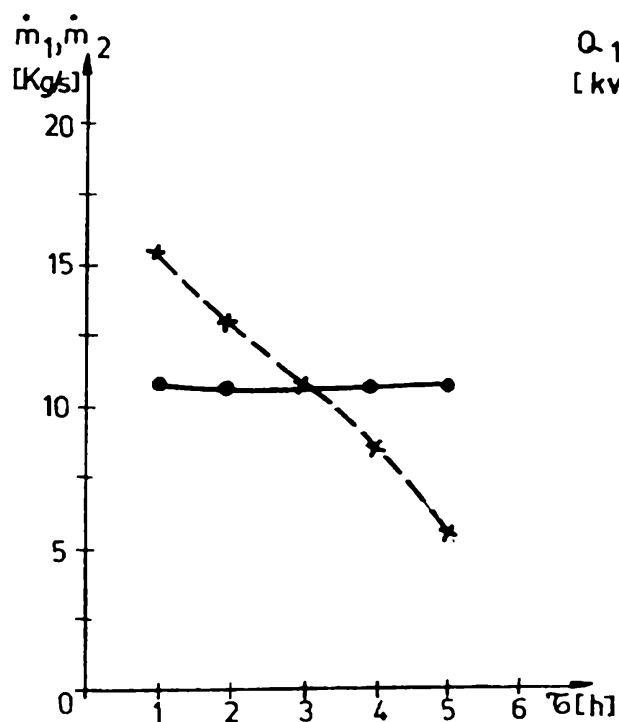


FIG. 6.75. Variația debitului masic a agentului termic primar  $\dot{m}_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $\dot{m}_2$  (—x—)

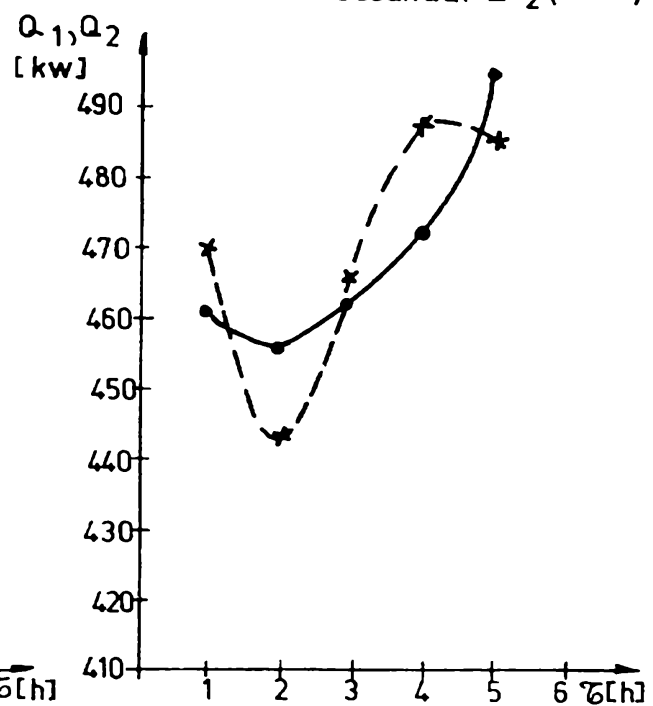


FIG. 6.76. Variația consumului de căldură de la agentul termic primar  $Q_1$  (—●—) și de la agentul termic secundar  $Q_2$  (—x—)



SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP I P B CU 55 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4 m LUNGIME  
REGIMUL IV DE FUNCȚIONARE

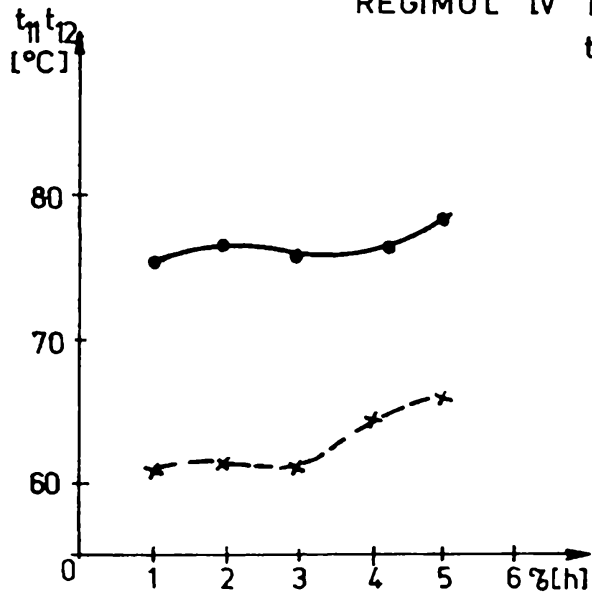


FIG. 6.77. Variația temperaturilor agentului termic primar  $t_{11}$  - tur (—●—) și  $t_{12}$  - retur (x--x)

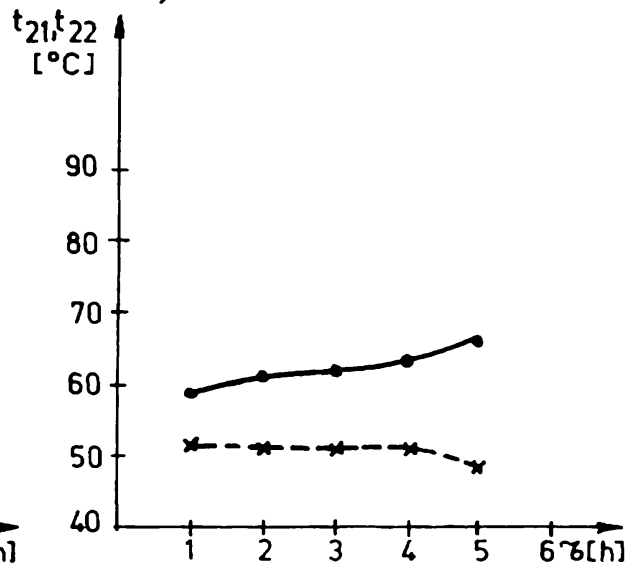


FIG. 6.78. Variația temperaturilor agentului termic secundar  $t_{21}$  - tur (—●—) și  $t_{22}$  - retur (x--x)

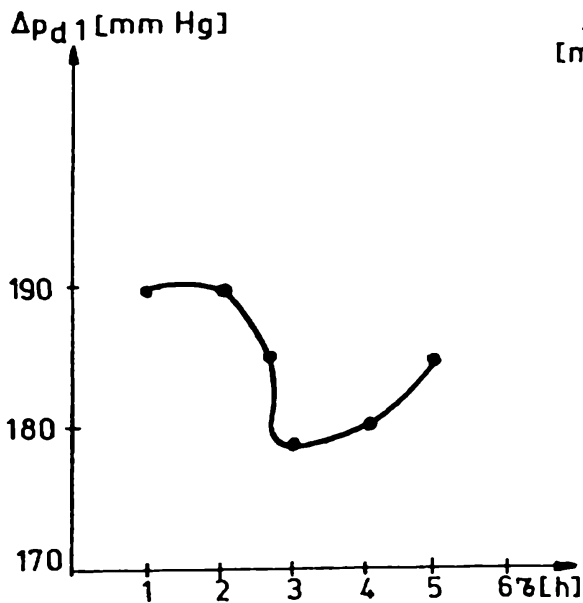


FIG. 6.79. Variația căderilor de presiune a agentului termic primar  $\Delta p$  pe diafragma  $D_1$

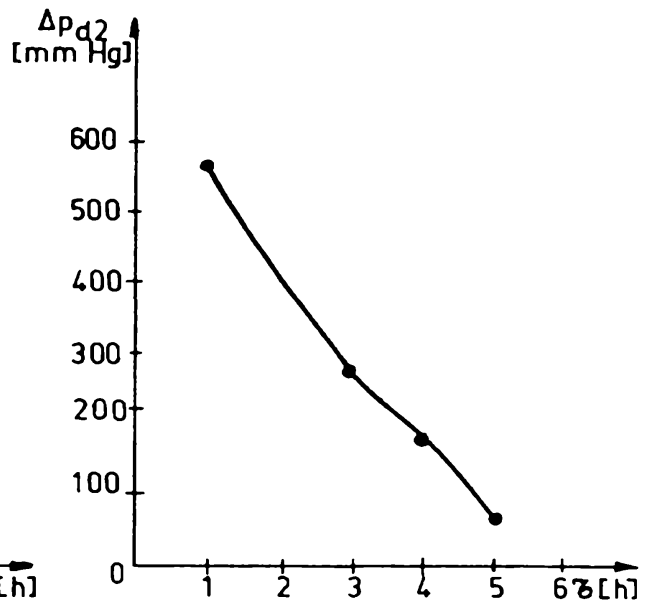


FIG. 6.80. Variația căderilor de presiune a agentului termic secundar  $\Delta p$  pe diafragma  $D_2$

**SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 55 ȘTEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4 m LUNGIME  
REGIMUL IV DE FUNCȚIONARE**

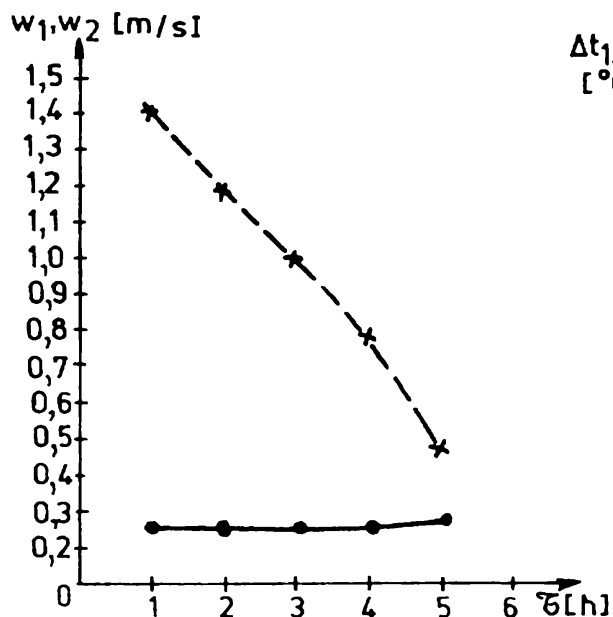


FIG. 6.81. Variația vitezei agentului termic primar  $w_1$  (●—●) și a agentului termic secundar  $w_2$  (x—x)

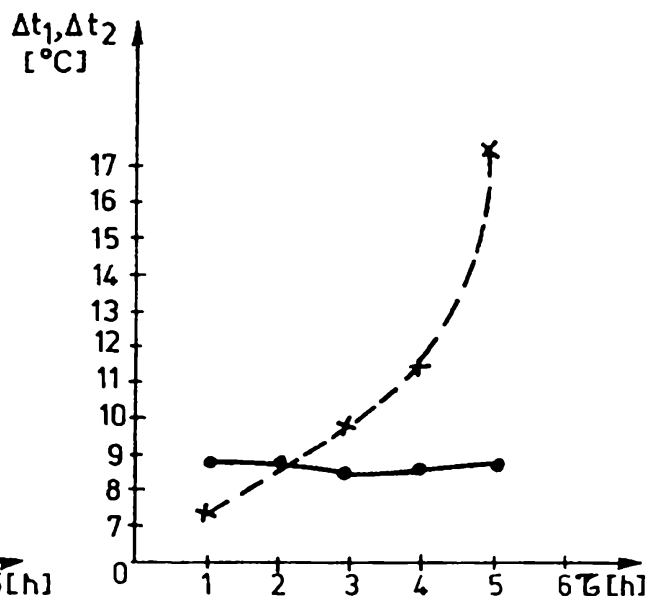


FIG. 6.82. Variația căderilor de temperatură a agentului termic primar  $\Delta t_1$  și a agentului termic secundar  $\Delta t_2$  (x—x)  $\Delta t_1$  (●—●)

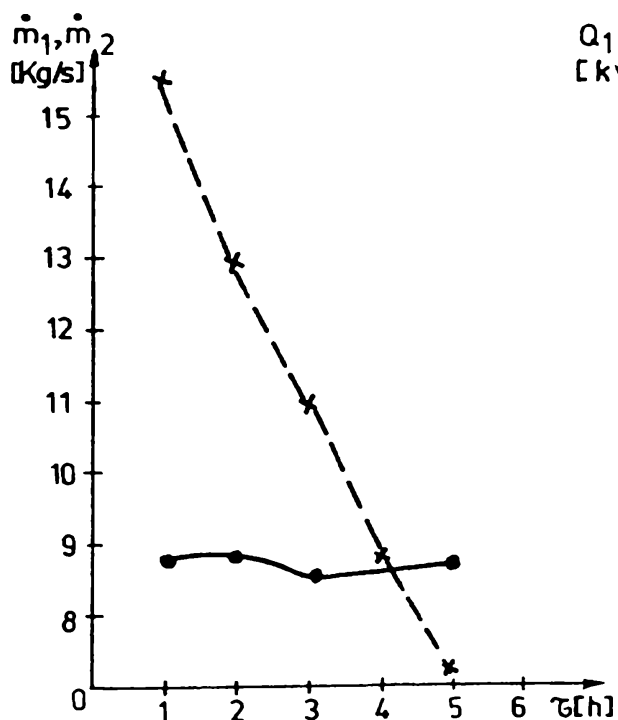


FIG. 6.83. Variația debitului masic a agentului termic primar  $\dot{m}_1$  (●—●) și a agentului termic secundar  $\dot{m}_2$  (x—x)

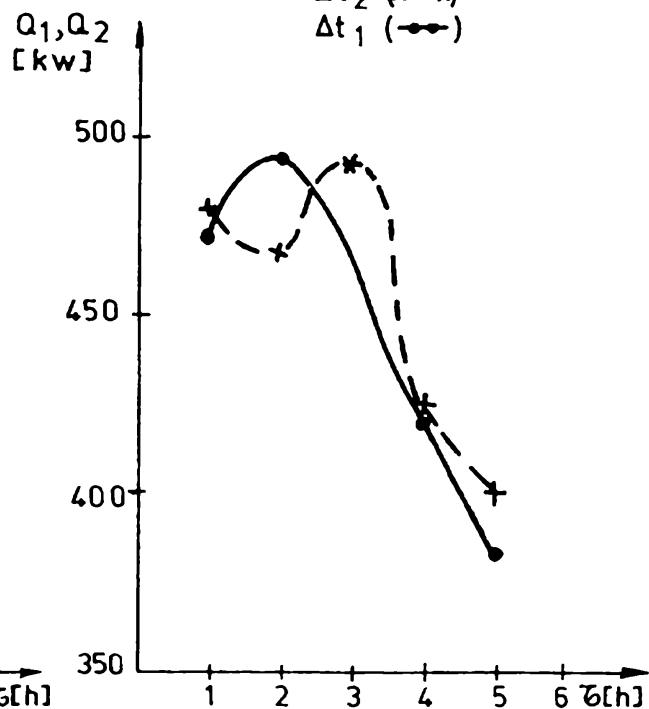


FIG. 6.84. Variația consumului de căldură de la agentul termic primar  $Q_1$  (●—●) și de la agentul termic secundar  $Q_2$  (x—x)

SCAMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP IP B CU 55 ŢEVI DE OŢEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4m LUNGIME  
REGIMUL V DE FUNCŢIONARE

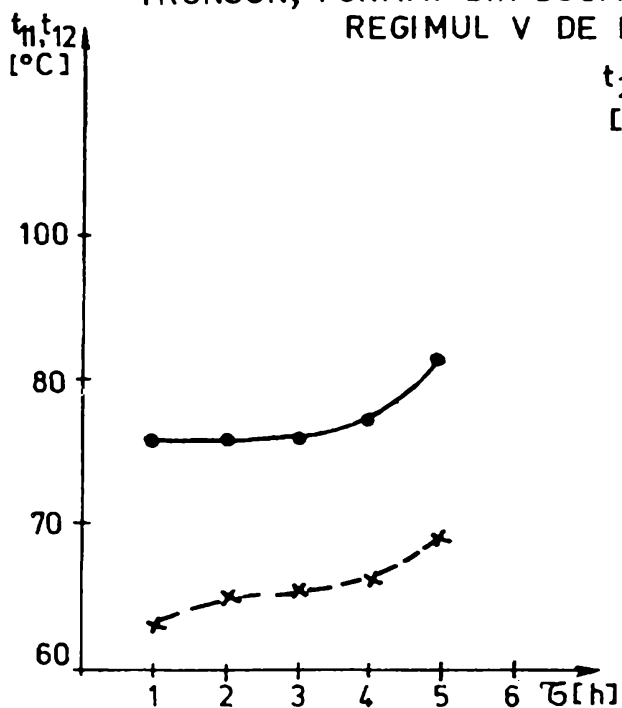


FIG. 6.85 Variația temperaturilor agentului termic primar  $t_{11}$ -tur (—●—) și  $t_{12}$ -retur (x--x)

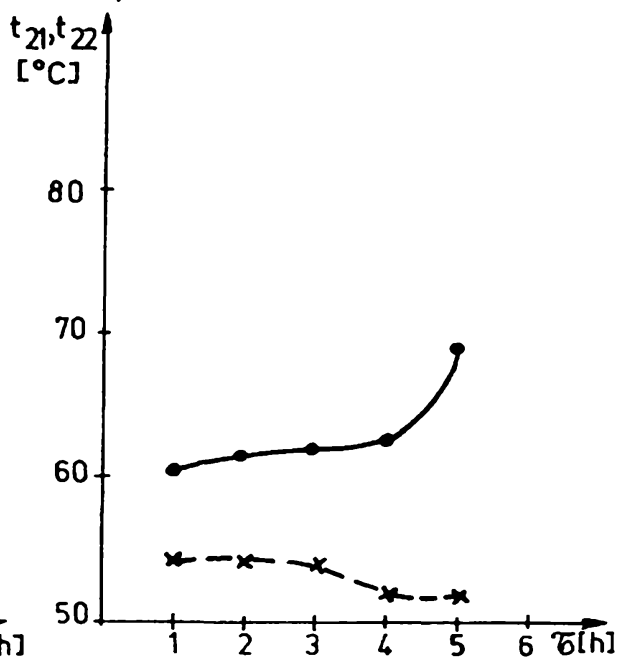


FIG. 6.86 Variația temperaturilor agentului termic secundar  $t_{21}$ -tur (—●—) și  $t_{22}$ -retur (x--x)

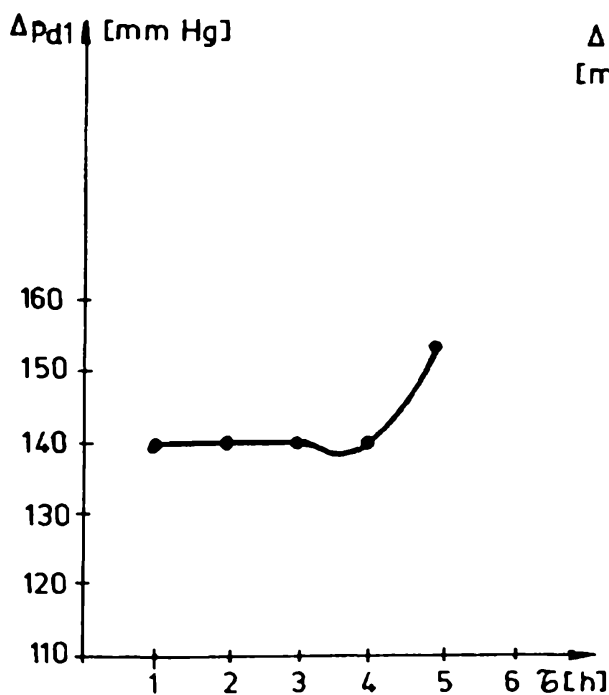


FIG. 6.87 Variația căderilor de presiune  $\Delta p$  a agentului termic primar pe diafragma  $D_1$

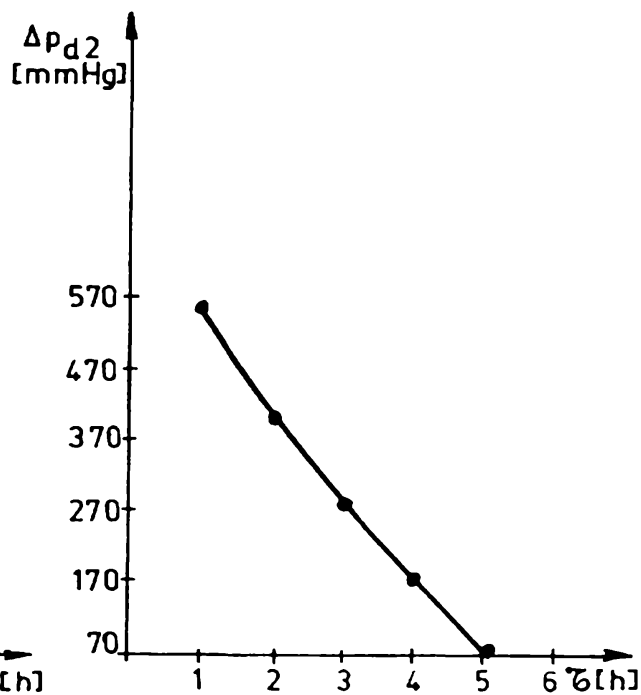


FIG. 6.88 Variația căderilor de presiune a agentului termic secundar pe diafragma  $D_2$

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP 1PB CU 55 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4 m LUNGIME  
REGIMUL V DE FUNCȚIONARE

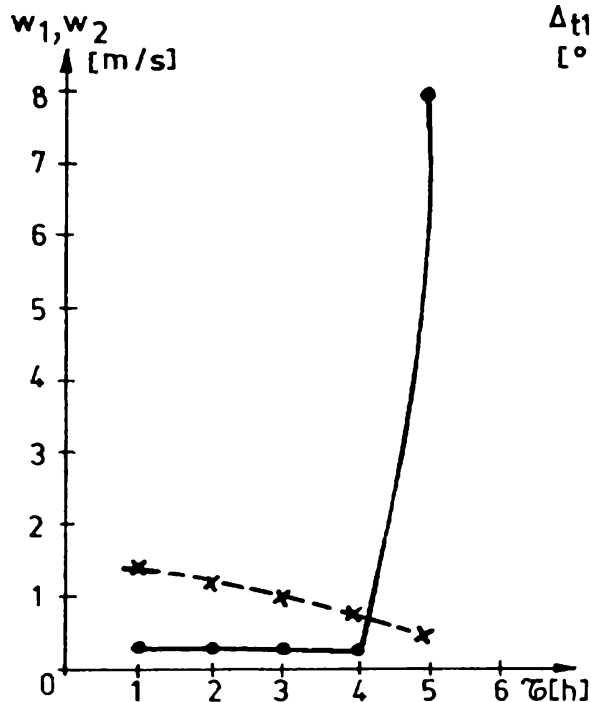


FIG. 6.89. Variația vitezei agentului termic primar  $w_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $w_2$  (---x---)

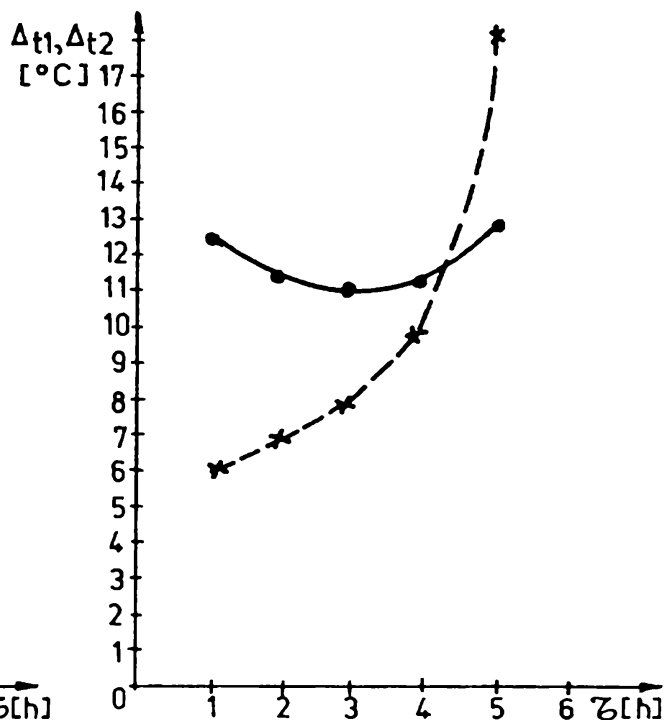


FIG. 6.90. Variația căderilor de temperatură a agentului termic primar  $\Delta t_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $\Delta t_2$  (---x---)

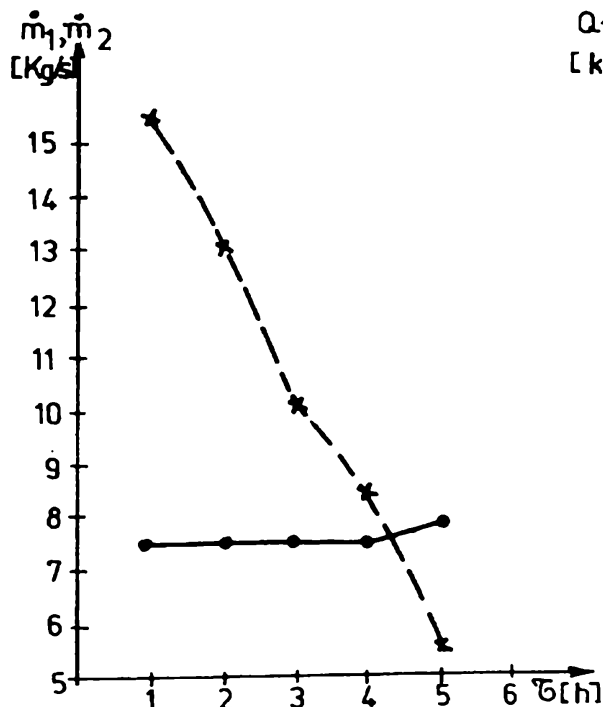


FIG. 6.91. Variația debitului masic a agentului termic primar  $\dot{m}_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $\dot{m}_2$  (---x---)

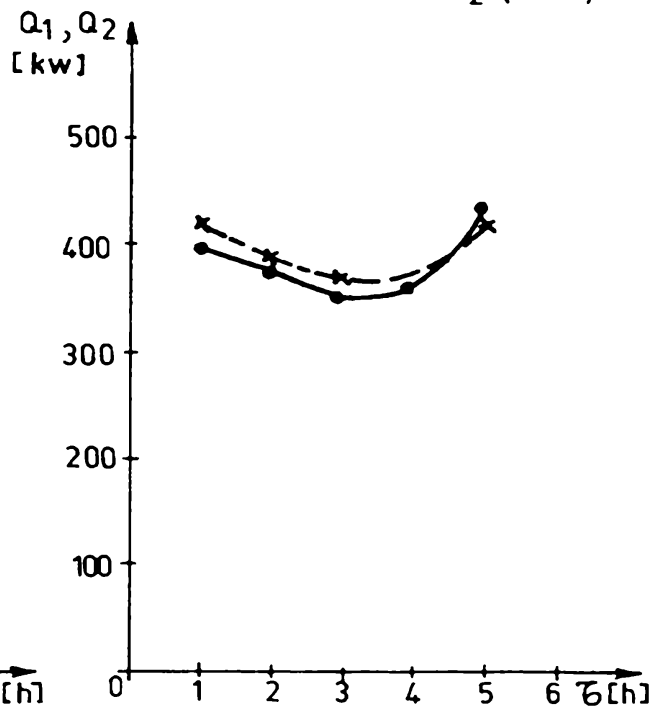


FIG. 6.92. Variația consumului de căldură de la agentul term. prim.  $Q_1$  (—●—) și de la agentul termic secundar  $Q_2$  (---x---)

SCAMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP I P B CU 55 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4 m LUNGIME  
REGIMUL VI DE FUNCȚIONARE

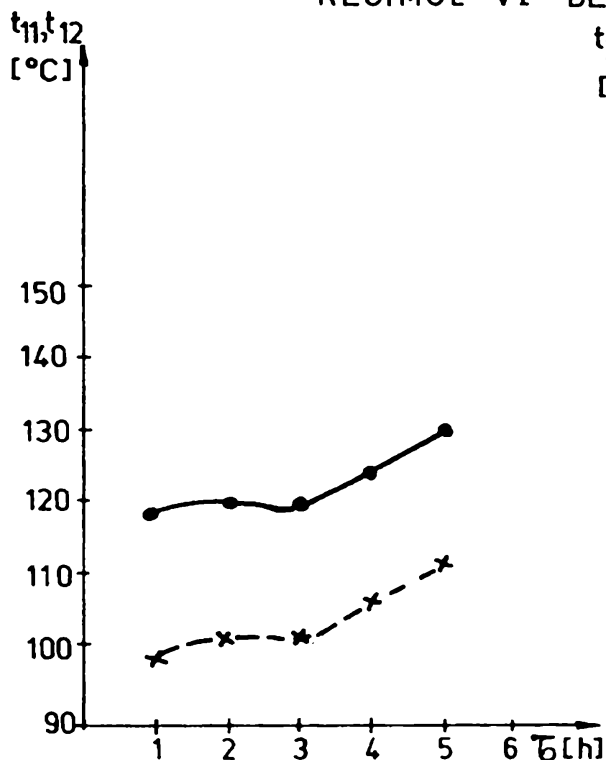


FIG. 6.93. Variatiya temperaturilor agentului termic primar

$t_{11}$  - tur ●—●  
 $t_{12}$  - retur x—x

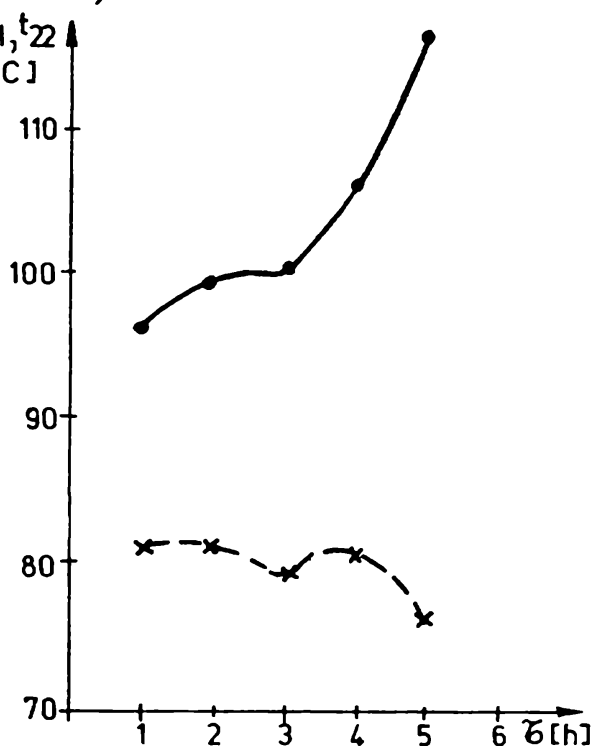


FIG. 6.94. Variatiya temperaturilor agentului termic secundar

$t_{21}$  - tur ●—●  
 $t_{22}$  - retur x—x

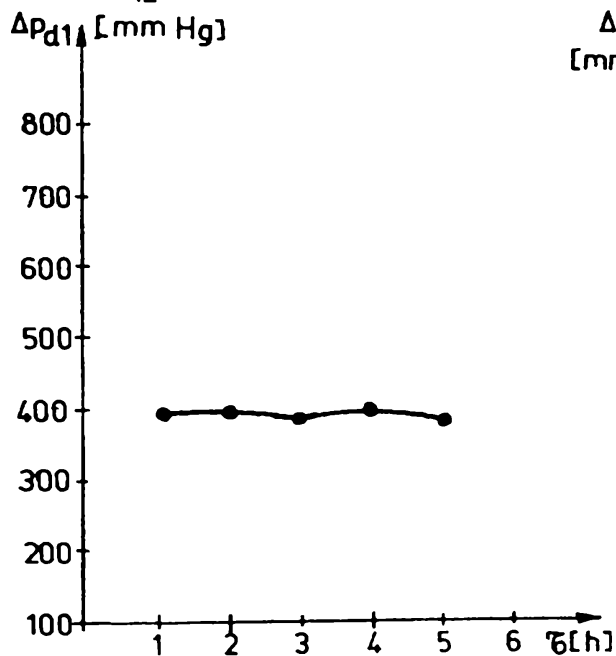


FIG. 6.95. Variatiya căderilor de presiune  $\Delta p$  a agentului termic primar pe diafragma  $D_1$

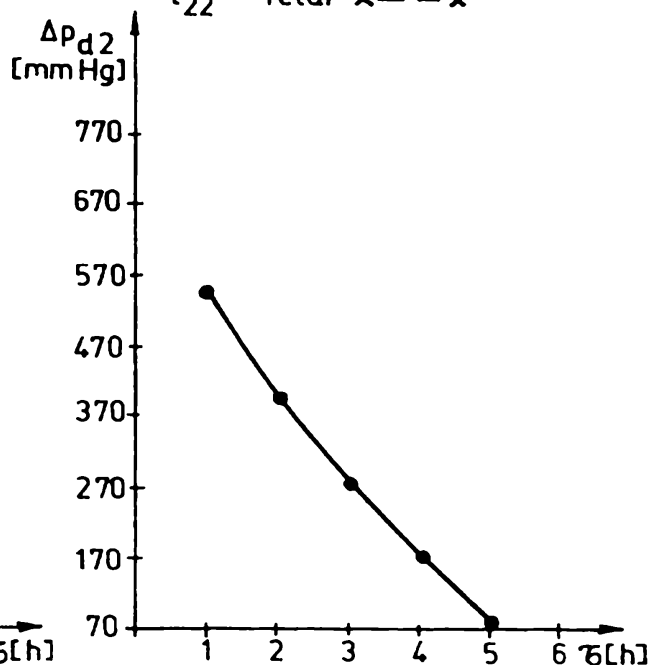


FIG. 6.96. Variatiya căderilor de presiune a agentului termic secundar pe diafragma  $D_2$

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP 1 P B CU 55 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN DOUĂ TRONSOANE DE 4 m LUNGIME  
REGIMUL VI DE FUNCȚIONARE

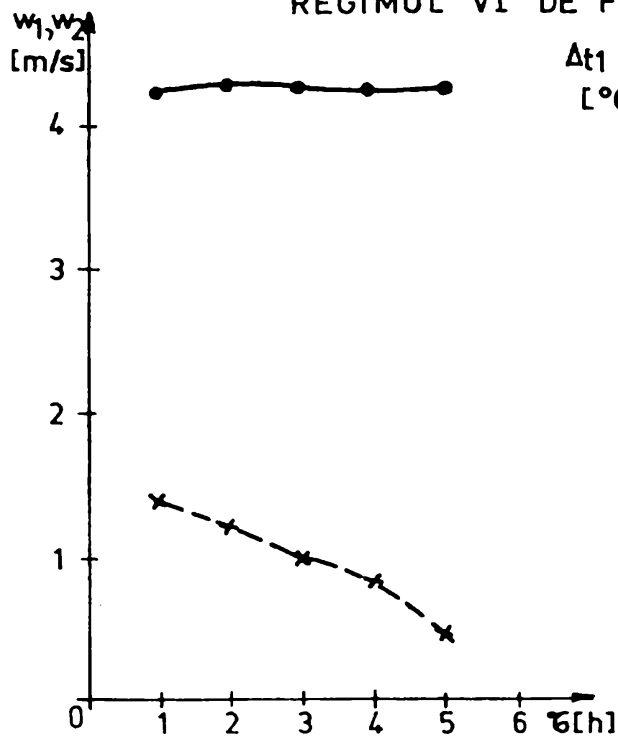


FIG. 6.97. Variația vitezei agentului termic primar  $w_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $w_2$  (x--x)

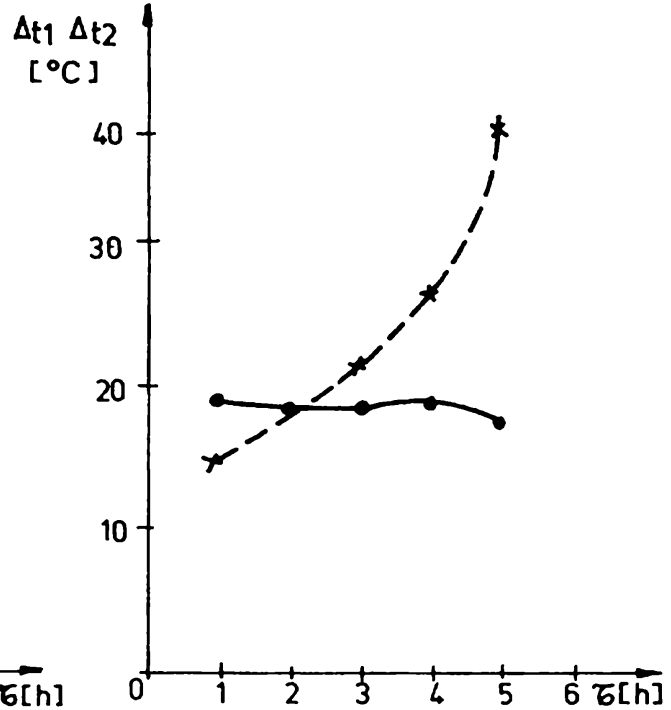


FIG. 6.98. Variația căderilor de temperatură a agentului termic primar  $\Delta t_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $\Delta t_2$  (x--x)

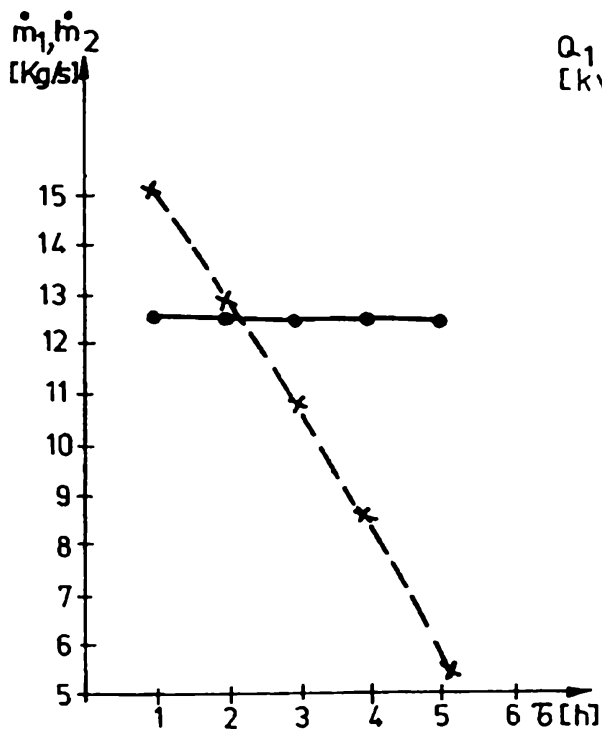


FIG. 6.99. Variația debitului masic a agentului termic primar  $\dot{m}_1$  (—●—) și a agentului termic secundar  $\dot{m}_2$  (x--x)

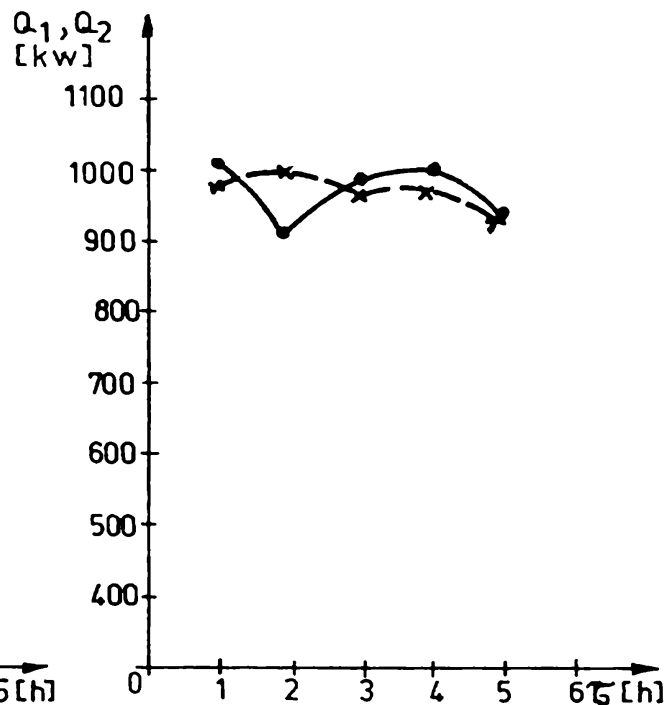


FIG. 6.100. Variația consumului de căldură de la agentul termic primar  $Q_1$  (—●—) și de la agentul termic secundar  $Q_2$  (x--x)

S-a studiat și punctul termic de la Facultatea de Electrotehnică din Timișoara, destinat aceluiași scop funcțional - încălzirea spațiilor de învățământ.

În figurile 6.101...6.140. sunt reprezentate regimurile de funcționare ale schimbătoarelor de căldură tip IPB cu 85 de țevi de oțel în tronson, formate din (12) și (4) tronsoane de (4) și respectiv (3,5) m lungime, funcționând în paralel, în contracurent, la datele: 29.11.1993, 6.12.1993, 15.12.1993, 22.12.1993, 29.12.1993, 4.01.1994, 19.01.1994, 24.01.1994, 26.01.1994 și 18.02.1994.

La fiecare din datele mai sus menționate s-au reprezentat:

-variația temperaturilor orare ale agentului termic primar  $t_{11}$ -tur --●---●-- și  $t_{12}$ -retur --x--x--;

-variația temperaturilor orare ale agentului termic secundar  $t_{21}$ -tur --●---●-- și  $t_{22}$ -retur --x--x--;

-variația presiunilor agentului termic primar  $p_{11}$ -tur --●---●-- și  $p_{12}$ -retur --x--x--;

-variația vitezei medii a vântului  $v$  --x--x-- și a temperaturii medii exterioare  $t_c$  --●---●--.

Analizând cele 40 figuri, se observă că agentul termic primar nu respectă graficul de reglaj calitativ. Pentru agentul termic secundar, în punctul termic s-a realizat doar un reglaj calitativ, corelat în mică măsură cu factorii exteriori de mediu. Reglajul calitativ a rezultat pe baza variației parametrilor agentului termic primar (de la CT), fără nici o intervenție a operatorilor din punctul termic.

În toate cazurile analizate debitul vehiculat de pompa de circulație a agentului termic secundar a fost aproape constant pe întreaga perioadă de funcționare măsurată, cu mici variații, nesemnificative.

Cunoscându-se eficiența energetică a acționărilor electrice cu turație variabilă în instalațiile de încălzire centrală, s-au analizat câteva cazuri de astfel de acționări [31], [35], [36], [40], [45].

Tabelul 6.2.

