



UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA
FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ

DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE
Suport de curs

Ș.l.dr ing. Radu – Cristian DINU

DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE

Suport de curs

Ș.l.dr.ing. Radu – Cristian DINU

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

CUPRINS

Cap. 1. STRUCTURA SISTEMULUI DE TERMOFICARE, PRODUCERE, TRANSPORT, DISTRIBUȚIE	3
1.1. Elementele sistemelor centralizate de alimentare cu căldură	3
1.2. Natura și parametrii agenților termici de transport	4
1.3. Distribuția și siguranța alimentării cu căldură.....	6
Cap. 2. CONFORTUL CLĂDIRILOR	9
2.1. Noțiuni generale.....	9
2.2. Factori de confort termic	10
Cap.3. METODE DE EVALUARE A NECESARULUI DE CĂLDURĂ PENTRU ÎNCĂLZIRE ȘI APĂ CALDĂ DE CONSUM.....	14
3.1. Noțiuni generale despre necesarul de căldură în clădiri	14
3.2. Calculul necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum	14
3.3. Calculul necesarului de căldură pentru încălzire	15
Cap.4. CORPURI DE ÎNCĂLZIRE	26
4.1. Criterii de utilizare a corpurilor de încălzire și clasificarea corpurilor de încălzire.....	26
4.2. Alegerea, dimensionarea, amplasarea, montarea și racordarea corpurilor de încălzire	26
4.3. Radiatoare din elemente.....	29
4.4. Radiatoare - panou	32
4.5. Corpuri de încălzire tubulare	33
4.6. Radiatoare din țevă și tablă.....	36
4.7. Convectoare.....	36
Cap.5. SISTEME DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ A CLĂDIRILOR	38
5.1. Considerații generale privind sistemele de încălzire a locuințelor.....	38
5.2. Sisteme de încălzire cu apă caldă	40
5.3. Module termohidraulice	43
Cap.6. RACORDAREA INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE ȘI PREPARARE APĂ CALDĂ DE CONSUM.....	46
6.1. Generalități.....	46
6.2. Instalațiile punctelor termice.....	46
6.3. Puncte termice centralizate (PTC) în sisteme bitubulare închise cu o treaptă paralel pentru prepararea apei calde.....	47
6.4. Puncte termice centralizate (PTC) în sisteme bitubulare închise cu o treaptă serie pentru prepararea apei calde.....	49
6.5. Puncte termice centralizate în sistem închis două trepte mixt serie - paralel.....	50
6.6. Puncte termice centralizate în sistem închis două trepte serie – serie.....	52
6.7. Puncte termice centralizate (PTC) în sisteme bitubulare deschise.....	53
Cap.7. REȚELE TERMICE. CLASIFICARE ȘI MONTARE.....	54
7.1. Tipuri de rețele termice și de termoficare	54
7.2. Montarea rețelelor termice și de termoficare.....	57
7.3. Elemente componente și descrierea rețelelor termice.....	58
7.4. Calculul termic al rețelelor termice.....	64
7.5. Calculul hidraulic al rețelelor termice.....	71
BIBLIOGRAFIE.....	76

1. STRUCTURA SISTEMULUI DE TERMIFICARE, PRODUCERE, TRANSPORT, DISTRIBUȚIE

1.1. Elementele sistemelor centralizate de alimentare cu căldură

Ansamblul instalațiilor de producere combinată a energiei electrice și termice, precum și instalațiile de transport, de distribuție și de utilizare a căldurii constituie **un sistem centralizat de alimentare cu căldură**.

În general, structura sistemelor centralizate de alimentare cu căldură, depinde de tipul acestora, putând fi clasificate după natura necesarurilor de căldură acoperite în:

- sisteme centralizate de alimentare cu căldură urbane;
- sisteme centralizate de alimentare cu căldură industriale;
- sisteme centralizate de alimentare cu căldură mixte (urbane și industriale).

Sistemele centralizate de alimentare cu căldură, indiferent de tipul lor, cuprind (figura 1.1):

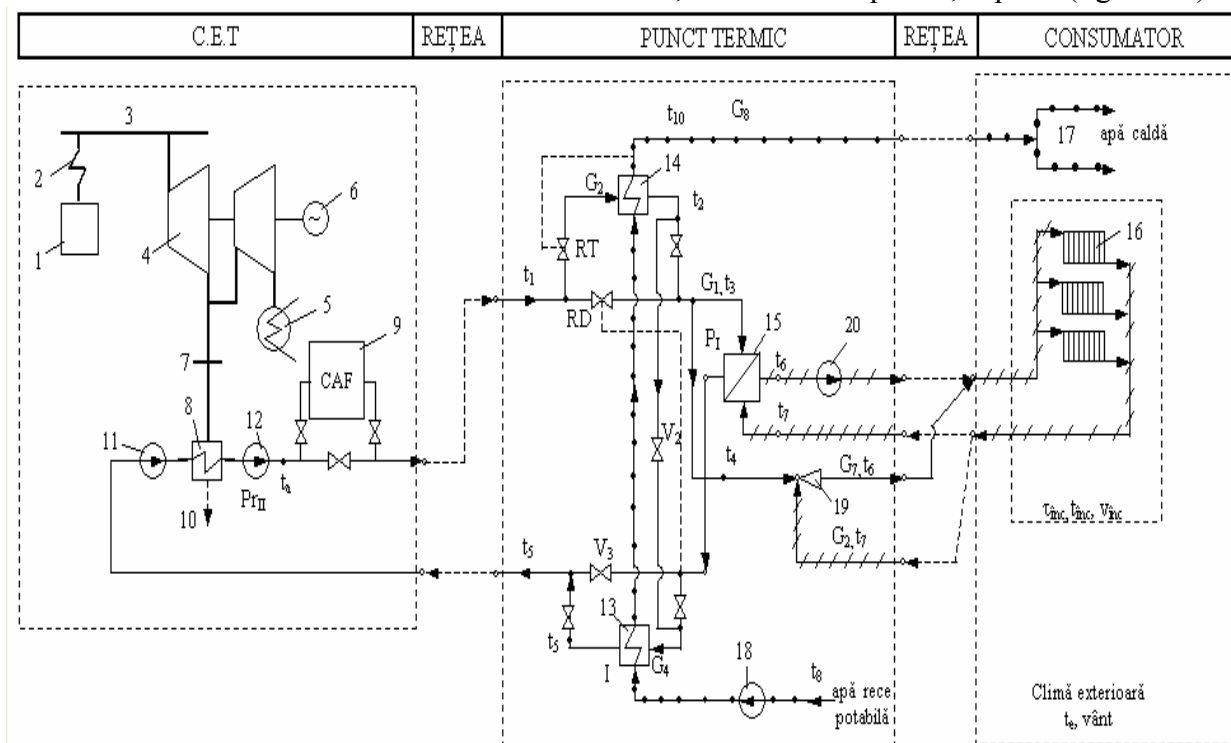


Figura 1.1. Schema de principiu a unui sistem de termoficare: 1 – cazan; 2 – supraîncălzitor de abur; 3 – bara de abur viu; 4 – turbine cu priză pentru termoficare urbană; 5 – condensator; 6 – generator electric; 7 – bară colectoare abur joasă presiune pentru termoficare urbană (0,5...2,5 bar); 8 – schimbător de bază într-o treaptă; 9 – cazan de apă fierbinte; 10 – colectoare puncte joase; 11 – pompe de rețea treapta I; 12 – pompe de rețea treapta a II-a; 13 – schimbător de căldură pentru prepararea apei calde treapta I; 14 - schimbător de căldură pentru prepararea apei calde treapta a II-a; 15 – preîncălzitor încălzire treapta I; 16 – consumatori de căldură pentru încălzire; 17 – consumatori de apă caldă; 18 – pompă apă rece potabilă; 19 – hidroelevator; 20 – pompă circulație agent termic pentru încălzire

Conform schemei simplificate din figura 1.1, principalele părți componente ale unui sistem de termoficare sunt:

- a) **Sursa de energie termică**, care poate fi, după caz: *centrală electrică de termoficare (CET)* sau *centrală termică (CT)* dotate eventual cu instalații de valorificare a resurselor energetice secundare industriale sau a deșeurilor menajere;
- b) **Rețeaua de termoficare** formată din totalitatea magistrelor de transport și din conductele de distribuție, inclusiv derivațiile spre consumatori;
- c) **Punctele termice** utilizate în scopul cedării căldurii către instalațiile consumatorilor, ele reprezentând elementele de legătură dintre acestea și rețeaua de termoficare;
- d) **Instalațiile consumatorilor**, numai în măsura în care, datorită legăturilor hidraulice directe, devin elemente ale sistemului de termoficare propriu-zis.
- f) **Stațiile termice urbane, stațiile intermediare de pompare, transformatoarele de abur, stațiile de epurare și pompare a condensatului returnat la centrala sau centralele de termoficare.**

1.2. Natura și parametrii agenților termici de transport

Natura agentului termic folosit în sistemele de alimentare cu căldură diferă în funcție de felul sursei, precum și de tipul și necesitățile consumatorilor, putând fi utilizat:

- abur de presiune medie (6...15) bar;
- apă fierbinte cu temperatura nominală peste 115°C;
- apă caldă cu temperatura nominală de maxim 115°C.

1.2.1. Natura agentului termic în cazul sistemelor centralizate de alimentare cu căldură urbană

În cazul sistemelor de termoficare urbană, nivelul termic cerut de consumatorii de căldură, 90...95°C – pentru încălzire și 50...60°C – pentru apa caldă de consum, nu impune utilizarea aburului drept agent termic de transport. Utilizarea apei fierbinți ca agent termic de transport prezintă atât unele avantaje cât și unele dezavantaje în comparație cu aburul:

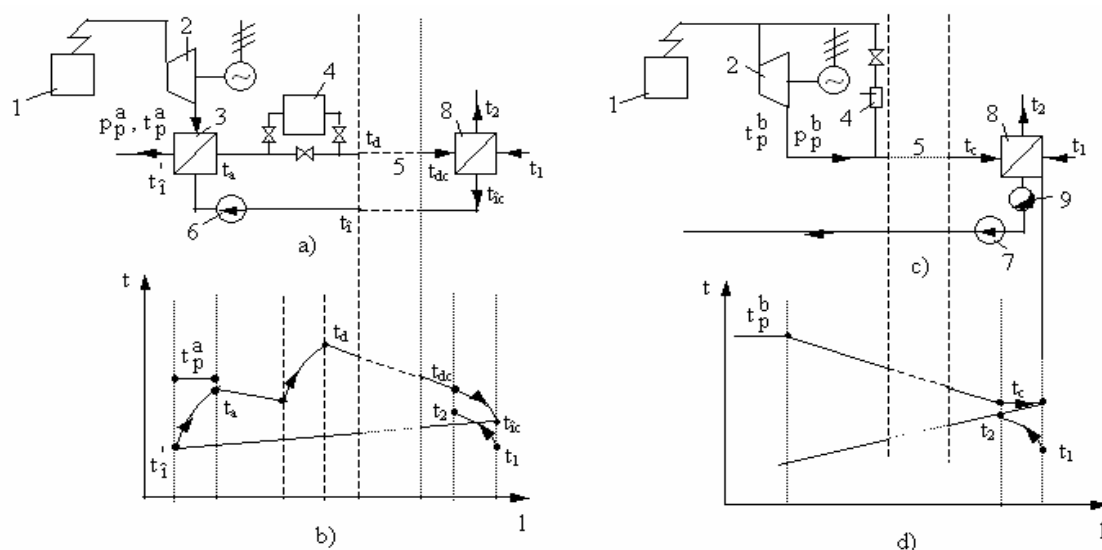


Figura 1.2. Schemele de principiu ale sistemelor centralizate de alimentare cu căldură și variația temperaturilor în rețea în cazul utilizării celor doi agenți termici (abur și apă fierbinte) de transport:
a) schema sistemului de termoficare folosind apă fierbinte; b) variația temperaturii în rețeaua de termoficare cu apă fierbinte; c) schema sistemului de termoficare folosind abur; d) variația temperaturii de saturație în rețeaua de termoficare cu abur; 1 – cazan; 2 – turbină; 3 – instalație de bază pentru livrarea căldurii; 4 – instalație de vârf pentru livrarea căldurii; 5 – rețea de termoficare; 6 – pompă de rețea; 7 – pompă de condensat; 8 – instalație consumatoare; 9 – separator de condensat

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.L.dr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	---

Avantaje:

1. producția specifică de energie electrică pe unitatea de căldură livrată orar sau anual în rețeaua de transport este mai mare în comparație cu utilizarea agentului termic sub formă de abur (figura 1.2). Acest lucru se datorează faptului că presiunea până la care se poate destinde aburul depinde numai de nivelul termic până la care trebuie încălzită apa în instalația de bază t_a și de coeficientul de termoficare.
2. Permite păstrarea în circuitul termic al CET a întregii cantități de condensat, lucru deosebit de important deoarece ciclurile CET moderne au parametrii inițiali mai ridicați;
3. Raza de acțiune și lungimea rețelei de transport a căldurii este mult mai mare, comparativ cu utilizarea aburului;
4. Schemele de racordare a consumatorilor în rețelele de apă fierbinte sunt mai simple decât cele de racordare în rețelele de abur

Dezavantaje:

1. Consumul de putere și de energie pentru pomparea agentului termic este mai mare în cazul utilizării apei fierbinți ca agent termic din cauza debitelor mai mari vehiculate și a pierderilor de presiune pe rețea, mai mari;
2. Domeniul de aplicare este restrâns, agentul termic sub formă de apă fierbinte neputând fi utilizat la acoperirea unor eventuale consumuri tehnologice;
3. Densitatea și presiunea hidrostatică mari, nu permit o distribuție ușoară în zonele cu relief accidentat;
4. Defectele pe rețeaua de transport și distribuție a agentului termic se pot identifica și remedia mai greu, ceea ce conduce la o exploatare curentă puțin mai dificilă în comparație cu rețelele de transport a aburului.

1.2.2. Natura agentului termic în cazul sistemelor centralizate de alimentare cu căldură industriale

Având în vedere faptul că majoritatea consumatorilor tehnologici folosesc agent termic sub formă de abur, problema alegerii unui anumit tip de agent termic nu mai apare. De asemenea, în funcție de mărimea sarcinii termice pentru încălzire, ventilare și pentru prepararea apei calde de consum, de ponderea ei în mărimea sarcinii termice totale și de distanța de transport, se va alege și tipul agentului termic de transport pentru acoperirea acestor necesari de căldură.

1.2.3. Parametrii agentului termic de transport

Alegerea parametrilor agentului termic trebuie făcută de la caz la caz, ținând seama de condițiile concrete și în special de natura agentului termic, apă fierbinte sau abur.

Sistemele de termoficare care utilizează ca agent termic apa fierbinte sunt sisteme urbane, consumatorii fiind aceia care cer asigurarea unei temperaturi aproximative de 50°C pentru alimentarea cu apă caldă și (90...95)°C, în regim nominal pentru consumatorul de încălzire. Temperatura efectivă de livrare a agentului termic din instalațiile de producere este determinată pe baza calculului tehnico-economic, având în vedere numeroșii factori tehnici și economici care intervin.

Debitul de agent termic necesar în rețeaua de termoficare pentru care aceasta este dimensionată se determină cu relația 1.1:

$$G^c = \frac{q^c}{c \cdot (t_d^c - t_i^c)} \quad (1.1)$$

unde: G^c – debitul nominal de agent termic, [kg/s];
 q^c – necesarul nominal de căldură, [kW];
 c – căldura specifică a apei, [J/(kg·°C)];

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

t_d^c - temperatura nominală a apei fierbinți în conducta de ducere la plecarea din CET, [°C];
 $t_i^c = 70...75$ - temperatura nominală a apei în conducta de întoarcere la sosirea în CET, [°C].

Temperatura apei în conducta de întoarcere este dată de condițiile actuale de dimensionare ale instalațiilor interioare de cedare a căldurii la consumatori $t_i^c = 90/70^\circ\text{C}$ sau $95/75^\circ\text{C}$ și, ca urmare, mărimea debitului orar nominal de agent termic de transport este influențată numai de temperatura t_d^c . Cu cât această temperatură este mai mare apar o serie de *avantaje*, cum ar fi:

1. se reduce debitul de agent termic necesar transportului căldurii și, implicit, se reduce puterea pompelor și consumul de energie pentru vehicularea acestuia în rețeaua de termoficare;
2. se reduc investițiile în rețeaua de termoficare, deoarece la aceeași pierdere specifică de presiune considerată în calculul de dimensionare, rezultă diametre mai mici ale conductelor;
3. se reduce suprafața de schimb de căldură în schimbătoarele instalate în punctele termice.

Dezavantajele unei temperaturi mai mari a apei fierbinți în conducta de ducere mai mari sunt următoarele:

- în cazul considerării aceluiași coeficient de termoficare α_h^n se modifică și temperatura apei la ieșirea din schimbătorul de bază t_a^c , conform relației 1.2, rezultând o creștere a consumului anual de combustibil, a cheltuielilor de exploatare și a celor de investiții:

$$t_a^c = t_i^c + \alpha_h^n \cdot (t_d^c - t_i^c) \quad (1.2)$$

- scade energia electrică produsă ca urmare a reducerii debitului de abur turbinat.

Fixarea temperaturii optime de alimentare cu căldură are în vedere și mărimea sistemului, astfel că pentru sistemele mici de alimentare cu căldură se alege temperatura de 120(130)°C, iar la sistemele mari de alimentare cu căldură, se alege temperatura de 130(150)°C.

Dacă sursele de producere a energiei termice au o capacitate termică instalată mică și sunt amplasate în apropierea consumatorilor, agentul termic poate fi apa caldă cu temperatura de până la 115°C, astfel de sisteme prezentând față de cele cu apă fierbinte următoarele avantaje:

- racordarea consumatorilor se poate face direct;
- distribuția agentului termic prin conducte se realizează la temperaturi și presiuni mici, simplificând problemele legate de compensarea dilatărilor;
- utilizarea de conducte și izolații ale conductelor cu grosimi mai mici;
- asigurarea independenței alimentării consumatorilor racordați la sursă față de ceilalți consumatori.

1.3. Distribuția și siguranța alimentării cu căldură

Alimentarea cu căldură a consumatorilor urbani și industriali se realizează în funcție de condițiile impuse de aceștia. Din punct de vedere al siguranței în alimentarea cu căldură, cerute de diferiți consumatori, aceștia se clasifică în:

- *consumatori de gradul I*: sunt acei consumatori la care întreruperea alimentării cu căldură poate provoca pierderi de vieți omenești, opriri lungi ale procesului tehnologic pentru restabilirea condițiilor normale de lucru sau perturbarea sistemului normal de viață al unui mare oraș;
- *consumatori de gradul II*: sunt consumatori importanți la care întreruperea alimentării cu căldură conduce la reduceri parțiale și de scurtă durată a producției;
- *consumatorii de gradul III*: sunt acei consumatori la care întreruperile în alimentarea cu căldură nu provoacă reduceri ale capacității de producție.

Furnizarea energiei termice se poate realiza pe bază de contracte anuale sau de lungă durată încheiate între producător și distribuitori, între distribuitori și consumatori, între producători și

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

consumatorii lor direcți, sau între consumatori și subconsumatorii lor, modificându-se obligatoriu ori de câte ori condițiile tehnice avute în vedere la încheierea contractului s-au schimbat. Contractele se încheie pentru fiecare punct de consum¹ și pentru fiecare tip de agent termic în parte, apă fierbinte și abur, consumurile fiind ulterior defalcate după scopul utilizării lor². Consumurile tehnologice vor fi, de asemenea, defalcate pe feluri și calități de purtător de energie termică, precizându-se pentru fiecare fel și calitate de purtător următoarele:

- *debitele orare maxime absorbite* – în regim de iarnă și de vară;
- *parametri de calitate* – presiune și temperatură;
- *procentele de condensat și apă fierbinte restituite*;
- *indicii de calitate ai condensatului și apei fierbinți returnate*;
- *volumul instalațiilor prin care circulă agentul purtător sub formă de apă fierbinte* – conducte, aparate consumatoare, recipiente.

În ceea ce privește consumurile pentru încălzire și preparare apă caldă de consum, în contract se vor menționa:

- *debitele orare maxime*;
- *volumul instalațiilor în care circulă purtătorul de energie primar sub formă de apă fierbinte*;
- *regimul de consum* – continuu sau intermitent.

Cantitățile de energie termică prevăzute în contractele încheiate între producător și consumator, distribuitor și consumator și între consumator și subconsumator se stabilesc pe baza normelor sau indicilor de consum și a planului de producție a întreprinderii respective la care se adaugă consumurile subconsumatorilor evidențiate separat și, trebuie să corespundă, cantităților repartizate unităților consumatoare respective, pentru fiecare tip de agent termic în parte.

În general, un astfel de contract, trebuie să cuprindă anumite precizări referitoare la continuitatea, calitatea și siguranța în alimentarea cu căldură, cum ar fi:

- indicatorii gradului de siguranță cerut de consumator, diferențiați pe etapele de realizare a instalațiilor, pe perioadele de funcționare stabilă și de funcționare în scheme provizorii;
- curbele pagubelor medii probabile în funcție de durata întreruperilor în alimentare;
- graficele de repornire a instalațiilor tehnologice după întreruperea alimentării.

Furnizorul are obligația de a asigura furnizarea energiei termice la parametrii prevăzuți în contract, în limita abaterilor (tabelul 1.1) indicilor de calitate prevăzuți, corespunzător standardelor de stat, cu condiția ca, consumatorul să respecte clauzele contractuale privind debitul maxim stabilit pe agenți și presiuni, procentul și ritmicitatea restituirii condensatului, precum și procentul de pierderi de apă fierbinte prevăzut de reglementările în vigoare.

Tabelul 1.1. Abateri admisibile ale parametrilor agentului termic

Nr. crt.	Agentul termic	Abateri de presiune	Abateri de temperatură	
1.	Abur cu presiunea nominală	<10 bar	±5 [%] din temperatura nominală	
		10...14 bar		±1 [bar]
		14...20 bar		±7,5 [%]
		20...30 bar		±1,5 [bar]
		> 30 bar		±5 [%]
2.	Apă fierbinte pentru scopuri tehnologice	-	±5 [%] din temperatura nominală, dar cel puțin 5°C	
3.	Apă fierbinte pentru încălzire	-	±5 [%] din temperatura conform graficului de reglaj	

¹ pentru fiecare consumator – persoană fizică sau juridică

² tehnologic, încălzire, preparare apă caldă de consum

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.L.dr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	---

Consumatorii au obligația să restituie, iar furnizorul să primească, condensatul și apa fierbinte restituite, în procente și la calitățile stabilite și înscrise în contract.

Tarifele practicate la energia termică furnizată sunt diferențiate în funcție de agentul purtător al acesteia la diferite presiuni, după tipul consumatorului și după cum rețelele de transport sunt exploatate de furnizor sau consumator, în:

- *preț de tip monom* – este un preț simplu, aplicat la cantitatea de energie termică consumată;
- *preț de tip binom* – este compus dintr-un preț care se aplică debitului maxim prevăzut în contract și un preț ce se aplică cantității de căldură consumate.

2. CONFORTUL CLĂDIRILOR

2.1. Noțiuni generale

Reducerea consumului energetic în clădiri, este una dintre principalele direcții actuale de cercetare în domeniul construcțiilor, dar cu o permanentă atenție îndreptată asupra satisfacerii cerințelor obiective și subiective legate de funcțiile vitale ale omului privind:

- posibilitatea efectuării cu eficiență maximă atât a muncii fizice cât și a celei intelectuale;
- posibilitatea efectuării unor activități de recreere, odihnă și somn în condiții optime.

Proiectarea spațiilor închise (a clădirilor) este o problemă complexă care poate fi rezolvată prin acțiunea simultană a unor factori de natură tehnică, socială, psihologică și ergonomică, ca urmare a unui calcul de optimizare multicriterială, având în vedere confortul (tehnic și psihologic) și economia de energie.

*Noțiunea de **confort tehnic** cuprinde toți parametrii realizați și controlați cu instalații, care influențează direct dispoziția omului și acționează asupra simțurilor acestuia, cum ar fi: confortul termic, acustic, olfactiv și vizual.*

Perceperea și aprecierea elementelor de bază ale confortului de către om sunt influențate atât de unii factori psihologici cât și de evoluția și echilibrul psihologic al omului. Psihicul omului depinde și de factori independenți cum ar fi: vârsta, sexul etc., care influențează și aprecierea nivelului de confort tehnic. Astfel poate apare senzația de plăcut ca optimul rezultat al parametrilor de confort tehnic și psihologic (figura 2.1).

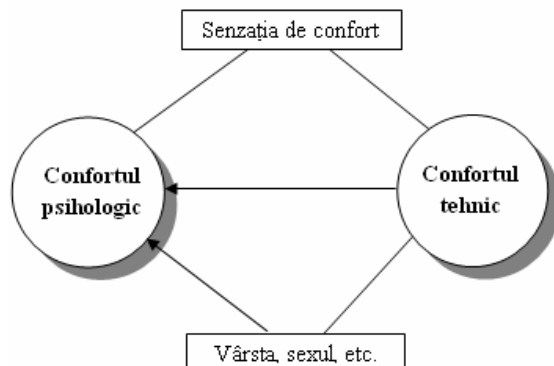


Figura 2.1. Parametrii care determină senzația de confort

***Confortul** reprezintă senzația subiectivă ce apare în corpul uman pe baza acțiunii complexe a unor parametrii fizici și psihici.*

Confortul subiectiv al persoanelor dintr-un spațiu închis depinde de foarte mulți factori, care pot fi grupați astfel (conform principiului lui Blanchere):

- ❑ temperatură;
- ❑ umiditate și circulație a aerului;
- ❑ miros și respirație;
- ❑ pipăit și atingere;
- ❑ factori acustici;
- ❑ văz și efecte ale culorilor;
- ❑ vibrații și mișcări ale clădirii;
- ❑ factori speciali (aporturi solare, ionizație);
- ❑ factori de siguranță;

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

- ❑ factori legați de programul zilnic;
- ❑ pericole neprevăzute;
- ❑ factori economici.

2.2. Factori de confort termic

Realizarea confortului în clădiri, presupune cunoașterea unui complex de factori care definesc confortul în ansamblu și care pot fi grupați în factori higrotermici.

Noțiunea de confort termic are un caracter subiectiv, ea depinzând de comportamentul fiecărui individ în raport cu mediul ambiant.

Prin factori de confort termic se înțelege acel grup de factori legați de ambientul termic, care definește starea de confort la un moment dat.

S-a constatat o corelație între confortul termic și parametrii microclimatului, care pot fi:

a) *Parametrii fizici:*

- temperatura aerului interior;
- temperatura medie de radiație a suprafețelor delimitatoare;
- umiditatea relativă a aerului interior, respectiv presiunea parțială a vaporilor de apă în aer;
- viteza aerului interior;

b) *Parametrii legați de capacitatea de acomodare a corpului uman în vederea menținerii echilibrului termic:*

- producția de căldură a corpului uman, căldura cedată, termoreglarea;
- rezistența termică a îmbrăcămintei și influența acesteia asupra evaporării.

Echilibrului termic este influențat la rândul său de doi factori de bază:

- 1) căldura produsă de corp, care depinde în primul rând de activitățile depuse, de vârstă, sex etc.;
- 2) căldura cedată de corp, care depinde de îmbrăcămintă, dar și de ceilalți parametri enumerați anterior.

Senzația de confort termic se definește ca fiind acea stare conștientă care exprimă satisfacție (mulțumire) față de ambientul termic existent și a cărei evaluare se realizează cu ajutorul scării subiective de confort cu șapte nivele: +3 (foarte cald); +2 (cald); +1 (ușor cald); 0 (neutru); -1 (răcoare); -2 (rece); -3 (frig).

Senzația de confort termic este definită prin indicele de confort B :

$$B = C + 0,25 \cdot (t_i + \theta_{mr}) + 0,1 \cdot x - 0,1 \cdot (37,8 - t_i) \cdot \sqrt{v_i} \quad (2.1)$$

unde: C – constantă care are valoarea $-9,2$ în perioada rece și $-10,6$ în perioada caldă;

t_i – temperatura interioară, [°C];

θ_{mr} – temperatura medie de radiație a încăperii, [°C];

x – conținutul de umiditate al aerului interior, [gr/kg aer uscat];

v_i – viteza curenților de aer interior, [m/s].