Regimul	$G_2$ [m <sup>3</sup> /h]	$H_2$ [mH <sub>2</sub> O]	$n_{2c}$ [rot/min]	$\eta_P$ [%]	$\eta_m$ [%]	$\eta_{c(VLT)}$ [%]	$\eta_{gen}$ [%]	$P_{alim}$ [kW]
max	525	34	1750	74	91,5	98	66,4	73,2
1	400	21,8	1360	76	89	97,5	65,9	36,1
2	300	15,8	1100	80	85	95,5	64,9	19,9
3	200	12,2	900	80	80	93,5	59,8	11,1
4	105	10	750	70	64	86,5	38,8	7,4

Pompa de circulație a agentului termic, de tip IFV 150c-TL a fost acționată de un motor asincron cu rotorul în scurtcircuit de 75 kW, cu o turație maximă de 1750 rot/min (la frecvența de 60 Hz), acționat prin

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP I P B CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN (12);(4) TRONSOANE DE (4);(3,5)m LUNGIME FUNCȚIONĂND ÎN PARALEL ÎN CONTRACURRENT ÎN PUNCTUL TERMIC FAC.ELECTROTEHNICĂ LA DATA DE 29.11.1993

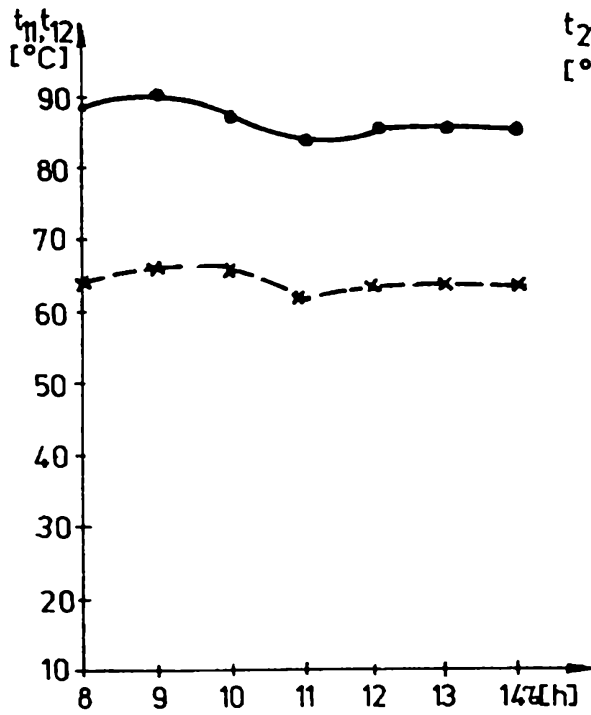


FIG. 6.101. Variația temperaturilor orare ale agentului termic primar  
 $t_{11}$  - tur ●—●  
 $t_{12}$  - retur x—x

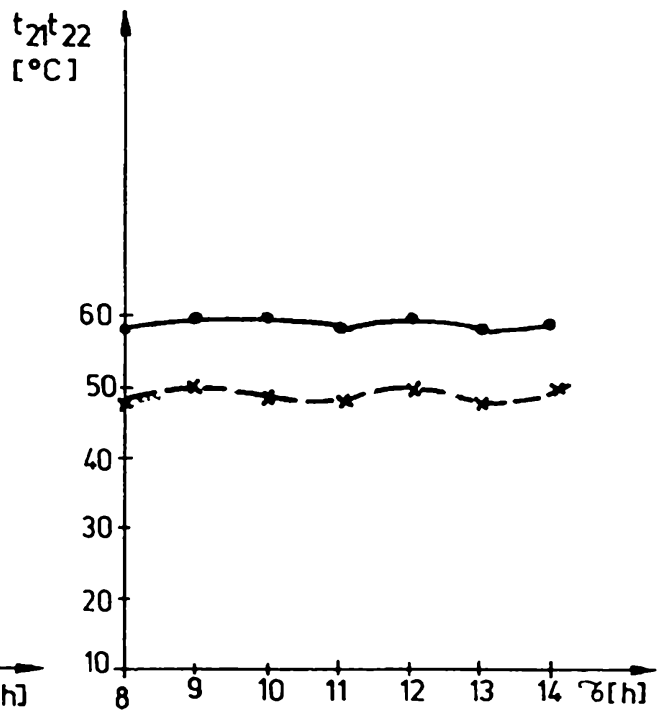


FIG. 6.102. Variația temperaturilor orare ale agentului termic secundar  
 $t_{21}$  - tur ●—●  
 $t_{22}$  - retur x—x

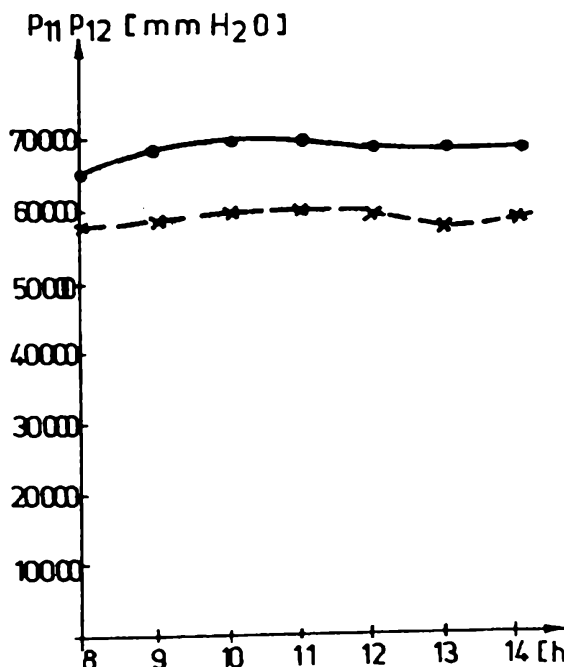


FIG. 6.103. Variația presiunilor agentului termic primar  
 $P_{11}$  - tur ●—●  
 $P_{12}$  - retur x—x

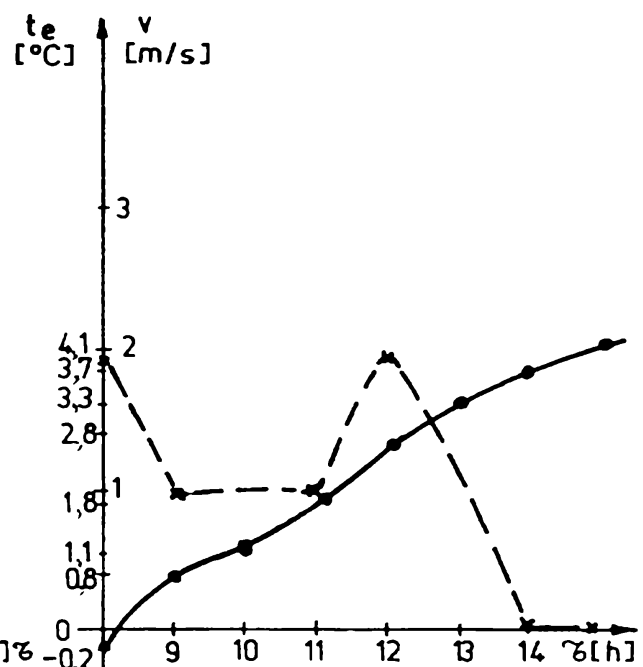


FIG. 6.104. Variația vitezei vântului și a temperaturii exterioare  
 $t_e$  - ●—●  
 $v$  - x—x



SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN (12);(4) TRONSOANE DE (4);(3,5)m LUNGIME FUNCȚIONÂND ÎN PARALEL ÎN CONTRACURRENT ÎN PUNCTUL TERMIC FAC. ELECTROTEHNICĂ LA DATA DE 6.12.1993

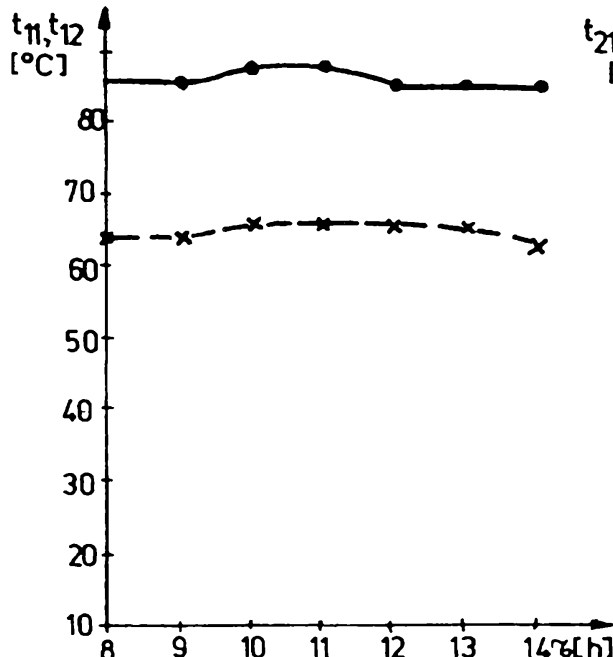


FIG. 6.105 Variația temperaturilor orare ale agentului termic primar  
 $t_{11}$  - tur ●—●  
 $t_{12}$  - retur x---x

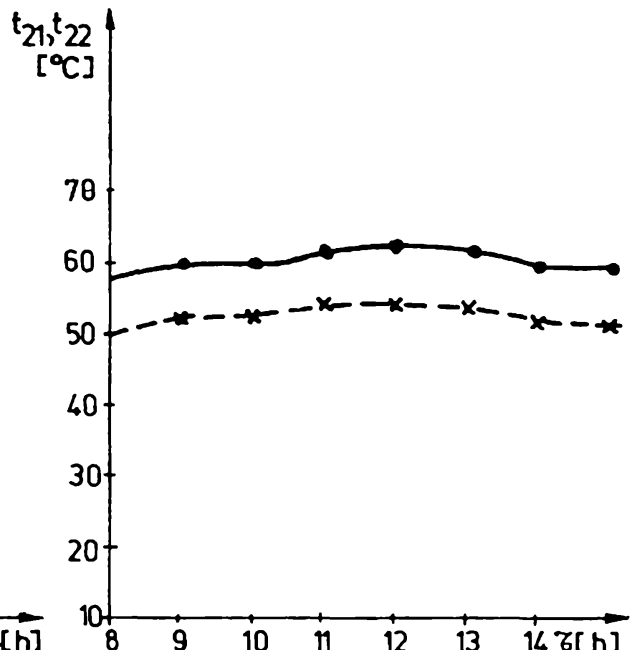


FIG. 6.106 Variația temperaturilor orare ale agentului termic secundar  
 $t_{21}$  - tur ●—●  
 $t_{22}$  - retur x---x

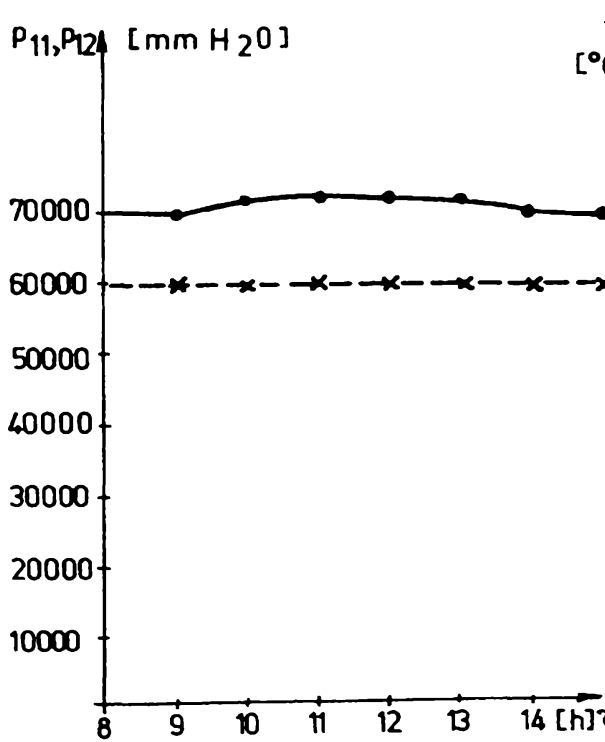


FIG. 6.107 Variația presiunilor agentului termic primar  
 $P_{11}$  - tur ●—●  
 $P_{12}$  - retur x---x

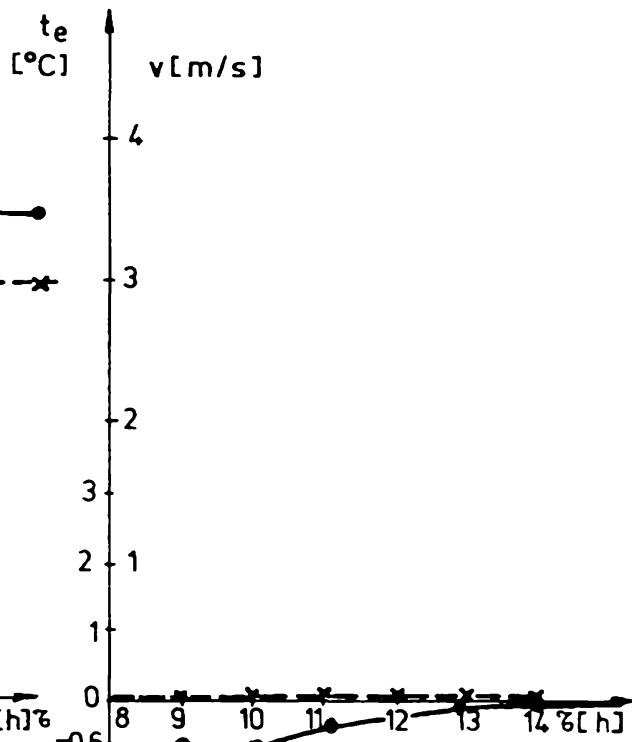


FIG. 6.108 Variația vitezei vântului și a temperaturii exterioare  
 $t_e$  ●—●  
 $v$  x---x

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN (12);(4) TRONSOANE DE (4),(3,5)m LUNGIME FUNCȚIONÂND ÎN PARALEL ÎN CONTRACURRENT ÎN PUNCTUL TERMIC FAC.ELECTROTEHNICĂ LA DATA DE 15.12.1993

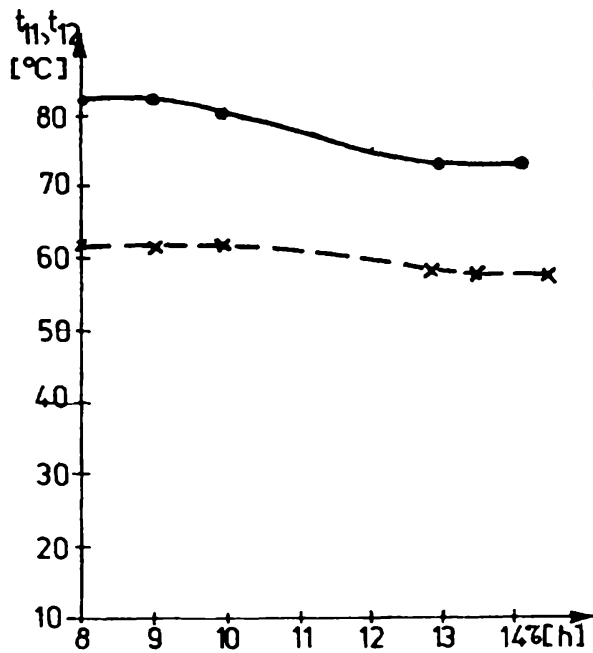


FIG. 6.109 Variația temperaturilor orare ale agentului termic primar  
 $t_{1f}$  - tur ●—●  
 $t_{12}$  - retur x—x

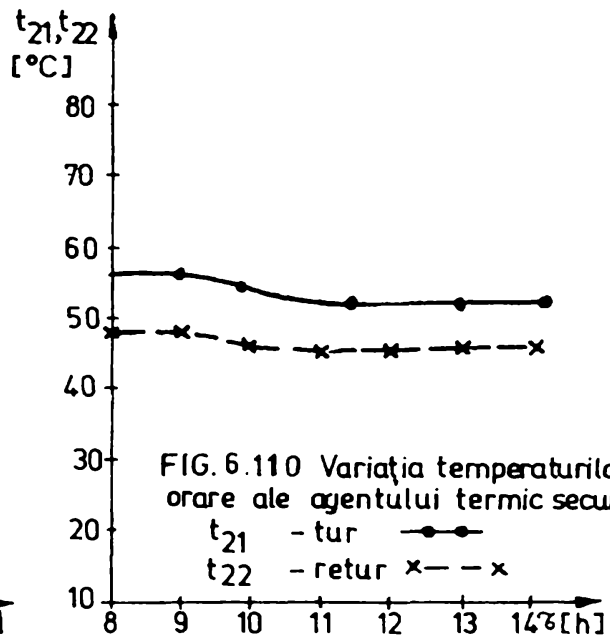


FIG. 6.110 Variația temperaturilor orare ale agentului termic secundar  
 $t_{21}$  - tur ●—●  
 $t_{22}$  - retur x—x

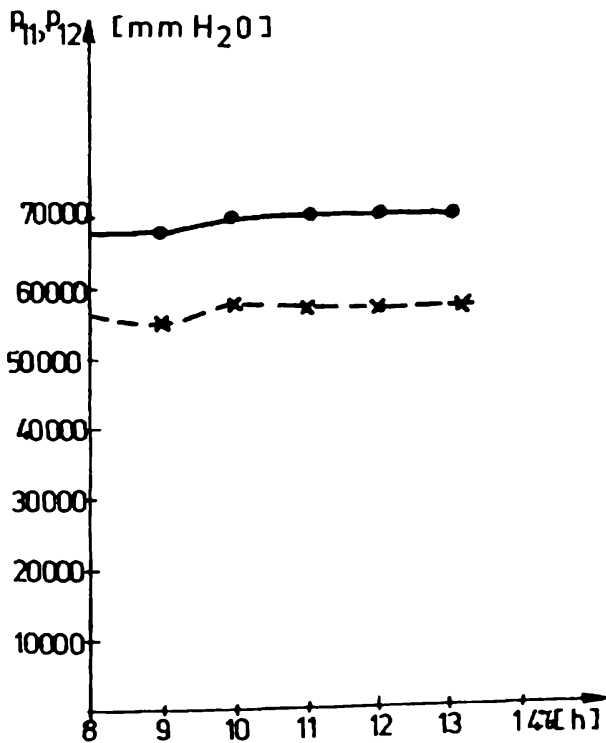


FIG. 6.111 Variația presiunilor agentului termic primar  
 $P_{11}$  - tur ●—●  
 $P_{12}$  - retur x—x

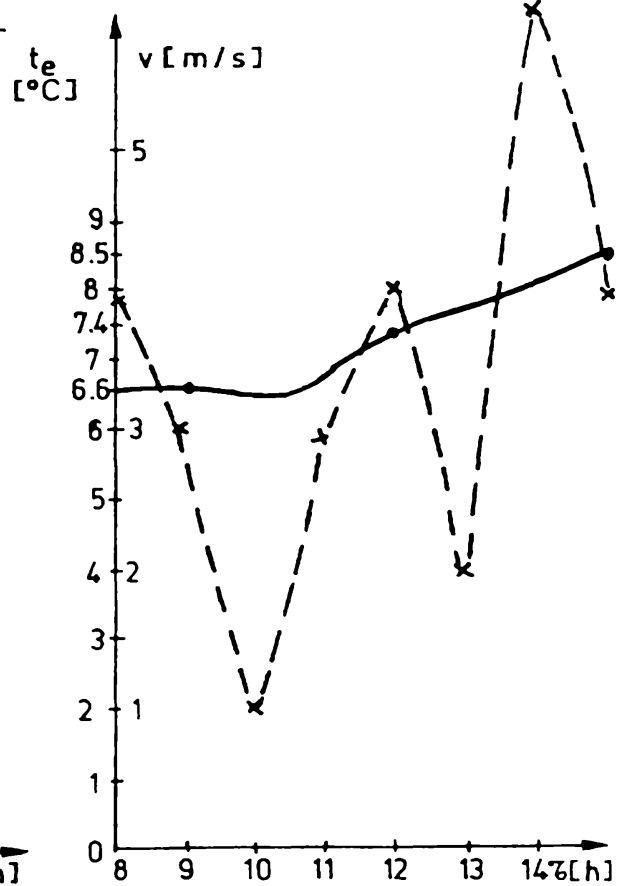


FIG. 6.112 Variația vitezei vântului și a temperaturii exterioare  
 $t_e$  ●—●  
 $v$  x—x

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN (12);(4) TRONSOANE DE (4);(3,5)m LUNGIME FUNCȚIONÂND ÎN PARALEL ÎN CONTRACURRENT ÎN PUNCTUL TERMIC FAC. ELECTROTEHNICĂ LA DATA DE 22.12.1993

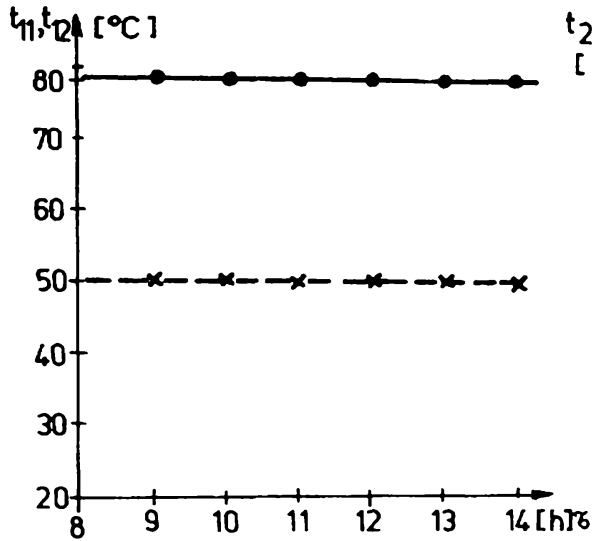


FIG. 6.113. Variația temperaturilor orare ale agentului termic primar  
t<sub>11</sub> - tur ●—●  
t<sub>12</sub> - retur x—x

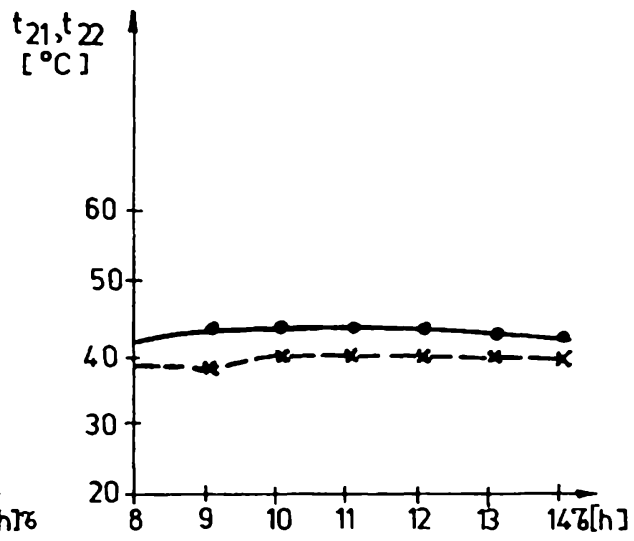


FIG. 6.114. Variația temperaturilor orare ale agentului termic secundar  
t<sub>21</sub> - tur ●—●  
t<sub>22</sub> - retur x—x

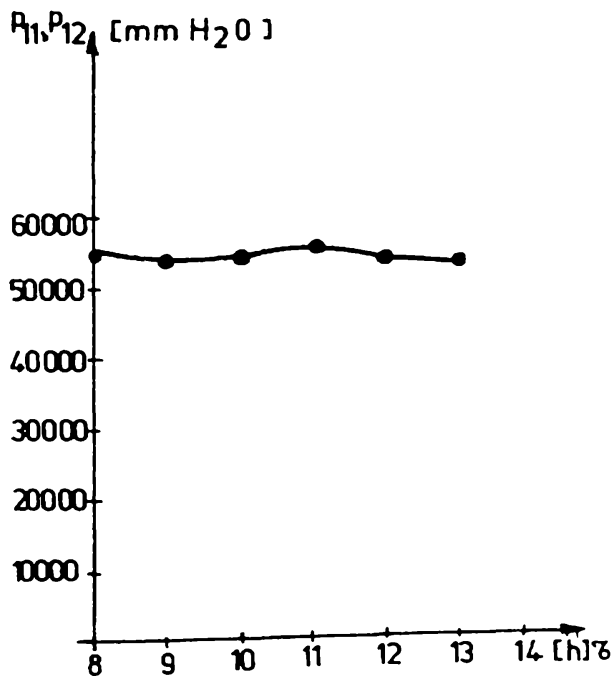


FIG. 6.115. Variația presiunilor agentului termic primar  
P<sub>11</sub> - tur ●—●  
P<sub>12</sub> - retur x—x

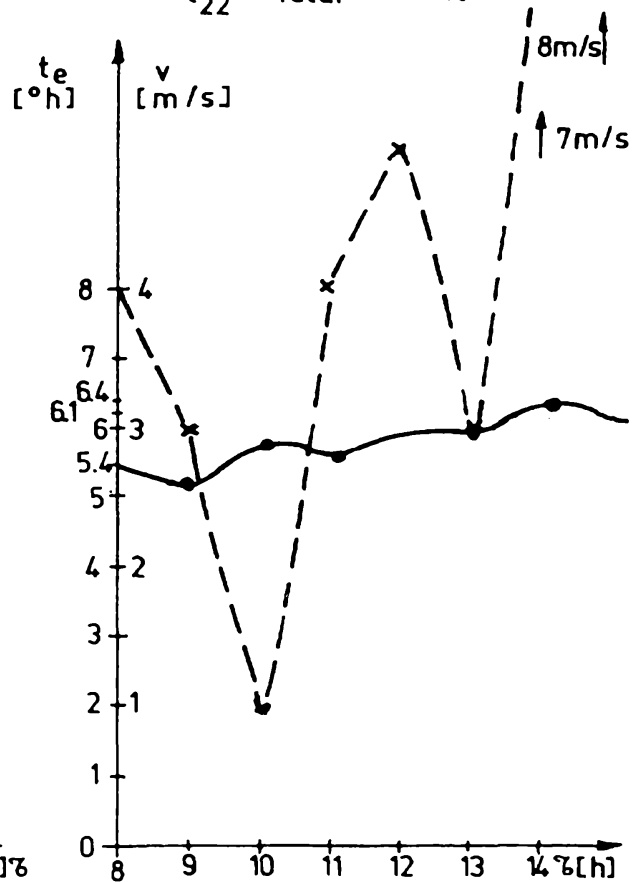


FIG. 6.116. Variația vitezei vântului și a temperaturilor exterioare  
t<sub>e</sub> ●—●  
v x—x

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN (12);(4) TRONSOANE DE (4);(3,5) m LUNGIME FUNCȚIONÂND ÎN PARALEL ÎN CONTRACURRENT ÎN PUNCTUL TERMIC FAC. ELECTROTEHNICĂ LA DATA DE 29.12.1993

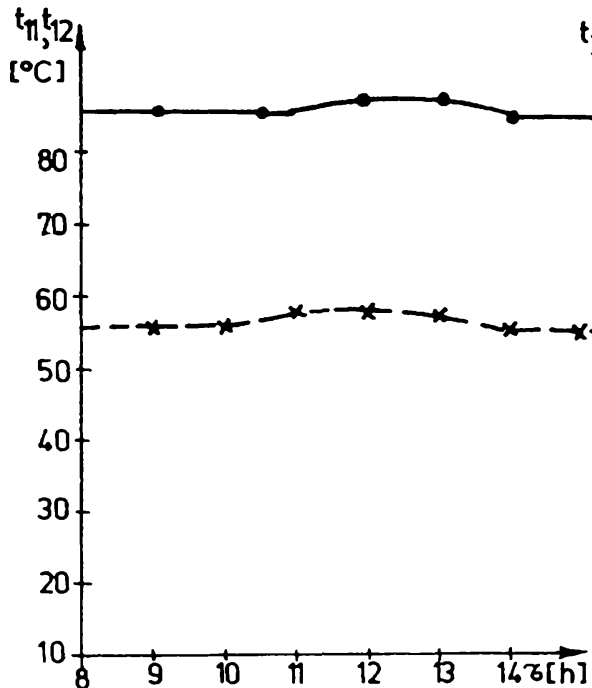


FIG. 6.117. Variația temperaturilor orare ale agentului termic primar

$t_{11}$  - tur —●—●—  
 $t_{12}$  - retur x---x

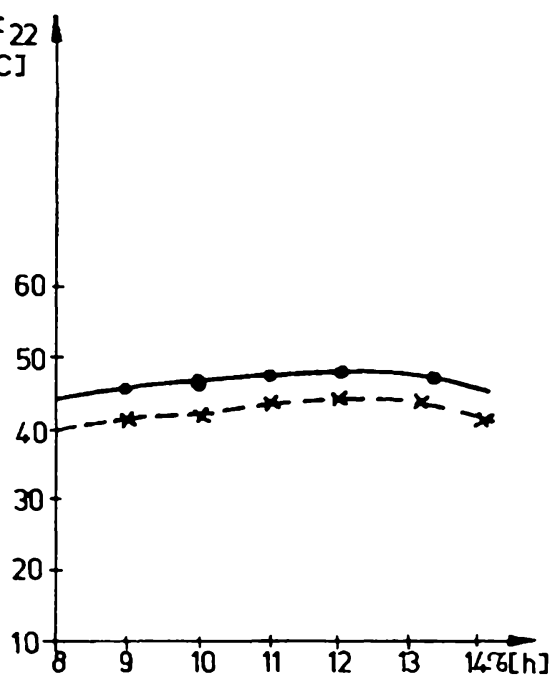


FIG. 6.118. Variația temperaturilor orare ale agentului termic secundar

$t_{21}$  - tur —●—●—  
 $t_{22}$  - retur x---x

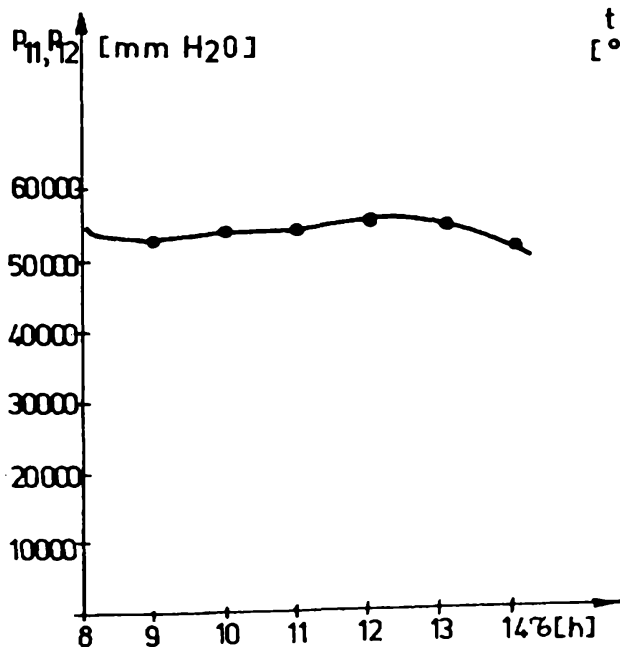


FIG. 6.119. Variația presiunilor agentului termic primar

$p_{11}$  - tur —●—●—  
 $p_{12}$  - retur x---x

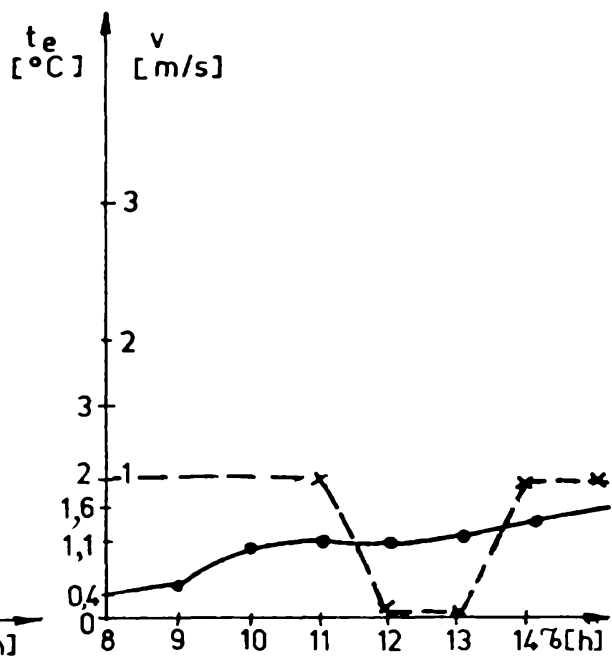


FIG. 6.120. Variația vitezei vântului și a temperaturii exterioare

$t_e$  —●—●—  
 $v$  x---x

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN (12);(4) TRONSOANE DE (4);(35)m LUNGIME FUNCȚIONÂND ÎN PARALEL ÎN CONTRACURRENT ÎN PUNCTUL TERMIC FAC.ELECTROTEHNICĂ LA DATA DE 4.01.1994

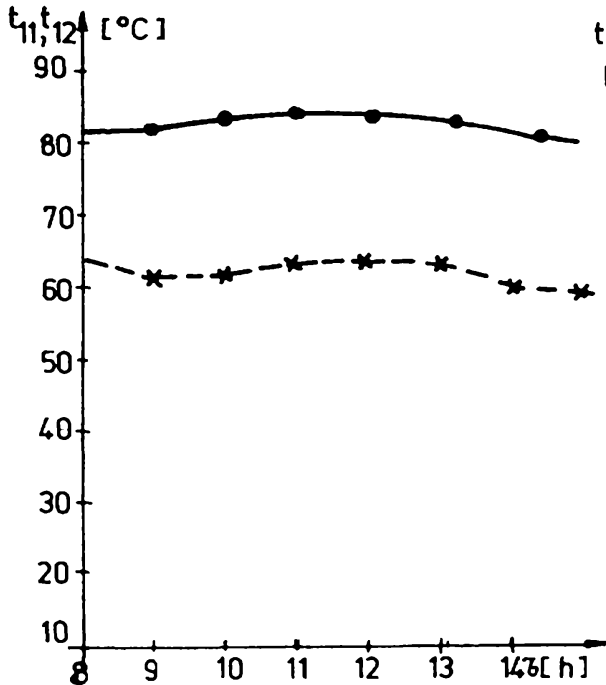


FIG. 6.121 Variația temperaturilor orare ale agentului termic primar  
 $t_{11}$  - tur —●—  
 $t_{12}$  - retur x--x

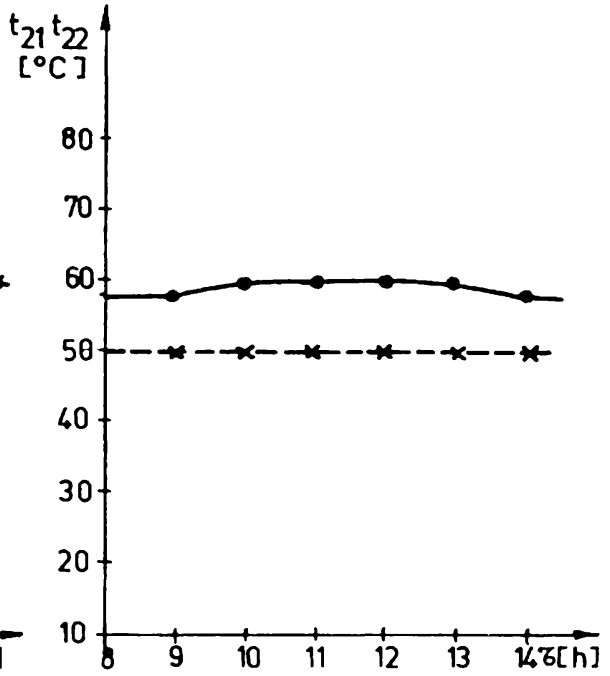


FIG. 6.122 Variația temperaturilor orare ale agentului termic secundar  
 $t_{21}$  - tur —●—  
 $t_{22}$  - retur x--x

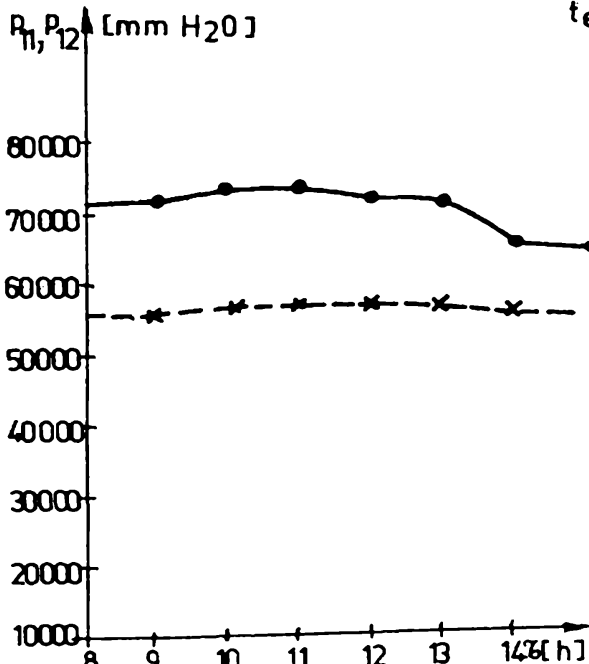


FIG. 6.123 Variația presiunilor agentului termic primar  
 $p_{11}$  - tur —●—  
 $p_{12}$  - retur x--x

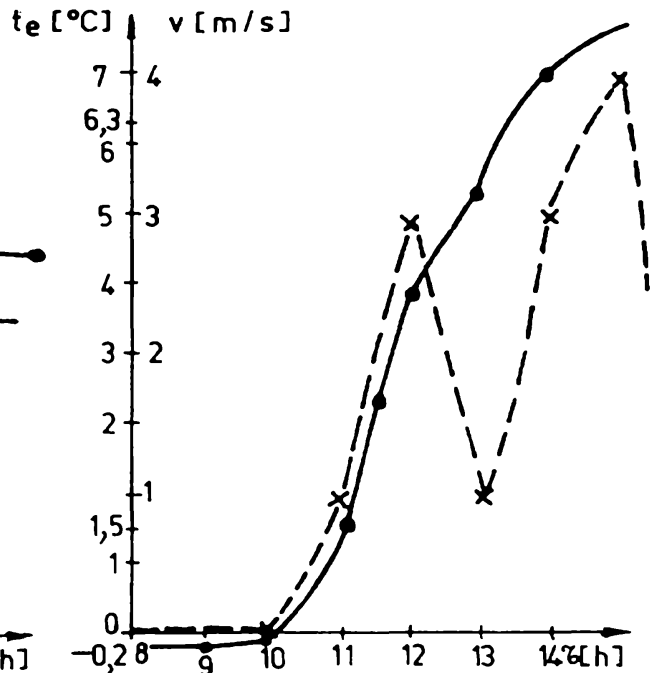


FIG. 6.124 Variația vitezei vântului și a temperaturii exterioare  
 $t_e$  —●—  
 $v$  x--x

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN (12);(4) TRONSOANE DE (4);(35)m LUNGIME FUNCȚIONĂND ÎN PARALEL ÎN CONTRACURRENT ÎN PUNCTUL TERMIC FAC. ELECTROTEHNICĂ LA DATA DE 19.01.1994

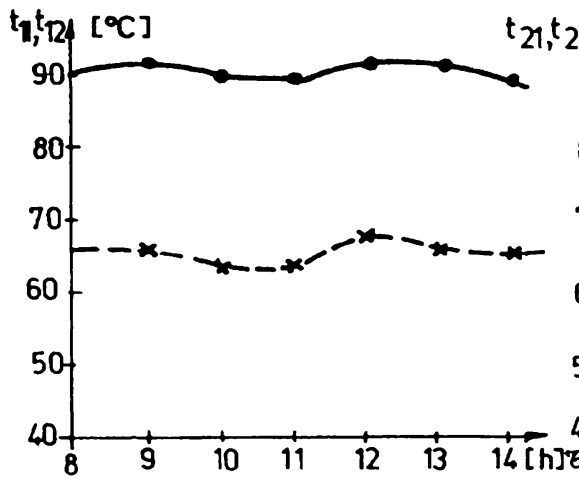


FIG. 6.125 Variația temperaturilor orare ale agentului termic primar  
t<sub>11</sub> - tur ●—●  
t<sub>12</sub> - retur x—x

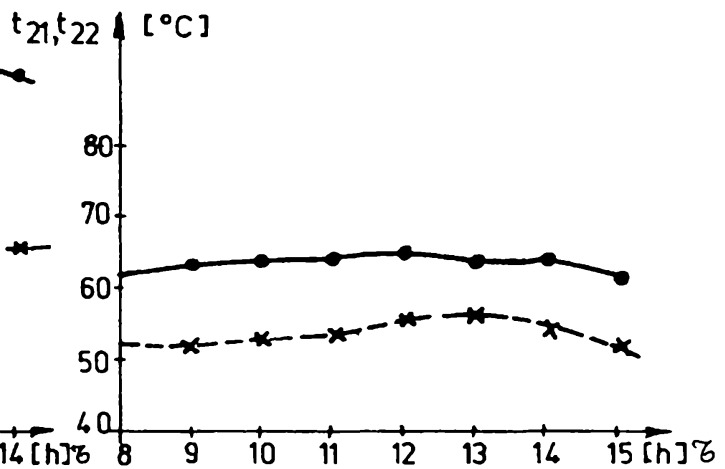


FIG. 6.126 Variația temperaturilor orare ale agentului termic secundar  
t<sub>21</sub> - tur ●—●  
t<sub>22</sub> - retur x—x

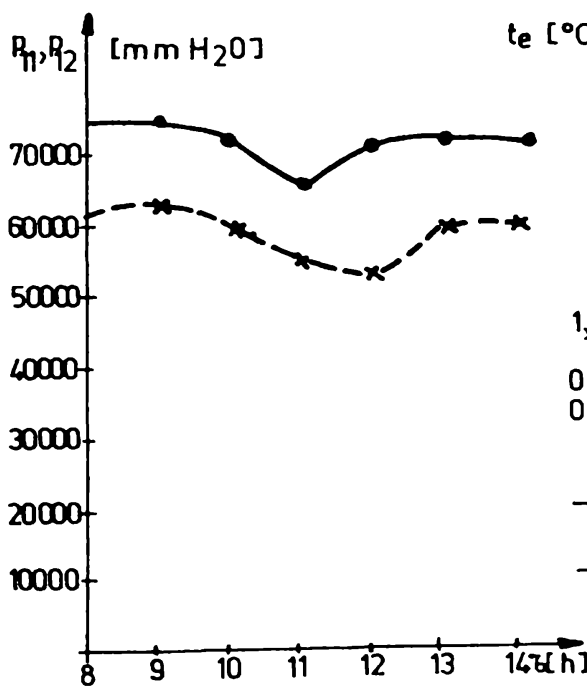


FIG. 6.127 Variația presiunilor agentului termic primar  
P<sub>11</sub> - tur ●—●  
P<sub>12</sub> - retur x—x

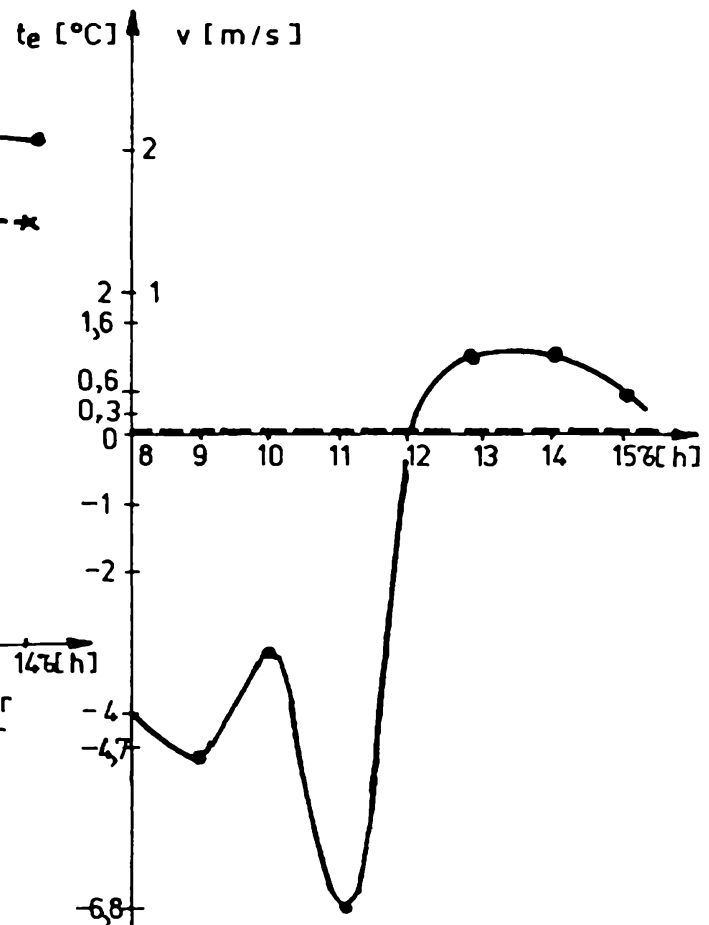


FIG. 6.128 Variația vitezei vântului și a temperaturilor exterioare  
t<sub>e</sub> ●—●  
v x—x