2.2.1. Temperatura aerului interior

Condiția ca în încăperi să se realizeze un confort termic corespunzător este ca, la o anumită temperatură a aerului interior t_i să se realizeze o temperatură medie optimă a suprafețelor delimitatoare pentru realizarea unui schimb normal de căldură prin radiație între corpul uman și mediul ambiant.

Criteriul de confort termic în clădiri poate fi ilustrat printr-o relație grafică (figura 2.2) între temperatura aerului din încăperea, temperatura aerului exterior și temperatura peretelui, rezultând că

valoarea medie a temperaturii aerului interior poate fi cuprinsă între 17 și 24°C pentru realizarea unui confort termic corespunzător în încăperi, conform reglementărilor în vigoare din România.

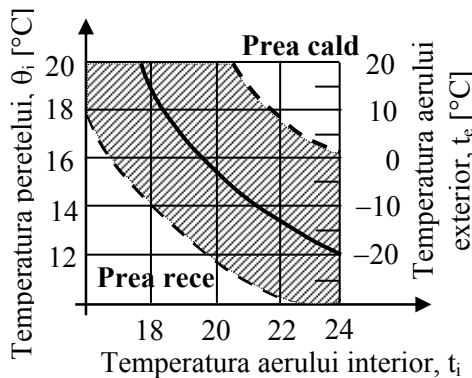


Figura 2.2. Realizarea confortului termic funcție de temperatura interioară, temperatura exterioară și temperatura peretelui

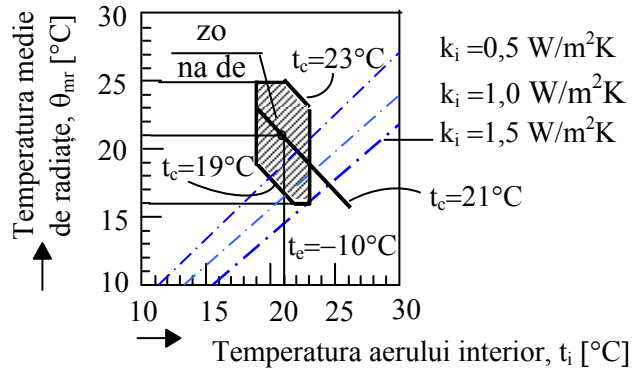


Figura 2.3. Diagrama de confort în funcție de temperatura aerului interior, de temperatura medie de radiație și de temperatura resimțită

2.2.2. Temperatura medie de radiație (θ_{mr})

Din punct de vedere matematic, temperatura medie de radiație reprezintă, o medie ponderată a produselor suprafețelor specifice și temperaturile specifice ale acestora, fiind de fapt, o rezultantă a efectului de radiație asupra unui corp aflat în interiorul încăperii, a suprafețelor calde (corpuri de încălzire) și suprafețelor reci:

$$\theta_{mr} = \frac{\sum S_j \cdot \theta_j}{\sum S_j} \quad (2.2)$$

Din grafic rezultă că temperatura t_i poate fi aleasă între 19 și 23°C, în condițiile în care temperatura θ_{mr} are valori echivalente cuprinse între 16 și 25°C, cu respectarea corelației dată de zona hașurată și anume: la creșterea lui t_i trebuie să scadă θ_{mr} și invers. Temperatura de confort, care mai este denumită și temperatura resimțită, poate fi considerată ca medie aritmetică între temperatura aerului interior și temperatura medie de radiație a suprafețelor delimitatoare ale încăperii (relația 2.3).

$$t_c = \frac{t_i + \theta_{mr}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.3)$$

De asemenea, în diagrama din figura 2.3 sunt trasate și dreptele de variație a coeficienților globali de transfer termic, k_i , ai elementelor exterioare de construcție, ce asigură temperaturile interioare necesare. Din analiza lor rezultă faptul că în țara noastră, până în anul 1997, gradul de izolare termică al pereților exteriori ne situează în afara zonei de confort ($k_i=1,4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$).

2.2.3. Umiditatea relativă a aerului interior

Formele sub care acționează apa asupra clădirilor și a materialelor de construcții pot fi menționate astfel:

- *apa din teren* acționează prin presiune sau prin ascensiune capilară asupra anvelopei clădirilor;
- *apa meteorologică*, sub forma intemperiilor (ploaie, zăpadă), acționează asupra elementelor de închidere ale clădirilor (acoperiș, pereți exteriori);
- *apa inițială de construcție* rezultă în urma procesului de punere în operă a clădirii (turnări de beton, tencuieli umede etc.) acționează în masa elementelor de construcție;

- *apa de exploatare* rezultă din procesul funcțional-tehnologic care se desfășoară în clădiri (băi, bucătării, laboratoare etc.);
- *apa higroscopică* derivă din umiditatea aerului interior și exterior, funcție de structura fizică a materialului de construcție;
- *apa de condens* rezultă în urma condensării vaporilor de apă pe suprafața și în masa elementelor de construcție exterioare (pereți de închidere, terase, planșee de pod etc.);
- *apa de natură biologică* rezultă din procesele de respirație și de evaporare a apei de pe suprafața pielii omului.

Umiditatea aerului interior poate fi exprimată prin:

- *umiditatea absolută* x_i , definită prin masa apei conținută într-un volum de aer, iar pentru o temperatură și o presiune dată, umiditatea absolută este limitată de o valoare maximă numită umiditate de saturație x_s , a cărei valoare este influențată de valoarea temperaturii din încăpere (figura 2.4).

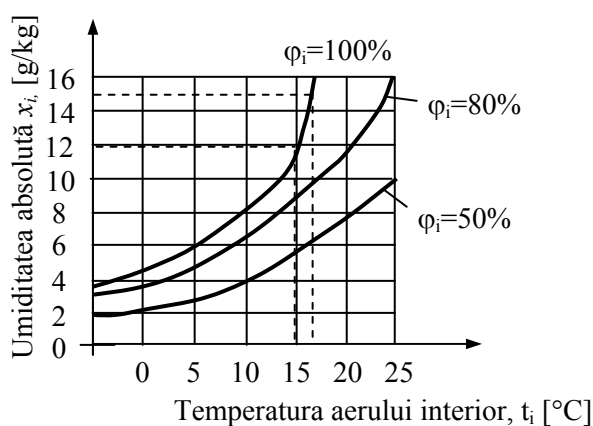


Figura 2.4. Diagrama de confort umiditate absolută – temperatura aerului interior

- *umiditatea relativă a aerului interior* φ_i , reprezintă raportul între umiditatea absolută și cea de saturație și are valori cuprinse între 50 și 90%, în funcție de destinația încăperilor și de modul de ventilare a acestora. Valorile optime ale umidității relative a aerului în încăperile clădirilor civile și social-culturale sunt de 55...65%, funcție de temperatura aerului interior de 20...23°C (figura 2.5).

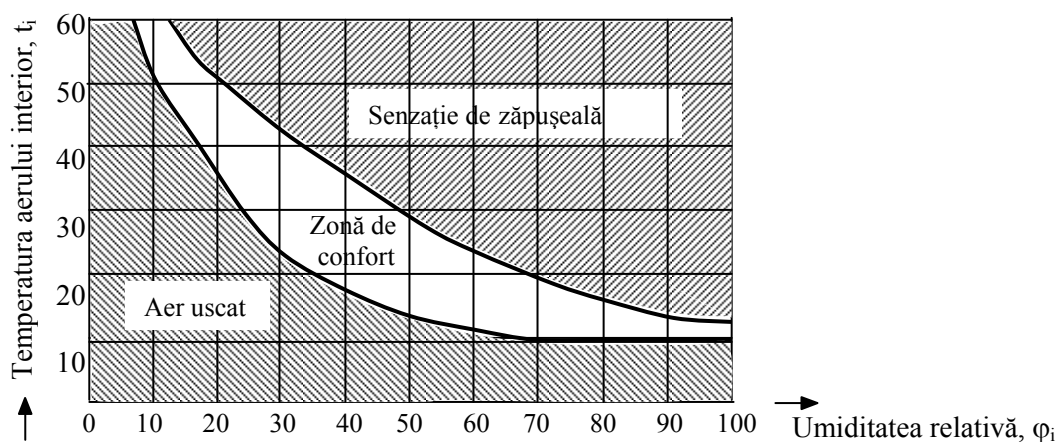


Figura 2.5. Diagrama de confort umiditate relativă – temperatura aerului interior

2.2.4. Viteza aerului

Este indicat ca viteza de mișcare a aerului din încăpere să nu fie accentuată, deoarece apare senzația de curent dacă aerul în mișcare are o temperatură mai mică decât aerul interior și jetul este îndreptat spre părți ale corpului. În zona cuprinsă de la pardoseală până la 2 m înălțime în camerele de locuit și birouri cu o temperatură de 20...22°C, viteza de mișcare a aerului de 0,1...0,15 m/s este considerată admisibilă (figura 2.6).

Conform lui Mayer și Fanger, inconfortul curentului de aer (ICA), poate fi calculat în funcție de gradul de turbulență a aerului interior (T_u), de viteza de mișcare a aerului interior (v_i) și de temperatura resimțită (t_c) cu relația 2.4:

$$ICA = (34 - t_i) \cdot (v_i - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot v_i \cdot T_u + 3,14) \quad [\%] \quad (1.4)$$

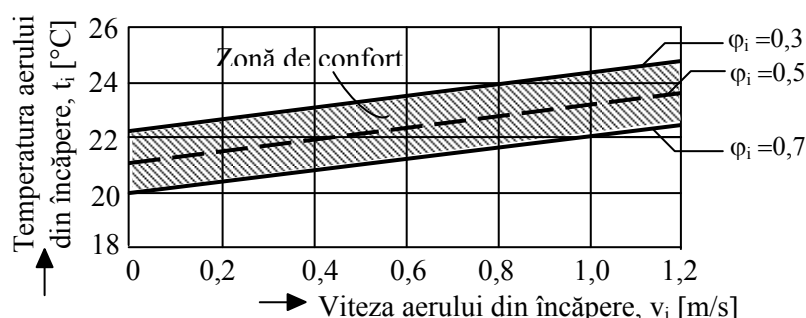


Figura 2.6. Diagrama de confort funcție de temperatură și viteza aerului

1.2.5. Felul activității și îmbrăcămintea

Organizația Internațională pentru Standardizare (ISO-7730) a prevăzut pentru definirea confortului termic șase factori principali, adăugând la cei patru parametrii ai microclimatului interior și intensitatea muncii i_M , exprimată în met^3 (degajare de căldură a omului) și rezistența termică a îmbrăcămintei R_{cl} , exprimată în clo^2 . Confortul termic ținând seama de felul activității și al îmbrăcămintei, poate fi apreciat și sub formă grafică (figura 2.7) pentru o valoare a umidității relative a aerului în încăpere $\phi_i = 50\%$ și, indică astfel, temperatura optimă resimțită t_c în corelație cu rezistența termică a îmbrăcămintei R_{cl} sau R_h , cu intensitatea muncii i_M și cu energia metabolică M . Viteza aerului trebuie considerată $v_i = 0$ pentru activități cu $i_M \leq 1$ met și $v_i = 0,3$ pentru $i_M > 1$.

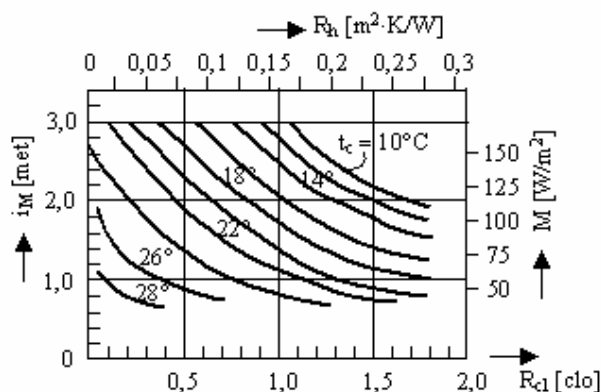


Figura 2.7. Temperatura optimă resimțită în corelație cu rezistența termică a îmbrăcămintei, cu intensitatea muncii și cu energia metabolică

³ 1 met = 58 W/m²

² 1 clo = 0,155 m²K/W

3. METODE DE EVALUARE A NECESARULUI DE CĂLDURĂ PENTRU ÎNCĂLZIRE ȘI APĂ CALDĂ DE CONSUM

3.1. Noțiuni generale despre necesarul de căldură în clădiri

Necesarul de căldură pentru asigurarea parametrilor de confort termic în cadrul unui obiectiv (clădire) cuprinde, în general, necesarul de căldură pentru: încălzire, preparare apă caldă de consum (acc), ventilație, tehnologie și pierderi în rețelele de transport și distribuție.

$$Q_T = Q_{inc} + Q_{acc} + Q_v + Q_{th} + \Delta Q_{rt,d} \text{ [kW]} \quad (3.1)$$

Pentru aprecierea cantitativă a fenomenelor de transfer de căldură și masă prin elementele de construcție care intră în componența structurilor ce delimitează încăperile clădirilor se impune cunoașterea proprietăților termice și higrotermice ale materialelor de construcție omogene.

Alegerea modului de alcătuire a elementelor de construcție se face pe baza proiectării din punct de vedere termotehnic în scopul realizării:

- rezistenței minime necesare la transferul termic, prin limitarea fluxului termic și evitarea condesului pe suprafața interioară a elementului de construcție;
- stabilității termice necesare, pentru evitarea oscilațiilor temperaturii aerului interior și pe suprafața interioară a elementelor de construcție;
- rezistenței la permeabilitate la vapori, pentru limitarea condensării vaporilor în interiorul elementelor de construcție;

- rezistenței la infiltrația aerului, pentru asigurarea capacității de izolare termică.

Schema bilanțului energetic

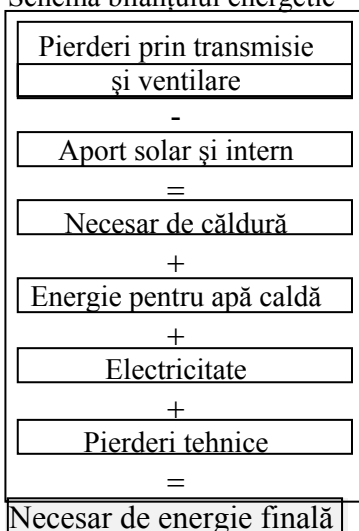


Figura 3.1. Componentele consumului de energie luat în considerare pentru eficientizarea energetică a clădirilor civile

Evaluarea consumului anual de energie pentru încălzire este necesară pentru eficientizarea energetică în domeniul construcțiilor. Consumul anual se referă la *energia finală (EF) (căldură și electricitate)* folosită în clădire pentru încălzirea spațiilor și sub formă de apă caldă și la *energia primară (EP)* conținută de combustibilii utilizați și din care se obține *energia secundară (ES)* care acoperă necesarul de energie finală al clădirii (figura 3.1).