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP 1 PB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN (12); (4) TRONSOANE DE (4); (35) m LUNGIME FUNCȚIONĂND ÎN PARALEL ÎN CONTRACURRENT ÎN PUNCTUL TERMIC FAC. ELECTROTEHNICĂ LA DATA DE 24.01.1994

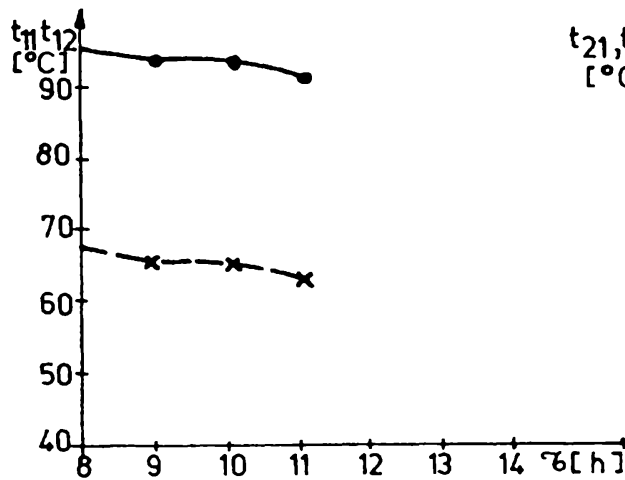


FIG. 6.129. Variația temperaturilor orare ale agentului termic primar

t<sub>11</sub> - tur ●—●—  
t<sub>12</sub> - retur x—x—

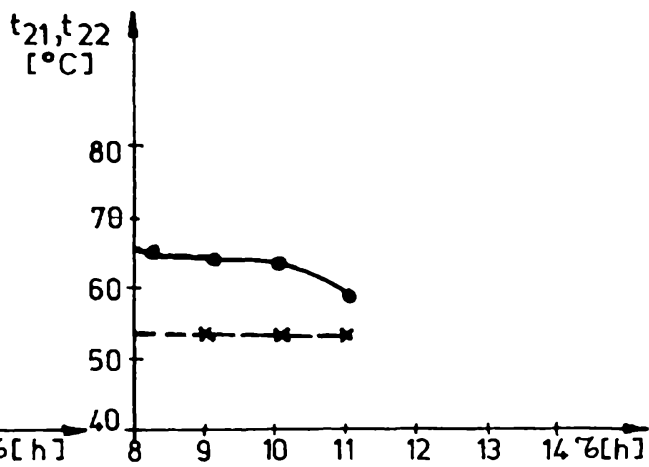


FIG. 6.130. Variația temperaturilor orare ale agentului termic secundar

t<sub>21</sub> - tur ●—●—  
t<sub>22</sub> - retur x—x—

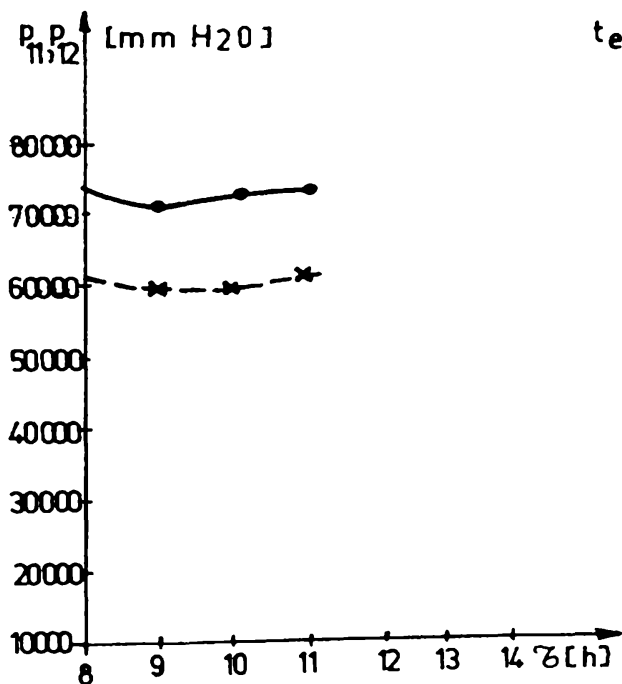


FIG. 6.131. Variația presiunilor agentului termic primar

p<sub>11</sub> - tur ●—●—  
p<sub>12</sub> - retur x—x—

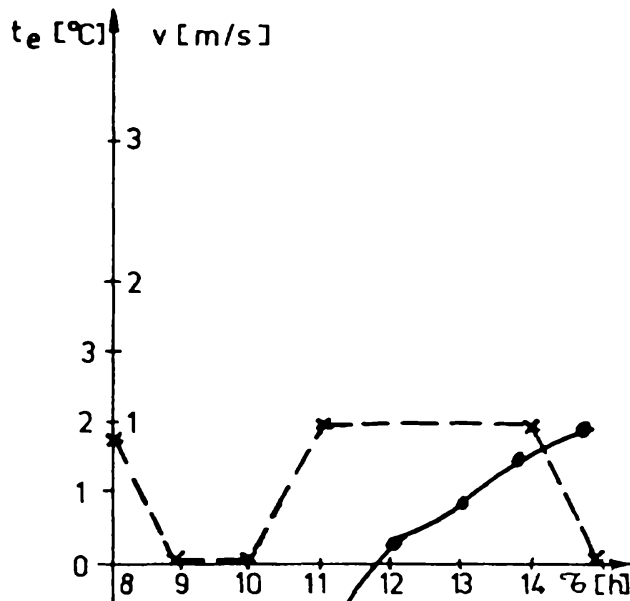


FIG. 6.132. Variația vitezei vântului și a temperaturii exterioare

t<sub>e</sub> ●—●—  
v x—x—

SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN (12); (4) TRONSOANE DE (4); (3,5) m LUNGIME FUNCȚIONĂND ÎN PARALEL ÎN CONTRACURENȚ ÎN PUNCTUL TERMIC FAC. ELECTROTEHNICĂ LA DATA DE 26.01.1994

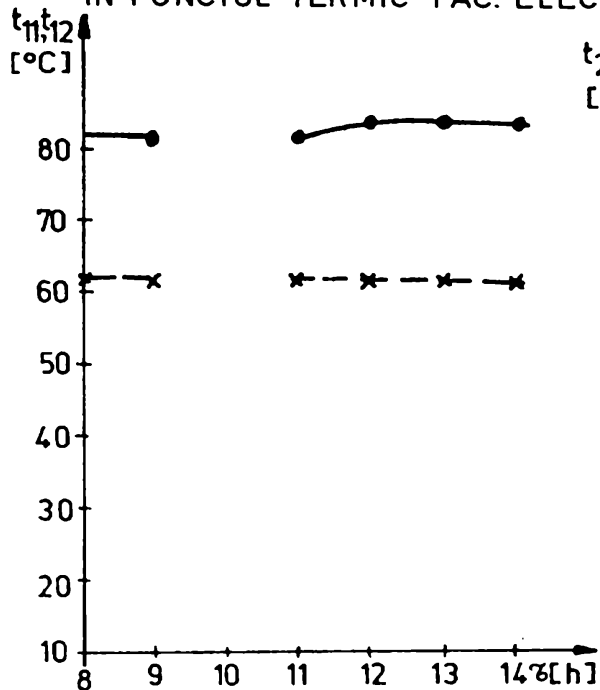


FIG.6.133. Variația temperaturilor orare ale agentului termic primar

t<sub>11</sub> - tur ●—●—  
t<sub>21</sub> - retur x--x

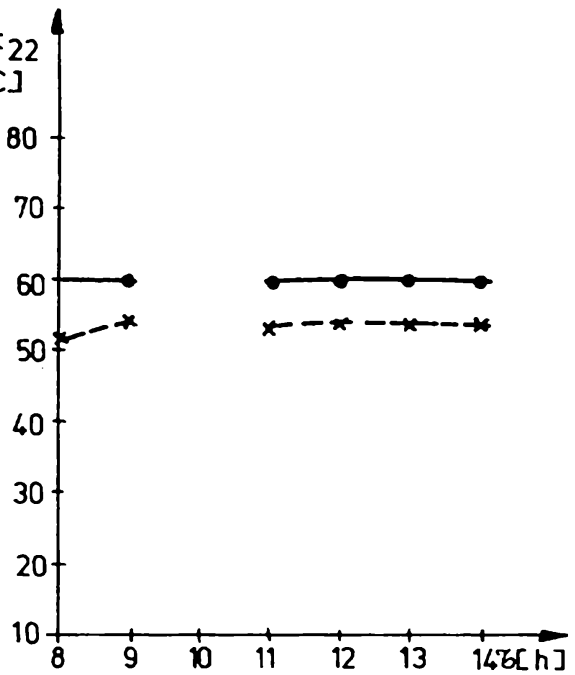


FIG.6.134. Variația temperaturilor orare ale agentului termic secundar

t<sub>21</sub> - tur ●—●—  
t<sub>22</sub> - retur x--x

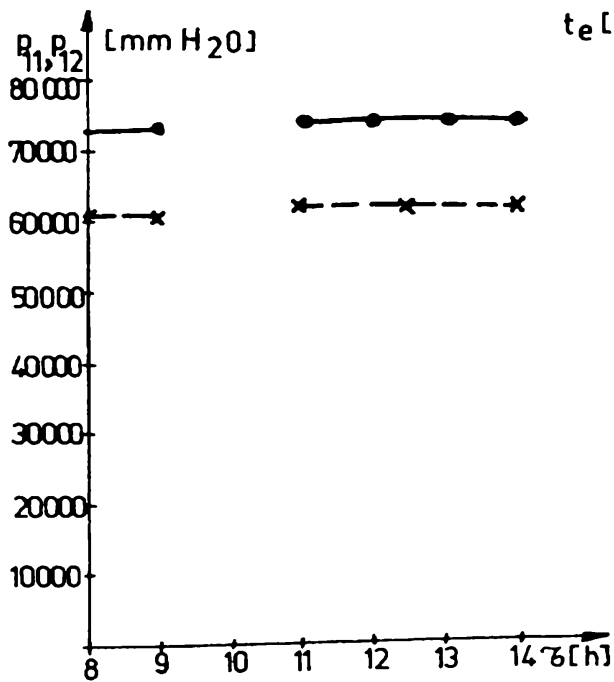


FIG.6.135. Variația presiunilor agentului termic primar

p<sub>11</sub> - tur ●—●—  
p<sub>12</sub> - retur x--x

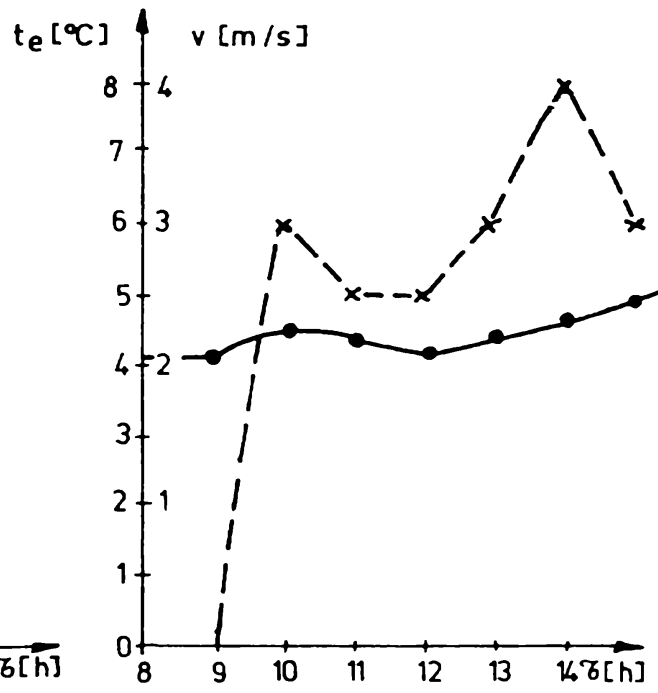


FIG.6.136. Variația vitezei vântului și a temperaturii exterioare

t<sub>e</sub> - tur ●—●—  
v - retur x--x



SCAMBĂTOR DE CĂLDURĂ TIP IPB CU 85 ȚEVI DE OȚEL ÎN TRONSON, FORMAT DIN (12);(4) TRONSOANE DE (4);(3,5)m LUNGIME FUNCȚIONĂND ÎN PARALEL ÎN CONTRACURENT ÎN PUNCTUL TERMIC FAC. ELECTROTEHNICĂ LA DATA DE 18.02.1994

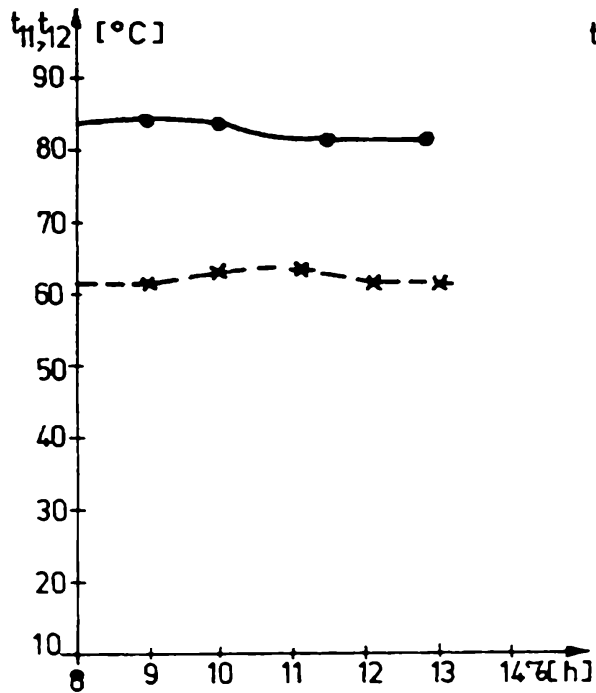


FIG. 6.137. Variația temperaturilor orare ale agentului termic primar  
 $t_{11}$  - tur —●—●—  
 $t_{12}$  - retur x--x

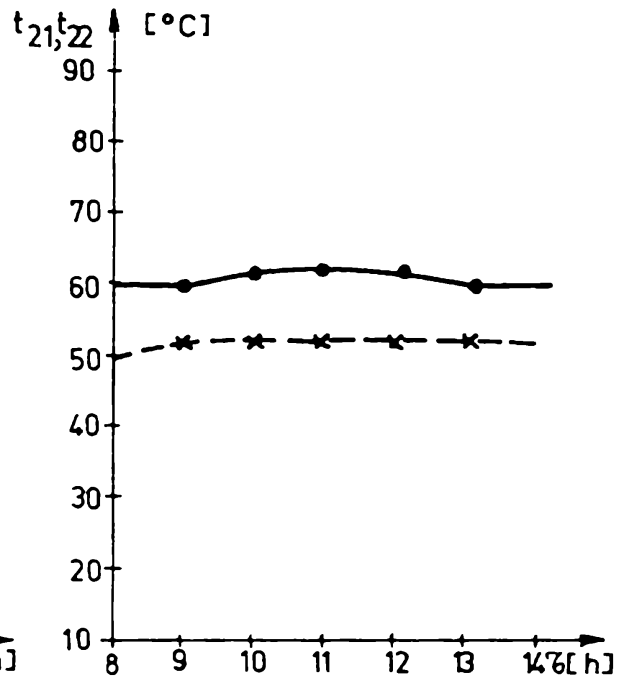


FIG. 6.138. Variația temperaturilor orare ale agentului termic secundar  
 $t_{21}$  - tur —●—●—  
 $t_{22}$  - retur x--x

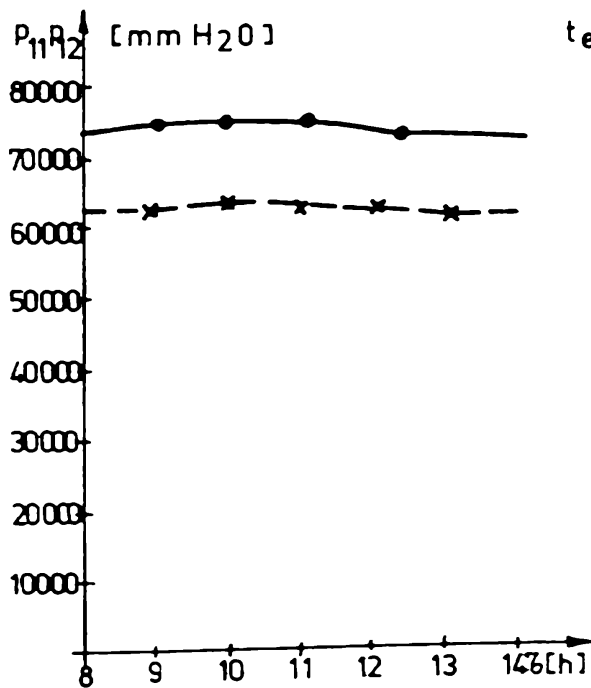


FIG. 6.139. Variația presiunilor agentului termic primar  
 $P_{11}$  - tur —●—●—  
 $P_{12}$  - retur x--x

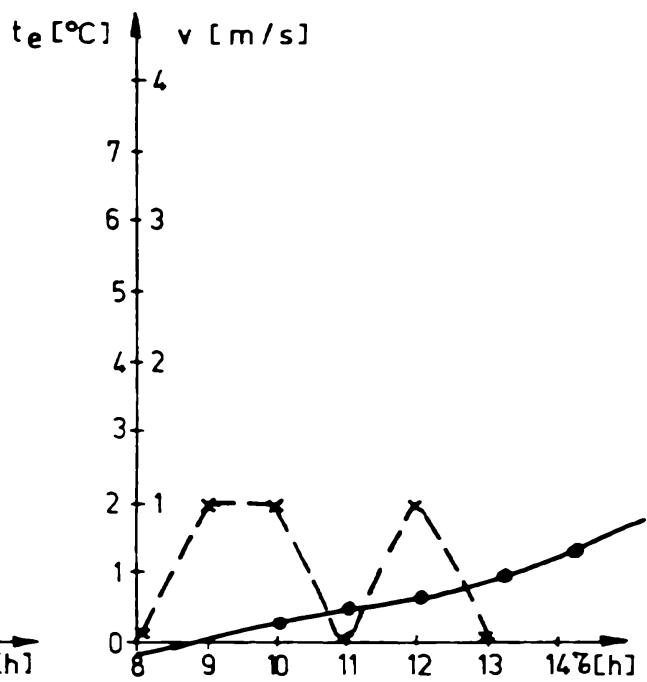


FIG. 6.140. Variația vitezei vântului și a temperaturii exterioare  
 $t_e$  —●—●—  
 $v$  x--x

intermediul unui convertor static de frecvență variabilă VLT-Danfoss, în intervalul de turație 1750...750 rot/min. Rezultatele sunt prezentate în tabelul 6.2. [277].

Același motor asincron cu rotorul în scurtcircuit a acționat cu turația maximă de 1750 rot/min (la  $f=60$  Hz) pompa de tip IFV 150 c-TL, prin alimentarea directă la rețeaua electrică, fără convertor static de frecvență, realizând debite variabile prin acționarea unei vane, obținându-se rezultatele din tabelul 6.3. [277].

Tabelul 6.3

Regimul	$G_2$ [m <sup>3</sup> /h]	$H_2$ [mH <sub>2</sub> O]	$n_2$ [rot/min]	$\eta_p$ [%]	$\eta_m$ [%]	$\eta_{gen}$ [%]	$P_{aim}$ [kW]
max	525	34	1750	74	94	69,6	69,9
1	400	45,1	1750	80	94	75,2	65,4
2	300	50,5	1750	75	93,5	70,1	58,9
3	200	53,5	1750	63	93	58,6	49,8
4	105	55	1750	52	92	47,8	32,9

Ca urmare a unei funcționări pe parcursul unui an, s-a întocmit tabelul 6.4. [277] pentru a afla energia electrică consumată în fiecare caz în parte, precum și economia de energie electrică ce se poate realiza la pompare.

Tabelul 6.4.

Sarcina [%]	$G_2$ [m <sup>3</sup> /h]	Funcționarea		Cu vană de reglare		Cu convertor de frecvență (VLT)	
		[%]	[h]	$P_{alim}$ [kW]	$W_{eVR}$ [kWh]	$P_{alim}$ [kW]	$W_{eVLT}$ [kWh]
100	525	5	438	69,9	30616	73,2	32062
80	400	15	1314	65,4	85936	36,1	47435
60	300	20	1752	58,9	103193	19,9	34865
40	200	40	3504	49,8	174499	11,1	38894
20	105	20	1752	32,9	57641	7,4	12965
TOTAL		100	8760		451885		166221

Rezultă o economie de energie electrică la pompare de 285664 kWh, ceea ce corespunde la 63% din consumul total realizat la turația nominală, utilizând pentru reglarea debitului robinetul de reglaj [277].

Comparația dintre cele două moduri de acționare electrică s-a reprezentat grafic pentru următorii parametri:

-modificarea debitului pompei și a înălțimii de pompare, când aceasta este acționată electric cu motorul asincron ( $H_2-G_2$ ) într-un caz și celălalt (fig. 6.141 și fig. 6.142);

-modificarea randamentului global (pompa, motor electric, convertor de frecvență) în funcție de debit ( $\eta_{\text{gen}}-G_2$ ) într-un caz și celălalt (fig. 6.143. și fig. 6.144.);

-modificarea puterii electrice de alimentare a motorului asincron ce antrenează pompa IFV-150c-TL ( $P_{\text{alim}}-G_2$ ) într-un caz și celălalt (fig. 6.145. și fig. 6.146.);

-modificarea consumului specific de energie electrică la pompare în cazul modificării debitului pompat ( $w_{\text{ep}}-G_2$ ) într-un caz și celălalt (fig. 6.147. și fig. 6.148.).

În același scop autorul a efectuat o serie de măsurători la Arad, pe un stand echipat cu un convertor de frecvență tip VLT-Danfoss, având următoarele caracteristici tehnice:

$U_{\text{alim}}$ : 3×380...415 V;  $f_{\text{alim}}$ : 50...60 Hz;

$I_{\text{alim}}$ : 17...25 A;  $U_{\text{ics}}$ : 3×0...380/400/415 V;

$f_{\text{ics}}$ : 1...120 Hz;  $I_{\text{ics}}$ : 16...24 A;

$S_{\text{ics}}$ : 11,5...17,3 kVA; IP 21;  $t_i$ : 40...45°C.

Acest convertor static de frecvență alimentează un motor electric trifazat, asincron cu rotorul în scurtcircuit, tip BF5 160 M22: 3 ~ ;  $f=50/60$  Hz;  $P_n=11/13,2$  kW;  $n=2915/3500$  rot/min;  $U=380...415/440...480$  V;  $I=21,5/21,5$  A;  $\cos\varphi=0,86/0,87$ ; IP 55, motor ce antrenează o pompă centrifugă, din import (Portugalia) tip IEC 34-1.

Aceste caracteristici sunt apropiate de caracteristicile convertorului static de frecvență variabilă CSFV-050 și de ale motorului electric trifazat asincron cu rotorul în scurtcircuit ASI 160M-42-4, precum și de ale pompei centrifuge CRIȘ 150-125-250, care sunt instalate în punctul termic experimental.

Pentru a observa mai clar modul de modificare a debitului pompei CRIȘ (din standul experimental), a înălțimii de pompare și a puterii consumate, la diferitele randamente hidraulice s-au trasat curbele caracteristice, la turația nominală, pentru ambele pompe fig. 6.149 [278].

În același scop, al evidențierii randamentului convertorului static de frecvență variabilă CSFV, din standul experimental, în funcție de frecvența de ieșire s-a trasat fig. 6.150, iar pentru randamentul convertorului în funcție de sarcina nominală s-a trasat fig. 6.151.

Comparând valorile din figurile 6.149...6.151. cu cele din tabelele 6.2....6.4. se poate trage concluzia că s-au ales bine utilajele din standul experimental, lucrând în domeniul randamentelor optime (pompele, motoarele și convertorul static de frecvență).

Pentru standul echipat cu convertorul static de frecvență VLT-Danfoss, autorul a ales mărimi de intrare și de ieșire similare cu ale standului experimental din facultate (numai din punct de vedere electric și parțial hidraulic, deoarece destinația acestui stand este cu totul alta), realizându-se mai multe regimuri de funcționare, care sunt evidențiate în tabelul 6.5 [35].

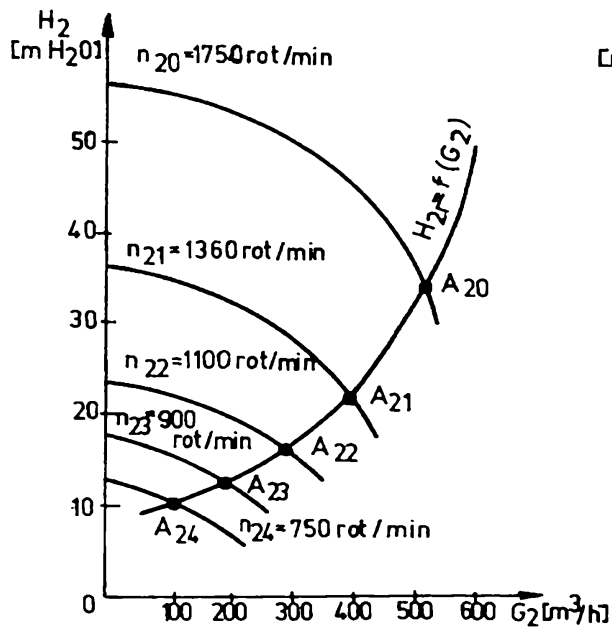


FIG. 6.141. - Modificarea debitului pompei și a înălțimii de pompare când aceasta este acționată electric prin intermediul unui convertor de frecvență (VLT).

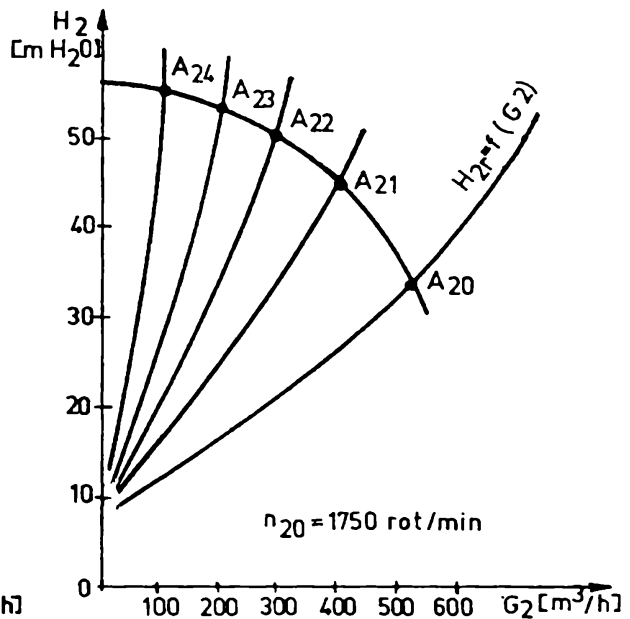


FIG. 6.142. - Modificarea debitului pompei și a înălțimii de pompare când aceasta este acționată electric la turația nominală dar se folosește un ventil de reglare pentru debit (VR).

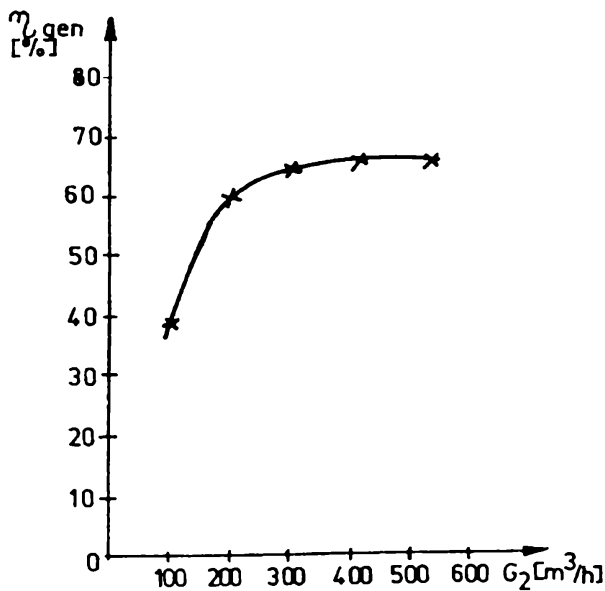


FIG. 6.143. - Modificarea randamentului global în funcție de debitul pompat, variat prin modificarea turației [cu VLT].

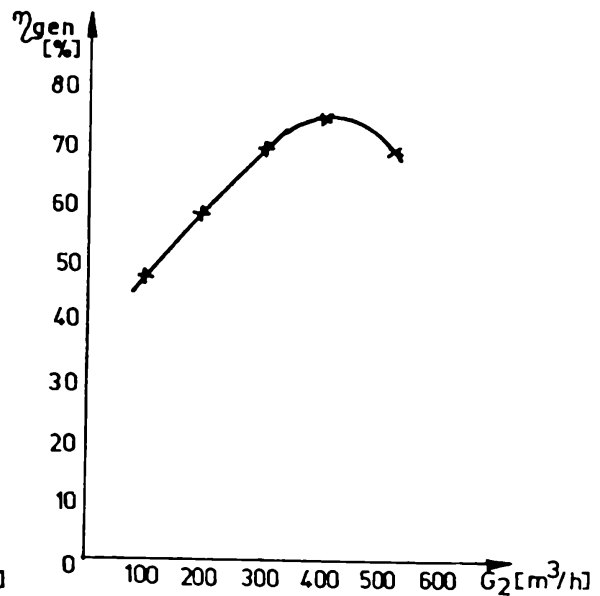


FIG. 6.144. - Modificarea randamentului global în funcție de debitul pompat, variat prin utilizarea vanei de reglare [cu VR].

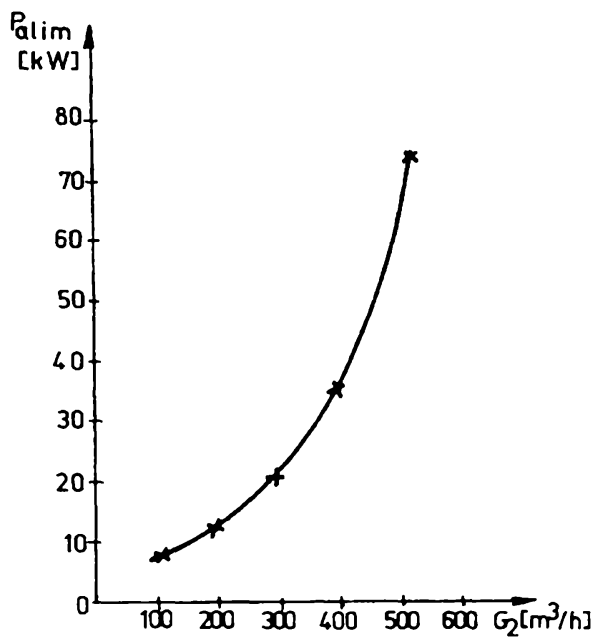


FIG. 6.145.- Modificarea puterii electrice de alimentare a motorului asincron ce antrenează pompa, la turație variabilă, cu debite diferite, utilizând în acest sens convertorul de frecvență [VLT].

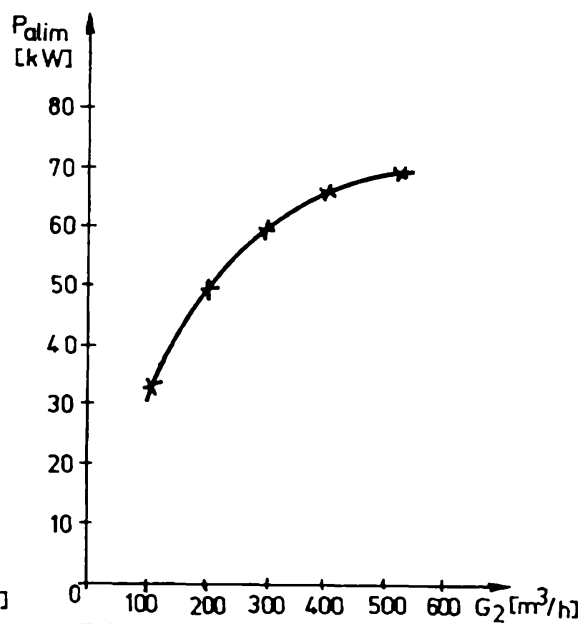


FIG. 6.146.- Modificarea puterii electrice de alimentare a motorului asincron ce antrenează pompa, la turația nominală, cu debite diferite, utilizând în acest sens un ventil de reglare [VR].

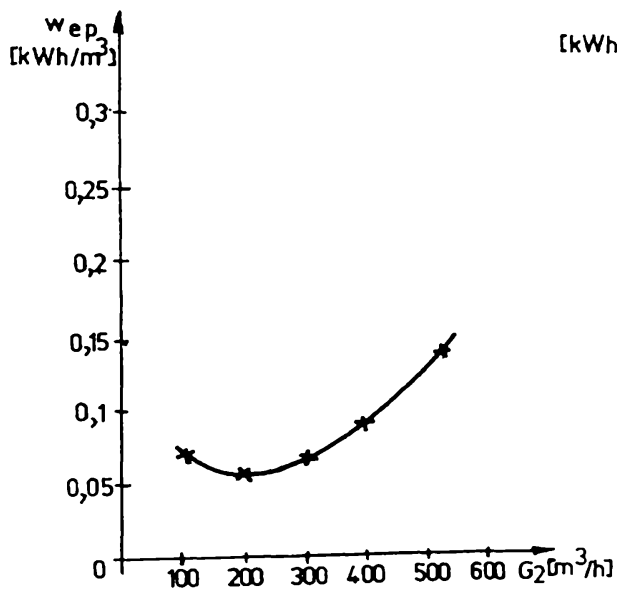


FIG. 6.147.- Modificarea consumului specific de energie electrică la pompare în cazul modificării debitului pompei, utilizând în acest sens convertorul de frecvență [VLT].

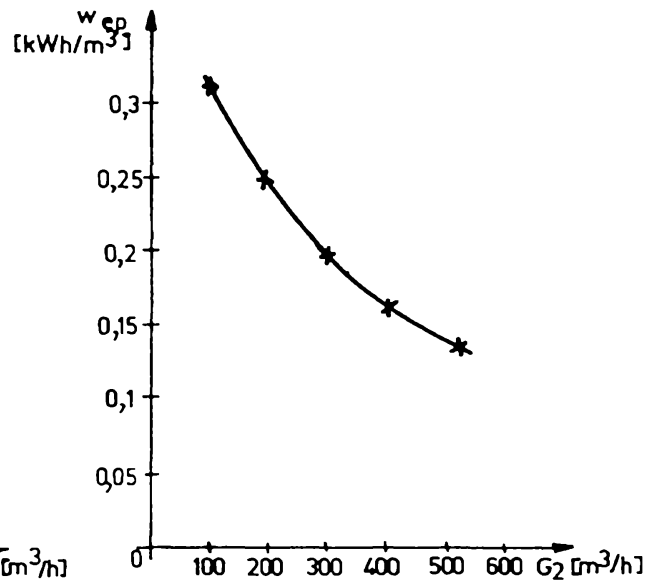


FIG. 6.148.- Modificarea consumului specific de energie electrică la pompare în cazul modificării debitului pompei, utilizând în acest sens un ventil de reglare [VR].

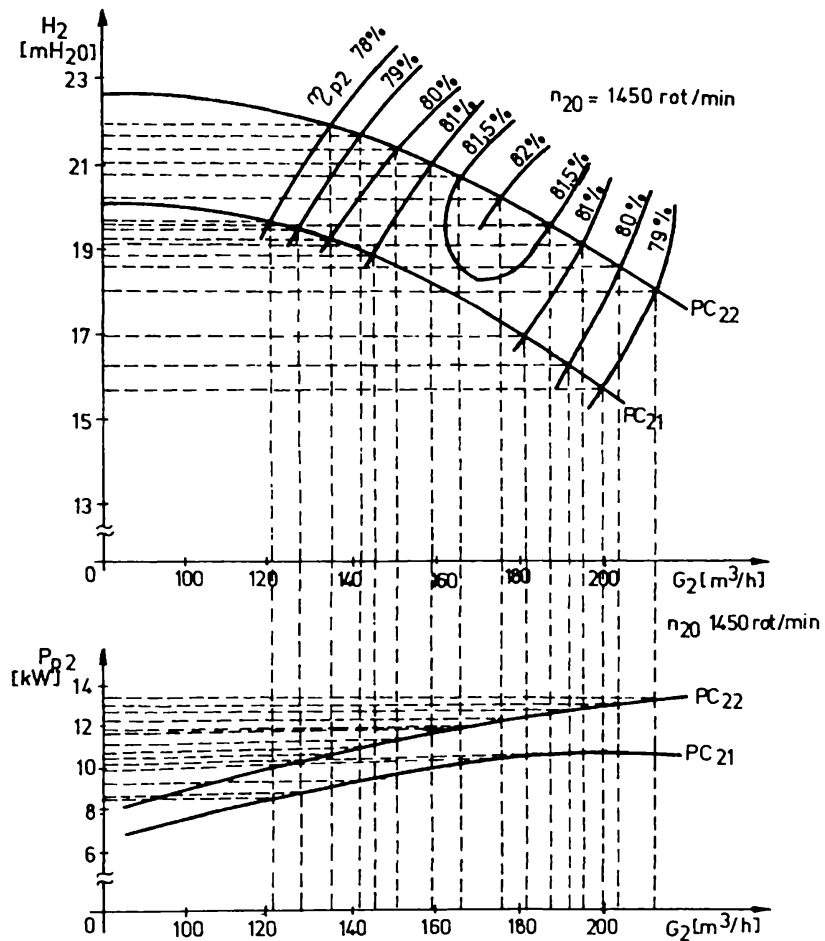


Fig. 6.149. Caracteristicile pompelor CRIS-150, la turația nominală de 1500 rot/min, montate în punctul termic experimental.

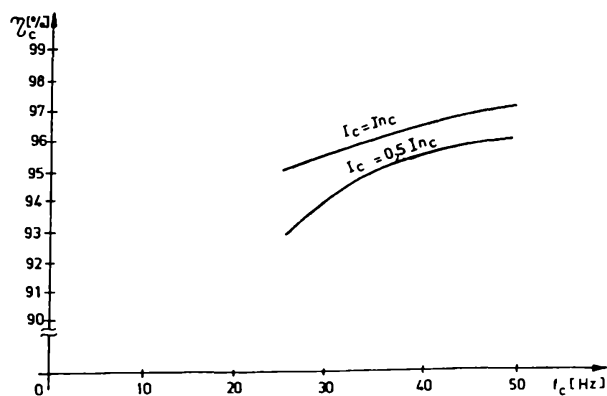


Fig. 6.150. Variația randamentului convertorului static de frecvență CSFV ( $\eta_c$ ) funcție de frecvență variabilă de ieșire ( $f_c$ ).

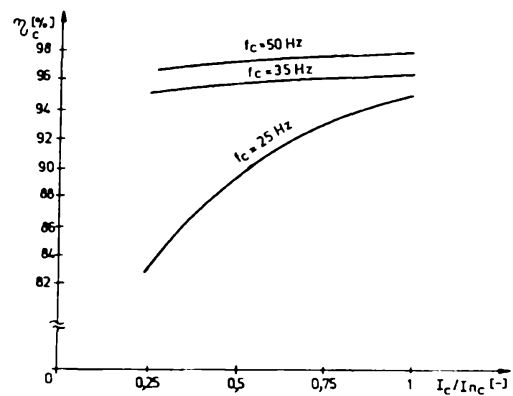


Fig. 6.151. Variația randamentului convertorului static de frecvență variabilă CSFV ( $\eta_c$ ) funcție de sarcina nominală ( $I_c/I_{nc}$ ).

Pentru a scoate în evidență economia de energie electrică la pompare, prin utilizarea acționărilor electrice cu turația variabilă față de reglajul cu robinet de reglare la funcționare cu turație fixă, s-a reprezentat variația energiei specifice de pompare ( $w_{cp}-G_2$ ) în figura 6.149.

Tabelul 6.5.

Nr. crt.	$U_2$ [V]	$I_2$ [A]	$f_2$ [Hz]	$n_2$ [rot/min]	$M$ [%]	$\tau$ [h]	Poziție robinet	$G_2$ [m <sup>3</sup> /h]	$W_{eVLT}$ [kWh]	$P_{22}$ [bar]
1	30	4,65	4,2	10	0	-	complet deschis	-	-	5
2	74	5,15	10,2	20	0	0,033		11,089	-	5
3	149	6,66	20,5	40	18	0,035		15,347	1,166	5
4	225	8,85	30,8	60	32	0,014		31,763	3,000	5
5	300	10,5	41,1	80	41	0,008		13,932	5,000	5
6	375	12,4	51,4	100	49	0,006		27,428	7,500	5
1	74	5,3	10,2	20	0	0,017	deschis 75%	7,797	-	5
2	149	6,6	20,5	40	18	0,035		18,140	1,190	5
3	225	8,9	30,8	60	32,5	0,013		24,242	3,061	5
4	300	10,55	41,1	80	41,5	0,008		25,200	5,000	5
5	376	12,4	51,4	100	49	0,006		25,711	7,142	5
1	74	5,1	10,2	20	0	0,017	deschis 50%	4,799	-	5
2	149	6,4	20,4	40	16	0,042		11,520	1,006	5
3	225	8,7	30,8	60	31	0,014		17,305	2,884	5
4	304	12,65	41,3	80	52	0,007		23,040	6,250	5
5	381	15,1	51,8	100	61	0,005		23,292	9,375	5
1	74	5,3	10,2	20	0	0,017	deschis 25%	7,79	-	5
2	149	6,6	20,5	40	18	0,062		10,375	0,675	5
3	225	8,9	30,8	60	32,5	0,023		14,141	1,785	5
4	300	10,55	41,1	80	41,5	0,011		18,900	3,750	5
5	376	12,4	51,4	100	49	0,006		24,545	6,818	5

Abaterea cu 10% a presiunii, conduce la o abatere de 5% a debitului masic [40]. Economia de energie electrică la pompare, în comparație cu celelalte sisteme de acționare, în cazul convertoarelor de frecvență sunt cuprinse între 40...50% [36].

În urma experimentărilor făcute la o pompă conectată pentru alimentarea unui turn de răcire dintr-o centrală termoelectrică [281], s-a constatat reducerea consumului anual de energie electrică, prin combinarea turajiei în trepte și a celei cu robinete, cu 9,1%.

De asemenea, în urma studiilor experimentale efectuate într-o rețea de alimentare cu apă [218], reducerea energiei electrice de pompare, utilizând convertoarele statice de frecvență, ajunge la 30...35%.

Funcționarea ideală a instalațiilor de încălzire centrală se obține dacă se modifică simultan atât caracteristica pompelor prin convertoare statice de frecvență (CSFV), cât și caracteristica rețelei de încălzire centrală prin electrovană ( $EV_2$ ), adică  $G_2=G_{nec}$  și  $H_2=H_{min}$  de funcționare.

Introducerea acționărilor electrice reglabile de curent alternativ, cu convertoare statice de frecvență, conduce la limitarea curentului în timpul regimului de pornire la maximum  $1,2I_n$ , față de  $(6...7)I_n$  la pornirea directă.

## 7. OPTIMIZAREA SUB ASPECT ECONOMIC A FUNCȚIONĂRII INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ

### 7.1. Cheltuielile totale pentru încălzirea centrală

Aspectele economice ale instalațiilor de încălzire centrală au în vedere atât cheltuielile inițiale pentru realizarea sistemului de încălzire (cheltuielile de investiție), cât și cheltuielile pe care le reclamă sistemul pe parcursul funcționării (cheltuieli de exploatare) pentru: energia termică și electrică, materiale de întreținere, reparații etc.

Cheltuielile pentru realizarea și exploatarea unui sistem de încălzire centrală la clădirile de locuit sunt determinate de mai mulți factori, printre care cei mai importanți sunt:

- amploarea construcțiilor pentru care se execută sistemul de încălzire, precum și în proprietatea cui se găsesc acestea (proprietate privată sau de stat);

- tipul și complexitatea sistemului de încălzire;

- puterea electrică instalată și consumul de energie electrică;

- acționările electrice introduse, care pot fi comandă și reglaj manual, semiautomat sau automat;

- materialele utilizate precum și pretențiile care se impun pentru funcționarea sistemului;

- proprietățile materialelor de construcție folosite și modul de realizare a elementelor exterioare de construcție (pereți exteriori, uși și ferestre exterioare, acoperișuri, pardoseli).

Dacă în cazul locuințelor individuale, realizarea și exploatarea sistemului de încălzire se pot executa în regie proprie, ceea ce diminuează cheltuielile atât de investiție cât și de exploatare, la blocurile de locuințe, hoteluri, școli etc., cheltuielile de investiție și de exploatare se majorează ca urmare a faptului că lucrările se execută de către unități specializate care, pe lângă cheltuielile efective pentru materiale și manoperă, percep unele procente de cheltuieli pentru acoperirea cheltuielilor proprii (cheltuieli indirecte, beneficii etc.).

Atât costul de investiție cât și cheltuielile de exploatare pentru instalația de încălzire centrală depind de rezistența la transmisia căldurii a elementelor exterioare de construcție.

Dacă pe viitor se va majora rezistența la transmisia căldurii a elementelor exterioare de construcție, aceasta va duce la majorarea costului de investiție al construcției, în schimb va reduce costul de investiție și



cheltuielile de exploatare pentru instalația de încălzire centrală la clădirea respectivă. Pentru obținerea unei economii reale, trebuie ca această majorare a costului de investiție a construcției să fie mai mică decât economia realizată prin reducerea cheltuielilor de investiție și de exploatare pentru instalația de încălzire centrală la clădirea respectivă.

Matematic trebuie să fie îndeplinită condiția [262], [263]:

$$\Delta C_c \leq \Delta C_{in} + \Delta C_{ex}, \quad [\text{mil. lei/m}^2] \quad (7.1)$$

unde:  $\Delta C_c$  este majorarea costului de investiție al construcției, exclusiv instalația de încălzire centrală, în mil. lei/m<sup>2</sup>;

$\Delta C_{in}$ -reducerea costului de investiție al instalației de încălzire centrală, în mil. lei/m<sup>2</sup>;

$\Delta C_{ex}$ -reducerea cheltuielilor de exploatare ale instalației de încălzire centrală, în mil. lei/m<sup>2</sup>;

$$\Delta C_c = C_2 - C_1, \quad [\text{mil. lei/m}^2] \quad (7.2)$$

unde:  $C_1$  este indicele de cost al elementelor exterioare la rezistența minimă necesară la transmisia căldurii, în mil. lei/m<sup>2</sup>;

$C_2$ -indicele de cost al elementelor exterioare la rezistența majorată la transmisia căldurii, în mil. lei/m<sup>2</sup>;

$$\Delta C_{in} = C_3 \cdot \Delta Q, \quad [\text{mil. lei/m}^2] \quad (7.3)$$

unde:  $C_3$  este indicele de cost al investiției al instalației de încălzire centrală, în mil. lei/kW sau mil. lei/kcal/h;

$\Delta Q$ -reducerea specifică a pierderilor de căldură în urma creșterii rezistenței la transmisia căldurii, în kW/m<sup>2</sup> sau kcal/m<sup>2</sup>h.

Cheltuielile de exploatare pe întreaga durată de amortizare a clădirii (blocul, hotelul, facultatea etc.) sunt:

$$C_{ex} = \frac{C_{exan}}{Q_T} Q_{sp} \cdot p, \quad [\text{mil. lei/m}^2] \quad (7.4)$$

unde:  $C_{exan}$  sunt cheltuielile specifice de exploatare anuale, în mil. lei/m<sup>2</sup>·an;

$Q_T$ -sarcina termică totală pentru care a fost dimensionată instalația de încălzire, în kW sau kcal/h;

$Q_{sp}$ -pierderea de căldură specifică prin elementele exterioare ale construcției, în kW/m<sup>2</sup> sau kcal/m<sup>2</sup>h;

$p$ -durata de amortizare a construcției, în ani, adoptată de 10 ani.

Dacă se notează:

$$C_4 = \frac{C_{\text{exan}}}{Q_T}, \quad [\text{mil. lei/W}\cdot\text{an}] \quad (7.5)$$

din relația (7.4) rezultă:

$$\Delta C_{\text{cx}} = p \cdot C_4 \cdot \Delta Q, \quad [\text{mil. lei/m}^2] \quad (7.6)$$

unde:  $C_4$  este indicele de cost pentru cheltuielile de exploatare anuale ale instalației de încălzire centrală, în mil. lei/an, pentru o pierdere de căldură de 1kW (1 kcal/h);

$\Delta Q$ -reducerea specifică a pierderilor de căldură prin majorarea rezistenței la transmisia căldurii a elementelor de construcție exterioare, în kW/m<sup>2</sup> sau kcal/m<sup>2</sup>h.

Introducând relațiile (7.3) și (7.6) în relația (7.1), condiția impusă pentru efectul economic al majorării rezistenței la transmisia căldurii la elementele exterioare ale construcției devine:

$$\Delta C_c \leq \Delta Q(C_3 - p \cdot C_4). \quad [\text{mil. lei/m}^2] \quad (7.7)$$

Acești indici sunt valori medii, stabilite statistic și de aceea pot suferi modificări în funcție de nivelul prețurilor și conjunctura economică. Valorile numerice ale indicilor prezentați anterior se stabilesc la proiectare, în funcție de variantele de izolare termică a clădirii (blocului, hotelului, facultății etc.) și de soluția de încălzire centrală adoptată.

În plus, pe lângă factorii prezentați mai înainte, la stabilirea nivelului de cheltuieți pentru realizarea și exploatarea unei instalații de încălzire centrală pentru clădirile mari, mai intervin și o serie de alte influențe determinate de forma și tipul constructiv al clădirii, gradul de confort cerut, combustibilul disponibil sau forma de alimentare cu agent termic și acționările electrice reglabile [274].

## 7.2. Cheltuielile de investiție

În cadrul tematicii abordate în lucrarea de față prin cheltuieli de investiție la o clădire existentă se înțelege totalitatea cheltuielilor care se fac pentru recondiționarea și modernizarea instalațiilor de încălzire centrală din exploatare.

Ponderea cheltuielilor pentru instalațiile de încălzire centrală este determinată de caracteristicile de izolare termică ale materialelor de construcție ce s-au utilizat, de soluțiile alese pentru reglaj și funcționare, în mod deosebit de acționările electrice reglabile introduse, cu alte cuvinte de nivelul tehnic de exploatare.

Toți acești factori intervin cu o pondere mai mică sau mai mare, în funcție de condițiile locale existente, de aceea costurile diverselor instalații de încălzire centrală variază în anumite limite.

Cheltuielile pentru instalațiile de încălzire centrală se majorează datorită recondiționărilor și modernizărilor din punctele termice (PT), rețelelor de conducte pentru distribuția agentului termic secundar la corpurile de încălzire amplasate în încăperi, echipării cu elemente de automatizare și reglaj a corpurilor de încălzire și echipării cu contoare de căldură a spațiilor încălzite. Seria de avantaje funcționale și de confort pe care o creează instalațiile de încălzire centrală compensează aceste cheltuieli. Aceste cheltuieli mai pot fi reduse printr-o serie de măsuri tehnice ca:

- realizarea unei etanșări corespunzătoare la elementele mobile ale construcției (uși, ferestre etc.);

- mărirea rezistenței la permeabilitatea termică a elementelor exterioare;

- alegerea celei mai potrivite soluții de reglare și funcționare, în concordanță cu modul de ocupare al clădirii (apartamente, hoteluri, facultăți etc.) [267].

Din totalul pierderilor de căldură ale unei clădiri cu izolație termică normală și tâmplărie obișnuită din lemn,  $\approx 10\text{...}15\%$  sunt datorate neetanșeităților [262].

Dacă se reduc cu  $40\text{...}50\%$  pierderile de căldură prin neetanșeități prin măsuri corespunzătoare de etanșare, rezultă o diminuare de  $5\text{...}7\%$  a pierderilor totale de căldură și implicit a cheltuielilor de investiție [279]. Un rol hotărâtor în diminuarea și mai mult a cheltuielilor de investiții îl are gradul de izolare termică al pereților.

Pentru majorarea rezistenței la transmisia căldurii trebuie să se utilizeze materiale noi și tehnologiile aferente de punere în operă.

### 7.3. Cheltuielile de exploatare

Cheltuielile de exploatare ale instalațiilor de încălzire centrală sunt relativ mari.

Factorii care influențează cheltuielile de exploatare sunt:

- structura instalațiilor de încălzire centrală și eficiența lor;

- conjunctura economică și politica prețurilor la un moment dat;

-maniera de exploatare a instalațiilor de încălzire centrală.

Se poate estima că pentru încălzirea centrală a unei clădiri de locuit de mărime mijlocie, cheltuielile anuale de exploatare, se ridică la  $\approx 15...25\%$  din cheltuielile inițiale de investiție [262].

În structura cheltuielilor de exploatare ponderea cea mai mare o au cheltuielile pentru energia termică și energia electrică consumate.

Cheltuielile pentru energia termică consumată depind în primul rând de pierderile de căldură ale clădirii, precum și de eficiența instalației de încălzire centrală. Calculul puterii instalate pentru alimentarea instalației de încălzire se face pentru regim staționar, considerându-se condițiile din standarde. În realitate, necesarul de căldură variază permanent, atât în cursul unei zile, cât și în cursul sezonului de încălzire ( $\tau_{sezon}$ ), astfel că necesarul real de căldură este mai mic decât necesarul maxim pentru care s-a făcut dimensionarea.

În general se consideră că valoarea puterii medii reale este de  $65...75\%$  din valoarea puterii normale [289]. Pentru o valoare dată a temperaturii exterioare dintr-o anumită zi  $t_{ez}$ , necesarul de căldură din ziua respectivă  $Q_{zi}$  va fi:

$$Q_{2zi} = 24 \frac{t_i - t_{ez}}{t_i - t_e} \cdot y \cdot Q_{sp}, \quad [\text{kW}]; [\text{kcal/h}] \quad (7.9)$$

unde:

$$y = \frac{Q_T}{Q} \approx 0,65...0,85; \quad (7.10)$$

$Q_T$ -sarcina termică totală pentru care a fost dimensionată instalația de încălzire, conform STAS 1907-90, în kW sau kcal/h;

$Q$ -pierderile totale de căldură, în kW sau kcal/h;

$t_i$ -temperatura interioară de calcul, în °C;

$t_e$ -temperatura exterioară de calcul, în °C.

$t_{ez}$ -temperatura exterioară din ziua respectivă, în °C.

Necesarul anual de căldură este:

$$Q_{2an} = 24 \frac{N(t_i - t_{emed})}{t_i - t_e} \cdot y \cdot Q_{sp}, \quad [\text{kW}]; [\text{Gcal/h}] \quad (7.11)$$

unde:  $t_{emed}$  este temperatura exterioară medie a perioadei de încălzire, în °C;

$N$ -numărul de zile ale perioadei de încălzire (170 zile la Timișoara);

$Q_{sp}$ -sarcina termică totală orară, în W sau Kcal/h.

În relația (7.11) numărătorul este chiar numărul de grade-zile de încălzire ( $G_{zi}$ ), a cărui valoare este dată în STAS 4839-80:

$$N_{gzi} = (t_i - t_{emed}) \cdot N \quad (7.12)$$

$$Q_{2an} = 24 \frac{N_{gzi}}{t_i - t_e} \cdot y \cdot Q_{sp} \quad [\text{kW}]; [\text{Gcal/h}] \quad (7.13)$$

Având în vedere că în cadrul locuințelor al spațiilor social-culturale, de învățământ și comerciale există unele spații cu temperaturi interioare mai coborâte (coridoare, holuri, grupuri sanitare etc.), precum și reducerea încălzirii în unele perioade de timp (în cursul nopții, sau, după caz, în zilele nelucrătoare), energia termică utilizată se reduce și mai mult. De această reducere se ține seama prin introducerea coeficientului de corecție  $c_{ti}$  și în acest caz, necesarul anual de căldură exprimat prin relația (7.13) devine:

$$Q_{2an} = 24 \cdot c_{ti} \cdot \frac{N_{gzi}}{t_i - t_e} \cdot y \cdot Q_{sp} \quad [\text{kW}]; [\text{Gcal/h}] \quad (7.14)$$

Valoarea coeficientului  $c_{ti}$  depinde de modul de funcționare al sistemului de încălzire, astfel că pentru locuințe cu încălzire centrală:  $c_{ti}=0,95$ .

Determinarea consumului de energie electrică pentru acționarea pompelor de circulație a agentului termic se face în funcție de puterea instalată și de regimul de funcționare al instalației de încălzire. Astfel, pentru situația că există numai pompe de circulație a agentului termic în instalația de încălzire, consumul de energie electrică se calculează astfel:

$$C_{Eep} = \frac{Q_2 \cdot H_p \cdot N_o}{\Delta t_2 \cdot 102 \cdot 3600 \cdot \eta_p}, \quad [\text{kWh/an}] \quad (7.15)$$

unde:  $C_{Eep}$  este consumul anual de energie electrică la pompare, în kWh/an;

$Q_2$ -debitul de căldură necesar al instalației, în kW sau kcal/h;

$H_p$ -presiunea pompei, în mmH<sub>2</sub>O;

$\Delta t_2$ -diferența de temperatură între tur și retur, în °C;

$\eta_p$ -randamentul pompei;

$N_o$ -numărul de ore de funcționare în cadrul perioadei de încălzire.

Cheltuielile de exploatare totalizate indică nivelul calitativ al instalațiilor de încălzire centrală și eficiența lor economică.

Cu cât sistemul de încălzire centrală este mai corect dimensionat, cu atât nivelul cheltuielilor totale de exploatare este mai redus.

Cheltuielile totale de exploatare sunt constituite în principal din următoarele categorii:

- cheltuielile pentru plata energiei termice livrate de CT;
- cheltuielile pentru plata energiei electrice consumate;
- cheltuielile pentru întreținerea și repararea elementelor sistemului de încălzire centrală;
- cheltuielile pentru salariile personalului de exploatare și beneficiile regiei de exploatare a instalațiilor de încălzire centrală.

Ponderea acestor categorii de cheltuieli diferă în funcție de sistemul de încălzire centrală ales și de modul de realizare a reglajului și funcționării acestuia.

Sistemul de încălzire centrală necesită o exploatare atentă, de către personal calificat.

Costul efectiv al energiei termice livrate de CT:

$$C_{Et} = Q_{2an} \cdot p_{Et} , \quad [\text{mil. lei/an}] \quad (7.16)$$

unde:  $C_{Et}$  este costul total al energiei termice livrate de CT, la punctul termic de zonă, în mil. lei/an;

$Q_{2an}$ -necesarul anual de căldură, determinat cu relația (7.14), în kW sau Gcal/h;

$p_{Et}$ -prețul unității de măsură a energiei termice, în mil. lei/kW sau mil. lei/Gcal.

Cheltuielile anuale pentru energia electrică utilizată de instalația de încălzire centrală se determină cu ajutorul relației:

$$C_{Ee_{an}} = C_{Eep} \cdot p_{Ee} , \quad [\text{mil. lei/an}] \quad (7.17)$$

unde:  $C_{Ee_{an}}$  este costul total al energiei electrice consumate, la punctul termic de zonă;

$C_{Eep}$ -consumul anual de energie electrică la pomparea agentului termic secundar, în kWh/an;

$p_{Ee}$ -prețul unității de măsură a energiei electrice, în mil. lei/kWh.

Pentru consumatorii ca: instalațiile de automatizare, instalațiile de iluminat etc. consumul de energie electrică este redus și de aceea se poate neglija.

Cheltuielile pentru întreținere și reparații se referă la totalitatea cheltuielilor pentru operațiile curente de întreținere, pentru lucrările periodice sau accidentale de reparații, pentru amenajări de tehnica securității și protecția muncii, iluminat, obiecte de inventar, scule etc.

Volumul cheltuielilor anuale pentru lucrările de întreținere și reparații depinde de o serie de factori, dintre care cei mai importanți sunt:

-complexitatea și nivelul calitativ al materialelor care se utilizează pentru execuția instalațiilor;

-amploarea instalațiilor și natura construcțiilor care sunt încălzite;

-calitatea execuției lucrărilor la montajul inițial al instalațiilor de încălzire, precum și a lucrărilor periodice de întreținere și reparații;

-modul de exploatare a instalațiilor, care depinde în primul rând de nivelul de calificare și simțul de răspundere a personalului destinat pentru exploatarea acestor instalații.

Pentru determinarea valorii cheltuielilor totale pentru întreținere și reparații, L.D. Boguslovski introduce relația:

$$C_{RI} = K \cdot Q_{2T} \left( \frac{c_r}{q_r} + \frac{c_{sch}}{q_{sch}} + \frac{c_{cd}}{q_{cd}} \right), \quad [\text{mil. lei/an}] \quad (7.18)$$

unde: K este o constantă care introduce procentele de cheltuieți,  $K=0,08...0,02$ , în funcție de tipurile de instalații la care se referă;

$Q_{2T}$ -sarcina termică totală a instalației respective de încălzire, în kW sau kcal/h;

$c_r$ ,  $c_{sch}$ ,  $c_{cd}$ -costul unui kilogram din elementele de instalații montate în instalația de încălzire centrală, respectiv: radiatoare, schimbătoare de căldură, conducte, în mil. lei/kg;

$q_r$ ,  $q_{sch}$ ,  $q_{cd}$ -"încărcarea termică" a elementelor de instalații în instalația de încălzire centrală, respectiv: radiatoare, schimbătoare de căldură, conducte, în W/kg sau kcal/h/kg.

Noțiunea de "încărcare termică" este de fapt un indice de consum de metal, în funcție de sarcina termică a instalației. Pentru radiatoare este:

$$q_r = \frac{Q_2}{g_r}, \quad [\text{W/kg}] \text{ sau } [\text{kcal/h/kg}] \quad (7.19)$$

unde  $g_r$  este greutatea radiatoarelor montate în instalația de încălzire centrală, în kg;

$$C_r = \frac{Q_2}{g_r} \cdot c_r \quad [\text{mil. lei}] \quad (7.20)$$

fiind costul total al radiatoarelor montate în instalația de încălzire centrală. În mod similar se determină costul schimbătoarelor de căldură, al conductelor și armăturilor, cu relațiile:

$$C_{sch} = \frac{Q_2}{g_{sch}} \cdot c_{sch} , \quad [\text{mil. lei}] \quad (7.21)$$

$$C_{cd} = \frac{Q_2}{g_{cd}} \cdot c_{cd} \cdot \quad [\text{mil. lei}] \quad (7.22)$$

Utilizând relațiile (7.20), (7.21) și (7.22) se poate determina aproximativ costul inițial total al unei instalații de încălzire centrală existentă, folosind prețurile curente:

$$C_{TOTAL} = C_r + C_{sch} + C_{cd} \cdot \quad [\text{mil. lei}] \quad (7.23)$$

În urma studiilor și cercetărilor făcute [261] s-a ajuns la concluzia că diametrele economice ale conductelor de distribuție se obțin în general pentru viteze ale agentului termic cuprinse între 0,5...1,5 m/s, descrescând de la punctul termic la corpurile de încălzire, unde ajung la 0,15...0,2 m/s.

În cazul în care debitul de agent termic dat de o pompă scade la 67%, pierderile de presiune pe conducta respectivă scad la 44%, iar puterea necesară pompei scade la 30%. Rezultă că o micșorare a debitului cu cca. 20%, duce la o mărire a temperaturii în conducta de ducere cu numai 2,5°C, adică cu 2,8% [281].

Presiunile maximă și minimă de funcționare a pompelor de circulație trebuie să rezulte din viteza economică de circulație a agentului termic, care determină soluția cea mai economică.

Pentru realizarea unor economii, proiectanții trebuie să dispună de materiale de instalații de bună calitate, care să permită un reglaj corespunzător al încălzirii. Trebuie ales un program de încălzire a încăperilor după programul de ocupare al acestora și reducerea încălzirii în perioada când încăperile nu sunt ocupate. Acestea nu sunt posibile decât prin introducerea sistemelor automate de funcționare a instalațiilor de încălzire centrală, care pot regla temperatura interioară din încăperi în funcție de temperatura exterioară, și pot regla încălzirea încăperilor în funcție de programul de ocupare al acestora și de gradul de însorire.

Introducerea reglării și supravegherii automate impune majorarea costurilor de investiție, dar economiile realizate în exploatare compensează cheltuielile suplimentare pentru procurarea și montarea aparaturii automate.

În acest caz, încălzirea se reduce la strictul necesar, fără a diminua cu nimic condițiile de confort din încăperi, reducerea consumului de energie termică și electrică fiind de ≈40% [51].

În urma studiului făcut de firma "Grundfoss" din Danemarca, s-a analizat încălzirea colectivă pe parcursul unui sezon (229 zile), într-un punct termic ce cuprindea 3 pompe, antrenate de motoare electrice de 5.5



kW, vehiculându-se debite de apă între 150...200 m<sup>3</sup>/h. Considerându-se consumul realizat de pompe la funcționarea pe întreg sezonul de încălzire cu o singură treaptă (la turația nominală) de 100%, prin introducerea motoarelor cu 3 trepte de turație, consumul de energie electrică a scăzut la 70%, prin introducerea convertoarelor statice de frecvență. Variind continuu turația, consumul de energie electrică a scăzut la 44%, iar consumul pentru funcționarea de noapte reprezintă 16%. S-au calculat timpii de recuperare a investiției în toate cele trei cazuri, și anume:

- 0,4...0,6 ani în cazul introducerii convertoarelor statice de frecvență;
- 0,5...0,8 ani în cazul introducerii turației în 3 trepte;
- 1,0...1,5 ani în cazul introducerii turației cu o singură treaptă [281].

În urma studiilor și experimentărilor făcute în punctul termic s-a ajuns la concluzia că este necesar să se construiască un nou punct termic modern, complet automatizat, cu aparatură din import în totalitate, care se încadrează în parametrii enumerați mai sus [51].

#### 7.4. Regimuri economice ale sistemelor de acționare electrică reglabilă

Indicii care caracterizează regimul economic al sistemului de acționare electrică reglabil sunt: puterea electrică  $P_{el}$  consumată de motor de la rețea și randamentele părților componente ale sistemului.

Randamentele părților componente ale sistemului sunt următoarele:

- $\eta_M$  - randamentul motorului;
- $\eta_{TR}$  - randamentul transmisie;
- $\eta_{ML}$  - randamentul mașinii de lucru, în cazul nostru randamentul pompei de circulație a agentului termic ( $\eta_p$ ).

Randamentul global se obține înmulțind cele trei randamente.

Ele introduc pierderi:

- $\Delta P_M$  - în motor;
- $\Delta P_{TR}$  - în transmisie;
- $\Delta P_{ML}$  - în mașina de lucru.

Aceste pierderi se însumează. Pierderile globale reprezintă diferența dintre puterea electrică preluată și puterea mecanică cedată.

La motoarele de curent alternativ mai intervine și puterea reactivă absorbită de motor de la rețea  $Q_{el}$ , prin factorul de putere  $\cos\varphi$ .

La funcționarea motorului electric asincron la turația nominală, dependența dintre randament și pierderile de putere ale motorului este dată de relația:

$$\eta_M = \frac{P_M}{P_M + \Delta P_M}. \quad (7.24)$$

Din punctul de vedere al regimului economic, la funcționarea motorului pe o caracteristică artificială obținută prin modificarea frecvenței tensiunii de alimentare, deci utilizând convertoarele statice de frecvență, trebuie să se acorde atenție cazului când se lucrează cu o frecvență  $f_1 > f_0$ .

Se apreciază că la modificarea frecvenței, pierderile în fier variază cu puterea 1,5 a frecvenței [36].

Pierderile mecanice variază în funcție de pătratul vitezei, deci în funcție de alunecare.

Pierderile electrice în motorul electric datorate armonicilor de frecvență ridicate ale curentului, cresc și ca urmare crește încălzirea motorului și scade randamentul energetic al instalației.

De fapt economisirea energiei electrice se poate realiza prin măsuri aplicabile în întregul lanț al sistemului de acționare electrică reglabil, pornind de la sistemul de alimentare, trecând apoi la sistemul de comandă și reglare, și continuând cu motorul de acționare, transmisia cinematică și mașina de lucru antrenată - pompa. Fenomenele cele mai importante, au loc în motorul de acționare, care asigură conversia energiei electrice în energie mecanică.

Ierarhizarea soluțiilor de acționare electrică reglabile se face prin consumul de energie electrică și implicit costul acesteia.

## 7.5. Criterii de modernizare și funcționare a unui punct termic în vederea unei optimizări sub aspect economic al funcționării, respectiv al minimizării consumului de energie (termică și electrică)

Gestiunea energiei termice primare și secundare este punctul de plecare în controlul reducerii costurilor sociale pentru asigurarea confortului termic al ocupanților diferitelor clădiri încălzite.

Punctul termic constituie însă una din verigile lanțului de cheltuieli care concură la costul unității de energie termică livrată pentru încălzirea spațiilor din clădirile încălzite. Rezultă deci necesitatea analizării ponderii în aceste costuri a cheltuielilor de modernizare a punctului termic pentru prevenirea creșterii prețului energiei termice livrate la consumatori, respectiv ocupanților din spațiile încălzite.

Întrucât majoritatea punctelor termice sunt dotate cu schimbătoare de căldură cu țevi, tip ICMA care s-au dovedit de slabă calitate, datorită gabaritelor mari, fiabilității reduse, dificultăților de demontare pentru curățire și reparații, atât la punctele termice mici cât și la cele mari (5...8MW).

Aceste dificultăți de curățire au condus la impunerea fortuită a unei exploatare cu grad ridicat de colmatare, cu pierderi de sarcină hidraulică sporită, ceea ce a condus la utilizarea unei pompe de circulație cu consum ridicat de energie datorat atât mărimii lor cât și randamentelor modeste ale pompelor de fabricație internă.

În vederea realizării echilibrului hidraulic s-a utilizat și se mai utilizează diafragme de echilibrare, care constituie rezistențe locale neajustabile ceea ce conduce la consum nejustificat de energie hidraulică scumpă, obținută prin acționare electrică, în majoritatea cazurilor la turație constantă a pompelor din instalațiile de încălzire centrală.

Punerea în evidență a ponderii cheltuielilor de modernizare a unui punct termic, în totalul costului energiei termice va putea stabili limitele economice și pentru gradul de automatizare și pentru opțiunile unor regimuri de funcționare, ceea ce va duce la soluții eficiente, care să contribuie la cheltuieli de exploatare rezonabile, fundamentate tehnic și economic.

### 7.5.1. Algoritmi pentru evaluarea costului unității de energie termică furnizată (livrată) - CUETF

Se ia în considerare faptul că echipamentele de bază ale unui punct termic le constituie schimbătoarele de căldură. Acestea au ponderea cea mai mare în cheltuielile de investiție prin valoarea utilajelor și sunt caracterizate la rândul lor prin suprafața de schimb de căldură. În acest sens, se adoptă ca indicator de evaluare a cheltuielilor de investiție costul pentru instalarea unității de suprafață de schimb de căldură - CIUSS - în lei/m<sup>2</sup>.

Pentru ca acest indicator să fie cuprinzător, la determinarea sa se poate lua în considerare atât prețul schimbătoarelor cât și a echipamentelor auxiliare (pompe, armături, conducte, filtre, separatoare, vase de expansiune închise etc).

În acest fel, se pot evalua costurile anuale de amortizare - CAA - cu relația:

$$CAA = \frac{VU}{TN} \left[ 1 + \frac{d(1+d)^{TN}}{(1+d)^{TN} - 1} \right], \quad [\text{mil. lei/an}] \quad (7.25)$$

în care: VU este valoarea utilajelor modernizate din punctul termic, în mil.lei;

TN - durata de amortizare, în ani;

d - dobânda bancară cu care se obține creditul pentru modernizare, în ipoteza autofinanțării, în %.

Relația (7.25) ia în considerare regula amortismentului proporțional și permite neglijarea dobânzii bancare atunci când se are în vedere finanțarea din fonduri bugetare.

A doua componentă a costurilor pentru unitatea de energie termică furnizată (livrată) o constituie cheltuielile de vehiculare a agentului termic din circuitul secundar cu ajutorul pompelor de circulație, și a pompelor de adaos, respectiv a pompelor de ridicare a presiunii în cazul apei calde menajere.

Pentru evaluarea cheltuielilor de pompare a agentului termic secundar - CPAS - se adoptă relația:

$$CPAS = \frac{P_{abs} \cdot PEE \cdot DAF}{ETA} \quad [\text{lei/Gcal}] \quad (7.26)$$

unde:  $P_{abs}$  este puterea absorbită de electropompe, în kW;

PEE - prețul energiei electrice, în lei/kWh;

DAF - durata medie anuală de funcționare, în ore;

ETA - energia termică transferată (furnizată-livrată) anual, în Gcal.

Adăugând la acestea cheltuielile anuale de întreținere și reparații - CIR - exprimate în lei/Gcal, se obține următoarea expresie pentru evaluarea costului unității de energie termică furnizată (livrată) consumatorilor, respectiv ocupanților din spațiile încălzite:

$$CUETF = \frac{CAA}{ETA} + CPAS + CIR + PETC \quad [\text{lei/Gcal}] \quad (7.27)$$

unde PETC este prețul energiei termice cumpărate de la CT, în lei/Gcal.

### 7.5.2. Stabilirea relațiilor de calcul pentru factorii componenți din expresia "CUET"

Având în vedere că distribuitorul de energie termică către consumatorii urbani, conform reglementărilor în vigoare, poate controla numai regimul termic și hidraulic al circuitului secundar, se poate adopta ca parametru de referință debitul din circuitul secundar,  $G_2$ .

Utilizând notațiile din figura 7.1 , scriind expresiile de bilanț termic, rezultă următoarele expresii:

$$Q_1 = G_1 \cdot c_1 (t_{11} - t_{12}) , \quad [\text{Gcal}] \quad (7.28)$$

$$Q_2 = G_2 \cdot c_2 (t_{21} - t_{22}) , \quad [\text{Gcal}] \quad (7.29)$$

$$Q_T = \varphi \cdot k \cdot S \cdot \text{DTML} , \quad [\text{Gcal}] \quad (7.30)$$

$$H_1 = \frac{1}{\rho_1 \cdot g} (p_{11} - p_{12}) , \quad [\text{mH}_2\text{O}] \quad (7.31)$$

$$H_2 = \frac{1}{\rho_2 \cdot g} (p_{21} - p_{22}) , \quad [\text{mH}_2\text{O}] \quad (7.32)$$

în care s-au notat:

- k - coeficientul global de schimb de căldură al schimbătoarelor de căldură, în kcal/m<sup>2</sup>h°C;
- c<sub>1</sub>, c<sub>2</sub> - căldurile specifice ale agentului termic primar și secundar, în kcal/kg°C;
- S - suprafața de schimb de căldură, în m<sup>2</sup>;
- φ - coeficient de murdărire a suprafeței;
- DTML - diferența de temperatură medie logaritmică, care se calculează cu relația:

$$\text{DTML} = \frac{(t_{11} - t_{21}) - (t_{12} - t_{22})}{\ln \frac{(t_{11} - t_{21})}{(t_{12} - t_{22})}} . \quad [^\circ\text{C}] \quad (7.33)$$

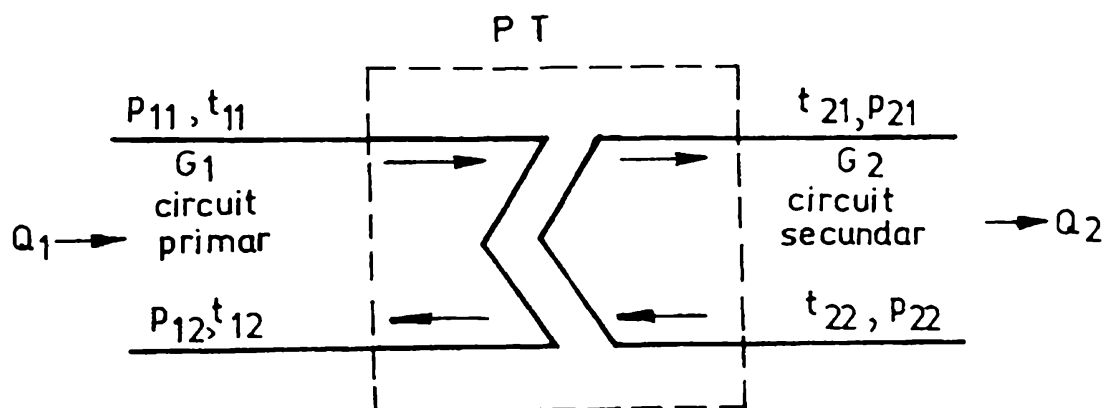


Fig.7.1. Schema bloc a unui punct termic (PT).

### 7.5.2.1. Evaluarea costurilor anuale de amortizare.

Adoptând pentru expresia coeficientului global de schimb de căldură o relație de forma:

$$k = pG_2^q \cdot G_1^r \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}] \quad (7.34)$$

$$G_1 = G_2 \frac{c_2(t_{21} - t_{22})}{c_1(t_{11} - t_{12})} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (7.35)$$

$$k = p \cdot G_2^{(q+r)} \cdot \frac{c_2^r(t_{21} - t_{22})}{c_1^r(t_{11} - t_{12})}, \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}] \quad (7.36)$$

unde: p, q, r sunt constante, funcție de tipul constructiv al schimbătorului de căldură.

Rezultă în baza relațiilor (7.28)...(7.36), următoarea relație pentru costurile anuale de amortizare CAA:

$$CAA = \left[ 1 + \frac{d(1+d)^P}{(1+d)^P - 1} \right] \cdot \frac{10^6 c_1^r (t_{11} - t_{12})^r - \text{CIUSS}}{\rho \varphi p G_2^{(r+q)} (t_{11} - t_{12})^r \text{DTML} \cdot \text{DAF}}. \quad (7.37)$$

Se constată că costurile anuale de amortizare sunt dependente de regimul termic al punctului termic și de regimul hidraulic pe circuitul secundar, adoptat în proiectul de modernizare.

### 7.5.2.2. Evaluarea costurilor de vehiculare a agentului termic secundar

Puterea electrică absorbită de electropompele pentru vehicularea agentului de încălzire pe circuitul secundar funcție de înălțimea de pompare și debitul vehiculat rezultat din relația:

$$P_{\text{abs}} = \frac{\rho_2 \cdot G_2 \cdot H_2}{102 \cdot \eta_p}, \quad [\text{kW}] \quad (7.38)$$

unde:  $G_2$  este debitul de agent termic secundar vehiculat de pompă, în  $m^3/h$ ;  
 $H_2$  - înălțimea de pompare, în  $mH_2O$ ;  
 $\rho_2$  - densitatea agentului termic secundar, în  $kg/m^3$ ;  
 $\eta_p$  - randamentul pompei.

Înălțimea de pompare necesară efectiv, este dependentă de modulele de rezistență hidraulică ale schimbătoarelor de căldură  $M_s^x$ , ale rețelei de conducte de distribuție și transport  $M_{dt}$  și a instalațiilor interioare de încălzire  $M_i$ .

În acest fel evaluarea înălțimii efective de pompare se poate face cu relația:

$$H_2 = M_s G_2^1 + (M_{dt} + M_i) \cdot G_2^2. \quad [mH_2O] \quad (7.39)$$

Din analiza structurii relațiilor (7.37) și (7.39) se constată că debitul vehiculat prin circuitul secundar,  $G_2$  este un parametru comun, atât termenului care evaluează costurile anuale de amortizare - CAA - cât și a costurilor de pompare a agentului secundar - CPAS.

Rezultă deci că pentru un punct termic de o anumită capacitate instalată, în curs de modernizare, se poate determina regimul de pompare optim la care suma  $CAA+CPAS=CUET$  devine minimă la un anumit regim termic. Aceasta înseamnă că el funcționează într-un regim în care costul unității de energie termică furnizată CUETF să fie în limitele unei abateri acceptabile față de ponderea limită inferioară, dată de minimumul funcției CUET dată de relația:

$$\frac{\partial(CUET)}{\partial G_2} = 0 \quad (7.40)$$

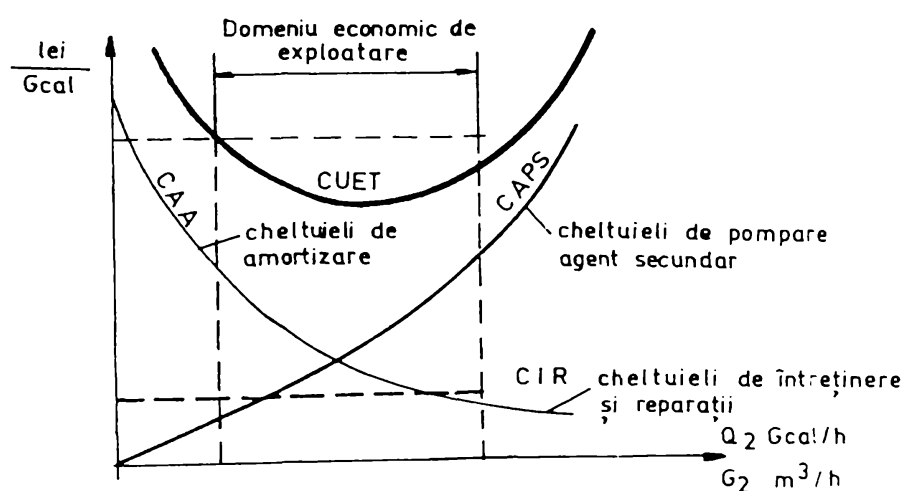


Fig.7.2. Variația factorilor componenți ai costului unității de energie termică furnizată de un punct termic.

În figura 7.2 se prezintă calitativ variația factorilor componenți ai costului unității de energie termică furnizată de un punct termic, pentru un regim termic dat, funcție de regimul de pompare al agentului termic secundar și sarcina termică.

Aplicarea pe cazuri concrete a metodei de evaluare a criteriului cost unitar al energiei termice furnizate CUETF - este condiționată de stabilirea în prealabil a relației de dependență a coeficientului de transfer de căldură funcție de variația debitelor vehiculate pe circuitul primar și secundar al schimbătorului. Acest aspect este neglijat de către producători. Este adevărat că coeficientul global de transfer termic depinde și de alți parametri ca temperatura agentului termic, dar care pot fi neglijăți când este vorba de o evaluare tehnico-economică, având în vedere că regimurilor termice variază în limite cunoscute.

Chiar în cazul în care producătorii nu pun la dispoziție astfel de date, ele pot fi elaborate pe baza unor măsurători făcute în punctul termic, e drept cu o precizie ceva mai redusă, dar suficiente pentru a constitui o bază de decizie în activitatea de modernizare a sistemelor de încălzire centrală.



## 8. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Cercetările efectuate în teză au avut ca obiect studiul funcționării instalațiilor de încălzire centrală, autorul propunându-și să soluționeze probleme legate de optimizarea regimurilor de funcționare din instalațiile de încălzire centrală prin utilizarea acționărilor electrice reglabile performante.

Un astfel de tip de cercetare necesită cunoștințe din domeniul matematicii, fizicii, termotehnicii, dinamicii fluidelor, electrotehnicii și automaticii, dar și aptitudini practice de proiectare și efectuare a cercetărilor experimentale și de utilizare a calculatoarelor.

Prin teză s-a tratat acționarea electrică reglabilă a pompelor din circuitul secundar al instalațiilor de încălzire centrală.

Principalele contribuții ale autorului sunt următoarele:

- proiectarea, realizarea și verificarea experimentală a unui punct termic model, pe baza căruia pot fi studiate diverse procedee de reglare;
- verificarea experimentală a sistemelor de acționare electrică reglabile în punctul termic model realizat;
- realizarea și experimentarea unor traductoare ce sunt cuplate la placa de achiziție de date din procesul de încălzire;
- dezvoltarea și experimentarea unui algoritm de conducere adaptiv cu modul de supervizare a procesului de încălzire din punctul termic experimental.

Din studierea literaturii de specialitate a rezultat că modelele dinamice folosite pentru sinteza algoritmilor de conducere automatizată sunt în mare majoritate modele liniare cu o singură ieșire: temperatura.

Ca urmare, introducerea acționărilor electrice reglabile asociate cu o conducere automată a instalațiilor de încălzire centrală au ca obiectiv menținerea unui parametru (temperatura interioară a spațiului încălzit) la o valoare solicitată de ocupant.

În multe cazuri se poate considera că instalația de încălzire funcționează un timp relativ lung în jurul unui punct de funcționare, motiv pentru care controlul adaptiv poate fi o soluție bună.

Legătura dintre microclimatul dintr-o încăpere și instalația de încălzire care îl asigură este menținută printr-un reglaj adecvat, reglaj care depinde, atât de sursa de căldură (în cazul de față schimbătorul de căldură din punctul termic), cât și de inerția termică a clădirii.

Diferențele dintre sistemele de încălzire tind să se atenueze odată cu creșterea rezistenței termice a elementelor de construcții, deci, odată cu realizarea unei bune izolări termice a clădirilor.

Din punct de vedere al protecției termice a clădirilor, legislația noastră se rezumă la rezistența minimă de transfer termic de 1,4

$m^2h^\circ C/kcal$ , ea trebuind să fie aliniată în viitor valorilor din majoritatea țărilor occidentale ce au climă temperată apropiată de a noastră și fac o concurență reală și din punctul de vedere al instalațiilor de încălzire centrală.

Într-o instalație de încălzire centrală rețelele de transport și distribuție au o pondere mare în pierderile de căldură și de agent termic, motiv pentru care tehnologia actuală prevede utilizarea conductelor preizolate cu senzori de umiditate, în caz de avarie. Numai la nivel național, din cele 34,5 mil.Gcal/an distribuite, aproximativ 1,73 mil.Gcal/an (5%) se pierd prin ineficiența rețelelor existente, știind că sunt în exploatare aproximativ 43000 km de rețele [262]. Utilizând noua tehnologie pierderile de căldură ar putea să scadă.

Pierderile de agent termic secundar sunt necontrolate în momentul de față.

Capacitatea hidraulică a rețelelor secundare de distribuție este suficientă pentru necesarul actual de transport al căldurii la beneficiar.