Calculul necesarului de căldură se bazează în principal, pe un calcul simplificat-estimativ, pe experiența celui care proiectează și pe experiențe anterioare.


3.2. Calculul necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum

Necesarul de căldură pentru scopuri igienico-sanitare se determină în funcție de natura consumatorului cu relația:

$$Q_{ac} = \frac{1}{3,6} \cdot G_{ac} \cdot c \cdot (t_{ac} - t_{ar}) \text{ [W]} \quad (3.2)$$

unde: G_{ac} – debitul de apă caldă de consum⁴, [kg/h];

⁴ parametru greu de determinat

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

$c=4,18$ – căldura specifică a apei, [kJ/(kg·°C)];
 $t_{ac}=60$ – temperatura apei calde, [°C];
 $t_{ar}=(10...15)$ – temperatura apei reci, [°C].

Indicii de consum pentru necesarul de căldură pentru prepararea apei calde menajere sunt dependenți de numărul de persoane N (relația 3.3) și de căldura consumată pentru prepararea apei calde menajere Q_{ac}^c (tabelul 3.1).

$$Q_{ac} = \frac{Q_{ac}^c \cdot N}{2...2,5} \quad (3.3)$$

Tabelul 3.1. Căldura consumată pentru prepararea apei calde menajere

Nr.crt.	Tipul clădirii	Q_{ac}^c	
		[W/loc]	[kcal/h·loc]
1.	Case de locuit	290...320	250...275
2.	Cămine	260...320	225...275
3.	Spitale	410...490	350...420
4.	Școli	93...105	80...90
5.	Instituții	350...465	300...400
6.	Valoare medie	-	700...800

Consumul specific de apă caldă menajeră pentru diferite clădiri este prezentat în tabelul 3.2.

Tabelul 3.2. Consumul specific de apă caldă menajeră

Nr. crt.	Destinația clădirii		l/zi/pers	
1.	Locuințe	Preparare locală	- lemne	30
			- gaze	60
		Preparare centrală	- permanent	75
			După program	120
2.	Cămine	- duș comun	60	
3.	Hoteluri		60	
4.	Spitale		120	
5.	Spălătorii		20...60	
6.	Intreprinderi	- duș	20...60	

3.3. Calculul necesarului de căldură pentru încălzire

3.3.1. Calculul necesarului de căldură pentru încălzire folosind metoda caracteristicii termice a clădirii

Metoda are la bază relația 3.4 în condițiile în care se consideră un regim staționar:

$$Q_i = x_i \cdot V_e \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot a \quad [W] \quad (3.4)$$

unde: Q_i – necesarul de căldură datorită pierderilor prin elementele de construcție, [W];

x_i – caracteristica (coeficientul) termic al clădirii (tabelul 3.3), [W/(m³·°C)];

V_e – volumul exterior construit, [m³];

θ_i – temperatura interioară convențională de calcul, [°C];

θ_e – temperatura spațiilor exterioare încăperii considerate, [°C], care se ia după caz;

a – coeficient în funcție de temperatura exterioară θ_e (tabelul 3.4), [°C].

	UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ	DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU
---	--	--

Calculul necesarului de căldură pentru încălzire conform metodei caracteristicii termice a clădirii impune determinarea necesarului suplimentar pentru încălzirea aerului infiltrat ca urmare a neetanșeităților (relația 3.5).

$$Q_{vm} = f \cdot Q_i \quad [W] \quad (3.5)$$

unde: f – coeficient de corecție în funcție de temperatura exterioară (tabelul 3.5);

Tabelul 3.3. Coeficientul termic al clădirii

Nr. crt.	Felul clădirii	$V_e \cdot 10^{-3} [m^3]$	x_i	
			$[W/m^3 \cdot ^\circ C]$	$[kcal/m^2 \cdot grd]$
1.	Clădiri: de locuit, social-culturale și administrative	1	0,58...0,765	0,5...0,65
		1...5		
		5...10		
		10...25		
		> 25		
2.	Ateliere	5...20	0,53...0,58	0,46...0,5
		20...200		
3.	Garaje	5...10	0,75...1,33	0,65...1,15

Tabelul 3.4. Coeficientul "a" în funcție de temperatura exterioară θ_e

$\theta_e, [^\circ C]$	-12	-15	-18	-21
a	1,35	1,29	1,21	-

Tabelul 3.5. Coeficientul "f" de corecție în funcție de temperatura exterioară θ_e

$\theta_e, [^\circ C]$	>0	-5...-10	-10...-15	-15...-20
f	0,15...0,2	0,1...0,15	0,07...0,1	0,05...0,07

3.3.2. Calculul necesarului de căldură pentru încălzire folosind metoda de calcul pe conturul exterior al clădirii

Metoda presupune efectuarea unui calcul aproximativ de transfer de căldură pe conturul exterior al unei clădiri, indiferent de destinația acesteia. Necesarul total de căldură este:

$$Q_i = 1,2 \cdot (Q_p + Q_v) \quad [W] \quad (3.6)$$

unde: Q_p - pierderile de căldură prin suprafețele pline (zidite), [W]:

$$Q_p = S_p \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot k_p \quad (3.7)$$

Q_v - pierderile de căldură prin suprafețele vitrate, [W]:

$$Q_v = S_v \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot k_v \quad (3.8)$$

Coeficienții globali de transfer de căldură prin suprafețe pline, k_p , respectiv vitrate, k_v , sunt dependenți de condițiile meteorologice exterioare (tabelul 3.6).

Tabelul 3.6. Coeficienții globali de transfer de căldură în funcție de starea vremii

k	Fără vânt	Vânt+ploaie	Conform normativelor în vigoare
$k_p, [W/(m^2 \cdot grd)]$	0,79	1,7	1,5...1,98
$k_v, [W/(m^2 \cdot grd)]$	3,82	8,26	3,25...5,23

Ținând cont de faptul că suprafața exterioară a clădirii este determinată cu relația 3.9, se va aprecia aportul suprafețelor pline (zidite) S_p , față de cele vitrate S_v , astfel:

- pentru hale industriale $S_v = (0,1 \dots 0,3) S_E$;
- pentru locuințe $S_v = (0,1 \dots 0,2) S_E$;

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	---

- pentru clădiri social-culturale și administrative $S_v=(0,2\dots0,4)S_E$;

$$S_E = S_p + S_v \quad [m^2] \quad (3.9)$$

3.3.3. Calculul necesarului de căldură pentru încălzire prin metoda coeficienților globali de izolare termică „G”

Metoda de calcul ține seama de condițiile climatice ale amplasamentului (clădirii), precum și de aporturile de căldură internă și solară (pasivă) și se poate folosi la determinarea prin calcul a necesarului anual de căldură atât pentru clădirile noi, cât și pentru cele existente (reabilitate sau nereabilitate).

Pentru un m^3 de volum interior al clădirii, necesarul anual de căldură se determină cu relația:

$$Q = \frac{24}{1000} \cdot C \cdot N_{12}^{0_i} \cdot G - (Q_i + Q_s) \quad [kW \cdot h / (m^3 \cdot an)] \quad (3.10)$$

unde: G – coeficientul global de izolare termică a clădirii, $[W / (m^3 \cdot ^\circ C)]$, determinat cu relația 3.11:

$$G = \frac{1}{V_{clad}} \cdot \left(\sum \frac{A}{R_m} \right) + 0,34 \cdot n \quad [W / (m^3 \cdot ^\circ C)] \quad (3.11)$$

unde: A – aria anvelopei clădirii, $[m^2]$;

R_m' - rezistența termică corectată, medie, a anvelopei clădirii, $[(m^2 \cdot ^\circ C) / W]$, determinată prin calcul funcție de structura elementelor perimetrice;

n – viteza de ventilare naturală a clădirii, respectiv numărul de schimburi de aer pe oră, $[h^{-1}]$ (tabelul 3.7).

Tabelul 3.7. Numărul schimburilor de aer pe oră “n” $[h^{-1}]$ la clădiri, conform INCERC

Nr. crt.	Categoria clădirii	Clasa de adăpostire	Clasa de permeabilitate			
			Ridicată	Medie	Scăzută	
1.	Clădiri individuale (case unifamiliale, cuplate sau înșiruite etc.)	Neadăpostite	1,5	0,8	0,5	
		Moderat adăpostite	1,1	0,6	0,5	
		Adăpostite	0,7	0,5	0,5	
2.	Clădiri cu mai multe încăperi (cămine, internate, spații de învățământ etc.)	Dublă expunere	Neadăpostite	1,2	0,7	0,5
		Moderat adăpostite	0,9	0,6	0,5	
		Adăpostite	0,6	0,5	0,5	
	Simplă expunere	Neadăpostite	1,0	0,6	0,5	
		Moderat adăpostite	0,7	0,5	0,5	
		Adăpostite	0,5	0,5	0,5	

C – coeficient de corecție, care ține seama de reducerea temperaturii interioare pe durata nopții, de variația în timp a temperaturii exterioare, de dotarea instalației interioare de încălzire cu dispozitive de reglare termostată a temperaturii interioare, de regimul de exploatare a instalației de încălzire și care se determină din diagrame în funcție de N_{12}^{20} (figura 3.2);

$N_{12}^{0_i}$ - numărul anual de grade-zile de calcul, corespunzător localității unde este amplasată clădirea, calculat pentru temperatura interioară medie în perioada de încălzire θ_i și pentru temperatura exterioară medie zilnică care marchează începerea și oprirea încălzirii θ_{e0} , $[K \cdot zile]$, determinat astfel:

a) se stabilește temperatura medie anuală θ_a pentru localitatea respectivă, cu relația:

$$\theta_a = \theta_{ao} - 0,005 \cdot h \quad (3.12)$$

unde: θ_{ao} - temperatura exterioară medie anuală corectată pentru nivelul mării, pentru localitatea respectivă, $[^\circ C]$;

h – altitudinea localității, $[m]$.

- b) se determină grafic valoarea coeficientului de corelare climatică K în funcție de θ_a și θ_{eo} ;
- c) se încadrează localitatea într-una din cele două zone de corelație (K , $N_{\theta_{eo}}^{20}$), în funcție de poziția ei geografică;
- d) se determină grafic, din diagrame, în funcție de valoarea coeficientului de corelare climatică, K și de zona de corelație, valorile numărului anual de grade – zile de calcul, $N_{\theta_{eo}}^{20}$;
- e) se determină grafic, în funcție de valoarea coeficientului K , durata convențională a perioadei de încălzire, $D_{\theta_{eo}}$.

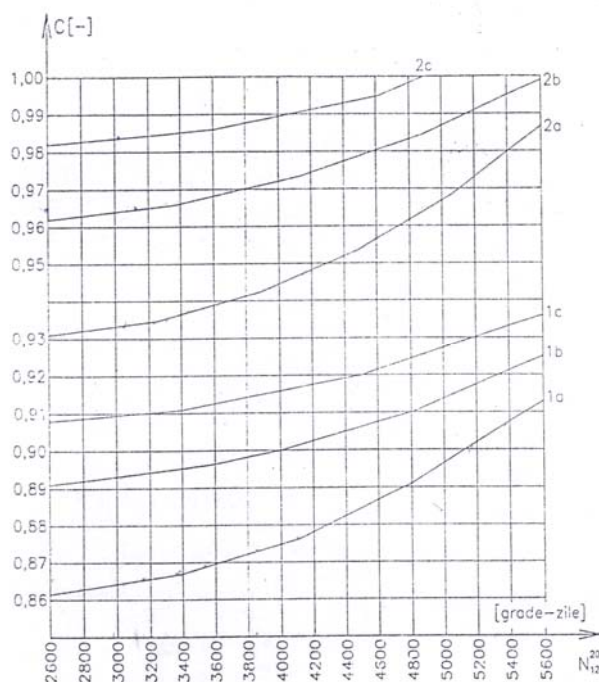


Figura 3.2. Diagrama de determinare a coeficientului de corecție „C”: 1 – instalații dotate cu dispozitive de reglare termostată; 2 - instalații fără dispozitive de reglare termostată; a) punct termic/stație termică compactă/centrală termică locală – automatizate; b) punct termic cu reglaj manual; c) centrală termică de cartier, neautomatizată

Q_i – aportul util de căldură rezultat din locuirea clădirii, aferent unui m^3 de volum încălzit, (pentru clădirile de locuit se consideră ca fiind egal cu $7 [(kW \cdot h)/(m^3 \cdot an)]$, iar pentru celelalte tipuri de clădiri se calculează funcție de gradul de dotare cu aparatură electrică, în funcție de numărul de persoane, în funcție de fradul de ocupare, în funcție de gradul de utilizare a iluminatului general și local și a ventilatoarelor, a aparatelor de aer condiționat, a calculatoarelor etc.);


Q_s – aportul util de căldură provenită din radiația solară, aferent unui m^3 de volum încălzit, $[(kW \cdot h)/(m^3 \cdot an)]$, determinat cu relația:

$$Q_s = 0,40 \cdot \sum_{ij} I_{Gj} \cdot g_i \cdot \frac{A_{Fij}}{V} \quad [kW \cdot h/(m^3 \cdot an)] \quad (3.13)$$

unde: I_{Gj} – radiația solară globală disponibilă corespunzătoare unei orientări cardinale „j”, $[(kW \cdot h)/(m^2 \cdot an)]$, (S – $I_{GS} = 420$, SE sau SV – $I_{GS} = 340$, E sau V – $I_{GS} = 210$, NE sau NV – $I_{GS} = 120$, N – $I_{GS} = 100$, suprafețe orizontale – $I_{GS} = 360$);

g_i – gradul de penetrare a energiei pe geamurile „i” ale tâmplăriei exterioare (0,75 – pentru geamuri simple, sau un geam termoizolant dublu; 0,65 – pentru trei geamuri simple, sau un geam simplu + un geam termoizolant dublu, sau un geam termoizolant triplu; 0,50 – geam termoizolant dublu; 0,45 – pentru geamuri triple; 0,40 – pentru geam termoizolant triplu);

A_{Fij} – aria tâmplăriei exterioare prevăzută cu geamuri clare de tipul „i” și dispusă după orientarea cardinală „j”, $[m^2]$.

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

3.3.4. Evaluarea necesarului de căldură pentru încălzire prin metoda SR1907-1/2000

3.3.4.1. Calculul pierderilor de căldură prin transmisie

Metoda de calcul conform SR 1907-1/2000 este o metodă complexă de calcul a necesarului de căldură pentru încălzire care permite evaluarea acestuia pentru fiecare încăpere în parte și presupune, în vederea determinării pierderilor de căldură prin transmisie prin elementele anvelopei clădirilor, parcurgerea următoarelor etape:

1. Se notează pe planul clădirii, într-un cerc desenat în fiecare încăpere, numărul încăperii și temperatura interioară de calcul, conform SR 1907-2/2000;
2. Se înscriu în formularul de calcul caracteristicile geometrice și termotehnice ale elementelor de construcție prin care încăperea pierde căldură: dimensiuni, rezistențe termice, diferențe de temperatură;
3. Se calculează pierderea de căldură prin transmisie, Q_T , în funcție de care se calculează rezistența termică specifică medie:

$$Q_T = \sum C_M \cdot m \cdot A \cdot \frac{\theta_i - \theta_e}{R'} + Q_s \quad [W] \quad (3.14)$$

unde: C_M – coeficient de corecție al necesarului de căldură de calcul funcție de masa specifică a construcției (m_{pi})⁵;

m – coeficient de masivitate termică a elementelor de construcție exterioare, determinat conform relației 3.15:

$$m = 1,225 - 0,05 \cdot D \quad (3.15)$$

în care: D – indicele inerției termice a elementului de construcție, calculat cu relația⁶:

$$D = \sum_{j=1}^n R_{stj} \cdot s_{mj} \quad (3.16)$$

unde: R_{stj} - rezistența specifică la permeabilitate termică a stratului j , [(m²·°C)/W];

s_{mj} - coeficient de asimilare termică al materialului stratului j , [W/(m²·°C)], conform SR1907-1/2000.

A – aria suprafeței fiecărui element de construcție, determinată conform STAS 6472/3, [m²];

R' - rezistența termică specifică corectată a elementului de construcție considerat, determinată prin calcul termotehnic întocmit în conformitate cu prevederile reglementărilor tehnice în vigoare (STAS 6472/3), [(m²·°C)/W] cu relația 3.17. Aceasta rezistența termică pe care trebuie să o aibă un element de conducție exterior pentru a permite obținerea pe suprafața interioară a unei temperaturi θ_i (de confort) și care să fie mai mare decât temperatura punctului de rouă θ_{ti} .

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R} + \sum_{j=1}^n \frac{\Psi_j \cdot l_j}{A} \quad [(m^2 \cdot ^\circ C)/W] \quad (3.17)$$

în care: R - rezistența termică unidirecțională, [(m²·°C)/W], determinată în funcție de elementul de anvelopă cu una din relațiile:

- pentru elemente exterioare:

$$R = \frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e} \quad [(m^2 \cdot ^\circ C)/W] \quad (3.18)$$

⁵ pentru clădiri de locuit și similare lor și pentru clădiri social-culturale cu pereți interiori realizați din beton celular autoclavizat, cărămidă cu grosime mai mică de 0,125 m, având planșee despărțitoare din beton armat cu grosime ≤0,10 m, sau din alte materiale de construcție ușoară ($m_{pi} \leq 400 \text{ kg/m}^2$) $C_M=1$, iar pentru celelalte construcții ($m_{pi} \geq 400 \text{ kg/m}^2$) $C_M=0,94$.

⁶ pentru elementele de construcție cu $D \geq 4,5$, se consideră $m=1$; pentru tâmplăria exterioară se consideră $D=0,5$; pentru elementele de construcție în contact cu solul precum și planșeele pentru subsolurile neîncălzite se consideră $m=1$.

	UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ	DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Support de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU
---	--	---

- pentru elemente interioare:

$$R = \frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e} \quad [(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}] \quad (3.19)$$

- pentru pardoseli în contact cu solul:

$$R = \frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \quad [(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}] \quad (3.20)$$

unde: α_i – coeficientul de convecție termică de la aerul din interiorul încăperii la suprafața elementului de anvelopă cu care acesta vine în contact, $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$;

α_e – coeficientul de convecție termică de la suprafața exterioară a elementului de anvelopă la aerul din mediul înconjurător, $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$;

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ - rezistența termică la transmiterea căldurii prin conducție prin straturile elementelor de anvelopă caracterizate de grosimea δ în $[\text{m}]$ și coeficientul de conductivitate termică specific materialelor utilizate λ $[\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$.

Ψ_j – coeficientul liniar de transfer termic, pentru puntea termică de tip j (colțuri clădiri, intersecții pereți, boiandrugii, plăci pe sol, centuri în ziduri, grinzi de rezistență, soclu subsol, tâmplărie etc.), $[\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$;

l_j – lungimea punții termice de tip j , $[\text{m}]$;

Q_s – flux termic cedat prin sol, $[\text{W}]$, determinat cu relația:

$$Q_s = A_p \cdot \frac{\theta_i - \theta_p}{R_p} + C_M \cdot \frac{m_s}{n_s} \cdot \frac{\theta_i - \theta_e}{R_{bc}} \cdot A_{bc} + \frac{1}{n_s} \cdot \frac{\theta_i - \theta_{ej}}{R_{bc}} \cdot A_{bcj} \quad (3.21)$$

unde: A_p – aria cumulată a pardoselii și a pereților aflați sub nivelul terenului (relația 3.22), $[\text{m}^2]$;

$$A_p = A_{pl} + p \cdot h \quad (3.22)$$

în care: A_{pl} – aria plăcii pe sol sau a plăcii inferioare a subsolului încălzit, $[\text{m}^2]$;

p – lungimea conturului pereților în contact cu solul, $[\text{m}]$;

h – cota pardoselii sub nivelul terenului, $[\text{m}]$.

R_p – rezistența termică specifică cumulată a pardoselii și a stratului de pământ cuprins între pardoseală și adâncimea de 7 m de la cota terenului sistematizat, sau a stratului de apă freatică, (relația 3.20), $[(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}]$;

m_s – coeficient de masivitate termică a solului, (figura 3.3), determinat în funcție de adâncimea stratului de apă freatică, H și, de adâncimea de îngropare a pardoselii, h ;

n_s – coeficient de corecție care ține seama de conductivitatea termică a solului (figura 3.4), determinat în funcție de adâncimea de îngropare a pardoselii față de cota zero a solului, h și, de conductivitatea termică a materialului din care este alcătuit stratul de pământ luat în considerare;

A_{bc} – aria unei benzi cu lățimea de 1 m situată de-a lungul conturului exterior al suprafeței A_p , $[\text{m}^2]$;

R_{bc} – rezistența termică specifică a benzii de contur la trecerea căldurii prin pardoseală și sol către aerul exterior, $[(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}]$;

θ_{ej} – temperatura interioară convențională de calcul pentru încăperile alăturate, $[\text{C}]$;

A_{bcj} – aria unei benzi cu lățimea de 1 m situată de-a lungul conturului care corespunde spațiului învecinat care are temperatura θ_i , $[\text{m}^2]$;

θ_p – temperatura, fie în sol la adâncimea de 7 m de la cota terenului sistematizat, în cazul inexistenței stratului de apă freatică, fie a stratului de apă freatică.

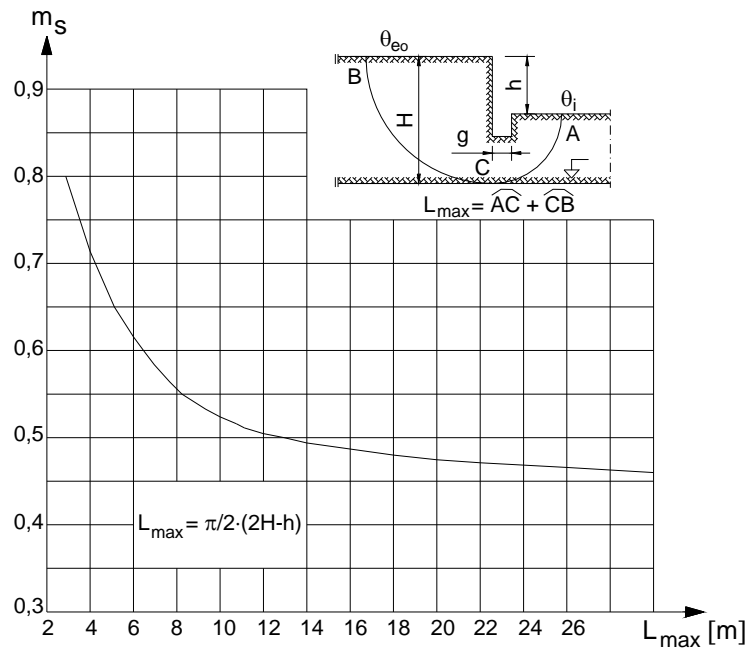


Figura 3.3. Variația coeficientului de masivitate termică, m_s , cu grosimea solului

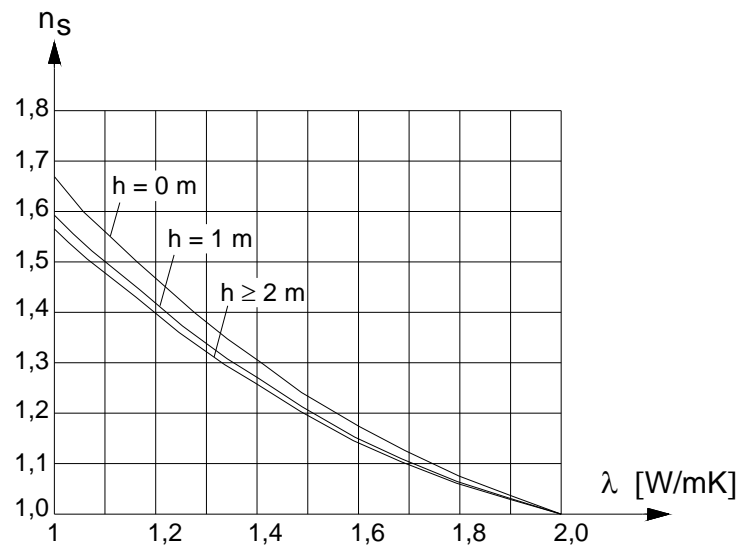


Figura 3.4. Diagrama de determinare a coeficientului de corecție n_s

Valorile temperaturii θ_p funcție de zona în care este amplasată construcția sunt:

Zona	Temperatura θ_p , [°C]
I	11
II	10
III	9
IV	8

4. Se determină adaosul A_o și A_c și se calculează valoarea $Q_T \cdot \left(1 + \frac{\sum A}{100}\right)$,

unde: A_o - adaosul pentru orientare (tabelul 3.8) folosit în scopul diferențierii necesarului de căldură al încăperilor diferit expuse radiației solare, afectând numai pierderile de căldură ale încăperilor cu pereți exteriori;



Tabelul 3.8. Adaosul pentru orientare

Orientare	N	NE	E	SE	S	SV	V	NV
$A_o, [\%]$	+5	+5	0	-5	-5	-5	0	+5

A_c – adaosul pentru compensarea efectului suprafețelor reci, în scopul corectării bilanțului termic al corpului omenesc în încăperea în care, elementul de construcție cu rezistență termică redusă, favorizează intensificarea cedării căldurii, prin radiație, a corpului. Valoarea acestui coeficient de adaos afectează numai pierderile de căldură ale încăperilor a căror rezistență termică specifică medie, R_m , nu depășește 10 [(m²·°C)/W] (figura 3.5):

$$A_c = f(R_m)$$

$$R_m = \frac{A_T(\theta_i - \theta_e) \cdot C_M}{Q_T} \quad (3.23)$$

în care: A_T – aria suprafeței totale a încăperii (reprezentând suma tuturor ariilor suprafețelor delimitatoare), [m²];

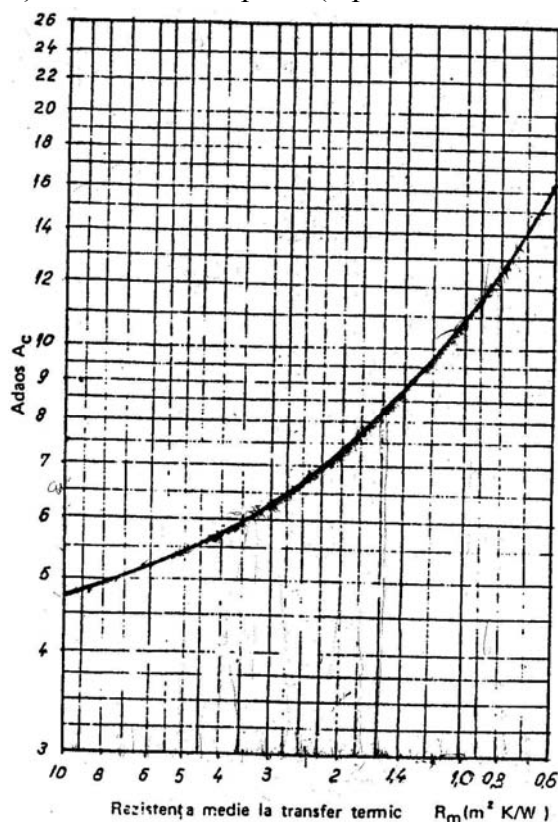


Figura 3.5. Diagrama de determinare a adaosului pentru compensarea efectului suprafețelor reci

3.3.4.2. Calculul necesarului de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat prin rosturile ușilor și ferestrelor exterioare sau la deschiderea acestora

Se determină sarcina termică pentru încălzire, de la temperatura exterioară la temperatura interioară, a aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora Q_i , ca valoare maximă între sarcinile termice Q_{i1} și Q_{i2} :

Q_{i1} – sarcina termică pentru încălzirea, de la temperatura exterioară convențională de calcul la temperatura interioară convențională de calcul, aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora determinată, ținând seama de numărul de schimburi de aer necesar în încăperea din condițiile de confort fiziologic (relația 3.24):

$$Q_{i1} = [n_{ao} \cdot C_M \cdot V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (\theta_i - \theta_e) + Q_u] \cdot \left(1 + \frac{A_c}{100}\right) \quad [W] \quad (3.24)$$

	UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ	DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU
---	--	--

Q_{i2} – sarcina termică pentru încălzirea de la temperatura exterioară convențională de calcul la temperatura interioară convențională de calcul, aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora, determinată funcție de viteza convențională a vântului (relația 3.25):

$$Q_{i2} = \left\{ C_M \cdot [E \cdot \sum i \cdot L \cdot v^{4/3} \cdot (\theta_i - \theta_e)] + Q_u \right\} \cdot \left(1 + \frac{A_c}{100} \right) \quad [W] \quad (3.25)$$

unde: n_{ao} – numărul de schimburi de aer necesar în încăperea din condiții de confort fiziologic, tabelul 3.9.