În urma analizei variantelor de funcționare (cap.5) ale celor două schimbătoare de căldură cu țevi, s-a ajuns la concluzia că trebuie ales acel schimbător de căldură care transmite fluxul termic impus printr-o suprafață de schimb de căldură minimă, fiind realizat un consum minim de material (metal), necesitând un consum minim de energie electrică pentru vehicularea celor doi agenți termici și care ocupă volumul cel mai mic, acesta fiind în cazul nostru schimbătorul de căldură cu plăci (SCP).

În regim nestaționar (dinamic) cele două circuite (primar și secundar) ale schimbătorului de căldură au comportare diferită, lucru ce reiese bine din calcule, dar și din reprezentările grafice (fig. 6.1...6.140). Din această cauză în schemele de reglare automată, schimbătorul de căldură a fost reprezentat cu două blocuri distincte, fiecare având funcții de tranfer diferite.

Din calcule, precum și din reprezentările grafice rezultă că timpul de răspuns al schimbătorului de căldură este redus ( $\approx 25$  s), în comparație cu cel al clădirilor încălzite (6...12 ore).

Din variantele de funcționare ale celor două schimbătoare de căldură, cele în contracurent și ambele cuplate, au dus la o eficiență mai mare a schimbătoarelor (95%) în comparație cu eficiența individuală a acestora (69%).

În același scop, în urma experimentărilor din laborator s-a observat că dacă printr-un radiator se scade debitul de agent termic cu 10%, atunci debitul de căldură cedat scade cu 2%, la o temperatură de funcționare constantă.

Deoarece lungimea rețelelor primare este mare (de ordinul kilometrilor), abia după 3...4 ore și chiar mai mult, se întârzie reglajul calitativ la punctele termice îndepărtate de CT, timp în care nu se poate

prevedea evoluția temperaturii exterioare și efectul de volant termic al clădirilor, motiv pentru care este obligatoriu un reglaj calitativ-cantitativ în punctele termice a cărui promptitudine este de ordinul minutelor. La alegerea debitelor vehiculate prin conducte se va ține seama de vitezele maxim admise, la diferite diametre nominale (0,5...1,5 m/s).

Conceptul de funcționare cu debit variabil necesită controlul vitezei de curgere la pompele și la robinetele din punctul termic.

Utilizarea pompelor de circulație, cu dimensiuni mari, a demonstrat că sunt nesilenzioase, că au lucrat cu randamente relativ mici (78%) și au realizat pierderi relativ mari de agent termic (2 l/h).

Pentru stabilirea modului de reglare al debitului de agent termic secundar într-un punct termic, se impune ca firmele constructoare de pompe să furnizeze în prospectele pompelor și curbele de energie specifică la pompare ( $\text{kWh/m}^3$ ), cât și indicații clare privind posibilitățile de funcționare cu turație variabilă.

Ca un dezavantaj al reglării debitului pompei prin strangulare (cu robinet de reglare) este faptul că apare forța de reacție axială în rotorul pompei, ce se amplifică prin mărirea strangulării, lucru ce a fost contrabalansat prin practicarea unor orificii circulare în palele rotorului pompei centrifuge, orificii ce au redus randamentul pompei cu aproximativ 15% (aceasta înainte de introducerea turației variabile).

În momentul introducerii turației variabile la pompă, micșorând debitul de agent termic secundar, deoarece există o oarecare dereglare hidraulică a instalației de încălzire centrală, s-a observat o rămânere în urmă a temperaturilor interioare la etajele inferioare (P-1), comparativ cu cele superioare (4-5). Această diferență de încălzire se mărea odată cu micșorarea debitului vehiculat. Situația s-a rezolvat prin aplicarea reglajului mixt (cantitativ-calitativ), lucru ce a evitat apariția unor supraîncălziri la consumatori. Problema principală într-o astfel de situație este ca micșorarea debitului să se facă simultan cu creșterea temperaturii exterioare și invers, și aceasta în funcție de mărimea dereglării hidraulice inițiale a instalației.

Prin introducerea reglajului calitativ-cantitativ în locul reglajului calitativ-continuu inițial, s-a observat că distribuția temperaturilor interioare ( $t_i$ ) în încăperile încălzite este mai bună.

Pe baza măsurătorilor efectuate s-a constatat că variația debitului de agent termic secundar între 100% și 75% din instalația de încălzire centrală, bine reglată hidraulic, se poate face și din strangularea vanei pe refulare, fără a diminua prea mult randamentul pompei (76%).

Instalațiile de încălzire centrală existente au fost prevăzute cu motoare electrice asincrone pentru antrenarea pompelor, cu viteză constantă (1500 rot/min), supradimensionate cu 20% față de puterea absorbită de pompă ( $P_{\text{abs}}$ ), în vederea evitării suprasolicitării motorului atunci când debitul instalației crește în mod accidental [214].

Analizând rezultatele din exploatarea funcționării unor instalații de încălzire centrală din țară [264] s-a scos în evidență faptul că reglarea calitativă, singură, conduce la un supraconsum de energie electrică la pompare, datorită vehiculării unor debite de agent termic mai mari, dar prin funcționarea noaptea cu debit redus de căldură, prin introducerea unor pompe cu jumătate din debitul nominal, puterea consumată devine cca. 1/8 din puterea consumată în funcționarea nominală.

Introducând acționările electrice reglabile prin utilizarea convertorului static de frecvență s-au eliminat pornirile bruște, care sunt generatoare de defecțiuni ale pompei antrenate și ale bobinajului motorului asincron (atât prin efectul termic al curentului de pornire, cât și prin efectul electrodinamic), precum și superioritatea reglării vitezei motorului.

Deoarece s-a utilizat un convertor static de frecvență, cu circuit intermediar de tensiune continuă, sistemul de acționare electrică reglabil funcționează practic la  $\cos\varphi=1$ , motorul asincron de antrenare a pompei alimentându-se cu energia reactivă necesară de la condensatorul circuitului intermediar, ce netezește tensiunea.

Prin utilizarea convertorului static de frecvență în circuitul motorului asincron de antrenare a pompei, pierderile în fier din motor scad cu raportul  $(f_c/f_n)^\beta$ , unde  $\beta = 1,2...1,6$ , funcție de calitatea tolei, pierderile mecanice și de ventilație a motorului scad cu pătratul turației, iar pierderile de mers în gol sunt diminuate.

Motorul asincron funcționând practic la  $\cos\varphi=1$  își păstrează randamentul ridicat, ceea ce duce la diminuarea pierderilor de energie activă în rețelele de alimentare.

Ca urmare a armonicilor în tensiunea de alimentare a motorului asincron, acestea provoacă pierderi suplimentare în conturul bilanțului motorului, dar nu se diminuează randamentul sistemului de acționare cu mai mult de 1...2% [94].

Prezența armonicilor superioare care au efecte asupra valorii momentane a cuplului motor, nu intervine în cazul motorului ce antrenează pompa deoarece viteza acestuia nu scade sub 50% , ca să apară fenomenul de rezonanță, cu efecte negative asupra funcționării.

Pentru a elimina propagarea armonicilor de tensiune înspre sistemul electroenergetic se intercalează între convertor și rețeaua de alimentare un filtru.

Se va avea în vedere ca atunci când motorul asincron funcționează la sarcina nominală sau peste această încărcare, convertorul static de frecvență să fie scos din circuitul de alimentare, fiindcă dacă rămâne în funcțiune mărește cu aproximativ 2% consumul de energie electrică la pompare.

Pierderile de energie în convertorul static de frecvență sunt cuprinse între 2...6%, iar cele datorate armonicilor între 0,1...2%, funcție de regimul de funcționare [78].

În instalațiile de încălzire centrală existente, datorită lipsei aparaturii de reglare automată, regimurile hidraulice nu pot fi controlate (prin diafragmare) și ca urmare temperatura interioară din spațiile încălzite se asigură doar parțial și la niveluri nesatisfăcătoare, la care dacă se mai adaugă o sărăcăcioasă economie rezultată din lipsa de întreținere, atunci se reduc și mai mult performanțele instalației.

Regulatele de proces din punctul termic experimental realizate au permis funcționarea în regim de zi-noapte, zi lucrătoare-zi nelucrătoare, determinând realizarea unei economii de energie termică și electrică la pomparea agentului termic secundar.

Prin acționarea electrovanei din circuitul primar s-a constatat că prin deschiderea acesteia de 90% a permis trecerea a 25% din debitul de agent primar, iar la o deschidere de 30% a trecut 10% din debitul primar, valori ce sunt confirmate și de literatura de specialitate [266].

Introducerea automatizării în punctul termic experimental a permis mărirea randamentului global al instalației de încălzire centrală.

Exploatarea instalațiilor de încălzire centrală trebuie însoțită de norme tehnice respectiv prescripții legale foarte apropiate de cele din occident; pentru exemplificare, în Danemarca pierderea de agent termic într-un sistem vechi este de 0,1...0,2% din debitul de agent transportat, iar când pierderile depășesc 0,5 m<sup>3</sup>/zi/km se impune renovarea lui. Pentru comparație, în București pierderea specifică este de 25 m<sup>3</sup>/zi/km.

Schimbătoarele de căldură cu țevi s-au dovedit de slabă calitate, cu consum mare de metal, dificil de instalat, de întreținut și reparat, mai ales în situația punctelor termice de putere mare (3...8 MW). Măsurătorile efectuate arată că se furnizează la consumatori (inclusiv clădirile de locuit) mai puțin de 70% din necesarul de căldură (mai ales în perioadele cu temperaturi exterioare scăzute).

Problema reglajului debitului de agent termic și a temperaturilor acestuia este o operație deosebit de laborioasă, mai ales că și relațiile de calcul nu sunt din cele mai simple. Această problemă nu a preocupat pe tehnicienii de specialitate, întrucât lor li s-a cerut întodeauna dimensionarea (sau alegerea) schimbătorului de căldură pentru anumite condiții de sarcină maximă.

Rezultatele obținute cu standul realizat au demonstrat o bună concordanță între studiile teoretice și cele experimentale la toate regimurile de funcționare. Instalația se comportă bine și în regim dinamic, ceea ce permite extinderea sa și la alte puncte termice existente, în funcționare.

Căile de rezolvare a ineficienței instalațiilor de încălzire centrală se pot grupa în trei categorii, fiecare din ele ocupând cca.1/3, astfel:

- prin măsuri organizatorice, fără necesar de investiții;
- prin investiții reduse, în aparatura de măsură și control, automatizare, contorizare, informatizare;

- prin investiții mari, în reabilitarea, re tehnologizarea și introducerea tehnologiilor avansate.

În etapa actuală este practic imposibilă și inoportună contorizarea la nivel de apartament. S-a ajuns la ineficiența instalațiilor de încălzire centrală datorită lipsei concurenței, a motivării și cointeresării oamenilor.

Alegerea procedurii optime de reglare a debitului de agent termic se va face în funcție de economia de energie electrică la pompare și de durata de amortizare a investițiilor suplimentare în sistemul de reglare adoptat.

Datorită creșterii prețurilor energiei termice, locatarii sunt din ce în ce mai interesați de reducerea consumului acestuia. Pentru aceasta însă este necesară posibilitatea efectuării unui reglaj local (la radiator) și împreună cu consumul minim realizat, o plată corespunzătoare mai mică, cu tarife diminuate (diferențiate funcție de consum), cu alte cuvinte transformarea instalațiilor de încălzire pe principiile sistemului de economie bazat pe cerere și ofertă.

Acestea trebuiesc urmate de eliminarea subvențiilor de la stat în domeniul energiei termice și electrice, realizându-se pe viitor o economisire a căldurii prin folosirea conștientă a acesteia, o decontare exactă și justificată, însoțită de o reducere a perioadei dintre prestație (livrare) și plata căldurii furnizate.

În același scop al reducerii consumului de căldură se simte nevoia apariției într-un timp scurt a unei hotărâri guvernamentale privind reducerea temperaturii interioare pentru clădirile publice în perioadele de nefolosire, alături de reducerea sarcinii de încălzire pe timp de noapte.

Aflați acum într-o perioadă de tehnologizare și modernizare a instalațiilor de încălzire centrală consider realistă ideea introducerii în contractul de achiziție a echipamentelor considerate moderne a unei clauze contractuale conform căreia în caz de nerealizare a caracteristicilor funcționale garantate, furnizorul să fie obligat la plata unor penalități care să compenseze valoarea pierderilor suplimentare de energie provocate de aceste nerealizări, pierderi calculate pentru întreaga perioadă de viață normată a echipamentului respectiv, sau să achite daunele provocate până la înlocuirea echipamentului cu altul corespunzător.

Prin re tehnologizarea și modernizarea punctului termic experimental, cu echipamente performante complet automatizate, costul per Gcal s-a diminuat cu aproximativ 40% față de costurile practice de regia de termoficare locală, în condițiile asigurării depline a temperaturilor de confort termic în spațiile de învățământ încălzite.

Studiile și cercetările întreprinse de Comunitatea Europeană și unele analize efectuate de Banca Mondială au condus la constatarea că la noi în țară consumul specific de energie termică este de peste două ori mai mare față de cel din țări occidentale cu climat apropiat de al nostru, lucru valabil și pentru emisiunile poluante [102].

Pe baza studiului efectuat și a măsurătorilor realizate în punctul termic experimental, autorul a observat că necesarul de căldură pentru încălzire poate fi redus cu 20% datorită nesimultaneității dintre temperatura minimă convențională de calcul și viteza vântului de calcul, precum și datorită defazajului care apare între temperatura exterioară și temperatura la fața interioară a elementelor de construcție perimetrice, de închidere, ca urmare a inerției termice a clădirii.

Situația actuală a acționărilor electrice din instalațiile de încălzire centrală își găsește o explicație și prin analiza superficială a bilanțurilor energetice realizate, și aceasta profitându-se de neclaritățile normativului PE 902/1982, care analizează cu scrupulozitate pierderile din rețelele electrice de alimentare și în motoarele electrice de acționare, dar tratează foarte expeditiv pierderile în pompe și în organele de reglare a debitelor, deși acestea sunt mai mari de câteva ori decât primele.

Acest lucru se accentuează și prin modul în care se întocmesc bilanțurile energetice, împărțindu-se sarcina de a efectua bilanțul electric unui colectiv și sarcina efectuării bilanțului termic altui colectiv, astfel că se ajunge ca, cel ce întocmește bilanțul electric închide conturul de bilanț la axul motorului electric, iar partea ce conține pompa, organul de reglare și procesul de încălzire deservit să nu fie analizată.

Chiar dacă bilanțurile tratează și instalația hidraulică deservită, în cele mai multe cazuri nu se tratează scăderea de presiune pe organul de reglare, ori se știe că reglarea prin strangulare (vană) a instalațiilor de pompare este neeconomică, deoarece presupune eliminarea unei energii hidraulice în exces, pentru care s-a cheltuit energie electrică la pompare. Mult mai eficient este de a nu se produce această energie hidraulică excedentară dacă nu este nevoie de ea, iar acest lucru se poate face ca și în punctul termic experimental prin introducerea acționărilor electrice reglabile, adică modificarea turației motorului electric de antrenare a pompei.

Economia de energie electrică la pompare realizată prin introducerea convertoarelor statice de frecvență poate duce în final la reducerea cu 15% a importurilor de gaze naturale (echivalentul energiei electrice economisite la pompare).

Pentru punctul termic experimental, în urma contorizării atât pe partea primară cât și pe partea secundară s-a ajuns la concluzia că pierderile de energie termică sunt de 4,65% din totalul energiei termice intrate în punctul termic.

Din punctul de vedere al dimensionării economice și a optimizării funcționale, soluția optimă pentru instalația de încălzire centrală este cea care necesită cheltuieli anuale minime și satisface toate regimurile necesare de funcționare.

Pe baza studiilor și a experimentărilor făcute, autorul a ajuns la concluzia că trebuie realizate puncte termice de capacitate mai mică

(0,35...2,3 MW), lucru care va conduce la diminuarea rețelelor secundare de distribuție a agentului termic secundar, cu consecințe directe de reducere a pierderilor de căldură și agent termic, situație ce va fi însoțită de echiparea acestora cu schimbătoare de căldură cu plăci, datorită avantajelor pe care le au în comparație cu cele cu țevi.

Se justifică pe deplin studierea și experimentarea optimizării regimurilor de funcționare a instalațiilor de încălzire centrală, întrucât ponderea acestora la nivel național este de 38,7% din structura locuințelor existente, iar în mediul urban ele alimentează 71,2% din totalul locuințelor existente. Această acțiune trebuie continuată prin contorizarea de apartament a energiei termice, ceea ce va duce la economii de 30% la încălzire, și de 60% la apa caldă de consum [263].

Această lucrare prezintă câteva contribuții originale. Este prima lucrare care prezintă unitar aplicații ale conducerii automate a instalațiilor de încălzire centrală prin utilizarea acționărilor electrice reglabile performante.

Principalele contribuții originale sunt:

1. Elaborarea procedurii algebrice de folosire a metodelor grafo-analitice, prin adoptarea cu valori raportate;

2. Elaborarea algoritmilor și programelor de calcul a variației temperaturilor de ieșire ale agenților termici primar și secundar, la modificarea debitelor acestora;

3. Elaborarea programului de calcul al variației temperaturilor de ieșire ale agenților termici primar și secundar, la o variație treaptă de intrare a agentului termic;

4. Conceperea și realizarea instalației-stand pentru încercări și măsurări privind regimurile și reglajul automat al punctului termic pentru încălzire;

5. Un element de originalitate constă în stabilirea limitei inferioare admise pentru variația debitului de agent în instalațiile interioare și a agentului termic primar în punctul termic;

6. Elaborarea soluțiilor de reglare și automatizare, constituie o altă contribuție personală;

7. Pentru modificarea turației motorului asincron ce antrenează pompa de circulație a agentului termic secundar, autorul a introdus un convertor static de frecvență (1987), având o prioritate de model pe plan național, în ceea ce privește introducerea turațiilor variabile continuu în instalațiile de încălzire centrală;

8. Prin introducerea unei aparaturi moderne în punctul termic au fost eliminate perturbațiile în circuitele informaționale, creând posibilitatea de urmărire a avariilor și reclamațiilor în relația cu beneficiarii, în vederea asigurării unor intervenții prompte;

9. Autorul reclamă lipsa unui statut adecvat pentru personalul ce lucrează în instalațiile de încălzire centrală, precum și lipsa unui program național de termoizolare a clădirilor slab izolate termic, cu sprijinul statului,



în vederea îmbunătățirii confortului interior și al realizării de economii la energia termică consumată în scopul încălzirii acestora.

Pentru ca aceste rezultate obținute în urma studiului în punctul termic experimental să devină aplicabile industrial este nevoie însă de continuarea cercetărilor.

Valorificarea cercetărilor întreprinse pe problematica abordată s-a făcut prin publicarea a peste 30 de articole științifice și studii, multe din ele având conținutul unor capitole sau subcapitole dezvoltate în teză, prin obținerea a 3 certificate de inovație, prin aplicarea unor rezultate în cadrul a 2 contracte de cercetare, iar în continuare se pun la dispoziția proiectării și cercetării concluziile și programele de calcul elaborate în lucrare.

Doctorandul apreciază că în următorii ani optimizarea instalațiilor de încălzire centrală în centrele populate în scopul micșorării pierderilor de căldură și a consumului de energie electrică la pomparea agentului termic va primi o importanță crescândă, în mod deosebit introducerea acționărilor electrice reglabile, putându-se valorifica în acest sens rezultatele teoretice și practice ale tezei.

## BIBLIOGRAFIE

1. ALEXA D., HRUBARU O. *Aplicații ale convertoarelor statice de putere*, Editura tehnică, București, 1989.
2. ANSIMOV V.A. *Particularitățile convertizoarelor de tensiune, cu tiristoare, destinate acționărilor electrice ale mecanismelor de uz general*, Promîșlănaia Energhetika, nr. 10, 1990.
3. ANTON V. ș.a. *Hidraulică și mașini hidraulice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1978.
4. ARNEODO P. ș.a. *Modello di simulazione del comportamento termico dei radiatori*, Rivista Condizionamento dell'Aria, Riscaldamento, Refrigerazione, nr. 12, Roma, 1990.
5. ATHANASOVICI V. *Contribuții privind reglarea livrării căldurii la consumatorii urbani cu inerție termică normală, în condițiile din România*, Teză de doctorat, I. P. București, 1974.
6. ATHANASOVICI V. ș.a. *Termoenergetică industrială și termoficare*, Editura didactică și pedagogică, București, 1981.
7. AUCHART M., HENRY A. *Régulation auto-adaptative optimisatrice*, Chauffage, Ventilation, Conditionnement, nr. 8-9, 1986.
8. BABESCU M., BORZA I. *The mechanical characteristics of the Scherbius cascade with static convertors*, Simpozionul de mașini electrice asociate cu convertoare statice, vol. I, București, 1983.
9. BAIBAKOV S.A., ZINGHER N.M. *Prognozirovanie ekspluatacionîh rejimov rabotî sistem teplosnobhenia metodom matematicheskogo modelirovania*, Dizertație, 1989.
10. BALACI I., BORZA I., BRATU A. *Cu privire la influența mutatoarelor asupra rețelelor de alimentare*, Instalații în Construcții, nr. 9-10, 1986.
11. BALACI I., BORZA I., BUMBAR V., BORNOFFER S. *Instalație de urmărire a consumului de putere electrică*, Certificat de inovație, nr. 295, MEI București, 1985.
12. BALACI I., BORZA I. *Instalație de urmărire și reglare a consumului de putere electrică*, Conferința "Știința modernă și energia - producerea, transportul și utilizarea energiei", ediția a V-a, Cluj-Napoca, 1986.
13. BALACI I., BORZA I. *Instalație de urmărire a factorului de putere*, Certificat de inovație, nr. 320, MEI București, 1986.
14. BALACI I., BORZA I. *Sistem informațional centralizat privind unii parametri ai consumului de energie electrică în întreprinderi*, Conferința națională de energetică, vol. 10, București, 1986.
15. BALACI I., BORZA I. *Tehnica măsurării pe cale electrică*, Litografia I. P. Timișoara, 1986.

16. BARTH H. *Risparmio energetico mediante regolazione delle prestazioni delle pompe-pompe di circolazione con regolazione continua della velocità*, L'installatore italiano, nr. 4, Roma, 1987.
17. BĂRBUNEANU O. ș.a. *Dispozitiv electronic pentru protecția motoarelor electrice trifazice din puncte termice și stații de hidrofor*, Electricianul, nr. 1, 1995.
18. BELDIMAN M. *Contribuții la optimizarea reglării în sistemele de termoficare alimentând cu căldură consumatorii cu inerție termică mică*, Teză de doctorat, I. P. București, 1982.
19. BELDIMAN M. *Considerații asupra soluțiilor de alimentare centralizată cu căldură a consumatorilor urbani practicate în țările avansate*, Conferința a XXVII-a de instalații, Sinaia, 1993.
20. BELDIMAN M., IONESCU C. *Reglarea automată în sistemele de termoficare din România*, Instalatorul, nr. 3, 1994.
21. BELDIMAN M. *Reabilitarea instalațiilor de racordare a consumatorilor urbani la rețelele de alimentare cu căldură*, Instalatorul, nr. 1, 1995.
22. BELDIMAN M. *Pierderile de căldură aferente rețelelor de termoficare din municipiul București*, RADET, Buletin informativ, nr. 2-3, București, 1995.
23. BELDIMAN M. *Scheme eficiente de racordare a consumatorilor la sistemele urbane de alimentare cu căldură*, A 2-a Conferință "Alimentarea cu căldură a orașului București - bilanț și perspective", București, 1995.
24. BERBECE C., PALCU I. *Automatizarea proceselor termice în centralele termoelectrice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1970.
25. BERINDE T. *Probleme de optimizare a consumurilor energetice*, Editura tehnică, București, 1978.
26. BEZNOSKA M. ș.a. *Stand mobil de măsurare și înregistrare a parametrilor funcționali din punctele termice*, Conferința a XXVII-a de instalații, Sinaia, 1993.
27. BLENICK K. *Reglajul debitului pompelor centrifugale cu ajutorul unui dispozitiv de reglaj electronic al turației*, Energetica peste hotare, nr. 5, 1988.
28. BORZA I., BALACI I. *Instalație de urmărire a consumului de putere reactivă*, Certificat de inovație, nr. 445, MEI București, 1986.
29. BORZA I. *Le réglage quantitatif dans les installations de chauffage central pour réduire la consommation de combustible et d'énergie électrique*, Buletinul I. P. Timișoara, Tom 32 (46), 1987.
30. BORZA I., BANCEA O. *Betriebsparameteränderungen der agenten aus anlagen mit elektromotorantrieb*, Buletinul I. P. Timișoara, Tom 35 (49), 1990.
31. BORZA I., BRATA S. *Optimised redistribution of primary thermal agent*

- in a thermal network*, Buletinul U. T. Timișoara, Tom 36 (50), 1991.
32. BORZA I. *Stadiul actual al problemei funcționării instalațiilor de încălzire centrală la parametrii energetici îmbunătățiți și confort sporit. Acționări electrice utilizate*, Referat de doctorat, nr. 1, 1992.
33. BORZA I. *Instalație de urmărire a consumului de putere reactivă*, Simpozionul "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. I, Timișoara, 1992.
34. BORZA I. ș.a. *Anemometru electronic*, Simpozionul "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. II, Timișoara, 1992.
35. BORZA I. *Sistem de acționare electrică reglabil pentru vehicularea agentului termic din instalațiile de încălzire centrală*, Referat de doctorat, nr. 2, 1993.
36. BORZA I. *Electrical drive system adjustable for transporting thermal agent in central heating equipment*, Buletinul U. T. Timișoara, Tom 38 (52), 1993.
37. BORZA I. ș.a. *Instalație de reglare a tensiunii alternative cu autotransformatoare*, Simpozionul "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. I, Timișoara, 1993.
38. BORZA I. *La reglazione dei sistemi centralizzati di riscaldamento degli edifici in România*, Rivista Edilizia Universita degli studi di Napoli "Federico II", nr. 8, 1993.
39. BORZA I., BOGDAN C. *Controlul automat al mai multor puncte termice realizat cu ajutorul unui calculator IBM-PC și a microcontrolerelor*, Simpozionul "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. I, Timișoara, 1993.
40. BORZA I. ș.a. *Economia de energie în instalațiile de încălzire centrală, utilizând comanda numerică pentru pompe cu turație variabilă*, Simpozionul "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. I, Timișoara, 1993.
41. BORZA I., BRATA S. *Considerații asupra metodelor de optimizare a sistemelor de termoficare*, Simpozionul "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. I, Timișoara, 1994.
42. BOGDAN C., BORZA I., CURIAC D. *Utilizarea automatelor programabile din seria SIMATIC 85-100 U în controlul punctelor termice*, Simpozionul "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. I, Timișoara, 1994.
43. BORZA I. *Considerații teoretice privind tehnica reglării în instalațiile de încălzire centrală partea I-a, partea II-a*, Conferința "Știința modernă și energia", ediția a XIII-a, Cluj-Napoca, 1994.
44. BORZA I. ș.a. *Automat pentru controlul temperaturii*, Simpozion "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. I, Timișoara, 1994.

45. BORZA I. *Eficiența tehnico-economică a acționărilor cu turație variabilă în instalațiile de încălzire centrală*, Conferința "Știința modernă și energia", ediția a XIII-a, Cluj-Napoca, 1994.
46. BORZA I. *Cu privire la minimizarea consumului de energie în instalațiile de încălzire centrală*, Simpozion "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. II, Timișoara, 1995.
47. BORZA I. *Criterii și cerințe privind alegerea acționărilor electrice cu turație variabilă în punctele termice*, Simpozion "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. II, Timișoara, 1995.
48. BORZA I. ș.a. *Controlled converter fed induction motor for heating systems contribution to modelling, improved evaluation of parameters, simulation*, PEMC Budapest, 1996.
49. BORZA I. *Temperature - Tension Converter*, Buletinul Științific al Universității "Politehnica" din Timișoara, Tom 41 (55), 1996.
50. BORZA I. ș.a. *Asupra utilizării plăcii de interfață ADA 1100 în automatizarea punctelor termice*, Conferința a V-a de Instalații Electrice și Automatizări (SIEAR'96), Sinaia, 1996.
51. BORZA I. *Punct termic compact și automatizat*, Conferința "Știința modernă și energia", ediția a XV-a, Cluj-Napoca, 1996.
52. BORZA I. *Acționări electrice reglabile asupra pompelor din centralele de termoficare urbană și punctele termice*, Conferința "Știința modernă și energia", ediția a XV-a, Cluj-Napoca, 1996.
53. BORZA I. *O nouă tratare în schimbătoarele de căldură*, Conferința "Știința modernă și energia", ediția a XV-a, Cluj-Napoca, 1996.
54. BORZA I. *O nouă metodă de calcul al reglajului în instalațiile de încălzire centrală*, Conferința "Știința modernă și energia", ediția a XV-a, Cluj-Napoca, 1996.
55. BOȚAN N.V. *Reglarea vitezei sistemelor de acționare electrică*, Editura tehnică, București, 1974.
56. BOȚAN N.V. *Comanda sistemelor de acționare electrică*, Editura tehnică, 1977.
57. BOURGEOIS B. ș.a. *Application d'un système programmable dans l'autocontrôle d'une chaufferie industrielle*, Chauffage, Ventilation, Conditionnement, nr. 1-2, 1988.
58. BOVILL C. *Partitioning the HVAC design problem assists in achieving energy efficiency*, ASHRAE Journal, nr. 4, 1988.
59. BRANA C., BRANA V. *Transmiterea informației numerice*, Editura tehnică, București, 1970.
60. BRAȘOVAN M., SERACIN E., BOGOEVICI N. *Acționări electrice, probleme și aplicații industriale*, Editura tehnică, București, 1960.
61. BRAȘOVAN M., SERACIN E. *Metode noi de proiectare a acționărilor electrice*, Editura Academiei, București, 1968.

62. BRÄUER H. *Thermostatventile: Auch ein einziges für zwei Heizkörper möglich*, Sanitär- und Heizungstechnik, nr. 10, 1980.
63. BRECSU D. *The energy efficient new house demonstrated*, Energy Management, nr. 1, 1988.
64. BUNN R. *The arguments for mini chp have been well advertised: low capital costs, fuel efficiency and rapid payback being the main advantages*, Building service, nr. 8, 1987.
65. BUNN R. *Circuiti idronici con pompe a velocità variabile*, Rivista Riscaldamento, Condizionamento, Idronica, nr. 10, Roma, 1991.
66. BURCHIU V. ș.a. *Instalații de pompare*, Editura didactică și pedagogică, București, 1982.
67. BUSCHER E. *Umwälzpumpen: Wie hängen Förderleistung, Rohrdurchmesser und Heizleistung von-einander ab?* Sanitär- und Heizungstechnik, nr. 4, 1980.
68. BUSCHER E. *Drei Drehzahlen sind besser als eine einzige. Energieeinsparung beim Antrieb von Umwälzpumpen in Heizungsanlagen*, Sanitär- und Heizungstechnik, nr. 7, 1980.
69. BUSSOLOTTI F. *Sistemi di regolazione a microprocessori*, Rivista Riscaldamento, Condizionamento, Idronica, nr. 10, Roma, 1987.
70. BUZESCU A. *Convertizoare de frecvență și tensiune*, Electricianul, nr. 3, București, 1995.
71. CANEPA E., VEZZINI G. *Le valvole di regolazione*, Rivista Condizionamento dell'aria, Riscaldamento, Refrigerazione, nr. 1, Roma, 1990.
72. CARABOGDAN GH. *Analiza numerică cu elemente finite a comportării în regim termic tranzitoriu a unui schimbător de căldură*, Energetica, nr. 3-4, 1990.
73. CĂLIN S. ș.a. *Automatizări electronice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
74. CĂLIN S. ș.a. *Reglarea numerică a proceselor tehnologice*, Editura tehnică, București, 1984.
75. CĂLIN S., DUMITRACHE I. *Regulatoare automate*, Editura didactică și pedagogică, București, 1985.
76. CĂRĂȘEL V., PREDESCU C. *Realizări privind echipamentele de acționări reglabile pentru pompe, ventilatoare și compresoare la Institutul de Cercetări științifice și Inginerie Tehnologică-Mașini, Transformatoare, Aparataj Electric și Întreprinderea Electroputere Craiova*, Energetica, nr. 3, 1988.
77. CIONCA O., BORZA I. *Instalație pentru contorizarea consumului de energie electrică*, Conferința națională de energetică, vol. 10, București, 1986.
78. CLERICI C. *Azionamento a velocità variabile di motori asincroni con convertitori statici di frequenza*, L'installatore italiano, nr. 3, Roma, 1986.

- 79.COCOȘ E. *Posibilități de evaluare a eficienței economice realizată de filtre absorbante prin stingerea armonicilor superioare*, Energetica, nr. 10, 1984.
- 80.CODREANU C., COLOȘI T. *Termistoare și varistoare în măsurări și automatizări*, Editura tehnică, București, 1970.
- 81.COLDA I. ș.a. *Efectele izolării termice a unui bloc cu număr redus de apartamente*, Instalatorul, nr. 2, 1994.
- 82.CONIGLIO M. *Regolazione dei moderni impianti di riscaldamento e produzione di acqua calda*, Pirola editare, Milano, 1985.
- 83.COSTĂCHEL A., BEZNOSKA M. *Metodă pentru determinarea în SITU a parametrilor caracteristici funcționării schimbătoarelor de căldură*, Conferința a XXVII-a de instalații, Sinaia, 1993.
- 84.COSTĂCHEL A. ș.a. *Utilizarea schimbătoarelor de căldură cu plăci în punctele termice existente*, Instalatorul, nr. 1, 1994.
- 85.COSTĂCHEL A. ș.a. *Metodă pentru determinarea repartiției debitelor de agent termic prin schimbătoarele montate în circuitul de încălzire al unui punct termic*, A 2-a Conferință "Alimentarea cu căldură a orașului București - bilanț și perspective", București, 1995.
- 86.CRASTAN V. *Anwendung eines "elementen-methode" - programmes zur lösung von temperaturverteilungsproblemen*, North-Holland publishing company, nr. 15, 1971.
- 87.CYSSAU R. *Les circuits hydrauliques de réglage de la chaleur, Premiere partie: Analyse, Promo din E*, Tome 11 E, nr. 3, Juin, 1980.
- 88.CYSSAU R. *Manuale della regolazione e della gestione dell'energia*, Tecniche nuove, Milano, 1992.
- 89.DANCEA I. *Programarea calculatoarelor numerice pentru rezolvarea problemelor cu caracter tehnic și de cercetare științifică*, Editura Dacia, Cluj, 1973.
- 90.DECK G.E. *Die Vorlauftemperaturregelung allein genügt nicht*, Stadt-und Gebäudetechnik, nr. 2, 1989.
- 91.DE KÜMMERLIN L. *Valvole di regolazione a funzioni multiple per impianti di riscaldamento e raffreddamento*, La Termotecnica, nr. 6, 1981.
- 92.DELAPORTE P. *Un immeuble expérimental pour optimiser le chauffage en habitat collectif*, Energie Plus, nr. 59, 1987.
- 93.DE LA VILLEGORGES C. *Régulation de pression différentielle*, Chauffage, Ventilation, Conditionnement, nr. 8-9, 1986.
- 94.DMITRENKO I.A. *Reguliruemîi elektroprivod nasosnih agregatov*, Editura știința, Chișinău, 1985.
- 95.DORN W.S., Mc CREAKEN D.D. *Metode numerice cu programe în FORTRAN*, Editura tehnică, București, 1976.
- 96.DUBKIN V.M. ș.a. *Reglarea automată a proceselor termice*, Editura tehnică, București, 1964.

- 97.DORDEA T. *Mașini electrice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1977.
- 98.DORDEA T., NICA E., BORZA I., JANOȘI L. *A contribution to the simulation of inverter-fed induction motor*, Proceedings of the Fifteenth IASTED International Conference Modelling, Identification And Control, Innsbruck, Austria, 1996.
- 99.DORDEA T., NICA E., JANOȘI L., BORZA I., BIȚOIU A. *A contribution to the simulation of PWM-VSI fed induction motor-torque density optimization*, ICEM, Spania, 1996.
- 100.DUMBRĂVEANU R.F. *Turația variabilă - sursa pentru economia de energie*, RADET, Buletin informativ, nr. 2-3, București, 1995.
- 101.DUMITRACHE I. *Tehnica reglării automate*, Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
- 102.DUMITRESCU L. *Consumul de energie pentru încălzire și apă caldă de consum pentru clădirile de locuit, social-culturale și industriale*, Colocviul tehnico-științific "Instalații pentru construcții și economia de energie", Iași, 1994.
- 103.DUMITRESCU L. *Principii de bază privind reabilitarea și modernizarea instalațiilor de încălzire, de preparare a apei calde și de alimentare cu apă rece*, Conferința "Știința modernă și energia", ediția a XIV-a Cluj-Napoca, 1995.
- 104.ESPINET J.L. *Robinets thermostatiques, Chauffage, Ventilation, Conditionnement*, nr. 8-9, 1986.
- 105.FAMIGLIETTI M. *Diagnosticarea pierderilor ce au loc la schimbările de căldură ale instalațiilor termice*, Energetica, nr. 6, București, 1987.
- 106.FARKAS M., MADASNÉ D.M. *Új fejlesztésű intelligens fűtésszabályozó készülék*, Energiagazdálkodás, nr. 3, 1985.
- 107.FERRI G. *Impianti termici: pro e contro la decentralizzazione*, Rivista Riscaldamento, Condizionamento, Idronico, nr. 6, Roma, 1992.
- 108.FLOREA S. ș.a. *Electronică industrială și automatizări*, Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
- 109.FORRAJ M.I. *Calculul variațional în știință și tehnică*, Editura tehnică, București, 1975.
- 110.FRANSUA AL. *Mașini și acționări electrice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1967.
- 111.FRÖHLING W. *CAD - Lösung Heizung*, Bauinformaton Wissenschaft und Technik, nr. 6, 1988.
- 112.FROTSCHER H. *Heizungsregelung in Wohngebäuden mit Fernheizanschlus*, IKZ - Haustechnik, nr. 18, 1990.
- 113.GANEA N. *Alegerea, exploatarea, întreținerea și repararea pompelor*, Editura tehnică, București, 1981.
- 114.GAWOL M. *Individuell gesteuerte raumtemperatur*, TAB, nr. 2, 1989.



- 115.GEORGESCU I. *Economii de energie prin acționarea cu turație variabilă a pompelor și ventilatoarelor în automatizarea proceselor tehnologice*, Energetica, nr. 3, 1988.
- 116.GHELASE I., LUCA M. *Îmbunătățirea randamentului energetic al instalațiilor de pompare*, Conferința "Știința modernă și energia", ediția a XIV-a, Cluj-Napoca, 1995.
- 117.GHEORGHIU I.S., FRANSUA AL. *Tratat de mașini electrice. Mașini asincrone*, vol. III, Editura Academiei, București, 1971.
- 118.GRAVE H.F. *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*, Editura tehnică, 1966.
- 119.GROMOV N.K. *Automatizația teplovîh punktov jiplîh microraiionov*, Vodosnabjenie i Sanitarnaia Tehnika, nr. 3, 1985.
- 120.GROMOV N.K. *Sistemî țentralizovanogo teplosnabjenia. Problemî kacestva*, Teploenerghetika, nr. 3, 1988.
- 121.GRUDZINSKII M.M. ș.a. *Podbor reguliruiuşcih glapanov i ispolniteniîh mehanizmov dlia sistem avtomatiki s regulatorom T-48*, Vodosnabjenie i Sanitarnaia Tehnika, nr. 5, 1981.
- 122.GRUDZINSKII V.I., ș.a. *Vîbor reguliruemogo parametra pri avtomatizații sistem otoplenia*, Vodosnabjenie i Sanitarnaia Tehnika, nr. 8, 1981.
- 123.HARTUNG H.D. ș.a. *Einführung der innentemperaturabhängigen, Regelung von Raumheizungsanlagen mit Thermostatventilen (I)*, Stadt-und Gebäudetechnik, nr. 1, 1983.
- 124.HASCHRE B., MAGER J., *TGA - Prüfstand für Wärmeübertrager und Wärmeübertragerstationen*, Stadt-und Gebäudetechnik, nr. 5, 1990.
- 125.HĂNGĂNUȚ M., *Probleme Fortran comentate în automatică*, Editura tehnică, București, 1974.
- 126.HERESCU R., CIUCIUC N. *Pornirea și reglarea motoarelor asincrone trifazate*, Editura tehnică, București, 1966.
- 127.HUSZÁR F. *Időjárásf üggő központ f ütésszabályozó műszerek*, Energia-gazdálkodás, nr. 3, 1985.
- 128.IAMANDI C. ș.a. *Hidraulica instalațiilor*, vol. I, Editura tehnică, București, 1994.
- 129.IDELCIK I.E. *Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice*, Editura tehnică, București, 1984.
- 130.ILINA M. *Economia de energie prin reglajul automat al instalațiilor de încălzire*, Conferința a XXVIII-a de instalații, Sinaia, 1994.
- 131.ILINA M., BURCHIU S. *Influența sistemelor de încălzire asupra microclimatului din încăperi de locuit*, A 2-a Conferință "Alimentarea cu căldură a orașului București - bilanț și perspective", București, 1995.
- 132.IONEL I. *Instalații de pompare reglabile*, Editura tehnică, București, 1976.
- 133.IONEL I. *Acționarea electrică a turbomașinilor. Acționări nereglabile și*

- reglabile de pompe, ventilatoare și compresoare*, Editura tehnică, București, 1980.
134. IONESCU C., VLĂDEANU V. *Automatizarea instalațiilor pentru construcții*, Editura didactică și pedagogică, București, 1981.
135. IONESCU C., AVĂDANEI A. *Automatizarea unui P.T. utilizând aparatura SAUTER*, Conferința a XXVII-a de instalații, Sinaia, 1993.
136. IONESCU C., POPESCU D. *Achiziția de date și conducerea proceselor industriale*, Conferința a XXVIII-a de instalații și Conferința a III-a de instalații electrice și automatizări, Sinaia, 1994.
137. IONESCU C., POPESCU D. *Sisteme teletinformatică pentru instalațiile de încălzire*, Electricianul, nr. 3, București, 1995.
138. IONESCU G., POPESCU ȘT. *Aparatură pentru automatizări*, Editura didactică și pedagogică, București, 1977.
139. IONESCU G. ș.a. *Tructoare pentru automatizări industriale*, vol. I, Editura tehnică, București, 1985.
140. IORDACHE F., STOICA M. *Prereglajul la robinetele cu dublu reglaj, o cale pentru echilibrarea instalațiilor de încălzire*, Instalatorul, nr. 2, 1994.
141. IORDACHE F., STOICA M. *Echilibrarea rețelelor termice secundare*, A 2-a Conferință "Alimentarea cu căldură a orașului București - bilanț și perspective", București, 1995.
142. ISCRULESCU I. ș.a. *Sistemul Internațional de unități de măsură (SI)*, Editura tehnică, București, 1970.
143. IȘENKO V.N. *Ekonomia energhii za scet avtomaticescogo regulirovania sistem otopenia*, Vodosnabjenie i Sanitarnaia Tehnika, nr. 6, 1989.
144. IVĂNESCU G., BERBECARU D. *Prevederile noului normativ de exploatare a instalațiilor de încălzire centrală*, A 2-a Conferință "Alimentarea cu căldură a orașului București - bilanț și perspective", București, 1995.
145. JABLONOWSKI H. *Hydraulischer abgleich in PWW Heizungsanlagen*, TAB, nr. 8, 1989.
146. JUNKER B. *Impiego della microelectronica nelle apparecchiature di regolazione e controllo per impianti di riscaldamento e condizionamento*, Condizionamento dell'aria. Riscaldamento, Refrigerazione, nr. 2, 1986.
147. KATTER B. *Wärmeregulierung von Heizkreisen im Vergleich*, Sanitär- und Heizungstechnik, nr. 12, 1987.
148. KELEMEN A. *Acciónări electrice*, Editura didactică și pedagogică, ediția a II-a, București, 1979.
149. KELEMEN A., IMECS M. *Mutatoare*, Editura didactică și pedagogică, București, 1978.
150. KELEMEN A. ș.a. *Mutatoare - aplicații*, Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
151. KELEMEN A., IMECS M. *Electronică de putere*, Editura didactică și

- pedagogică, București, 1983.
- 152.KNOLL K. *Numerische Simulation des Regelkreises "Raumörtlich geregelter Heizkörper"*, Stadt-und Gebäudetechnik, nr. 1, 1989.
- 153.KNUEVER ST. *Impianti di riscaldamento idronici e sistemi di regolazione*, Rivista Riscaldamento, Con 'izionamento, Idronica, nr. 1, Roma, 1993.
- 154.KOKH E. *Gebäudeautomatisierung im Wandel*, Siemens Energie und Automation, nr. 3, 1986.
- 155.KOVÁCS K.P. *Analiza regimurilor tranzitorii ale mașinilor electrice*, Editura tehnică, București, 1980.
- 156.KRIEBEL H. *Energiatakarékosság elektronikával*, Müszaki Könyvkiad, Budapesta, 1986.
- 157.KUNTZ G. *MS - un sistem electronic pentru reglajul pompelor centrifugale cu reglajul turației fără trepte*, Energetica peste hotare, nr. 5, 1988.
- 158.KUZMAN R. *Tabele și diagrame termotehnice*, Editura tehnică, București, 1978.
- 159.LECA A. *Ridicarea eficienței aparatelor de schimb de căldură*, Editura tehnică, București, 1978.
- 160.LECA A. *Considerații asupra strategiei energetice a României*, Conferința "Știința modernă și energia", ediția a XIV-a, Cluj-Napoca, 1995.
- 161.LEIBOVICI B. ș.a. *Posibilități de reducere a consumului de energie termică pe platforma industrială și în sistemul de termoficare a municipiului Botoșani*, Energetica supliment, vol. 1-2, 1984.
- 162.LILLICH K.H. *Wirksamkeit von Wärmeschutzmassnahmen im hochbau*, TAB, nr. 8, 1990.
- 163.LIPTÁK A., UHRI A. *A távfűtés szabályozástechnikai feladatai*, Energia és Atomtechnika, nr. 2-3, 1985.
- 164.LIVCEAK I.F., LIVCEAK A.V. *Economia teplotí na otoplenie pomešcenii sozdaniem v nih izbítocinogo dovlenia*, Vodosnabjenie i Sanitarnaia Tehnika, nr. 4, 1988.
- 165.LOKSIN L.S. *Pofasadnoe regulirovanie otoplenia jilíh zdanii*, Vodosnabjenie i Sanitarnaia Tehnika, nr. 8, 1983.
- 166.LOSDON S.L. *Teoria optimizării sistemelor mari*, Editura tehnică, București, 1975.
- 167.LUNGU M. *Alimentarea motorului asincron cu rotorul în scurtcircuit prin convertizor de frecvență autonom cu circuit intermediar de curent continuu*, A II-a Conferință a electricienilor, București, 1969.
- 168.LUȚĂ C. *Încălzirea grupurilor mici de locuințe*, Editura tehnică, București, 1978.
- 169.MACKENSEN E. *Überwachung des Wärmeverbrauches für Gebäude*, IKZ, nr. 7, 1982.