Tabelul 3.9. Numărul de schimburi de aer în încăperea pentru diferite clădiri

Nr. crt.	Tipul clădirii	Tipul camerei	$n_{ao}, \left[\frac{m^3/s}{m^3} \right]$	$n_{ao}, \left[\frac{m^3/h}{m^3} \right]$
1.	Clădiri de locuit și similare lor	Camere de locuit	$0,22 \times 10^{-3}$	0,792
		Bucătării	$0,33 \times 10^{-3}$	1,190
		Băi	$0,33 \times 10^{-3}$	1,000
2.	Școli	-	$\frac{7 \times 10^{-3} \cdot N_p}{V}$	-
3.	Grădinițe	-	$\frac{7 \times 10^{-3} \cdot N_p}{V}$	-
4.	Creșe	-	$\frac{7 \times 10^{-3} \cdot N_p}{V}$	-
5.	Spitale	-	$\frac{7 \times 10^{-3} \cdot N_p}{V}$	-

N_p – numărul de persoane; V – volumul încăperii, $[m^3]$;

c_p – căldura specifică la presiune constantă a aerului la temperatura θ_i , $[J/(kg \cdot ^\circ C)]$;

ρ - densitatea aerului la temperatura θ_i , $[kg/m^3]$;

Q_u – necesarul de căldură pentru încălzirea aerului pătruns la deschiderea ușilor exterioare (relația 3.26), $[W]$:

$$Q_u = U \cdot A_u \cdot n \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot c_M \quad [W] \quad (3.26)$$

în care: $U=0,36$ – pierderea specifică de căldură la deschiderea unei uși exterioare, $[J/(m^2 \cdot ^\circ C)]$;

A_u – aria ușilor exterioare care se deschid, $[m^2]$;

n – numărul deschiderilor ușilor exterioare într-o oră, în funcție de specificul clădirii;

E - factor de corecție cu înălțimea (pentru încăperi din clădiri cu mai puțin de 12 nivele $E=1$, iar pentru clădiri cu mai mult de 12 nivele, valoarea coeficientului E se alege din tabelul 3.10);

Tabelul 3.10. Valorile factorului de corecție cu înălțimea

Etajul	Numărul de nivele ale clădirii				
	12	15	18	20	21
P1	1,180	1,230	1,265	1,295	1,340
1	1,140	1,200	1,230	1,265	1,315
2	1,120	1,170	1,200	1,230	1,285
3	1,090	1,150	1,175	1,200	1,285
4	1,070	1,130	1,155	1,180	1,230

	UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ	DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU

Etajul	Numărul de nivele ale clădirii				
	12	15	18	20	21
5	1,040	1,110	1,135	1,160	1,210
6	1,020	1,080	1,120	1,150	1,200
7	1,000	1,060	1,110	1,130	1,185
8	1,000	1,040	1,090	1,110	1,190
9	1,000	1,010	1,065	1,090	1,150
10	1,000	1,000	1,030	1,060	1,130
11	1,000	1,000	1,010	1,030	1,110
12	1,000	1,000	1,000	1,000	1,080
13	1,000	1,000	1,000	1,000	1,050
14	1,000	1,000	1,000	1,000	1,020
peste 14	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

i – coeficient de infiltrație a aerului prin rosturi, [(s/m)^{4/3}];

$v^{4/3}$ - viteza convențională a vântului de calcul, în funcție de zona eoliană în care se încadrează localitatea unde este amplasată clădirea (tabelul 3.11).

Tabelul 3.11. Viteza convențională a vântului de calcul

Zona eoliană	Amplasamentul clădirii			
	În localitate		În afara localității	
	v	$v^{4/3}$	v	$v^{4/3}$
I	8,0	16,00	10,0	21,54
II	5,0	8,55	7,0	13,59
III	4,5	7,45	6,0	10,90
IV	4,0	6,35	4,0	6,35

OBS: Pentru toate nivelele situate deasupra etajului 12 al clădirilor din interiorul orașelor, vitezele vântului de calcul corespund clădirilor amplasate în afara localităților.

După determinarea necesarului de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat prin rosturile ușilor și ferestrelor exterioare sau la deschiderea acestora, se calculează fluxul total de căldură necesar pentru încălzirea încăperii considerate cu relația 3.27, după care se reiau pașii algoritmului, calculându-se necesarul de căldură pentru încălzirea fiecărei încăperi a clădirii considerate, necesarul total de căldură pentru încălzire determinându-se cu relația 3.28.

$$Q = Q_T \cdot \left(1 + \frac{\sum A}{100}\right) + Q_i \quad [W] \quad (3.27)$$

$$Q_{inc} = \sum_{j=1}^n Q_j \quad (3.28)$$

unde: j – numărul de încăperi ale locuinței.

După determinarea necesarului de căldură conform metodologiei prezentate anterior, se verifică temperaturile pe suprafața interioară a elementelor de construcție. Temperatura pe suprafața interioară a elementelor de construcție fără punți termice, în câmp curent, se determină cu relația:

$$T_{st} = \theta_i - \frac{\theta_i - \theta_e}{\alpha_i \cdot R} \quad (3.29)$$

Pentru evitarea producerii condensului pe suprafața interioară a unui element de construcție (pereți, plafon) este necesar ca temperatura θ_i pe suprafața interioară a elementului de construcție să fie mai mare cu (1...1,5)°C decât temperatura punctului de rouă θ_r a stării aerului din încăpere (t_i, φ_i):

$$\theta_i \geq \theta_r + 1...1,5^\circ C \quad (4.17)$$

	<p>UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p>DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.L.dr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	---

În ceea ce privește rezistențele termice, condiția de evitare a fenomenului de condens pe suprafața interioară a elementelor de construcții este ca rezistența termică să fie mai mare sau egală cu rezistența termică de evitare a fenomenului de condensare R_{cd} .

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

4. CORPURI DE ÎNCĂLZIRE

4.1. Criterii de utilizare a corpurilor de încălzire și clasificarea corpurilor de încălzire

CORPURILE DE ÎNCĂLZIRE sunt schimbătoare de căldură alimentate cu agent termic apă sau abur, care emit căldură prin radiație și convecție și servesc la încălzirea încăperilor.

Senzația de confort a ocupanților încăperii este mai bună în cazul corpurilor de încălzire ce prezintă o cotă de radiație mai mare.

Utilizarea unuia sau altuia dintre tipurile de corpuri de încălzire se decide în funcție de destinația clădirii și de criteriile relative ce definesc corpul de încălzire. Pentru clădirile civile (de locuit, sociale, culturale, administrative etc.) alegerea corpurilor de încălzire se realizează în funcție de următoarele criterii specifice: estetică, performanța termică, prețul, durabilitatea, rezistența la șocuri și lovituri, compatibilitatea materialului corpului de încălzire cu alte metale din instalația de încălzire, posibilitățile de igienizare, ușurința montării etc.

În cazul încăperilor în care se desfășoară activități de producție, la alegerea corpurilor de încălzire se urmărește și adecvarea acestora la specificul activității și la particularitățile de mediu ale încăperii.

Corpurile de încălzire trebuie să îndeplinească următoarele calități:

- Rezistență mecanică la lovituri;
- Rezistență la acțiunea corosivă a mediului;
- Posibilități de curățire ușoară în medii încărcate cu pulberi, praf, scame etc. (se recomandă evitarea corpurilor de încălzire cu convecție puternică, respectiv a celor cu aripioare);
- Temperatura superficială sub limita de asigurare precizată prin reglementările în vigoare (Normativul I.13), în cazul încăperilor cu pericol de explozie.

Clasificarea corpurilor de încălzire se poate face astfel:

a) după materialul din care sunt confecționate, corpurile de încălzire pot fi din:

- fontă;
- aluminiu;
- oțel;
- cupru etc.;

b) după proporția convecție – radiație din totalul emisiei termice, se disting:

- corpuri de încălzire prin radiație și prin convecție (radiatoare de orice fel și țevi cu aripioare);
- corpuri de încălzire aproape exclusiv prin convecție (convectoarele);

c) după modul de realizare, corpurile de încălzire pot fi:

- din elemente;
- din panouri de tablă;
- simple sau multiple;
- cu sau fără aripioare;
- din țevi netede (tubulare);
- din țevi și tablă.

4.2. Alegerea, dimensionarea, amplasarea, montarea și racordarea corpurilor de încălzire

Alegerea unui corp de încălzire se face ținând seama de: parametrii maximi de temperatură și presiune ai agentului termic la care rezistă corpul ales; mărimea spațiilor de montare existente în încăperea și posibilitatea acestuia de a satisface eventualele condiții impuse de specificul încăperii sau de activitățile ce se desfășoară în ea; avantajele și dezavantajele fiecărei categorii de corpuri de încălzire.

Dacă într-o aceeași instalație de încălzire centrală se utilizează mai multe tipuri de corpuri de încălzire, se recomandă utilizarea unor corpuri de încălzire cu valori ale exponentului de reglare cât mai apropiate.

Calculul de dimensionare a corpurilor de încălzire se face în conformitate cu prevederile generale ale STAS 1797/1, corelate cu prevederile particulare ale normelor de fabricație, ale instrucțiunilor de utilizare, ale prospectelor și agrementelor corpurilor de încălzire.

Mărirea și numărul corpurilor de încălzire montate într-o încăpere se determină prin calcul astfel încât puterea termică a acestora, Φ_c , să fie egală cu necesarul de căldură al încăperii, Φ . Corpul de încălzire ales trebuie să aibă dimensiunile de gabarit corelate cu cele ale spațiului de montare existent în încăpere.

Atunci când, pentru corpul de încălzire, se cunoaște puterea termică nominală pe element, numărul de elemente al corpului de încălzire, se determină cu relația:

$$N = \frac{\Phi}{\Phi_n \cdot a \cdot c_t \cdot c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} \quad [\text{elemente}] \quad (4.1)$$

Atunci când, pentru corpul de încălzire, se cunoaște puterea termică nominală pe unitatea de lungime, lungimea, L , a corpului de încălzire, se determină cu relația:

$$L = \frac{\Phi}{\Phi_n \cdot c_t \cdot c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} \quad [\text{m}] \quad (4.2)$$

unde: Φ_n – puterea termică nominală pe element, [W/element] pentru corpurile de încălzire cu elemente, respectiv, puterea termică nominală pe unitatea de lungime, [W/m], alese din norme, instrucțiuni, agremente, prospecte, în funcție de tipul corpului de încălzire;

a – coeficient adimensional de corecție, aplicabil doar la radiatoarele din fontă (tabelul 4.1), depinzând de numărul N' al elementelor ce alcătuiesc radiatorul calculat cu relația:

$$N' = \frac{\Phi}{\Phi_n \cdot c_t \cdot c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} \quad [\text{elemente}] \quad (4.3)$$

Tabelul 4.1. Coeficientul de corecție, a , cu numărul de elemente pentru radiatoarele din fontă

Numărul de elemente N'	1...10	11...13	14...17	18...24	25...40	41...50
Coeficientul de corecție a	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95

c_t – coeficient adimensional de corecție pentru diferite medii de temperatură, altele decât cea nominală (tabelul 4.2);

Tabelul 4.2. Coeficientul de corecție, c_t , cu diferența medie de temperatură

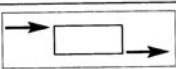
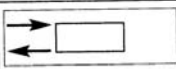
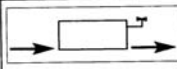
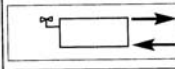
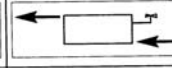
Temperatura agentului termic θ_d/θ_s , [°C]	Temperatura interioară a încăperii θ_i , [°C]								
	5	10	12	15	16	18	20	22	25
La corpuri de încălzire cu exponentul $n=4/3$									
95/75	1,47	1,35	1,30	1,23	1,20	1,16	1,11	1,07	1,00
90/70	1,35	1,23	1,18	1,11	1,09	1,04	1,00	0,96	0,89
85/65	1,23	1,11	1,07	1,00	0,98	0,89	0,89	0,85	0,78
70/55	0,94	0,84	0,80	0,73	0,71	0,63	0,63	0,59	0,54
55/45	0,68	0,58	0,54	0,49	0,47	0,43	0,40	0,36	0,31
La corpuri de încălzire cu exponentul $n=1,3$									
95/75	1,45	1,34	1,29	1,22	1,20	1,15	1,11	1,07	1,00

Temperatura agentului termic θ_a/θ_i , [°C]	Temperatura interioară a încăperii θ_i , [°C]								
	5	10	12	15	16	18	20	22	25
90/70	1,34	1,22	1,18	1,11	1,09	1,04	1,00	0,96	0,89
85/65	1,22	1,11	1,07	1,00	0,98	0,94	0,89	0,85	0,79
70/55	0,95	0,84	0,80	0,74	0,72	0,68	0,64	0,60	0,54
55/45	0,69	0,59	0,55	0,50	0,48	0,44	0,41	0,37	0,32

c_r – coeficient adimensional de corecție care ține seama de modul de racordare a corpului de încălzire (tabelul 4.3);

c_m – coeficient adimensional de corecție care ține seama de locul de montare a corpului de încălzire (tabelul 4.4);

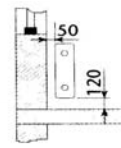
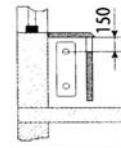
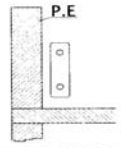
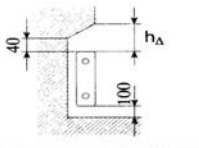
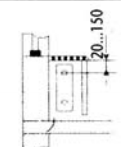
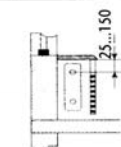
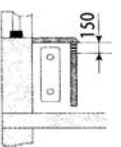
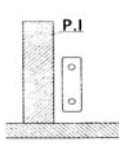
Tabelul 4.3. Coeficientul de corecție, c_r , cu racordarea

Corpul de încălzire		Modul de racordare				
						
Radiatoare din fontă	coloane eliptice	1,0	1,0*	0,88	0,75	0,75
	coloane circulare	1,0	1,0*	0,88	0,65	0,65
Convectori radiatoare-panou CRP		1,0	1,0*	0,95	0,62	0,62
Registre		1,0	—	—	—	0,8**
Serpentine		1,0	1,0	—	0,95	0,95

* mod de racordare permis la corpurile a căror lungime este $\leq 1,2$ m;

** valabil numai pentru apă cu temperatura pe tur $< 100^\circ\text{C}$.

Tabelul 4.4. Coeficientul de corecție, c_m , cu montarea

Condiții de montare				
c_m	1,00	0,97	0,95	vezi Fig. 6.1.16
Condiții de montare				
c_m	0,97	0,91	0,91	0,91

c_h – coeficient adimensional de corecție care ține seama de altitudinea, h , deasupra nivelului mării (tabelul 4.5);

Tabelul 4.5. Coeficientul de corecție, c_h , cu altitudinea

Altitudinea h , [m]	0	500	1.000	1.500	2.000
Coeficientul de corecție c_h	1,00	0,97	0,95	0,93	0,91

c_v - coeficient adimensional de corecție care ține seama de culoarea vopselei suprafeței exterioare a corpului de încălzire, diferită de cea normală (considerată a fi vopseaua de culori deschise, fără pigmenți metalici). Pentru corpurile de încălzire livrate gata vopsite de către producător $c_v=1,00$, iar pentru corpurile de încălzire vopsite pe șantier se aplică valorile $c_v=1,00$ pentru vopsea normală, fără pigmenți metalici, respectiv $c_v=0,97$ pentru vopsea cu pigmenți metalici.

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.L.dr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	---

La amplasarea corpurilor de încălzire, se urmărește:

- funcționarea acestora cu eficiență maximă prin montarea lor la partea inferioară a încăperilor, în vecinătatea suprafețelor reci;
- corelarea lor cu elementele de construcție, evitându-se stânjenirea amplasării mobilierului, a utilajelor, a circulației persoanelor, a celorlalte instalații, precum și accesul la hidranții de incendiu;
- montarea la parapetul ferestrelor, paralel cu pereții finisați sau în imediata lor apropiere;
- la casa scării, amplasarea se face de regulă la parter. Dacă necesarul de căldură nu poate fi acoperit de corpurile de încălzire amplasate la parter se recomandă amplasarea de corpuri de încălzire și la nivelele imediat superioare;
- mascarea corpurilor de încălzire în cazul încăperilor destinate copiilor preșcolari cât și în alte încăperi cu risc de arsuri prin atingere, dacă agenții termici utilizați au parametri ridicați, în încăperi cu cerințe estetice speciale, sau la cererea beneficiarilor.

Montarea corpurilor de încălzire se realizează utilizând accesoriile de prindere indicate de furnizorul corpurilor de încălzire (console, suporturi, susținătoare), respectându-se indicațiile producătorului referitoare la numărul accesoriilor utilizate și distanțele relative dintre acestea și față de elementele de construcție. În general, la un corp de încălzire se montează minimum două console și un susținător.

Racordarea corpurilor de încălzire la coloanele unei instalații de încălzire se poate face în cele cinci feluri indicate în tabelul 4.3, variantele de racordare influențând emisia termică a corpurilor de încălzire. De regulă se folosesc racordările cu circulația agentului termic sus-jos, care conduc atât la obținerea celor mai mari valori ale puterilor termice, cât și la reducerea dimensiunilor corpurilor. În general, corpurile de încălzire cu lungimea $<1,2$ m se racordează pe aceeași parte (dacă construcția corpului de încălzire permite acest lucru), iar corpurile cu lungimi $>1,2$ m se racordează în diagonală.

Pentru legarea corpurilor de încălzire la coloane, se recomandă respectarea distanțelor minime între corp și coloană, prescrise de normativul I 13. Când nu se pot respecta aceste distanțe, racordarea se face în diagonală.

În cazul altor scheme de racordare (de exemplu, în cazul distribuției individuale monotub orizontală în pardoseală), legarea corpurilor de încălzire se face conform cu instrucțiunile tehnice ale furnizorului elementelor de racordare folosite.

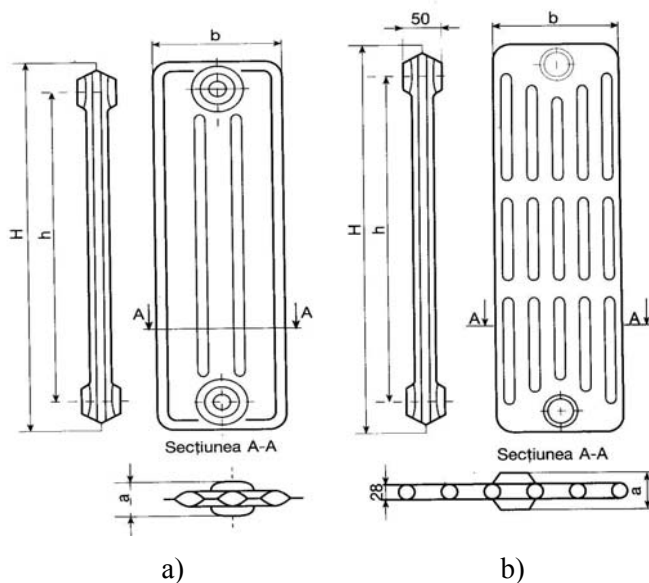


Figura 4.1. Radiatoare din fontă fabricate în România: a) cu coloane unite (STAS 7363); b) cu coloane libere (STAS 7364)

4.3. Radiatoare din elemente

Radiatoarele din elemente se realizează prin asamblarea demontabilă (cu nipluri) sau nedemontabilă (prin sudură) a unor elemente de radiator identice, confecționate, după caz, din fontă, tablă din oțel, aluminiu, aliaj de aluminiu etc.

Agentul termic încălzitor circulă prin coloanele elementului, care pot fi în număr de 2, 3, 4 sau 9. Acest tip de radiatoare sunt folosite în mod curent în clădirile civile, dar și în cele industriale.

4.3.1. Radiatoare din fontă

Elementele de radiator din fontă produse în România sunt de două feluri (figura 4.1):

- cu coloane unite, de secțiune

eliptică (STAS 7363), ce pot avea două sau trei coloane;
 - *cu coloane libere*, de secțiune circulară (STAS 7364), ce pot avea 4, 6 sau 9 coloane.

Parametrii maximi de lucru pentru cei doi agenți termici încălzitori, apă și abur, în funcționarea acestor tipuri de radiatoare sunt:

1. pentru cele cu coloane unite:
 - temperatura maximă de lucru: 140°C pentru apă, respectiv 151°C pentru abur;
 - presiunea maximă de lucru: 6 bar pentru apă, respectiv 4 bar pentru abur;
 - presiunea de încercare: 11 bar pentru ambele tipuri de agenți termici;
2. pentru cele cu coloane libere:
 - temperatura maximă de lucru: 115°C pentru apă, respectiv 133°C pentru abur;
 - presiunea maximă de lucru: 5 bar pentru apă, respectiv 2 bar pentru abur;
 - presiunea de încercare: 8 bar pentru ambele tipuri de agenți termici.

Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor din fontă românești, conform standardelor și normativelor în vigoare sunt prezentate în tabelul 4.6.

Tabelul 4.6. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor din fontă românești

Tipul	Înălțimea		Lățimea b	Lungimea elem. a	Racor- durile D	Nr. colo- nelor	Volu- mul inter- rior	Masa	Supra- fața de încăl- zire (vopsită)	Suprafața echiv. termic A _{echiv}	Puterea termică nominală (conform STAS 1797/2)	
	h	H									apă caldă ΔT = 60 K	abur ΔT = 80 K
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[in]	—	[l/elem]	[kg/elem]	[m ² /elem]	[m ² /elem]	[W/elem]	[W/elem]
radiatoare cu coloane eliptice unite (STAS 7363)												
300/3-60	300	388	250	60	1 1/4	3	1,1	6,7	0,21	0,248	112	164
500/2-60	500	591	150	60		2	0,9	5,8	0,19	0,225	106	156
600/2-60	600	691	150	60		2	1,05	6,9	0,225	0,265	125	183
600/3-60	600	678	200	60		3	1,6	9,3	0	0,335	152	223
600/3-75	600	684	200	75		3	—	10,5	0,315	0,371	168	247
radiatoare cu coloane circulare libere (STAS 7364)												
218/9	218	300	350	50	1 1/4	9	0,9	8	0,25	0,276	124	182
472/4	472	541,5	142	50		4	0,7	5,7	0,19	0,223	101	148
472/6	472	541,5	218	50		6	1,1	8,1	0,28	0,314	142	208
624/4	624	693,5	142	50		4	0,8	6,6	0,24	0,282	128	188
624/6	624	693,5	218	50		6	1,3	10,2	0,36	0,390	177	200
777/4	777	846	142	50		4	1,5	8,5	0,29	0,328	148	217
777/6	777	846	218	50		6	1	12	0,44	0,476	216	317

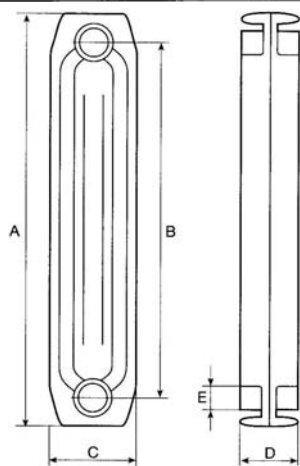


Figura 4.2. Radiatoare din elemente de aluminiu tip BIMETAL

Exponentul caracteristicii termice (exponentul de reglare) este, după ultimele cercetări, $n=1,3$, față de valoarea „tradițională” $n=4/3$ și, caracterizează variația fluxului unitar de căldură, q , al corpului de încălzire în funcție de modificarea diferenței medii de temperatură ΔT între agentul termic și aerul încălzit:

$$\Phi = q_n \cdot \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_n} \right)^n \quad [\text{W/element}] \quad (4.4)$$

unde: q_n – fluxul termic unitar de căldură, $[\text{W}/\text{m}^2]$;

ΔT_n – diferența medie de temperatură pentru condiții nominale ($\theta_d=90^\circ\text{C}$, $\theta_r=70^\circ\text{C}$, $\theta_i=90^\circ\text{C}$)

4.3.2. Radiatoare din aluminiu

Elementele radiatoarelor din aluminiu sau din aliaj de aluminiu se obțin prin turnare sub presiune sau prin extrudare. Ele pot avea una, două sau mai multe coloane prin care circulă agentul termic încălzitor, pe suprafața externă fiind mai multe aripioare de diverse forme și dimensiuni care conferă fiecărui model constructiv individualitatea sa.

Elementele se îmbină între ele prin nipluri din oțel sau fontă, cu filet stânga-dreapta și se etanșează cu garnituri din clingherit, elastomeri etc., pentru evacuarea aerului și a gazelor degajate din apă fiind necesar un robinet de dezaerisire montat pe radiator.

Radiatoarele din aluminiu se utilizează în instalațiile de încălzire cu agent termic apă caldă cu temperatura maximă de 95°C (sau 110°C), presiunea maximă de 6 bar și exponent de reglare $n=4/3$, având caracteristicile constructive și termice prezentate în figura 4.2 și tabelul 4.7.

Radiatoarele din aluminiu prezintă următoarele avantaje dar și dezavantaje:

- Avantaje:

- aspect estetic modern și montare ușoară;
- puteri termice mari pe unitatea de lungime;
- spațiu redus de ocupare în încăperi;
- masă mică (de aproximativ 4 ori mai redusă decât a radiatoarelor din fontă);

- Dezavantaje:

- durată de viață mai mică comparativ cu radiatoarele din fontă;
- preț de achiziție, în lei/kW, mare;
- rezistență mică la șocuri și lovituri;
- pot prezenta zgomote în funcționare, provocate de aerul și gazele degajate în apă și neevacuate corect;
- necesită uneori un tratament al apei cu inhibitori speciali, contra degajărilor de hidrogen;
- incompatibilitate cu unele metale (împreună cu corpul se formează pile electrice).

Tabelul 4.7. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor din aluminiu tip BIMETAL

Tipul	Înălțime		Lățime C	Lun- gime L	Racor - duri D	Conți- nut de apă V	Masă M	Puterea termică nominală ($\Delta T=60$ K) Φ_n	Suprafața echiv. termic (STAS 11984) A_{echiv}
	totală A	între axe B							
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[in]	[l/elem]	[kg/elem]	[W/elem]	[m ² /elem]
C 500	580	500	110	75	1	0,210	1,9	154,2	0,340
C 600	680	600				0,227	2,1	170,3	0,376
CF 300	380	300	110	75	1	0,193	1,2	106,6	0,235
CF 500	580	500				0,210	1,9	156,0	0,344
CF 600	680	600				0,227	2,1	177,2	0,391
CF 700	780	700				0,245	2,3	200,0	0,442
CF 800	880	800				0,280	2,5	220,1	0,486
S 360	360	300				140	75	1 1/4	0,223
S 580	570	500	128	0,304	2,25	148,0			0,327
S 680	670	610	128	0,319	2,7	170,1			0,376

4.3.3. Radiatoare din oțel

Radiatoarele din oțel sunt asemănătoare cu cele din fontă, elementele lor confecționându-se din tablă ambutisată, sudată pe contur și prin puncte între coloane. Elementele se îmbină între ele prin sudură și cu nipluri. Cele mai des întâlnite radiatoare din oțel sunt cele confecționate din tablă DIN, ale căror caracteristici termice și constructive sunt prezentate în figura 4.3 și tabelul 4.8.

Parametrii maximi ai agentului încălzitor (apă caldă sau fierbinte) sunt în funcție de tipul constructiv următorii: construcție normală: $\theta_{max}=110^\circ\text{C}$ și $p_{max}=4$ bar; construcție specială: $\theta_{max}=140^\circ\text{C}$ și $p_{max}=6$ bar.