- 170.MARINOIU V., POȘCHINĂ I. *Robinete de reglare. Îndreptar de alegere și calcul*, Editura tehnică, București, 1972.
- 171.MATLAC I. *Convertoare statice*, Litografia U. Brașov, 1983.
- 172.MATLAC I. *Convertoare electroenergetice*, Editura Facla, Timișoara, 1987.
- 173.MĂGUREANU R., MICU D. *Convertizoare statice de frecvență în acționări cu motoare asincrone*, Editura tehnică, București, 1985.
- 174.MICLESCU T., BAZACLIU G. *Optimizări în sisteme energetice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1977.
- 175.MICU D. *Motoare asincrone cu rotorul în scurtcircuit standard, în acționări reglabile*, Energetica, nr. 4, 1988.
- 176.MIHĂILĂ N. *Introducere în programarea liniară*, Editura didactică și pedagogică, București, 1964.
- 177.MIHĂILĂ A. ș.a. *Unele efecte ale acumulării căldurii în sistemele de termoficare*, Energetica, nr. 4, 1984.
- 178.MIHOC D. ș.a. *Teoria și elementele sistemelor de reglare automată*, Editura didactică și pedagogică, București, 1984.
- 179.MOȚIT H.M., CIOCÂRLIE-VASILESCU A. *Debitmetrie industrială*, Editura tehnică, București, 1988.
- 180.MÖBIUS G. *Die Anforderungen der neuen Heizungsanlagen - Verordnung an Einrichtungen zur Steuerung und Regelung*, IKZ, nr. 7, 1988.
- 181.MÜNKER R. *Druckerhöhungs - anlagen drehzahleregelt*, IKZ - Haustechnik, nr. 9, 1988.
- 182.NAASNER G. *Pumpen in Variablen Rohrnetzen - Beispiel Heizungsanlage*, TAB, nr. 8, 1989.
- 183.NAGY F. ș.a. *Experience gained in the process of the variable mass heat flow control implemented in the district heat supply system of the city of Győr*, Heat supply '94 Conference, vol. II, Debrecen, 1994.
- 184.NAGY Z. *A fűtési időszak sugárzási jellemzése*, Energia és Atomtechnika, nr. 2-3, 1985.
- 185.NESSI A., MISSOLE L. *Regimuri de funcționare variabile în instalațiile de încălzire centrală*, Paris, 1985.
- 186.NIBEL S. *La régulation du chauffage à eau chaude. Analyse du comportement en oeuvre et modélisation des systèmes de régulation terminale*, These de Docteur de l'E.N.P.C., 1988.
- 187.NICOLAE D. ș.a. *Măsurarea parametrilor fluidelor*, Editura Scrisul Românesc, Craiova, 1986.
- 188.NICOLAU E., BELIȘ M. *Măsurări electrice și electronice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1979.
- 189.NICOLESCU E. *Comportarea mașinilor asincrone trifazate la variația turației prin variația frecvenței tensiunii de alimentare*, Electrotehnica, nr. 1, 1972.

190. NICULESCU N. *Preocupări actuale pentru îmbunătățirea funcționării sistemelor de termoficare*, Energetica supliment, nr. 3, 1989.
191. NICULESCU N. *Aplicații ale modelului matematic pentru simularea regimurilor hidraulice de funcționare a sistemelor interconectate de termoficare cu apă caldă*, Energetica, nr. 6. 1989.
192. NICULESCU N., ș.a. *Instalații de încălzire și rețele termice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1985.
193. OANCEA N., NEISS FR., BORZA I. *Instalații în construcții*, Litografia I. P. Timișoara, 1989.
194. OROVEANU T., SPULBER I. *Câteva considerații asupra consumului de energie la transportul lichidelor prin conducte*, Energetica, nr. 7, 1989.
195. PĂTRAȘCU M. *Verificarea performanței termice a unui schimbător de căldură*, Energetica, seria A, nr. 5, 1991.
196. PETROV I.P. *Comanda optimă a acționărilor electrice*, GEI, Moscova, 1961.
197. PODRUMAR D. *Instalații de încălzire*, Litografia U.T. Timișoara, 1994.
198. PODRUMAR D., BORZA I., CINCA M. *The optimisation of heat production and distribution system by regulation*, Buletinul U.T. Timișoara, Tom 40 (54), 1995.
199. POPA B. ș.a. *Schimbătoare de căldură industriale*, Editura tehnică, București, 1977.
200. POPA R. *Regimuri tranzitorii la interconectarea rețelelor de termoficare alimentate din surse diferite*, Energetica, nr. 9, 1989.
201. POPESCU P., PETRESCU V. *Măsurarea presiunii în tehnică*, Editura tehnică, București, 1968.
202. POPESCU P.P., MIHORDEA P. *Măsurarea debitelor în tehnică*, Editura tehnică, București, 1969.
203. POPESCU S. *Tehnica măsurării în automatizări*, Editura didactică și pedagogică, București, 1963.
204. POPESCU ȘT., MIHOC D. *Instalații de automatizare*, Editura didactică și pedagogică, București, 1979.
205. POPOVICI A. ș.a. *Asupra unor posibilități de reglare a vitezei motoarelor asincrone trifazate cu rotorul în scurtcircuit*, Buletinul Institutului Politehnic Iași, tom XVII (XXI), fascicola 3 - 4, Iași, 1971.
206. PORNITZ M. *Leistungsbedarf von Kreiselpumpen bei verschiedenen Volumenstrom - Regelungsmethoden*, TAB, nr. 3, 1988.
207. PRISECARU I., MOTOIU I. *Simularea funcționării rețelelor de termoficare în regimuri dinamice*, A 2-a Conferință "Alimentarea cu căldură a orașului București - bilanț și perspective", București, 1995.
208. PRODON A.L.G. *Problemes d'optimisation dans les systemes de chauffage a distance*, These no. 7178, L'ecole Polytechnique Federale

- de Zürich, 1983.
209. PROȘTEANU O., BORZA I., FILIP I. *Traductor cu termorezistență destinat automatizării instalațiilor de termoficare*, Simpozionul "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. I, Timișoara, 1994.
210. PUȘCAȘU S., MARCOVICI J. *Mărimi și regimuri electrice nesinusoidale*, Editura Scrisul Românesc, Craiova, 1974.
211. RADU L. *Efectele reglării caracteristicilor pompelor asupra reducerii consumului de energie*, Energetica, nr. 4, 1988.
212. RĂDULESCU A. *Contorizarea electrică a consumurilor din instalațiile termice și sanitare*, Electricianul, nr. 1, 1994.
213. REYNOLDS A.J. *Curgeri turbulente în tehnică*, Editura tehnică, București, 1982.
214. RIETSCHER H., RAISS W. *Tehnică încălzirii și ventilării*, Editura tehnică, București, 1967.
215. RUMȘINSKI I. *Prelucrarea matematică a datelor experimentale*, Editura tehnică, București, 1974.
216. SAAL C., SZABO W. *Sisteme de acționare electrică. Determinarea parametrilor de funcționare*, Editura tehnică, București, 1981.
217. SÂRBU I., BORZA I. *Programe ordinatoare pentru proiectarea asistată de calculator a instalațiilor în construcții*, Sesiunea de comunicări științifice "Utilizarea calculatoarelor în domeniul învățământului", vol. I, Constanța, 1991.
218. SÂRBU I., BORZA I. *Analiza unor posibilități de optimizare energetică a funcționării pompelor în sistemele de distribuție a apei*, Colocviul tehnico-științific "Instalațiile pentru construcții și economia de energie", vol. I, Iași, 1991.
219. SCHLOTT S. *Thermostatgerechte Konfiguration und Bemessung der Abnehmeranlage*, Stadt- und Gebäudetechnik, nr. 2, 1989.
220. SEMON D. *Les automates programmables en génie climatique*, Chauffage, Ventilation, Conditionnement, nr. 8 - 9, 1986.
221. SERACIN E. *Acționări electrice*, vol. I + II, Litografia I. P. Timișoara, 1980.
222. SERACIN E., POPOVICI D. *Tehnică acționărilor electrice*, Editura tehnică, București, 1985.
223. SERACIN E., POPOVICI D. *Acționări electrice*, Editura tehnică, București, 1986.
224. SÎRBU M. ș.a. *Echipamente pentru acționări electrice reglabile: soluții funcționale și constructive, rezultate și tendințe*, Academia R.S.R. - Comisia de automatizare, București, 1973.
225. SKOFF A. *Gli azionamenti elettrici a velocità variabile*, Automazione e Strumentazione, nr. 11, Roma, 1992.
226. SOKOLOV E.I. ș.a. *Grupповое регулирование отопительной нагрузки*, Te-

- ploenerghetika, nr. 3, 1985.
- 227.SOMA F., NERVETTI G. *Impianti a zone con contabilizzazione*, L'installatore italiano, nr. 5, Roma, 1984.
- 228.STĂNCESCU I. *Bazele tehnice și economice ale termoficării*, Editura tehnică, București, 1967.
- 229.STERNBERG P., WENDLER A. *Hausanschlußstation HA 34 für Modernisierung und Rekonstruktion*, Stadt-und Gebäudetechnik, nr. 1, 1987.
- 230.STOKRATOV E. *Sistema avtomaticescoi regulirovki temperaturî*, Pro-mîşlenoe stroitelstvoi inženernîe sorujenja, nr. 3, 1986.
- 231.SUCEVEANU I.D. *Analiza posibilităților de reglare a parametrilor tehnologici prin variația turajiei agregatelor*, Energetica, nr. 4, 1988.
- 232.SUCEVEANU I.D., ȚĂRUȘ GH. *Reglajul vitezei prin frecvență - sursă potențială de energie*, Energetica, nr. 11 - 12, 1981.
- 233.SZABO I., ZSEBIK A. *Control tasks in the district heating*, Heat supply '94 Conference, vol. II, Debrecen, 1994.
- 234.SZABO W. ș.a. *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*, Litografia Universității Brașov, 1985.
- 235.TANKA S., SZOLGAI J. *Description of the structure of the district heating system with variable mass flow for the Miskolc, Diosgyór Housing estate and measured technical as well as energetic parameters*, Heat supply '94 Conference, vol. II, Debrecen, 1994.
- 236.THEIL H., MICU A. *Metodă de elaborare a unei nomograme pentru determinarea performanțelor termice ale unui schimbător de căldură în funcție de parametrii de funcționare*, Energetica, nr. 2, 1987.
- 237.TIRON M. *Teoria erorilor de măsurare și metoda celor mai mici pătrate*, Editura tehnică, București, 1972.
- 238.TIRON M. *Prelucrarea statistică și informațională a datelor de măsurare*, Editura tehnică, București, 1977.
- 239.TRÄBING E. *Trendwende in der Heizungsregelung*, TAB, nr. 11, 1982.
- 240.TRÖLLE H. *Măsurări în instalații termice*, Editura tehnică, București, 1972.
- 241.TUDOROIU N., BORZA I., CURIAC D., BOGDAN C. *Automatizarea completă a unui punct termic utilizând un calculator IBM-PC*, Simpozionul "Instalațiile pentru construcții și confortul ambiental", vol. I, Timișoara, 1993.
- 242.VĂDUVA I. *Modele de simulare cu calculatorul*, Editura tehnică, București, 1977.
- 243.VESENEVSKI S.N. *Caracteristicile motoarelor utilizate în acționări electrice*, Editura tehnică, București, 1969.
- 244.VEZEANU P., PĂTRAȘCU ȘT. *Măsurarea temperaturii în tehnică*,

- Editura tehnică, București, 1972.
- 245.VISTIG D. ș.a. *Achiziția în timp real și prelucrarea datelor din proces cu ajutorul microcalculatoarelor de tip PC*, Conferința a XXVIII-a de instalații și Conferința a III-a de instalații electrice și automatizări, Sinaia, 1994.
- 246.VLĂDEANU V. *Contribuții privind ameliorarea reglajului automat în punctele termice ale rețelelor de termoficare*, Teză de doctorat, I. P. Iași, 1974.
- 247.VOILLOT L. *Comptage de chaleur et répartition des frais de chauffage*, Chaud-Froid-Plomberie, nr. 10, 1982.
- 248.VULPESCU M. *Reabilitarea sistemului de termoficare al Bucureștiului, un imperativ al prezentului*, Instalatorul, nr. 2, 1994.
- 249.VULPESCU M., TERZI P. *Funcționarea în situ a schimbătoarelor de căldură cu plăci*, RADET, Buletin informativ, nr. 2-3, București, 1995.
- 250.VULPESCU M., ȘTEFAN V. *Modernizarea punctelor termice - o problemă de actualitate*, Instalatorul, nr. 3, București, 1995.
- 251.WEINRICH G. ș.a. *Acționări electrice reglabile pentru pompe și ventilatoare. Stadiul și tendințe pe plan mondial și în România*, Energetica, nr. 3, 1988.
- 252.WELZER H. *Măsuri pentru utilizarea optimă a căldurii*, Energetica, nr. 2, 1987.
253. WERNER W. *Automatisierung und Betriebs-optimierung von Heizungs- und Klimaanlage*, Technische Rundschau Sulzer, nr. 3, 1985.
- 254.WINKENS H.P. *Untersuchungen an thermostatischen Feinreguliertventilen bei Fernheizungen (1)*, Sanitär-und Heizungstechnik, nr. 10, 1979.
- 255.WINKENS H.P. *Untersuchungen an thermostatischen Feinreguliertventilen bei Fernheizungen (2)*, Sanitär-und Heizungstechnik, nr. 11, 1979.
- 256.ZINGER N.M. *Creșterea capacității de comandă și control a rețelelor de termoficare prin reconstrucția și redotarea lor*, Energetica peste hotare, nr. 1-2, 1992.
- 257.\* \* \* *Cercetări privind acționări electrice echipate cu variatoare de tensiune*, Contract nr. 167, I. P. Timișoara, 1981.
- 258.\* \* \* *Racorduri de termoficare la centralele termice nr. 1 și nr. 2 din orașul Balș*, Contract nr. 76, I. P. Timișoara, 1983.
- 259.\* \* \* *Proiectarea recuperării căldurii prin schimbarea agentului termic la C. T. Ambalajul Metalic Timișoara*, Contract nr. 6, I. P. Timișoara, 1984.
- 260.\* \* \* *Studiul și proiectarea unei instalații pentru urmărirea consumului de putere electrică la IMA Timișoara*, Contract nr. 47, I. P. Timișoara, 1985.
- 261.\* \* \* *Studiul comportării rețelelor primare și a schimbătoarelor de căldură în regim dinamic, în condiții complexe de funcționare, în scopul*



- obținerii de confort termic maxim și minimizării consumului de combustibil și energie electrică, Contract nr. 14, I. P. Timișoara, 1989.*
- 262.\* \* \* *Posibilități de îmbunătățire a condițiilor de habitat și de activitate asigurate prin funcționarea optimizată a instalațiilor de încălzire din construcțiile de locuințe, social-culturale și industriale, Contract nr. 106, INCERC București, 1990.*
- 263.\* \* \* *Stabilirea condițiilor de confort termic în clădiri de locuit în vederea revizuirii bazei de calcul pentru dimensionarea și exploatarea instalațiilor interioare de încălzire, Contract nr. 123, INCERC București, 1992.*
- 264.\* \* \* *Studiul eficienței acționărilor electrice a pompelor și ventilatoarelor din instalațiile pentru construcții, Contract nr. 359 C, U. T. C. București, 1994.*
- 265.\* \* \* *Raccomandazioni d'impiego ed installazione dei contatori di calore (misuratori elettronici d'energia termica), L'installatore italiano, Roma, nr. 4, 1983.*
- 266.\* \* \* *Landis & Gyr, Tecnica della regolazione, prima parte, L'installatore italiano, Roma, nr. 10, 1989, seconda parte, L'installatore italiano, Roma, nr. 11, 1989, terza parte, L'installatore italiano, Roma, nr. 1, 1990.*
- 267.\* \* \* *Soluții moderne privind creșterea eficienței alimentării cu energie termică a consumatorilor urbani din municipiul București, Seminarul RADET, București, 1993.*
- 268.\* \* \* *Programmes d'initiatives et d'analyses énergétiques. Systemes de pompage, de ventilation et de compression (SPVC), Hydro-Québec, Canada, 1993.*
- 269.\* \* \* *Séminaire sur la gestion de l'énergie et environnement, Réalisé par le Groupe Conseil Eduplus Inc. Canada, Timișoara, 1994.*
- 270.\* \* \* *Cartea seriei de convertizoare statice de frecvență de 25...270 kVA tip CSFV, Electrotehnica, București, 1989.*
- 271.\* \* \* *Regolazione automatica degli impianti di riscaldamento, Studio Betta-Vanoli, Napoli, 1993.*
- 272.\* \* \* *Regulament de alimentare al consumatorilor de energie termică, ODE - MEE.*
- 273.\* \* \* *Îndrumar privind administrarea și exploatarea sistemelor de producere și distribuție a energiei termice din gestiunea organelor administrației publice locale, MLPAT, IPCT-SA, București, 1994.*
- 274.\* \* \* *Dotarea cu instalații a clădirilor de locuit pentru îmbunătățirea condițiilor de confort ale ocupanților, Catalog îndrumător, IPCT - SA, București, 1993.*
- 275.\* \* \* *Decretul lege nr. 56/1992 - Decret lege privind consumul de energie termică pentru populație.*

- 276.\* \* \* *Normativ - cadru / MLPAT - Normativ - cadru privind contorizarea apei și a energiei termice la populație, instituții publice și agenți economici.*
- 277.\* \* \* *Cataloage "Svanehoj International A/S", Danemarca, 1994.*
- 278.\* \* \* *Catalog de pompe, Uzina Aversa, București, 1993.*
- 279.\* \* \* *Cataloage "Sauter AG", Elveția, 1994.*
- 280.\* \* \* *Cataloage "Danfoss", Danemarca, 1996.*
- 281.\* \* \* *Cataloage de pompe și convertoare statice de frecvență, "Grundfos", Austria, 1995.*
- 282.\* \* \* *Îndrumar pentru întocmirea și analiza bilanțurilor termice ale schimbătoarelor de căldură, E5 - 60.*
- 283.\* \* \* *Îndrumar pentru executarea măsurărilor termotehnice la întocmirea bilanțurilor energetice și la exploatarea agregatelor industriale, E34 - 64.*
- 284.\* \* \* *PE 143 - 80, Normativ privind limitarea regimului deformant, ICEMENERG, București, 1980.*
- 285.\* \* \* *PE 215 - 1974, Regulament privind exploatarea și întreținerea rețelelor de termoficare.*
- 286.\* \* \* *PE 502/8 - 75, Normativ privind dotarea cu aparate de măsură și de automatizare în puncte termice, ICEMENERG, București, 1975.*
- 287.\* \* \* *PE 902 - 1986, Normativ privind întocmirea și analiza bilanțurilor energetice.*
- 288.\* \* \* *STAS 7122/1 - 86, Interpretarea statistică a datelor. Reguli generale.*
- 289.\* \* \* *I 13 - 1994, Normativ pentru proiectarea și executarea instalațiilor de încălzire centrală.*
- 290.\* \* \* *I 36 - 1993, Instrucțiuni tehnice pentru proiectarea automatizării instalațiilor din centrale și puncte termice.*
- 291.\* \* \* *ADA 1100 User's Manual (rtd), Real Time Devices Inc. "Accessing the Analog World TM", USA, 1990.*

## SINTEZA PRINCIPALELOR NOTAȚII FOLOSITE ÎN TEZA DE DOCTORAT

- c - căldura specifică masică (capacitatea calorică) a agentului termic: indice plasat jos: 1 - primar; 2 - secundar; 3 - aer din încăperea încălzită;
- CAF - cazan de apă fierbinte ( $\equiv Sch_1$ );
- CSFV - convertor static de frecvență variabilă;
- EV - electrovană montată pe conducta de tur: indice plasat jos: 1 - primar; 2 - secundar;
- $f_c$  - frecvența de ieșire a convertorului static de frecvență variabilă;
- $f_n$  - frecvența nominală de alimentare a convertorului static de frecvență variabilă;
- G - debitul de agent termic din rețeaua: primul indice plasat jos: 1 - primară; 2 - secundară; 3 - din radiatorul utilizat în încăperea încălzită; m - măsurat; n - nominal; i - impus; p - al pompei; by-pass - ce ocolește pompa centrifugă din instalația de încălzire; r - al rețelei; al doilea indice plasat jos: 0,1,2,... - la diferite turații ale pompei, sau diferite poziții ale robinetului de reglare;
- H - înălțimea la care se află agentul termic față de nivelul de referință: primul indice plasat jos: 1 - în primar; 2 - în secundar; r - în rețeaua de încălzire; p - în pompa de circulație; t - înălțimea totală din instalație; al doilea indice plasat jos: 1, 2, ... - la diferite turații ale pompei; i - în instalație; r - în robinetul de reglare;
- $I_n$  - curentul nominal al motorului electric asincron ce antrenează pompa de circulație a agentului termic;
- $I_c$  - curentul de ieșire al convertorului static de frecvență variabilă;
- K - constantă;
- k - coeficient de schimb de căldură: primul indice plasat jos: 1 - în schimbătorul  $Sch_1$ ; 2 - în schimbătorul  $Sch_2$ ; 3 - în schimbătorul  $Sch_3$ ; ext - pentru elementele de construcție delimitatoare exterioare a încăperii încălzite; FE - pentru ferestre exterioare; UE - pentru uși exterioare; al doilea indice plasat jos: n - pentru regim normal de funcționare;
- L - localul, clădirea, încăperea (încălzite);
- M - cuplul motorului asincron trifazat folosit pentru antrenarea pompei centrifuge: indice plasat jos: 1 - din rețeaua primară; 2 - din rețeaua secundară; n - nominal; k - critic;

- m̄ - debitul masic al agentului termic: indice plasat jos: 1 - primar; 2 - secundar;
- N - numărul de zile ale perioadei de încălzire;
- n - turația motorului electric de antrenare al pompei centrifuge: primul indice plasat jos: 1 - din rețeaua primară; 2 - din rețeaua secundară; al doilea indice plasat jos: 0,1,2,... - diferitele turații realizate (la diferite frecvențe de ieșire ale convertorului static de frecvență ce alimentează motorul); r - când debitul de reglaj se modifică cu robinet de reglare, motorul de antrenare al pompei centrifuge având turația constantă;
- P - puterea: primul indice plasat jos: 1 - electrică instalată din rețeaua primară; 2 - electrică instalată din rețeaua secundară; alim-electrică de alimentare a întregului lanț cinematic; by-pass - electrică, când se folosește by-pass-ul pentru reglarea debitului de agent termic; r - electrică, când se folosește robinetul de reglare pentru modificarea debitului de agent termic; n - electrică, când motorul funcționează la parametrii nominali; med - electrică medie absorbită pentru vehicularea agentului termic; mec - mecanică utilă; real - electrică real consumată pentru vehicularea agentului termic în condiții diferite de cele nominale; al doilea indice plasat jos: 0,1,2,... - electrică, ale motorului de antrenare la diferite turații realizate;
- p - presiunea agentului termic: primul indice plasat jos: 1 - în rețeaua primară; 2 - în rețeaua secundară; al doilea indice plasat jos: 1 - pe conducta de tur; 2 - pe conducta de retur;
- PC - pompă de circulație a agentului termic;
- PT - punct termic;
- PT<sub>100</sub> - termorezistență de platină, cu rezistența 100Ω la 0°C;
- ΔP - pierderile de putere: indice plasat jos: M - în motorul electric; ML(p) - în mașina de lucru (în pompă); TR - în organul de transmisie;
- Δp - pierderile de presiune ale agentului termic: primul indice plasat jos: D - pe diafragmă; al doilea indice plasat jos: 1 - din rețeaua primară; 2 - din rețeaua secundară;
- RP - rețele de transport pentru agentul termic primar;
- RS - rețele de transport pentru agentul termic secundar;
- RPD - regulator de presiune diferențială;
- RRAE - robinet de reglare acționat electric;
- S - suprafața de schimb termic: indice plasat jos: 0 - a schimbătorului de studiu; n - elementară; 3 - efectivă a radiatorului; ext - a elementelor de construcției delimitatoare exterioare; FE - pentru ferestre exterioare; UE - pentru uși exterioare; U - a ușilor care se deschid; int - a elementelor de construcție delimitatoare interioare;
- t - temperatura: primul indice plasat jos: 1 - a agentului termic primar; 2 - a agentului termic secundar; i - a aerului din încăperea încălzită;

- $e$  - a mediului exterior clădirii încălzite; al doilea indice plasat jos: 1 - a agentului termic din conducta de tur; 2 - a agentului termic din conducta de retur; m - medie; med - medie a perioadei de încălzire; z - dintr-o anumită zi; L - reală din interiorul localului încălzit; 0 - interioară în momentul întreruperii totale a funcționării instalației de încălzire centrală;  $\tau$  - interioară la momentul  $\tau$  după întreruperea totală a funcționării instalației de încălzire centrală; indice plasat sus: c - convențională de calcul;
- TFA - tablou electric de forță și automatizare;
- TMAC - tablou de măsură, automatizare și control;
- $\Delta t$  - ecartul de temperatură: primul indice plasat jos: 1 - a agentului termic primar; 2 - a agentului termic secundar; 3 - a aerului din încăperea încălzită; c - de calcul; al doilea indice plasat jos: n - în condiții nominale;  $\tau$  - în intervalul de timp  $\tau$ ;
- U - tensiunea: indice plasat jos: n - nominală; c - la ieșirea convertorului static de frecvență;
- v - viteza vântului;
- VLT - convertor static de frecvență variabilă Danfoss;
- VR - vană de reglare;
- w - viteza agentului termic: indice plasat jos: 1 - primar; 2 - secundar; ep - consum specific de energie electrică la pomparea agentului termic;
- Q - sarcina termică: primul indice plasat jos: 1 - introdusă în rețelele primare de termoficare; 2 - distribuită de punctul termic prin rețeaua secundară; 3 - a radiatorului din încăperea încălzită; T - totală pentru care a fost dimensionată instalația de încălzire; sp - specifică pierdută prin elementele exterioare ale construcției; al doilea indice plasat jos: n - nominală; zi - dintr-o zi; indice plasat sus: ' - cedată exteriorului prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor exterioare; '' - cedată solului ce se află sub clădirea încălzită prin conducție; ''' - cedată exteriorului prin radiația suprafetelor limitatoare ale clădirii încălzite;
- $\alpha$  - coeficient de transfer al căldurii prin convecție;
- $\beta$  - mărime caracteristică a schimbătorului de căldură;
- $\varphi$  - "eficiență", "grad de încălzire" sau "randament intern" al schimbătorului de căldură;
- $\eta$  - randamentul: primul indice plasat jos: 1 - din primar; 2 - din secundar; c - convertorului static de frecvență variabilă; m - motorului electric de antrenare a pompei centrifuge; g - general al întregului lanț (pompa, motor de antrenare, convertor static de frecvență variabilă); p - pompă; n - în condiții nominale; al doilea indice plasat jos: 0,1,2,... - la diferite turații realizate;
- $\theta$  - temperatura superficială: primul indice plasat jos: int - a elementelor delimitatoare interioare; ext - a elementelor delimitatoare exterioare;

al doilea indice plasat jos: 0 - în momentul întreruperii totale a funcționării instalației de încălzire centrală;  $\tau$  - la un moment dat  $\tau$  după întreruperea totală a funcționării instalației de încălzire centrală;

$\Delta\theta$  - micșorarea temperaturii superficiale, unde indicii sunt aceeași ca și în cazul lui  $\theta$ ;

$\mu$  - mărime caracteristică a schimbătorului de căldură;

$\rho$  - densitatea agentului termic; indice plasat jos: 1 - primar; 2 - secundar;

$\tau$  - timpul de funcționare al instalației de încălzire;

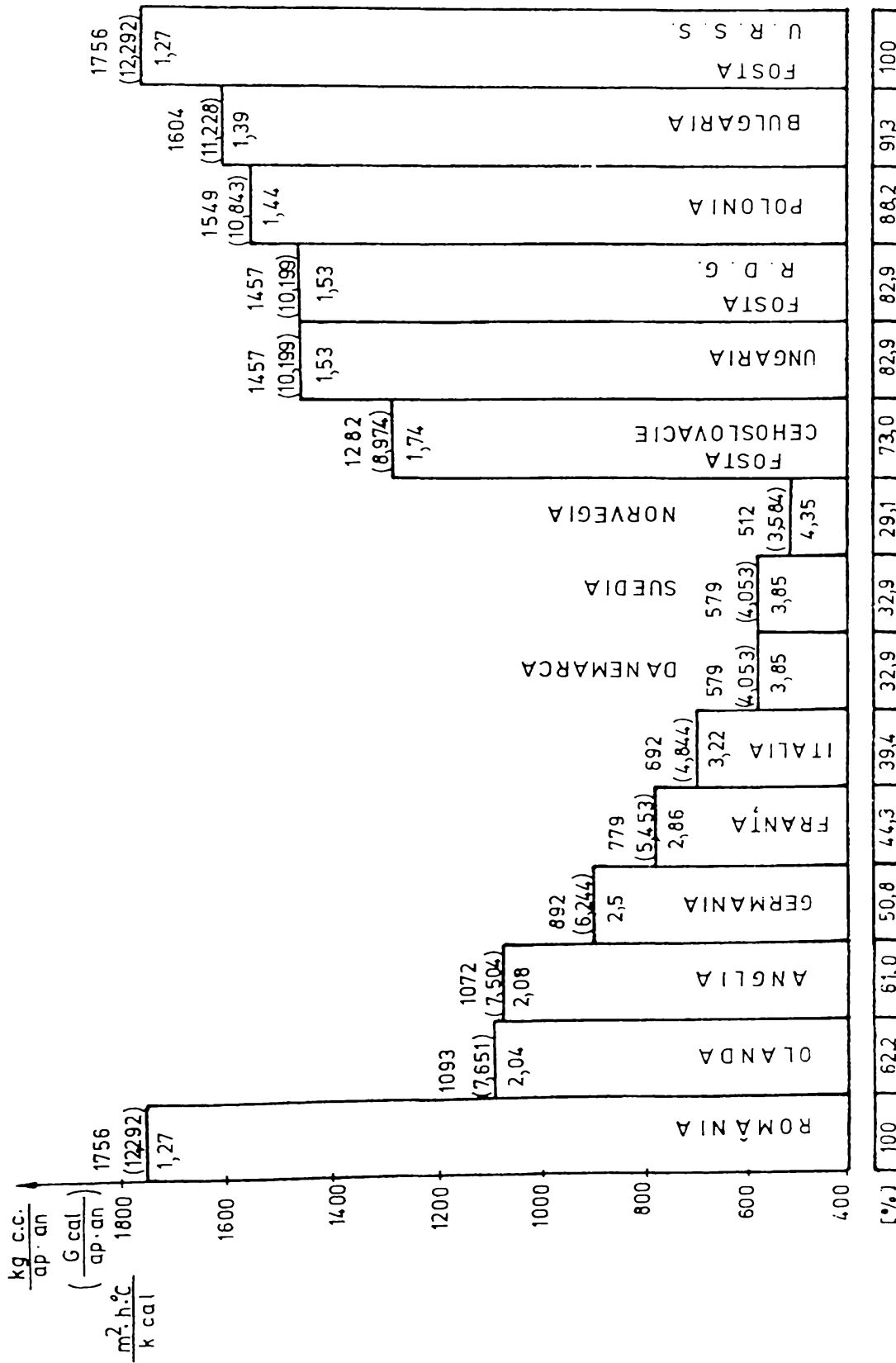


FIG. 2.7. Consumul de combustibil convențional (de căldură) / apartament de 3 camere / an, la nivelul anului 1989, pentru temperatura interioară de 20°C și temperatura exterioară de -15°C, unde rezistențele termice ale pereților exteriori au valorile 1,27 ... 4,35.

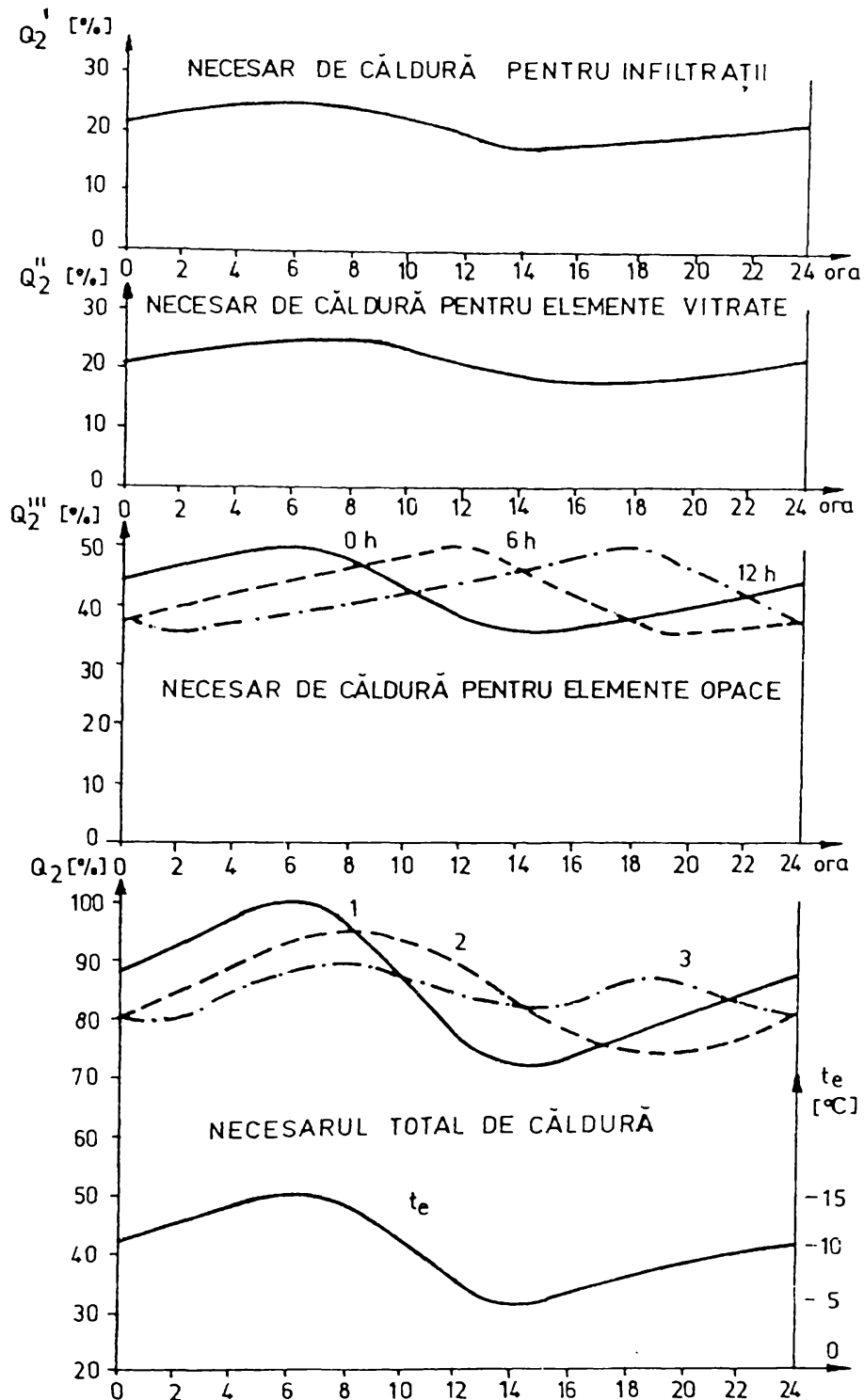
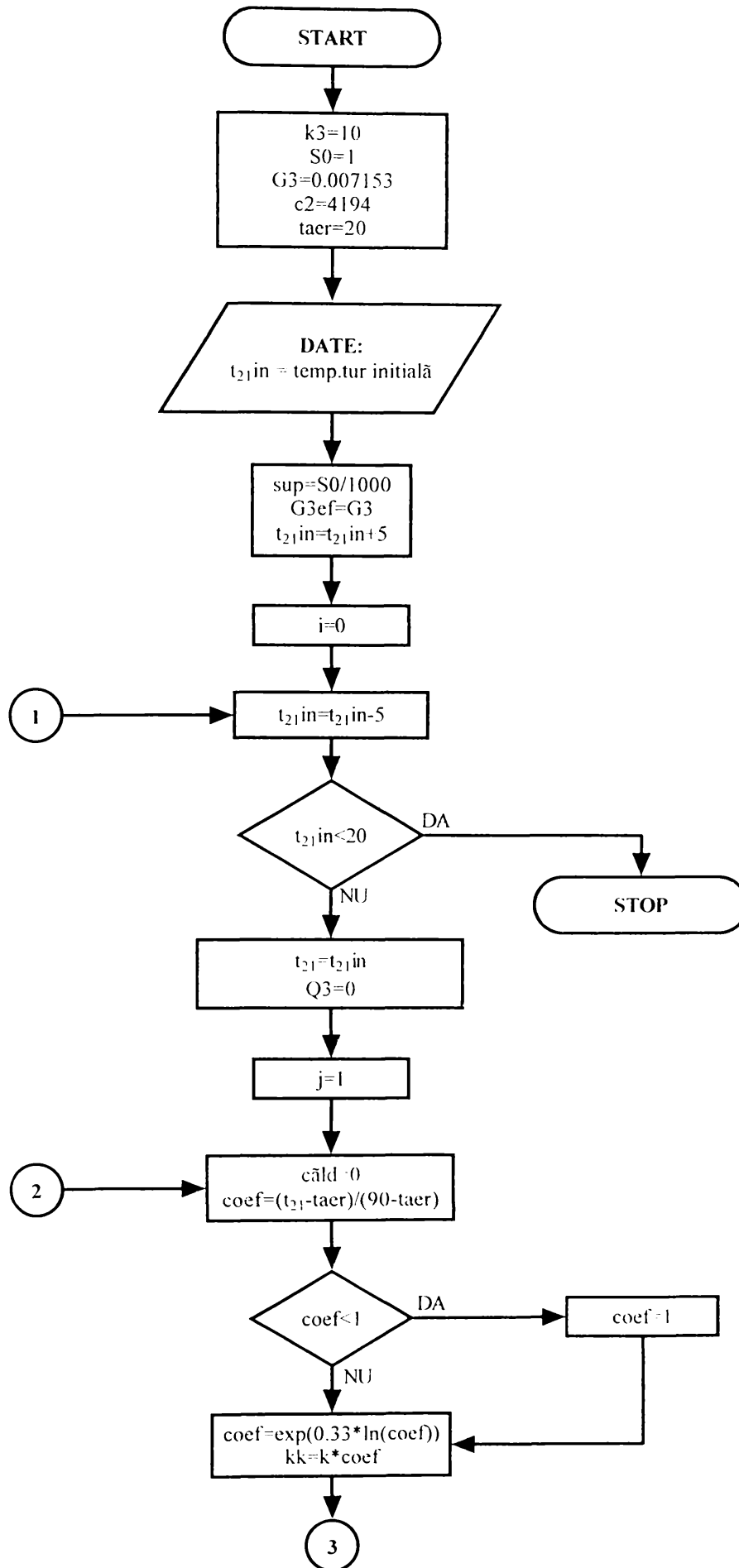


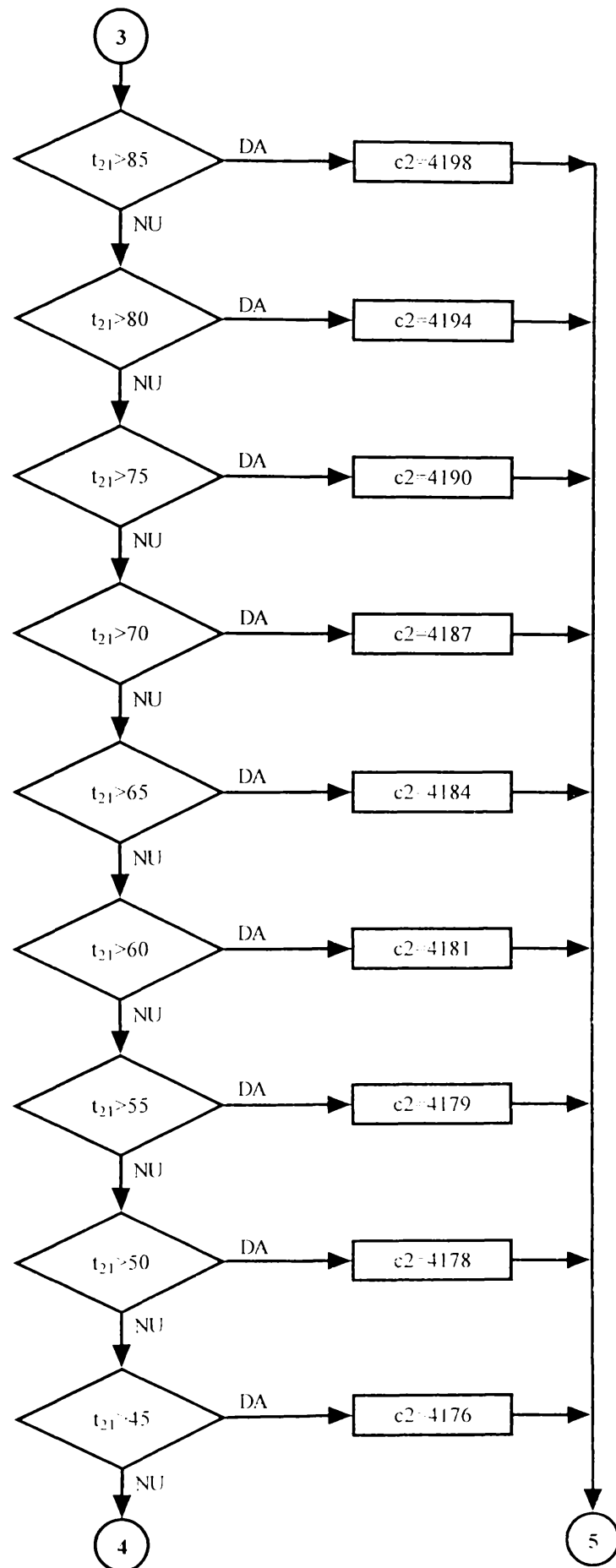
FIG. 2.8 Variația necesarului de căldură pentru încălzirea unei clădiri pe parcursul unei zile în funcție de elementele de închidere exterioară ale acesteia :

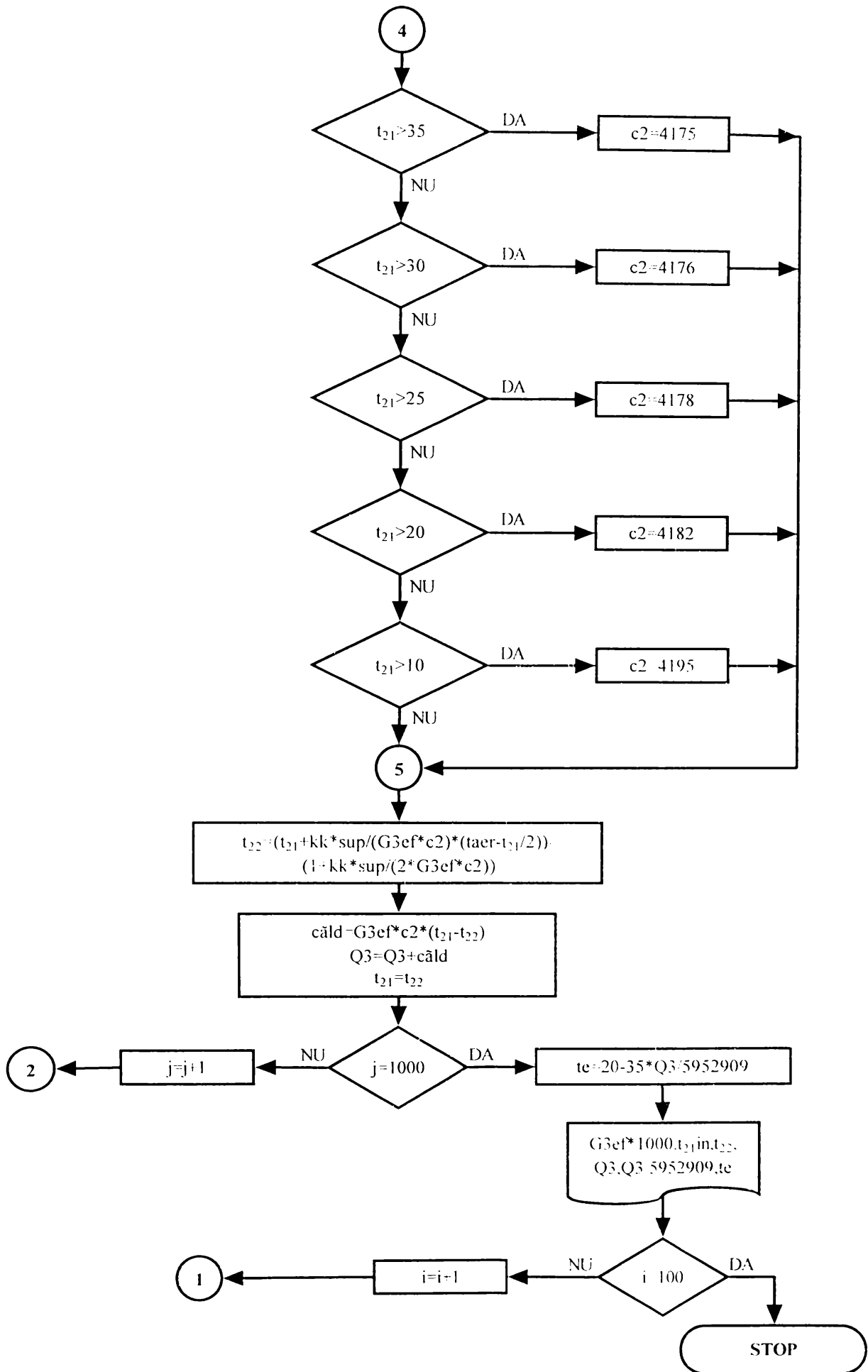
- 1- NECESARUL TOTAL DE CĂLDURĂ FĂRĂ NICI UN DEFAZAJ AL ELEMENTELOR COMPONENTE ;
- 2- IDEM, CU UN DEFAZAJ DE 2 ORE A ELEMENTELOR VITRATE ȘI 6 ORE A ELEMENTELOR OPACE ;
- 3- IDEM, CU 12 ORE LA ELEMENTELE OPACE



## SCHEMA LOGICĂ A PROGRAMULUI RAD1.PAS

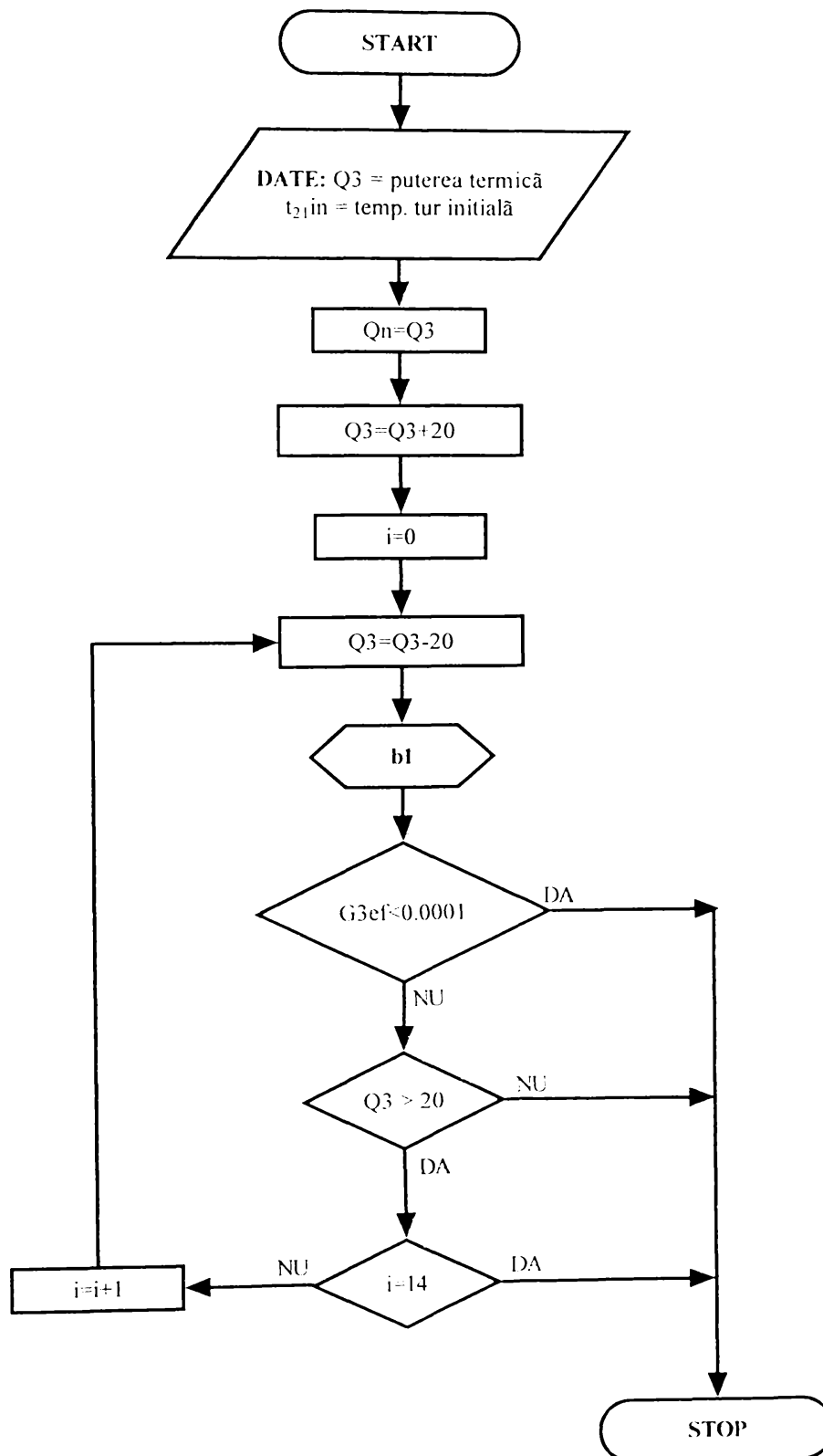


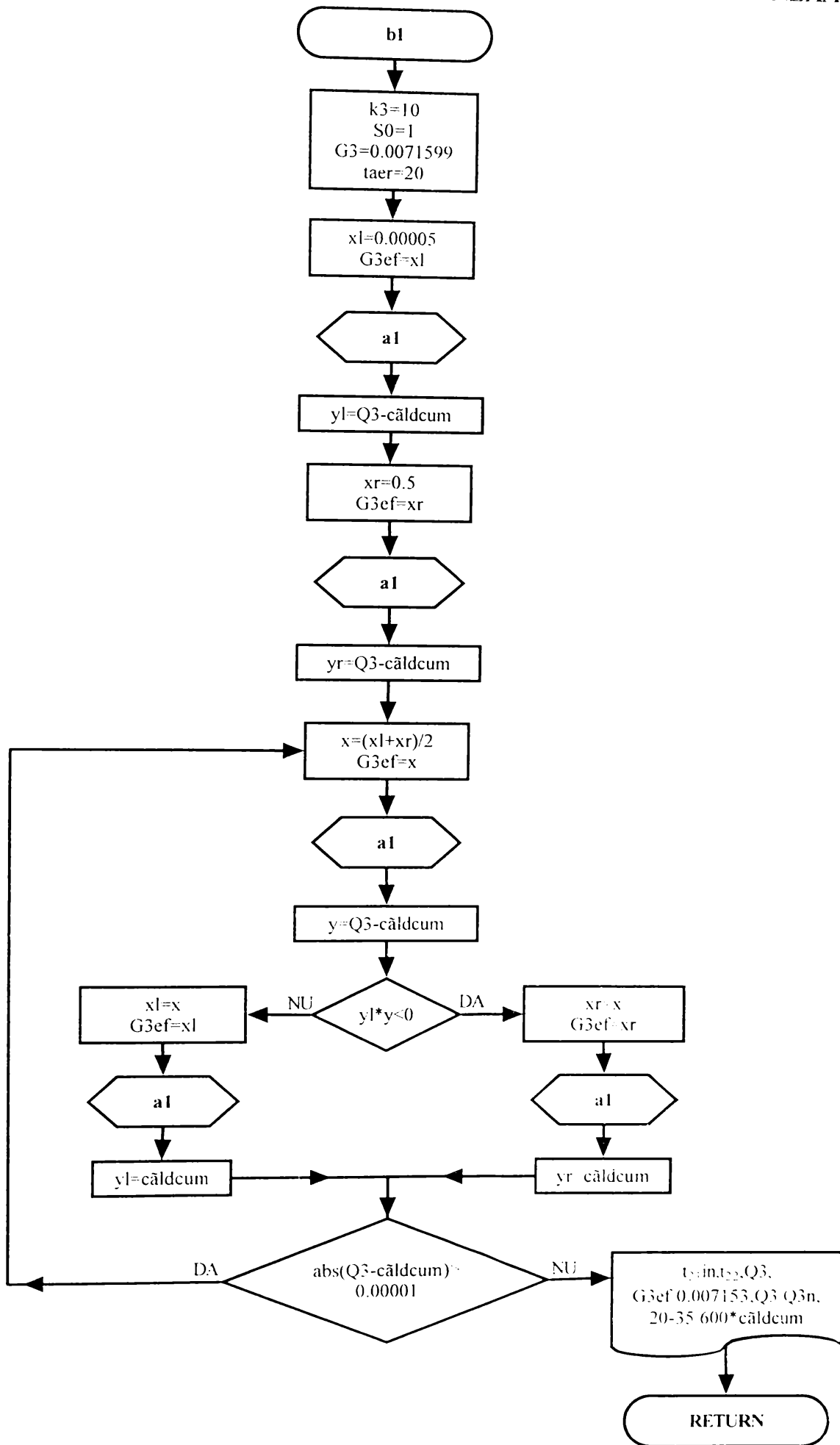


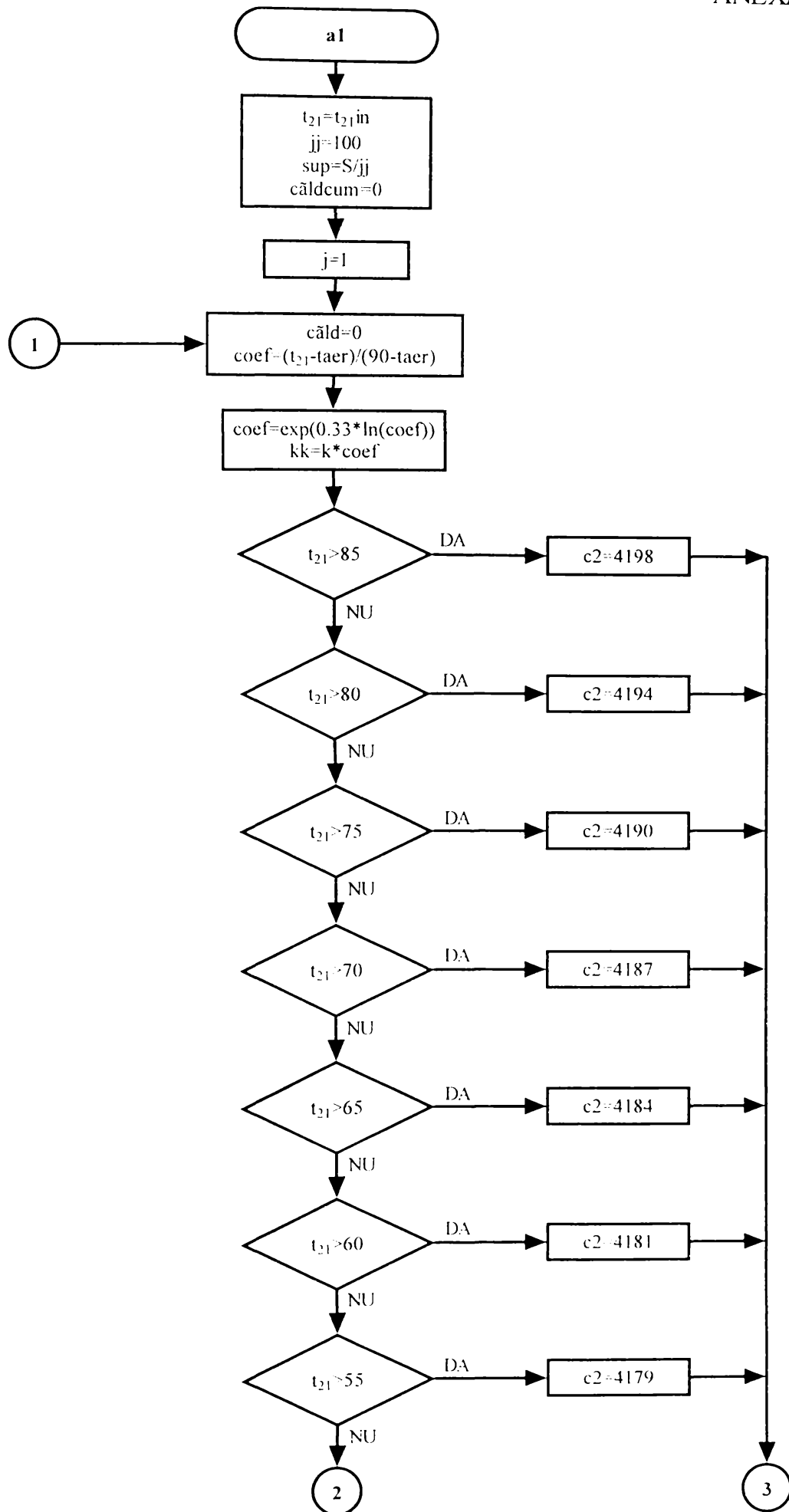


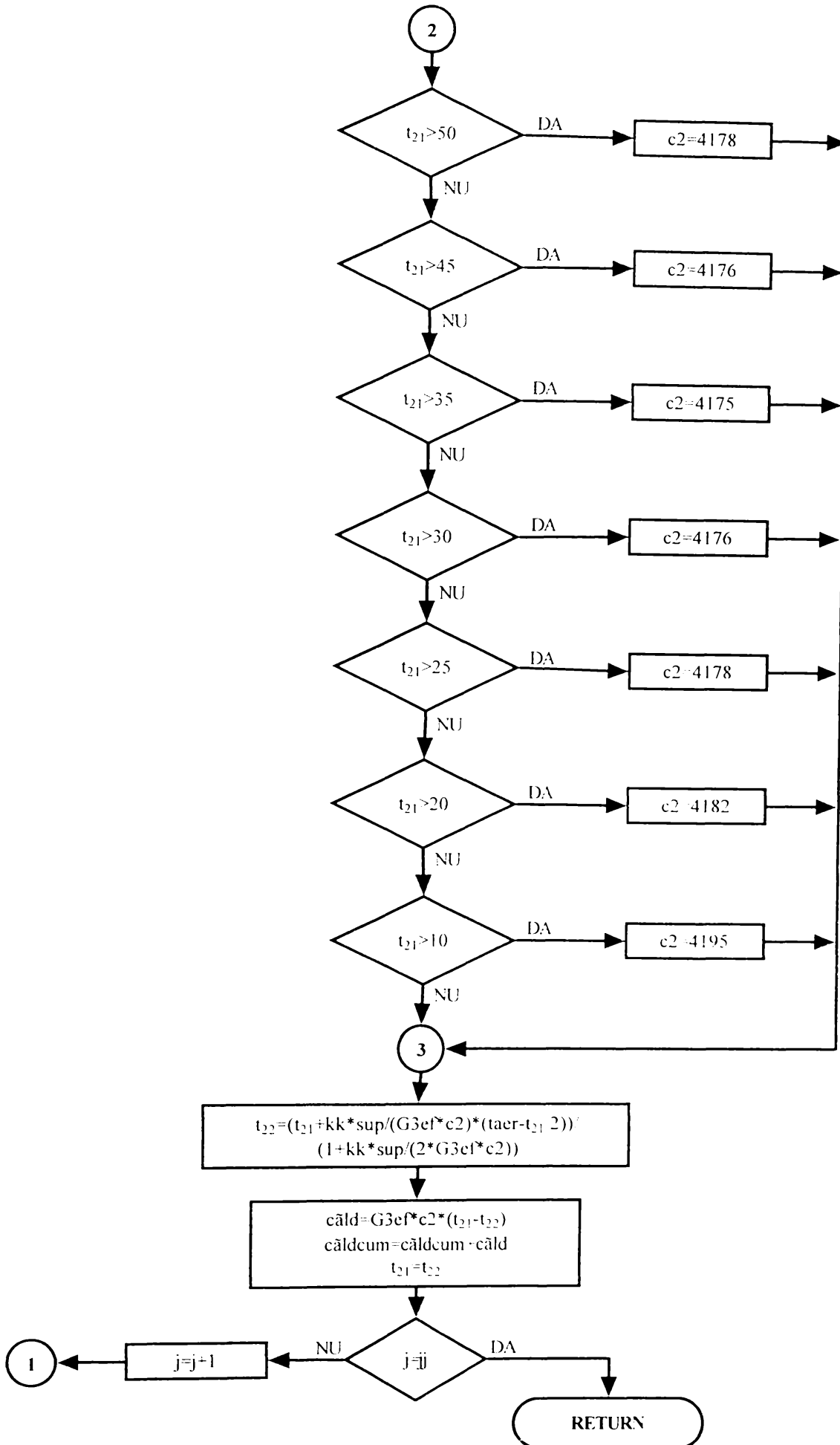
A9

## SCHEMA LOGICĂ A PROGRAMULUI RAD2.PAS

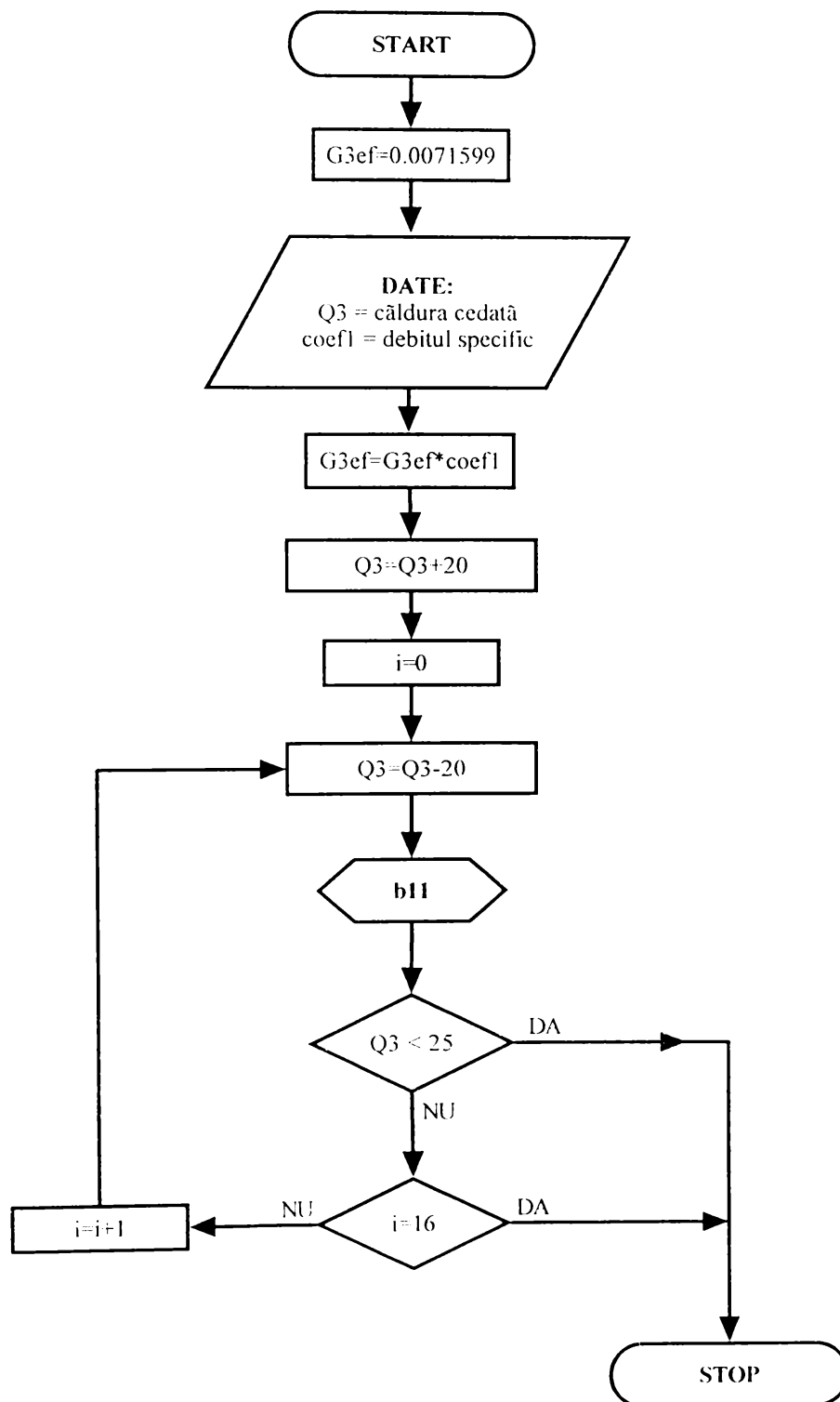




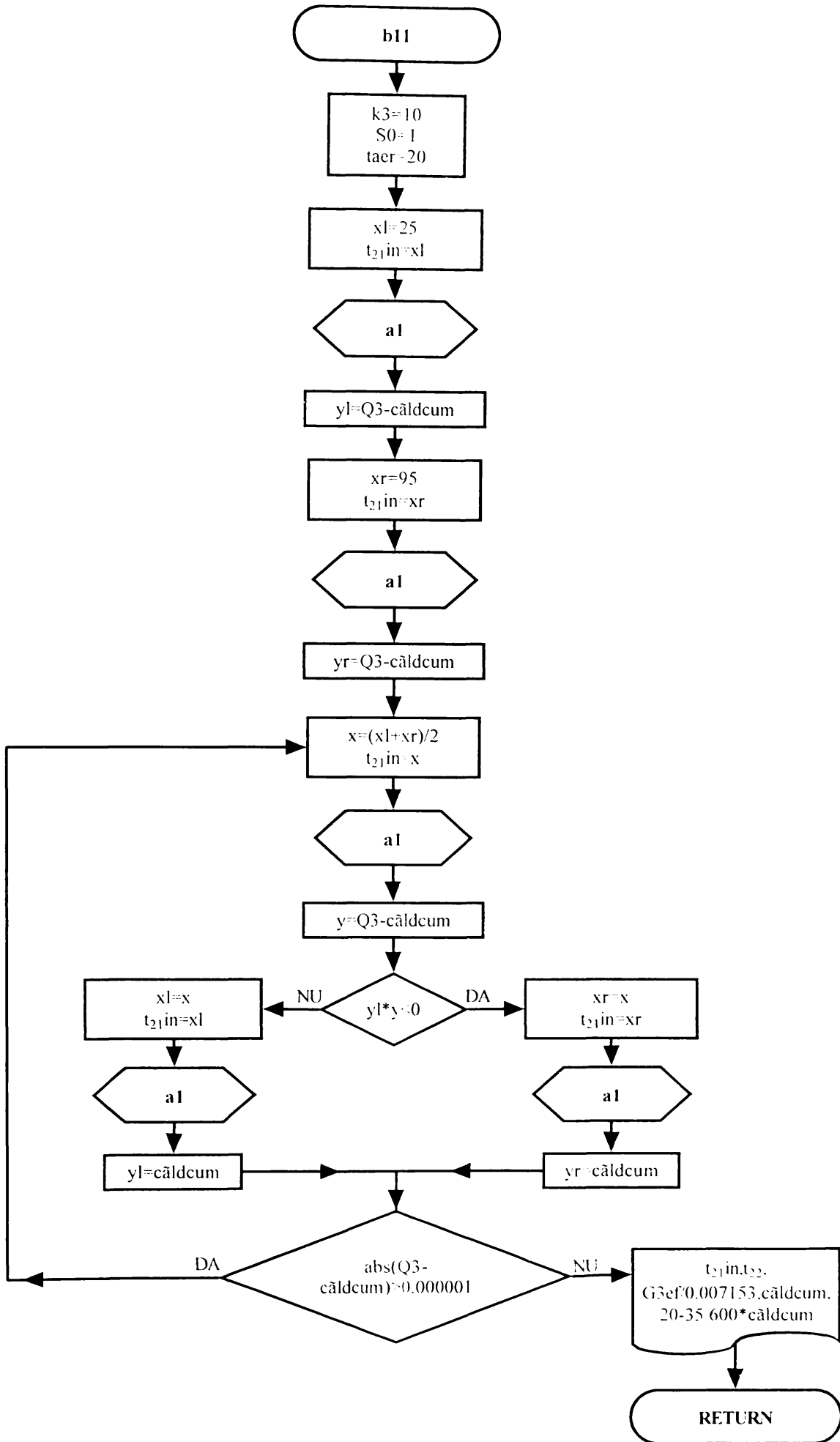


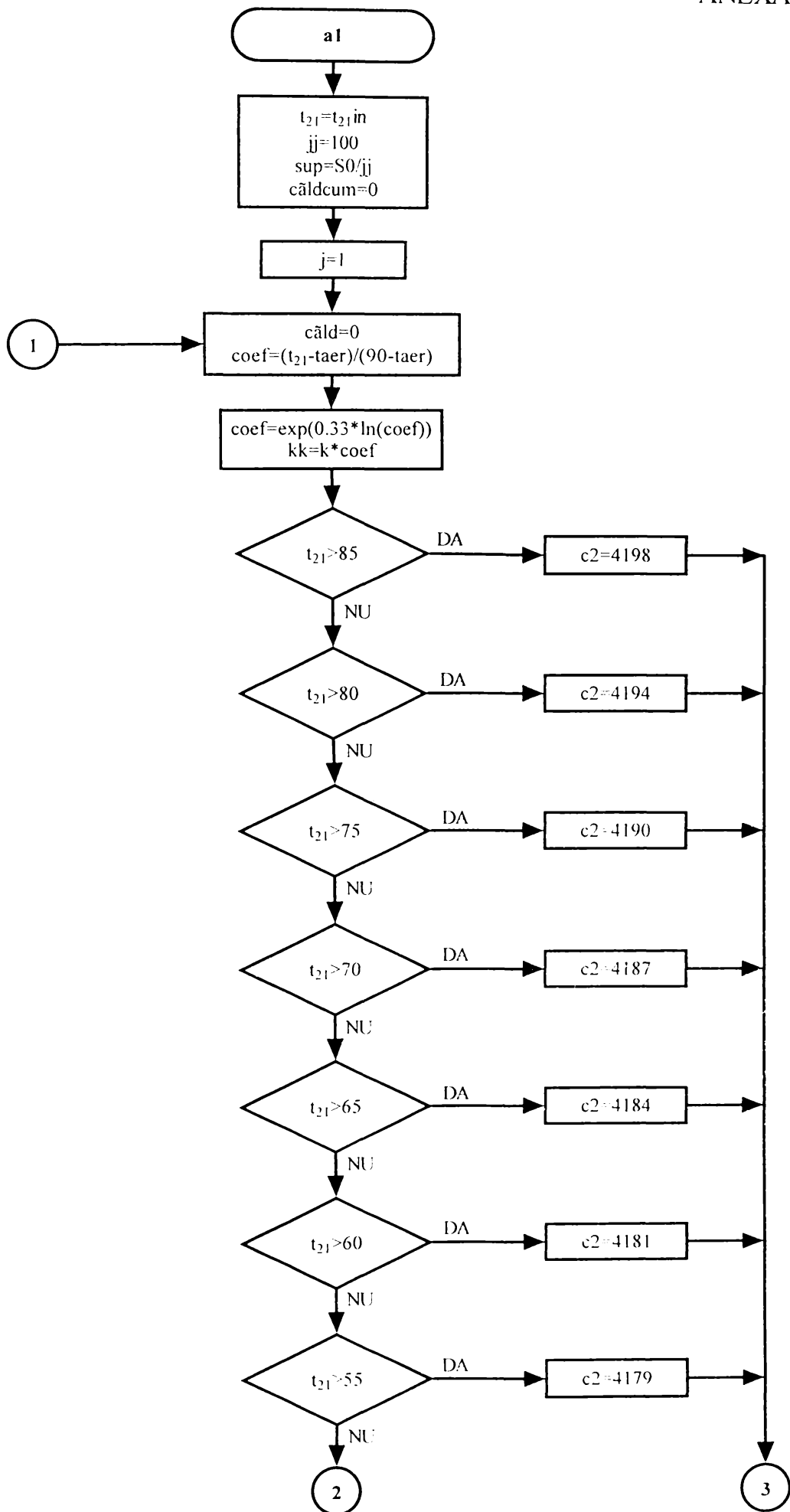


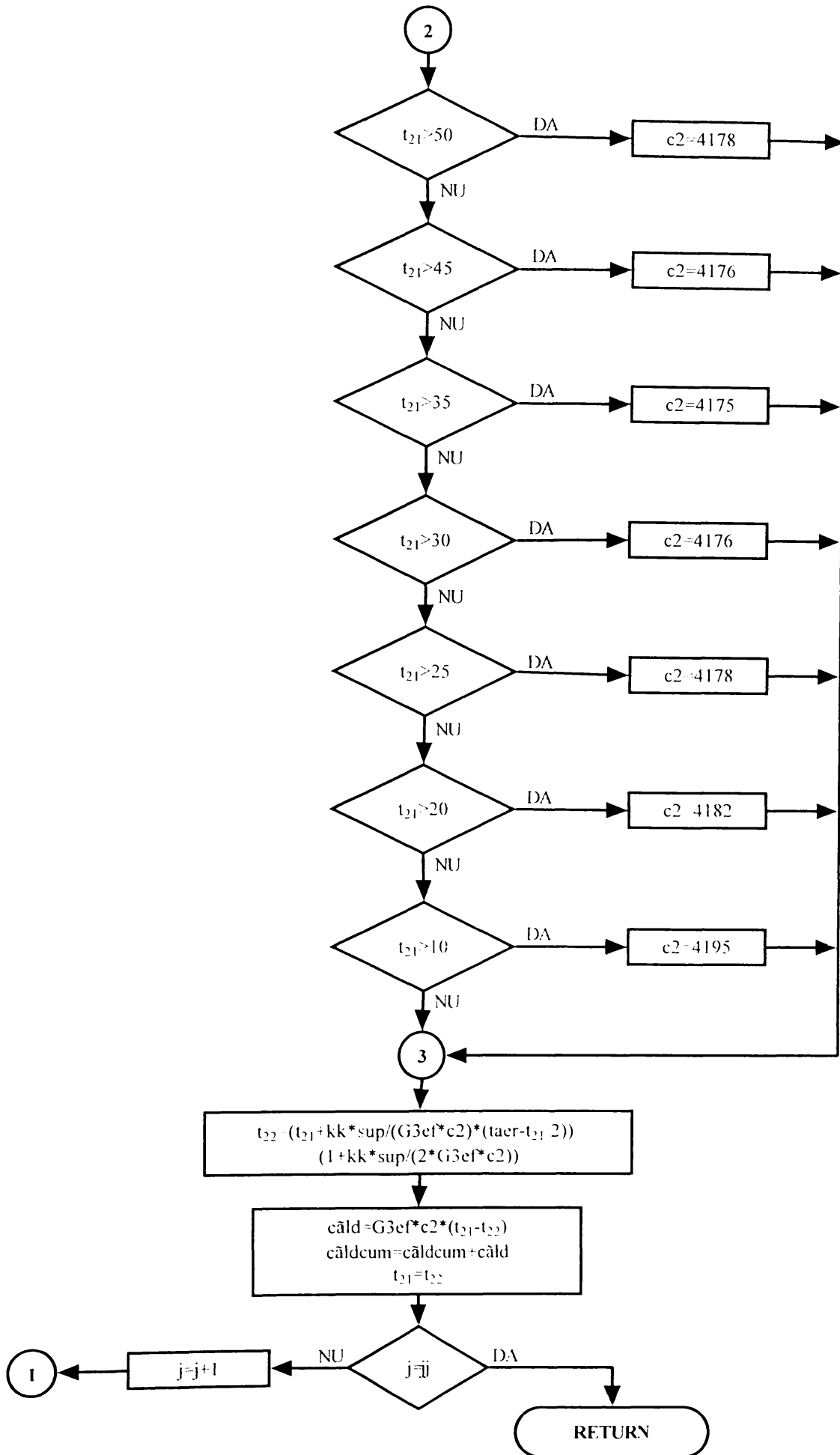
## SCHEMA LOGICĂ A PROGRAMULUI RAD3.PAS

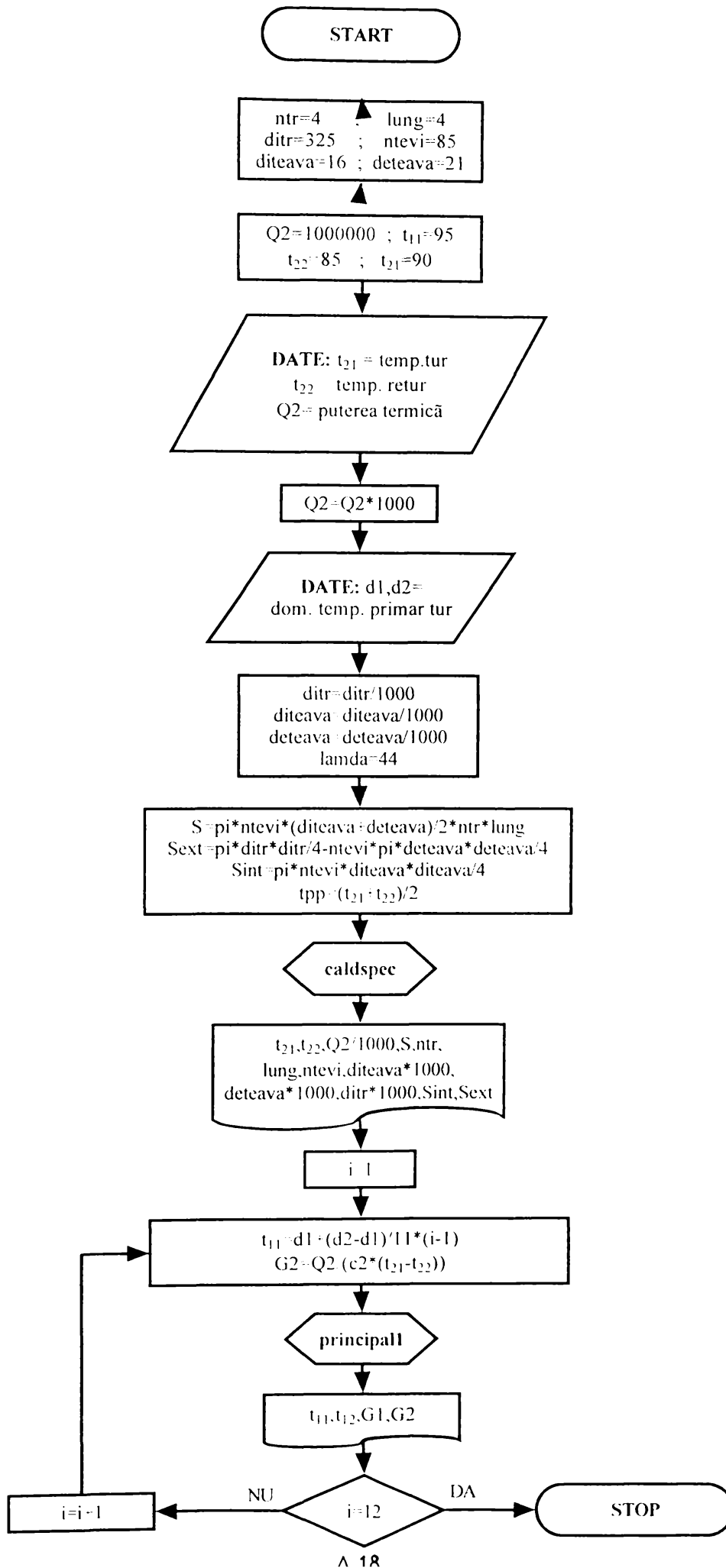


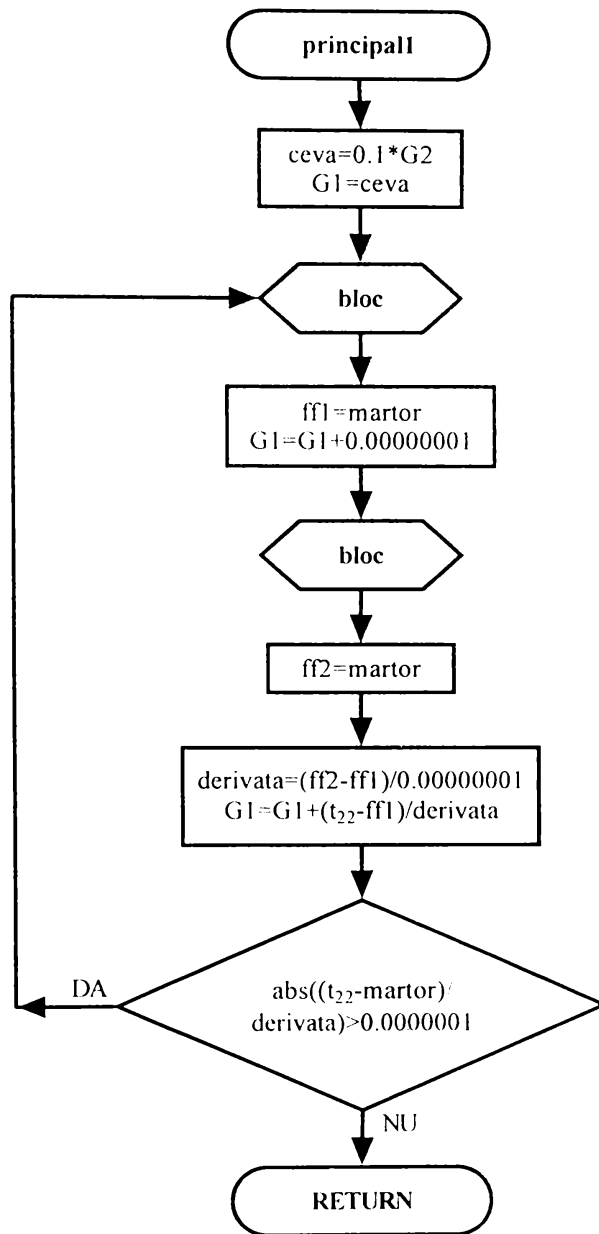


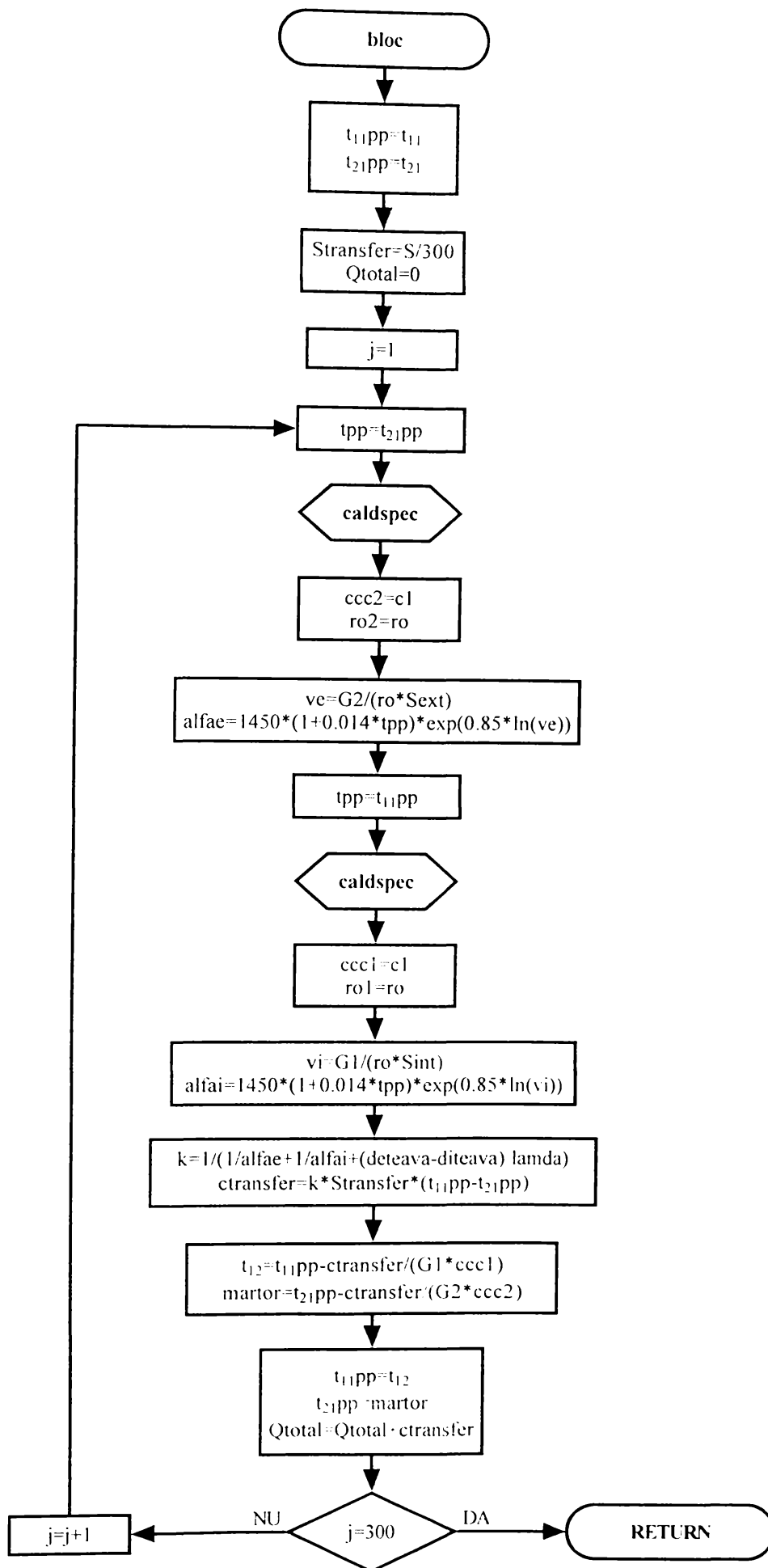


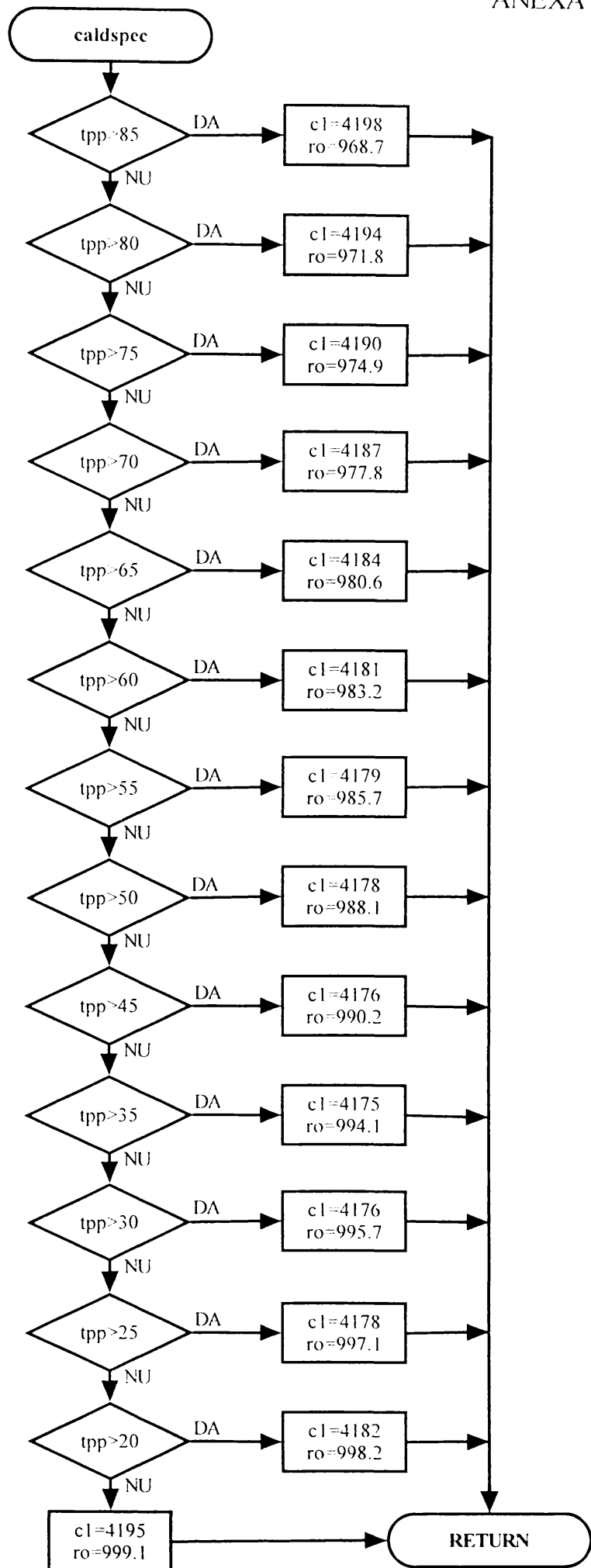












Tabelul 3.1

DIAGRAMA de REGLAJ  
in cazul reglajului clasic calitativ pur

Q3 mc/h /1000	t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	Q3 [W]	Q3/Q3n [ ]	te grade Celsius
7.1530	95.0000	73.6933	639.1232	1.0736	-17.5771
7.1530	90.0000	70.1487	595.2909	1.0000	15.0000
7.1530	85.0000	66.5552	552.6992	0.9285	-12.4953
7.1530	80.0000	62.9644	510.1235	0.8569	-9.9926
7.1530	75.0000	59.3763	467.5655	0.7854	-7.4904
7.1530	70.0000	55.7901	425.0174	0.7140	-4.9888
7.1530	65.0000	52.2064	382.4824	0.6425	-2.4880
7.1530	60.0000	48.6249	339.9649	0.5711	0.0118
7.1530	55.0000	45.0444	297.4561	0.4997	2.5111
7.1530	50.0000	41.4642	254.9465	0.4283	5.0105
7.1530	45.0000	37.8861	212.4489	0.3569	7.5091
7.1530	40.0000	34.3090	169.9593	0.2855	10.0073
7.1530	35.0000	30.7325	127.4742	0.2141	12.5052
7.1530	30.0000	27.1561	84.9892	0.1426	15.0031
7.1530	25.0000	23.5792	42.5010	0.0714	17.5012
7.1530	20.0000	20.0000	0.0000	0.0000	20.0000

Tabelul 3.2

DIAGRAMA de REGLAJ  
in cazul reglajului cantitativ pur

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	Q3 [W]	Q3/Q3n [ ]	Q3/Q3n [ ]	te grade Celsius
70.000	75.3075	500.00	1.361213	1.000000	-15.00
90.000	72.4683	580.00	1.103026	0.966667	-13.33
90.000	69.6663	560.00	0.918428	0.933333	-12.67
90.000	66.9021	540.00	0.779822	0.900000	-11.50
90.000	64.1782	520.00	0.671856	0.866667	-10.33
90.000	61.4961	500.00	0.585344	0.833333	-9.17
90.000	58.8582	480.00	0.514432	0.800000	-8.00
90.000	56.2666	460.00	0.455200	0.766667	-6.83
90.000	53.7239	440.00	0.404949	0.733333	-5.67
90.000	51.2328	420.00	0.361754	0.700000	-4.50
90.000	48.7956	400.00	0.324194	0.666667	-3.33
90.000	46.4156	380.00	0.291207	0.633333	-2.17
90.000	44.0962	360.00	0.261973	0.600000	-1.00
90.000	41.8407	340.00	0.235853	0.566667	0.17
90.000	39.6514	320.00	0.212362	0.533333	1.33

Tabelul 3.3

DIAGRAMA de REGLAJ  
in cazul reglajului cantitativ pur

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	Q3 [W]	Q3/Q3n [ ]	Q3/Q3n [ ]	te grade Celsius
90.000	89.1013	500.00	1.501385	1.000000	-9.17
90.000	66.0934	480.00	1.152390	0.960000	-8.00
90.000	63.1317	460.00	0.910670	0.920000	-6.83
90.000	60.2194	440.00	0.742968	0.880000	-5.67
90.000	57.3585	420.00	0.619701	0.840000	-4.50
90.000	54.5530	400.00	0.525204	0.800000	-3.33
90.000	51.8056	380.00	0.450390	0.760000	-2.17
90.000	49.1201	360.00	0.389622	0.720000	-1.00
90.000	46.4999	340.00	0.339239	0.680000	0.17
90.000	43.9502	320.00	0.296736	0.640000	1.33
90.000	41.4759	300.00	0.260351	0.600000	2.50
90.000	39.0828	280.00	0.228803	0.560000	3.67
90.000	36.7771	260.00	0.201142	0.520000	4.83
90.000	34.5661	240.00	0.176646	0.480000	6.00
90.000	32.4500	220.00	0.154750	0.440000	7.17



Tabelul 3.4

DIAGRAMA de REGLAJ  
in cazul reglajului cantitativ pur

t21	t22	Q3	G3/G3n	Q3/Q3n	te
grade Celsius	grade Celsius	[W]	[-]	[-]	grade Celsius
70.000	58.9449	380.00	1.149020	1.000000	2.17
70.000	55.7967	360.00	0.847412	0.947368	-1.00
70.000	52.7154	340.00	0.657747	0.894737	0.17
70.000	49.7058	320.00	0.527307	0.842105	1.33
70.000	46.7720	300.00	0.431970	0.789474	2.50
70.000	43.9217	280.00	0.359147	0.736842	3.67
70.000	41.1612	260.00	0.301601	0.684211	4.83
70.000	38.4989	240.00	0.254890	0.631579	6.00
70.000	35.9440	220.00	0.218136	0.578947	7.17
70.000	33.5072	200.00	0.183374	0.526316	8.33
70.000	31.2011	180.00	0.155234	0.473684	9.50
70.000	29.0407	160.00	0.130708	0.421053	10.67
70.000	27.0442	140.00	0.109054	0.368421	11.83
70.000	25.2326	120.00	0.089691	0.315789	13.00
70.000	23.6341	100.00	0.072164	0.263158	14.17

Tabelul 3.5

DIAGRAMA de REGLAJ  
in cazul reglajului cantitativ pur

t21	t22	Q3	G3/G3n	Q3/Q3n	te
grade Celsius	grade Celsius	[W]	[-]	[-]	grade Celsius
60.000	54.1996	300.00	1.730294	1.000000	2.50
60.000	50.7440	280.00	1.012099	0.933333	3.67
60.000	47.3791	260.00	0.689332	0.866667	4.83
60.000	44.1144	240.00	0.505592	0.800000	6.00
60.000	40.9599	220.00	0.386713	0.733333	7.17
60.000	37.9277	200.00	0.303283	0.666667	8.33
60.000	35.0319	180.00	0.241308	0.600000	9.50
60.000	32.2903	160.00	0.193277	0.533333	10.67
60.000	29.7233	140.00	0.154780	0.466667	11.83
60.000	27.3581	120.00	0.123052	0.400000	13.00
60.000	25.2276	100.00	0.096259	0.333333	14.17
60.000	23.3767	80.00	0.073111	0.266667	15.33
60.000	21.8609	60.00	0.052651	0.200000	16.50
60.000	20.7539	40.00	0.034110	0.133333	17.67
60.000	20.1365	20.00	0.016790	0.066667	18.83

Tabelul 3.6

DIAGRAMA de REGLAJ  
in cazul reglajului cantitativ pur

t21	t22	Q3	G3/G3n	Q3/Q3n	te
grade Celsius	grade Celsius	[W]	[-]	[-]	grade Celsius
50.000	49.6464	220.00	5.441210	1.000000	7.17
50.000	44.7644	200.00	1.278852	0.909091	8.33
50.000	41.0214	180.00	0.671217	0.818182	9.50
50.000	37.4373	160.00	0.426433	0.727273	10.67
50.000	34.0360	140.00	0.293633	0.636364	11.83
50.000	30.8485	120.00	0.209790	0.545455	13.00
50.000	27.9158	100.00	0.151600	0.454545	14.17
50.000	25.2929	80.00	0.108398	0.363636	15.33
50.000	23.0597	60.00	0.074551	0.272727	16.50
50.000	21.3296	40.00	0.046698	0.181818	17.67
50.000	20.2695	20.00	0.022516	0.090909	18.83

Tabelul 3.7

DIAGRAMA de REGLAJ  
in cazul reglajului cantitativ pur

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	Q3 [W]	G3/G3n [-]	Q3/Q3n [-]	te grade Celsius
40.000	32.9827	100.00	0.477151	1.000000	14.17
40.000	29.0496	80.00	0.244592	0.800000	15.33
40.000	25.5482	60.00	0.138980	0.600000	16.50
40.000	22.6440	40.00	0.077135	0.400000	17.67
40.000	20.6336	20.00	0.034560	0.200000	18.83

Tabelul 3.8

DIAGRAMA de REGLAJ  
in cazul reglajului cantitativ pur

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	Q3 [W]	G3/G3n [-]	Q3/Q3n [-]	te grade Celsius
35.000	32.4894	80.00	1.066739	1.000000	15.33
35.000	27.9285	60.00	0.284011	0.750000	16.50
35.000	23.9980	40.00	0.121672	0.500000	17.67
35.000	21.0734	20.00	0.048050	0.250000	18.83

Tabelul 3.9

DIAGRAMA DE REGLAJ  
in cazul reglajului calitativ-cantitativ

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	G3/G3n [-]	Q3 [W]	te grade Celsius
92.9202	72.9388	1.00	600.0000	-15.0000
90.9956	71.6763	1.00	580.0000	-13.8333
89.0580	70.4008	1.00	560.0000	-12.6667
87.1070	69.1111	1.00	540.0000	-11.5000
85.1419	67.8071	1.00	520.0000	-10.3333
83.1604	66.4884	1.00	500.0000	-9.1667
81.1631	65.1539	1.00	480.0000	-8.0000
79.1488	63.8023	1.00	460.0000	-6.8333
77.1159	62.4331	1.00	440.0000	-5.6667
75.0647	61.0456	1.00	420.0000	-4.5000
72.9925	59.6384	1.00	400.0000	-3.3333
70.8997	58.2098	1.00	380.0000	-2.1667
68.7837	56.7592	1.00	360.0000	-1.0000
66.6434	55.2846	1.00	340.0000	0.1667
64.4771	53.7842	1.00	320.0000	1.3333
62.2819	52.2560	1.00	300.0000	2.5000
60.0566	50.6977	1.00	280.0000	3.6667

Tabelul 3.10

-----  
 DIAGRAMA DE REGLAJ  
 in cazul reglajului calitativ-cantitativ

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	G3/G3n [-]	Q3 [W]	te grade Celsius
93.1897	71.3559	0.90	590.0000	-14.4167
91.2159	70.1181	0.90	570.0000	-13.2500
89.2288	68.8664	0.90	550.0000	-12.0833
87.2281	67.6008	0.90	530.0000	-10.9167
85.2131	66.3208	0.90	510.0000	-9.7500
83.1813	65.0256	0.90	490.0000	-8.5833
81.1332	63.7137	0.90	470.0000	-7.4167
79.0678	62.3849	0.90	450.0000	-6.2500
76.9833	61.0382	0.90	430.0000	-5.0833
74.8800	59.6726	0.90	410.0000	-3.9167
72.7550	58.2864	0.90	390.0000	-2.7500
70.6089	56.8767	0.90	370.0000	-1.5833
68.4387	55.4482	0.90	350.0000	-0.4167
66.2435	53.9928	0.90	330.0000	0.7500
64.0212	52.5108	0.90	310.0000	1.9167
61.7691	51.0000	0.90	290.0000	3.0833
59.4854	49.4575	0.90	270.0000	4.2500

Tabelul 3.11

-----  
 DIAGRAMA DE REGLAJ  
 in cazul reglajului calitativ-cantitativ

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	G3/G3n [-]	Q3 [W]	te grade Celsius
92.7193	63.9848	0.80	570.0000	-13.2500
90.6785	67.7711	0.80	550.0000	-12.0833
88.6235	66.5438	0.80	530.0000	-10.9167
86.5544	65.3021	0.80	510.0000	-9.7500
84.4697	64.0448	0.80	490.0000	-8.5833
82.3676	62.7712	0.80	470.0000	-7.4167
80.2486	61.4810	0.80	450.0000	-6.2500
78.1106	60.1730	0.80	430.0000	-5.0833
75.9534	58.8458	0.80	410.0000	-3.9167
73.7754	57.4984	0.80	390.0000	-2.7500
71.5754	56.1297	0.80	370.0000	-1.5833
69.3522	54.7382	0.80	350.0000	-0.4167
67.1034	53.3218	0.80	330.0000	0.7500
64.8281	51.8791	0.80	310.0000	1.9167
62.5226	50.4076	0.80	290.0000	3.0833
60.1858	48.9044	0.80	270.0000	4.2500
57.8140	47.3668	0.80	250.0000	5.4167

Tabelul 3.12

-----  
 DIAGRAMA DE REGLAJ  
 in cazul reglajului calitativ-cantitativ

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	G3/G3n [-]	Q3 [W]	te grade Celsius
92.5735	66.3939	0.70	550.0000	-12.0833
90.4472	65.2145	0.70	530.0000	-10.9167
88.3069	64.0200	0.70	510.0000	-9.7500
86.1517	62.8103	0.70	490.0000	-8.5833
83.9793	61.5850	0.70	470.0000	-7.4167
81.7904	60.3430	0.70	450.0000	-6.2500
79.5830	59.0831	0.70	430.0000	-5.0833
77.3550	57.8042	0.70	410.0000	-3.9167
75.1074	56.5056	0.70	390.0000	-2.7500
72.8372	55.1857	0.70	370.0000	-1.5833
70.5441	53.8429	0.70	350.0000	-0.4167
68.2255	52.4756	0.70	330.0000	0.7500
65.8803	51.0821	0.70	310.0000	1.9167
63.5055	49.6599	0.70	290.0000	3.0833
61.0990	48.2062	0.70	270.0000	4.2500
58.6580	46.7184	0.70	250.0000	5.4167
56.1790	45.1932	0.70	230.0000	6.5833

Tabelul 3.13

DIAGRAMA DE REGLAJ  
in cazul reglajului calitativ-cantitativ

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	G3/G3n [-]	Q3 [W]	te grade Celsius
91.8130	62.9276	0.60	520.0000	-10.3333
89.5684	61.7871	0.60	500.0000	-9.1667
87.3085	60.6315	0.60	480.0000	-8.0000
85.0325	59.4598	0.60	460.0000	-6.8333
82.7380	58.2706	0.60	440.0000	-5.6667
80.4252	57.0637	0.60	420.0000	-4.5000
78.0920	55.8376	0.60	400.0000	-3.3333
75.7378	54.5911	0.60	380.0000	-2.1667
73.3609	53.3228	0.60	360.0000	-1.0000
70.9601	52.0312	0.60	340.0000	0.1667
68.5333	50.7144	0.60	320.0000	1.3333
66.0788	49.3703	0.60	300.0000	2.5000
63.5938	47.9964	0.60	280.0000	3.6667
61.0759	46.5903	0.60	260.0000	4.8333
58.5220	45.1489	0.60	240.0000	6.0000
55.9283	43.6679	0.60	220.0000	7.1667
53.2905	42.1431	0.60	200.0000	8.3333

Tabelul 3.14

DIAGRAMA DE REGLAJ  
in cazul reglajului calitativ-cantitativ

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	G3/G3n [-]	Q3 [W]	te grade Celsius
91.7329	59.0606	0.50	490.0000	-8.5833
89.3253	57.9788	0.50	470.0000	-7.4167
86.9016	56.8809	0.50	450.0000	-6.2500
84.4602	55.7658	0.50	430.0000	-5.0833
81.9989	54.6326	0.50	410.0000	-3.9167
79.5183	53.4798	0.50	390.0000	-2.7500
77.0149	52.3062	0.50	370.0000	-1.5833
74.4889	51.1106	0.50	350.0000	-0.4167
71.9379	49.8912	0.50	330.0000	0.7500
69.3610	48.6455	0.50	310.0000	1.9167
66.7547	47.3720	0.50	290.0000	3.0833
64.1176	46.0683	0.50	270.0000	4.2500
61.4459	44.7311	0.50	250.0000	5.4167
58.7371	43.3571	0.50	230.0000	6.5833
55.9866	41.9421	0.50	210.0000	7.7500
53.1899	40.4812	0.50	190.0000	8.9167
50.3407	38.9681	0.50	170.0000	10.0833

Tabelul 3.15

DIAGRAMA DE REGLAJ  
in cazul reglajului calitativ-cantitativ

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	G3/G3n [-]	Q3 [W]	te grade Celsius
91.5912	54.0719	0.40	450.0000	-6.2500
88.9317	53.0718	0.40	430.0000	-5.0833
86.2552	52.0539	0.40	410.0000	-3.9167
83.5590	51.0172	0.40	390.0000	-2.7500
80.8416	49.9605	0.40	370.0000	-1.5833
78.1006	48.8818	0.40	350.0000	-0.4167
75.3360	47.7800	0.40	330.0000	0.7500
72.5447	46.6532	0.40	310.0000	1.9167
69.7258	45.4994	0.40	290.0000	3.0833
66.8756	44.3159	0.40	270.0000	4.2500
63.9925	43.0997	0.40	250.0000	5.4167
61.0720	41.8477	0.40	230.0000	6.5833
58.1108	40.5558	0.40	210.0000	7.7500
55.1041	39.2189	0.40	190.0000	8.9167
52.0457	37.8309	0.40	170.0000	10.0833
48.9278	36.3838	0.40	150.0000	11.2500
45.7395	34.8674	0.40	130.0000	12.4167

Tabelul 3.16

DIAGRAMA DE REGLAJ  
in cazul reglajului calitativ-cantitativ

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	G3/G3n [-]	Q3 [W]	te grade Celsius
84.4381	45.4907	0.30	350.0000	-0.4167
81.2950	44.5635	0.30	330.0000	0.7500
78.1272	43.6128	0.30	310.0000	1.9167
74.9319	42.6365	0.30	290.0000	3.0833
71.7066	41.6321	0.30	270.0000	4.2500
68.4498	40.5968	0.30	250.0000	5.4167
65.1575	39.5276	0.30	230.0000	6.5833
61.8251	38.4203	0.30	210.0000	7.7500
58.4488	37.2700	0.30	190.0000	8.9167
55.0227	36.0708	0.30	170.0000	10.0833
51.5392	34.8151	0.30	150.0000	11.2500
47.9882	33.4929	0.30	130.0000	12.4167
44.3557	32.0902	0.30	110.0000	13.5833
40.6223	30.5874	0.30	90.0000	14.7500
36.7587	28.9549	0.30	70.0000	15.9167
32.7141	27.1412	0.30	50.0000	17.0833
28.3862	25.0433	0.30	30.0000	18.2500

Tabelul 3.17

DIAGRAMA DE REGLAJ  
in cazul reglajului calitativ-cantitativ

t21 grade Celsius	t22 grade Celsius	G3/G3n [-]	Q3 [W]	te grade Celsius
78.1084	36.3458	0.20	250.0000	5.4167
74.0023	35.5715	0.20	230.0000	6.5833
69.8618	34.7637	0.20	210.0000	7.7500
65.6794	33.9183	0.20	190.0000	8.9167
61.4522	33.0296	0.20	170.0000	10.0833
57.1723	32.0903	0.20	150.0000	11.2500
52.8313	31.0911	0.20	130.0000	12.4167
48.4165	30.0193	0.20	110.0000	13.5833
43.9087	28.8568	0.20	90.0000	14.7500
39.2804	27.5748	0.20	70.0000	15.9167
34.4840	26.1246	0.20	50.0000	17.0833
29.4219	24.4081	0.20	30.0000	18.2500

Tabelul 3.18

DATE PENTRU PARAM. SCH. IN CONTRACURRENT

Temp. pe secundar = 90.00 / 75.31 grade ;  
 Putere termica = 600.00 Kw ;  
 Supraf transfer = 79.04 mp ;  
 Nr.trons: 4 ; L trons: 4 m; Tevi: 85 buc 16/ 21 ; Diam.trons :325 mm ;  
 Supraf in tevi = 0.017090 mp ; Supraf ext tevi = 0.053517 mp .

t11 = 100.00	t12 = 91.92	G1 = 17.690 Kg/s	G2 = 9.739 Kg/s
t11 = 102.73	t12 = 90.51	G1 = 11.685 Kg/s	G2 = 9.729 Kg/s
t11 = 105.45	t12 = 89.33	G1 = 8.857 Kg/s	G2 = 9.729 Kg/s
t11 = 108.18	t12 = 88.33	G1 = 7.194 Kg/s	G2 = 9.729 Kg/s
t11 = 110.91	t12 = 87.47	G1 = 6.092 Kg/s	G2 = 9.729 Kg/s
t11 = 113.64	t12 = 86.72	G1 = 5.304 Kg/s	G2 = 9.729 Kg/s
t11 = 116.36	t12 = 86.05	G1 = 4.710 Kg/s	G2 = 9.729 Kg/s
t11 = 119.09	t12 = 85.45	G1 = 4.245 Kg/s	G2 = 9.729 Kg/s
t11 = 121.82	t12 = 84.92	G1 = 3.870 Kg/s	G2 = 9.729 Kg/s
t11 = 124.55	t12 = 84.43	G1 = 3.563 Kg/s	G2 = 9.739 Kg/s
t11 = 127.27	t12 = 83.99	G1 = 3.303 Kg/s	G2 = 9.739 Kg/s
t11 = 130.00	t12 = 83.59	G1 = 3.080 Kg/s	G2 = 9.739 Kg/s

Tabelul 3.19

## DATE PENTRU PARAM. SCH. IN CONTRACURRENT

Temp. pe secundar = 80.00 / 60.22 grade ;  
 Putere termica = 440.00 Kw ;  
 Supraf transfer = 79.04 mp ;  
 Nr.trons: 4 ; L trons: 4 m; Tevi: 85 buc 16/ 21 ; Diam.trons :325 mm ;  
 Supraf in tevi = 0.017090 mp ; Supraf ext tevi = 0.053517 mp .

t11 = 100.00	t12 = 78.40	G1 = 4.853	Kg/s	G2 = 5.313	Kg/s
t11 = 102.73	t12 = 77.36	G1 = 4.128	Kg/s	G2 = 5.309	Kg/s
t11 = 105.45	t12 = 76.43	G1 = 3.609	Kg/s	G2 = 5.309	Kg/s
t11 = 108.18	t12 = 75.59	G1 = 3.214	Kg/s	G2 = 5.309	Kg/s
t11 = 110.91	t12 = 74.84	G1 = 2.904	Kg/s	G2 = 5.309	Kg/s
t11 = 113.64	t12 = 74.16	G1 = 2.655	Kg/s	G2 = 5.313	Kg/s
t11 = 116.36	t12 = 73.53	G1 = 2.447	Kg/s	G2 = 5.313	Kg/s
t11 = 119.09	t12 = 72.95	G1 = 2.272	Kg/s	G2 = 5.313	Kg/s
t11 = 121.82	t12 = 72.42	G1 = 2.122	Kg/s	G2 = 5.313	Kg/s
t11 = 124.55	t12 = 71.93	G1 = 1.992	Kg/s	G2 = 5.313	Kg/s
t11 = 127.27	t12 = 71.47	G1 = 1.878	Kg/s	G2 = 5.313	Kg/s
t11 = 130.00	t12 = 71.04	G1 = 1.778	Kg/s	G2 = 5.313	Kg/s

Tabelul 3.20

## DATE PENTRU PARAM. SCH. IN CONTRACURRENT

Temp. pe secundar = 70.00 / 52.72 grade ;  
 Putere termica = 340.00 Kw ;  
 Supraf transfer = 79.04 mp ;  
 Nr.trons: 4 ; L trons: 4 m; Tevi: 85 buc 16/ 21 ; Diam.trons :325 mm ;  
 Supraf in tevi = 0.017090 mp ; Supraf ext tevi = 0.053517 mp .

t11 = 100.00	t12 = 65.76	G1 = 2.368	Kg/s	G2 = 4.706	Kg/s
t11 = 102.73	t12 = 65.14	G1 = 2.155	Kg/s	G2 = 4.703	Kg/s
t11 = 105.45	t12 = 64.57	G1 = 1.982	Kg/s	G2 = 4.703	Kg/s
t11 = 108.18	t12 = 64.05	G1 = 1.837	Kg/s	G2 = 4.706	Kg/s
t11 = 110.91	t12 = 63.58	G1 = 1.713	Kg/s	G2 = 4.706	Kg/s
t11 = 113.64	t12 = 63.14	G1 = 1.605	Kg/s	G2 = 4.706	Kg/s
t11 = 116.36	t12 = 62.73	G1 = 1.511	Kg/s	G2 = 4.706	Kg/s
t11 = 119.09	t12 = 62.35	G1 = 1.429	Kg/s	G2 = 4.706	Kg/s
t11 = 121.82	t12 = 61.99	G1 = 1.355	Kg/s	G2 = 4.706	Kg/s
t11 = 124.55	t12 = 61.66	G1 = 1.289	Kg/s	G2 = 4.706	Kg/s
t11 = 127.27	t12 = 61.35	G1 = 1.230	Kg/s	G2 = 4.706	Kg/s
t11 = 130.00	t12 = 61.06	G1 = 1.176	Kg/s	G2 = 4.706	Kg/s

Tabelul 3.21

## DATE PENTRU PARAM. SCH. IN CONTRACURRENT

Temp. pe secundar = 60.00 / 47.38 grade ;  
 Putere termica = 260.00 Kw ;  
 Supraf transfer = 79.04 mp ;  
 Nr.trons: 4 ; L trons: 4 m; Tevi: 85 buc 16/ 21 ; Diam.trons :325 mm ;  
 Supraf in tevi = 0.017090 mp ; Supraf ext tevi = 0.053517 mp .

t11 = 100.00	t12 = 55.14	G1 = 1.333	Kg/s	G2 = 4.931	Kg/s
t11 = 102.73	t12 = 54.81	G1 = 1.295	Kg/s	G2 = 4.930	Kg/s
t11 = 105.45	t12 = 54.52	G1 = 1.218	Kg/s	G2 = 4.931	Kg/s
t11 = 108.18	t12 = 54.24	G1 = 1.150	Kg/s	G2 = 4.931	Kg/s
t11 = 110.91	t12 = 53.99	G1 = 1.090	Kg/s	G2 = 4.931	Kg/s
t11 = 113.64	t12 = 53.75	G1 = 1.036	Kg/s	G2 = 4.931	Kg/s
t11 = 116.36	t12 = 53.53	G1 = 0.987	Kg/s	G2 = 4.931	Kg/s
t11 = 119.09	t12 = 53.32	G1 = 0.943	Kg/s	G2 = 4.931	Kg/s
t11 = 121.82	t12 = 53.12	G1 = 0.903	Kg/s	G2 = 4.931	Kg/s
t11 = 124.55	t12 = 52.94	G1 = 0.866	Kg/s	G2 = 4.931	Kg/s
t11 = 127.27	t12 = 52.77	G1 = 0.832	Kg/s	G2 = 4.931	Kg/s
t11 = 130.00	t12 = 52.60	G1 = 0.801	Kg/s	G2 = 4.931	Kg/s

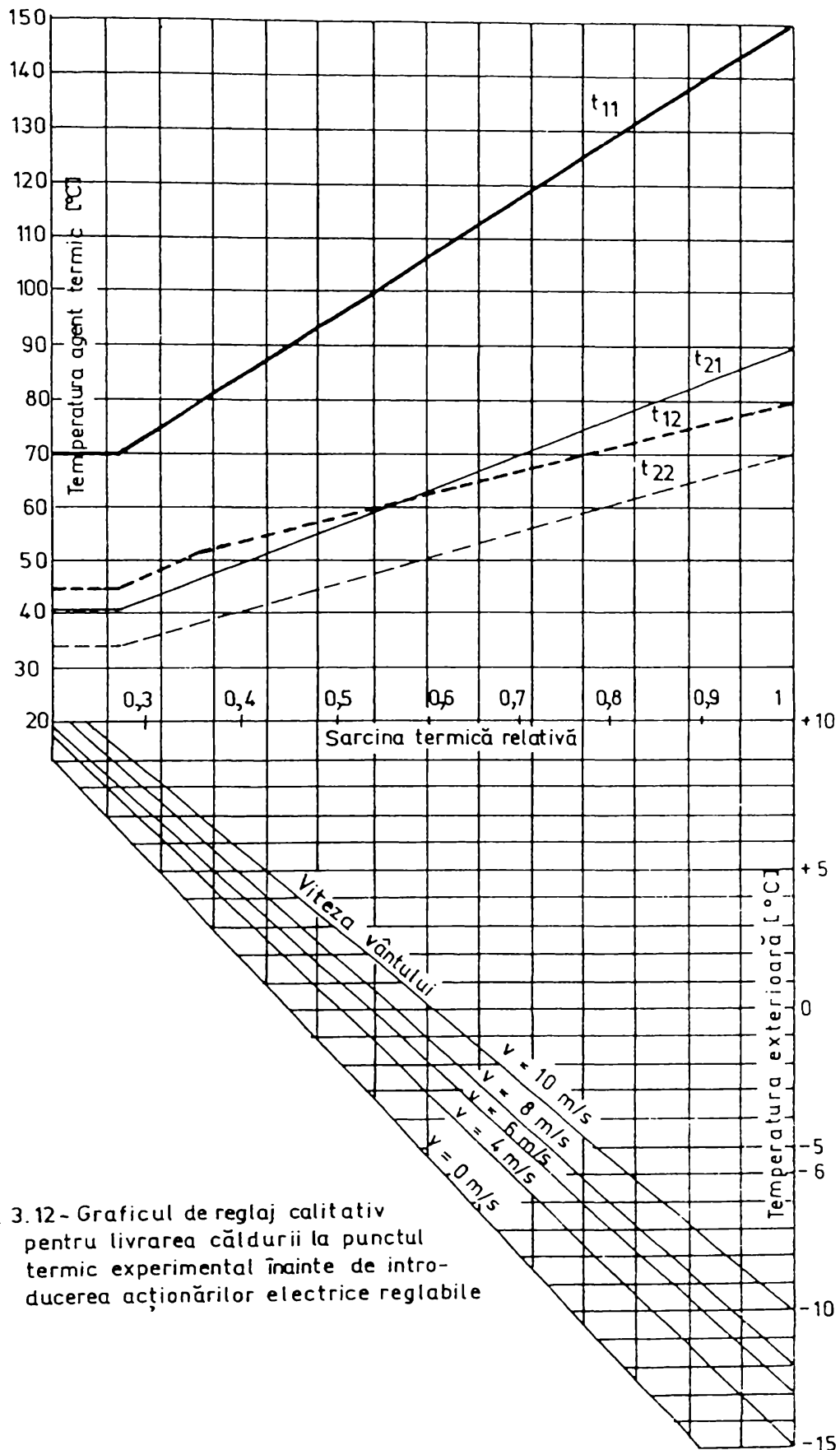
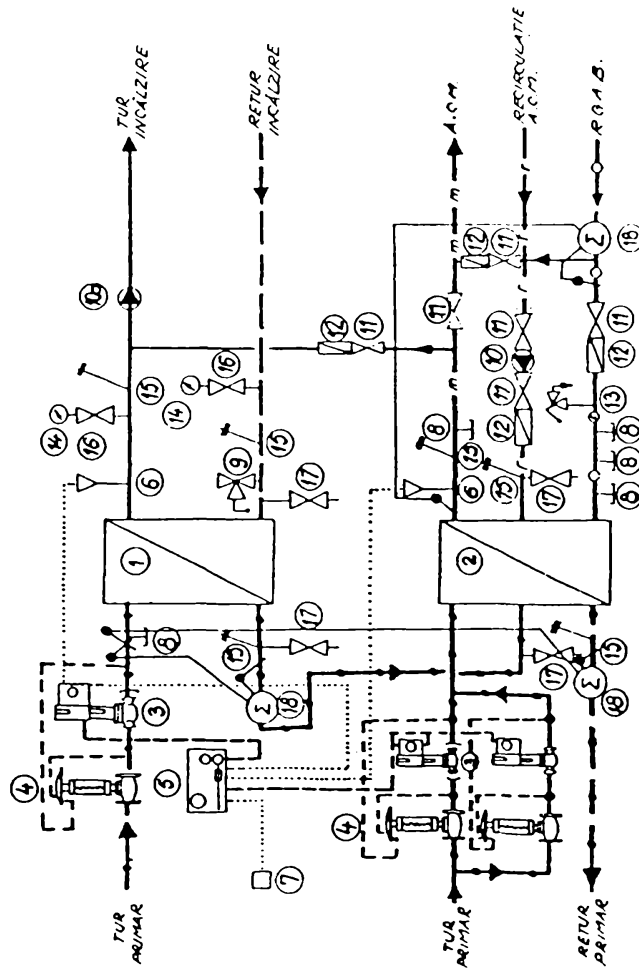


FIG. 3.12 - Graficul de reglaj calitativ pentru livrarea căldurii la punctul termic experimental înainte de introducerea acțiunilor electrice reglabile

MODERNIZAREA PT "SORA" - BUCUREȘTI

LEGENDA

- ① - Schimbător de căldură cu apă; pentru încălzire AUA-Laval (tip CB76)
- ② - Schimbător de căldură cu apă; pentru a.c.m.
- ③ - Schimbător de căldură cu apă; treapta I-a și treapta a-ii-a)
- ④ - Robinet cu servomotor (control tip ARTI)
- ⑤ - Regulator de presiune diferențială (tip IFD)
- ⑥ - Unitate de control (tip ECL 9600)
- ⑦ - Senzori de temperatură
- ⑧ - Senzor de temperatură exterioară tip ESMI
- ⑨ - Legătură blindată
- ⑩ - Robinet de umplere
- ⑪ - Pompa de recirculație a.c.m. tip Grundfos
- ⑫ - Pompa de circulație - agent termic încălzire (tip Grundfos)
- ⑬ - Robinet de închidere
- ⑭ - clapetă de reținere
- ⑮ - Supapă de siguranță
- ⑯ - Manometru
- ⑰ - Termometru
- ⑱ - Robinet pentru manometru
- ⑲ - Robinet de golire
- ⑳ : Contor de energie termică





**PROGRAME ÎN LIMBAJUL C DESTINATE ACHIZIȚIEI  
DATELOR MĂSURATE DE LA TRADUCTOARE ȘI  
TRANSMITERII DE COMENZI, UTILIZÂND PLACA DE  
INTERFAȚĂ ADA 1100**

- *Programul destinat citirii datelor măsurate de traductoare prin intermediul plăcii de interfață ADA 1100, precum și salvării datelor măsurate în fișierul date.mas este descris prin următoarele linii:*

```

/*****
/*
/*                                fisierul citeste.c                                */
*****/

#include "adc.h"
#include "mux.h"
#include <conio.h>

void scrie (float val)
{
    FILE *fp;
    if((fp=fopen("date.mas","a"))!=NULL)
        {
            fprintf(fp,"%f ",val);
            fclose(fp);
        }
    else
        printf("\n Nu poate fi deschis fisierul pentru date! \n");
}

void main(void)
{
    int board,channel,j,result;
    float volti;
    board=768; /* adresa de baza */
    for(j=1;j<10;j++)
        {
            for (channel=1;channel<9;channel++)
                {
                    mux(channel,board);
                }
        }
}

```

```

        result=adc(board);
        /* se aduc corectiile necesare */
        volti=(result-2048)*2.4414/1000;
        volti=volti*2.0;
        volti=volti+5.0;
        printf("%.4f ",(5+(resul-2048)*2.4414/1000)*2);
        scrie(volti);
    }
}
printf("\n");
}
getch();
}

```

- Programul destinat transmiterii de comenzi prin intermediul plăcii de interfață ADA 1100 este prezentat în cele ce urmează:

```

/*****
/*                                fisierul citeste.c                                */
*****/

/* Sunt utilizate canalele 1 si 2 ale placii ADA 1100. Placa se presupune
*/
/* mapata ca I/O la adresa de baza "board". */

#include <stdlib.h>
#include <conio.h>

main()
{
    int board, adata, bdata, amsb, bmsb, alsb, blsb;
    FILE *fp;
    clrscr();
    printf("Sunt activate canalele 1 si 2 ale ADA1100 \n");
    printf("\n");
    board=768; /* adresa de baza */
    if((fp=fopen("comenzi.pro","r"))!=NULL)
    {
        fscanf(fp,"%f ",&adata); /* citere comanda pt. canal 1 */
        fscanf(fp,"%f ",&bdata); /* citere comanda pt. canal 2 */
        fclose(fp);
    }
}

```

```

    }
else
    printf("\n Nu poate fi deschis fisierul pentru date! \n");
printf("\n");

/* Calculul celor patru biti de trimis catre registre */
x=div(adata,256);
amsb=x.quot;
alsb=adata-(amsb*256);
x=div(bdata,256);
bmsb=x.quot;
blsb=bdata-(bmsb*256);

/* Transmiterea celor patru biti catre registrele potrivite */
outportb(board+20,alsb);
outportb(board+21,amsb);
outportb(board+22,blsb);
outportb(board+23,bmsb);

/* Activarea ambelor canale( a si b)simultan pentru scrierea la */
/* aceste locatii. Datele trimise sint nerelevanta, actul scrierii */
/* la aceste locatii este cel ce activeaza iesirile. */
outportb(board+24,0);

}

```

- *Fişierele header necesare programelor descrise anterior sunt:*

```

/*****
/*                               */
/*          fisierul header mux.h          */
*****/

void mux (int input, int addr)
{
    outportb(input+addr-1,0);
}

/*****
/*                               */
/*          fisierul header adc.h          */
*****/

```

```
#include <stdio.h>
#include <dos.h>

adc (int addr)
{
    int msb, lsb, citire;
    outportb(addr+8,0);
    while ((inportb(addr+13))<128)
        {
            printf ("\n ***");
        }
    msb=(inportb(addr+8)*16);
    lsb=(inportb(addr+9)/16);
    citire=(msb+lsb)-2048;
    return(citire);
}
```