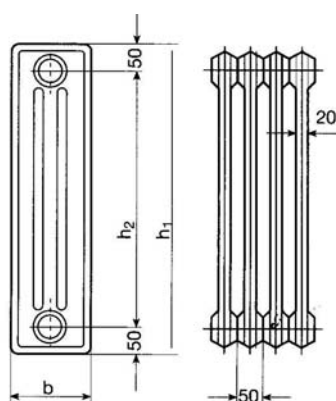


Figura 4.3. Radiatoare din oțel DIN

Tabelul 4.8. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor din aluminiu tip BIMETAL

Înălțimea totală h_1	Între axe racord h_2	Lățime b	Masa +25/-8%	Suprafața de încălzire A	Puterea termică nominală $\Delta T = 60 K$ Φ_n
300	200	160	1,02	0,105	50
		250	1,54	0,16	77
400	350	110	1,05	0,105	55
		160	1,46	0,135	74
		220	1,99	0,21	99
600	500	110	1,37	0,14	73
		160	1,96	0,205	99
		220	2,68	0,285	128
1000	900	110	2,32	0,24	122
		160	3,3	0,345	157
		220	4,53	0,48	204

Radiatoarele din oțel au ca principale **avantaje**: aspect plăcut; rezistență la șocuri și lovituri; montare ușoară și preț de achiziție mic; masă moderată (de aproximativ 3 ori mai redusă decât a celor din fontă).

Ca **dezavantaje** ale radiatoarelor din oțel se pot enumera: - puteri termice pe unitatea de lungime mici sau moderate la unele tipuri constructive; - spațiu mare necesar montării în încăpere; - durată de viață scăzută sau medie, din cauza coroziunii; - cheltuieli mai mari în exploatare.

4.4. Radiatoare - panou

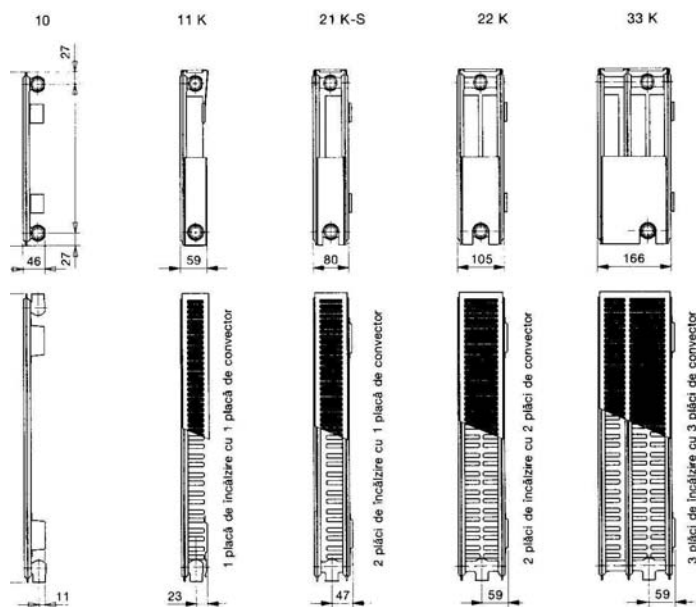


Figura 4.4. Radiatoare – panou Vogel&Noot

Sunt corpuri de încălzire plate, confecționate din tablă din oțel de foarte bună calitate, cu grosimea de 1,25...1,30 mm. Prin ambutisare și prin sudarea tablei pe contur și în câmp, rezultă un panou platcu două colectoare și mai multe canale de circulație a apei. Panoul poate fi sau nu prevăzut la spate cu aripioare ondulate de tablă din oțel subțire (aproximativ 0,4 mm), prinse prin sudură. Prin cuplarea în paralel a două sau trei panouri, așezate unul în spatele celuilalt se realizează mai multe tipuri constructive. Majoritatea tipurilor constructive de radiatoare – panou au și un capac superior perforat și două rame laterale.

Gama înălțimilor de fabricație este variată (de la 300 la 900 mm), iar lungimile pot varia de asemenea într-o

plajă largă de valori (de la 300 la 3000 mm), în trepte normalizate, precizate de fiecare producător în parte.

Parametrii maximi ai agentului termic utilizat (apa caldă) sunt în mod curent 110°C și, respectiv 6 bar, dar sunt și radiatoare care admit presiuni până la 10 bar. Cele mai utilizate tipuri de radiatoare-panou sunt cele produse de firma austriacă Vogel&Noot (figura 4.4) având caracteristicile tehnice și constructive prezentate în tabelul 4.9, fiind vorba de 5 tipuri constructive



realizate într-o gamă de 5 înălțimi (300, 400, 500, 600 și 900 mm) și 19 lungimi (400, 520, 600 720, 800, 920, 1000, 1120, 1200, 1320, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800 și 3000 mm).

Tabelul 4.9. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor – panou Vogel&Noot

Tip	Înălțime totală [mm]	Conținut de apă [l/m]	Masă [kg/m]	Racorduri Nr. buc. x D	Suprafața de încălzire (vopsită) A [m ² /m]	Putere termică nominală la $\Delta T=60$ K Φ_n [W/m]	Constanta radiatorului [n]
10	300	2,0	6,74	4x1/2"	0,750	439	1,274
	400	2,6	8,74		0,970	561	1,283
	500	3,3	10,74		1,190	678	1,292
	600	3,7	12,74		1,345	792	1,301
	900	5,1	18,74		2,007	1114	1,305
11K	300	2,0	10,30	4x1/2"	1,395	720	1,330
	400	2,6	13,83		1,771	904	1,342
	500	3,3	17,31		2,147	1078	1,354
	600	3,7	20,84		2,493	1246	1,366
	900	5,1	31,42		3,371	1708	1,383
21K-S	300	3,9	15,98	4x1/2"	2,136	1067	1,327
	400	5,0	21,40		2,729	1335	1,334
	500	6,1	26,78		3,322	1586	1,342
	600	7,1	32,20		3,822	1822	1,349
	900	10,2	48,46		5,351	2468	1,371
22K	300	3,9	19,11	4x1/2"	2,999	1395	1,329
	400	5,0	26,06		3,832	1737	1,353
	500	6,1	32,92		4,665	2056	1,377
	600	7,1	39,87		5,446	2357	1,400
	900	10,2	60,72		7,385	3151	1,423
33K	300	6,0	28,59	4x1/2"	4,483	1990	1,331
	400	7,6	39,00		5,729	2479	1,357
	500	9,4	49,27		6,975	2930	1,383
	600	10,8	59,68		8,113	3350	1,410
	900	15,6	90,91		10,914	4406	1,422

Pe spatele radiatorului, în cazul în care nu există decupaje speciale pe ramele laterale, se află sudate 4 sau 6 urechi de prindere necesare la montare. La unele radiatoare, aceste urechi de prindere pot lipsi, rolul lor la montare fiind asigurat de decuplaje speciale practicate în ramele laterale ale radiatorului.

Aceste tipuri de radiatoare se utilizează de regulă în clădirile civile, parametrii maximi ai agentului termic utilizat în acest tip de radiatoare fiind:

- ❖ Presiune maximă de lucru: $p_{\max}=10$ bar;
- ❖ Temperatura maximă de regim: $\theta_{\max}=110^{\circ}\text{C}$;
- ❖ Exponent de reglare: $n=1,30$.

4.5. Corpuri de încălzire tubulare

Corpurile de încălzire tubulare sunt realizate, de regulă, cu țevi netede din oțel, în construcție sudată, după forma constructivă existând: registre, serpentine și corpuri de încălzire speciale pentru grupuri sanitare.

4.5.1. Registre clasice

Ca și în cazul serpentinelor, corpurile de încălzire tip „registre clasice” au construcție robustă, se prevăd cu mufe sau flanșe și pot fi igienizate/curățate cu ușurință. În schimb, prezintă

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.L.dr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	---

puteri termice mici sau medii pe unitatea de lungime de corp și au un design mai puțin atrăgător decât alte corpuri de încălzire.

Registrele clasice sunt corpuri de încălzire cu țevi netede din oțel, având diametre uzuale între 50 și 80 mm, presiune maximă de utilizare $p_{max}=16$ bar, temperatură maximă a agentului termic (apă caldă, apă fierbinte sau abur) $t_{max}=150^{\circ}C$ și, exponent de reglare (conform STAS 1797/3) $n=5/4$.

După modul de așezare a țevilor, registrele pot fi:

- orizontale având puterile termice nominale, în funcție de numărul de țevi orizontale și de înălțimea de gabarit, H, [mm]: - registrele verticale din țevă D 76 mm 139,4 W/m la $\Delta T=60$ K, respectiv 199,7 W/m la $\Delta T=80$ K; - registrele orizontale din țevă D 76 mm 153,9 W/m la $\Delta T=60$ K, respectiv 220,5 W/m la $\Delta T=80$ K;
- verticale, cu unul (I) sau două (II) rânduri de țevi.

4.5.2. Serpentine

Ca și în cazul corpurilor de încălzire tip „registre clasice”, corpurile de încălzire tip serpentine au construcție robustă, se prevăd cu mufe sau flanșe și pot fi igienizate/curățate cu ușurință. În schimb, prezintă puteri termice mici sau medii pe unitatea de lungime de corp și au un design mai puțin atrăgător decât alte corpuri de încălzire.

Serpentinele sunt corpuri de încălzire cu țeva din oțel netedă, având diametre uzuale între 40 și 80 mm, presiune maximă de utilizare $p_{max}=16$ bar, temperatură maximă a agentului termic (apă caldă și/sau apă fierbinte) $t_{max}=150(max\ 200)^{\circ}C$ și, exponent de reglare (conform STAS 1797/3) $n=5/4$.

Aceste tipuri de corpuri de încălzire sunt utilizate, de obicei, la încălzirea clădirilor industriale, a atelierelor, garajelor, depozitelor, serelor etc., având puterea termică nominală pentru țeva de D 42,5 mm de 96,8 W/m la $\Delta T=60$ K, respectiv 138,7 W/m la $\Delta T=80$ K.

4.5.3. Corpuri de încălzire speciale pentru grupuri sanitare

Denumite curent „radiatoare port-prosop”, ele se realizează din țevi rotunde sau aplatizate, de mici dimensiuni, din oțel, oțel inoxidabil, aluminiu și alte materiale, presiunea maximă de utilizare fiind de 10 bar la o temperatură maximă de $110^{\circ}C$ și având un coeficient de reglare $n=1,30$.

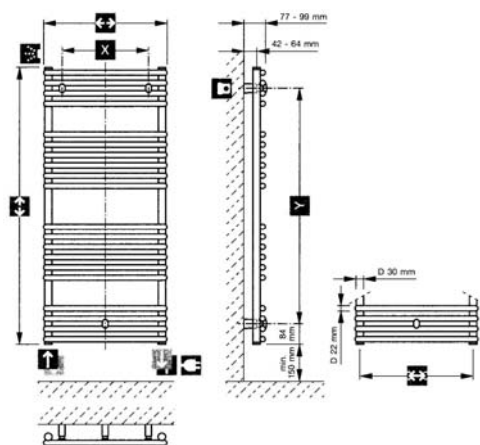


Figura 4.5. Radiatoare port-prosop
Vogel&Noot -Austria

Cele mai utilizate radiatoare port-prosop sunt cele produse de firma VOGEL&NOOT din Austria (modelul DELLA - figura 4.5), o caracteristică a acestor radiatoare fiind aceea că ele pot fi dotate și cu un element termoelectric care permite utilizarea și în perioada în care nu se furnizează agent termic. Gama de fabricație cuprinde trei înălțimi constructive standardizate (700, 1000, respectiv 1800 mm) și cinci lungimi (400,500, 600, 750 și 900 mm – tabelul 4.10).

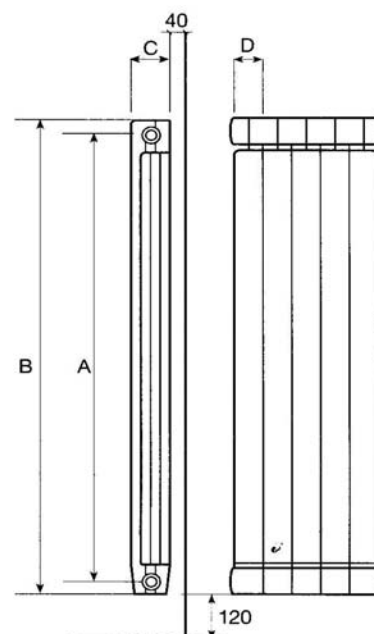
De asemenea, o altă gamă de radiatoare port-prosop utilizate în țara noastră, este radiatorul MAIOR (figura 4.6), confecționate din aluminiu sub forma unor registre cu lățimi de până la 100 mm (valoare standardizată 90 m). Ele sunt executate de firma NOVA FLORIDA și se livrează în blocuri de 3, 4, 5 și 6 elemente, dimensiunile, caracteristicile termice

pentru condițiile standard ($\theta_d=90^{\circ}C$, $\theta_r=70^{\circ}C$ și $\theta_i=20^{\circ}C$), precum și modul de montare, fiind prezentate în tabelul 4.11.

Pentru alți parametri decât cei standard, în vederea efectuării calculului puterii termice reale cedate de un astfel de radiator se are în vedere valoarea coeficientului de corecție c_t (tabelul 4.12).

Tabelul 4.10. Caracteristici constructive și termice ale radiatoarelor port-prosoapă, model DELLA

Model	Înălțime [mm]	Lungime [l/m]	Distanța între axe [mm]	Putere termică nominală la $\Delta T=60\text{ K}$ Φ_n [W]	Conținut de apă [l]	Masă [kg]
DELLA	700	400	360	359	2,3	5,2
		500	460	425	2,7	5,9
		600	560	500	3,1	6,7
		750	710	612	3,7	8,0
		900	860	722	4,3	9,2
	1100	400	360	542	3,7	7,8
		500	460	640	4,1	9,2
		600	560	753	4,8	10,5
		750	710	916	5,7	12,4
		900	860	1074	6,7	14,3
1800	400	360	813	5,7	12,2	
	500	460	975	6,5	14,6	
	600	560	1146	7,5	16,7	
	750	710	1397	8,9	19,7	
	900	860	1641	10,4	22,8	



**Figura 4.6. Radiator MAIOR
– NOVA FLORIDA**

Tabelul 4.11. Dimensiunile și caracteristicile radiatorului MAIOR

Element MAIOR	90	100	120	140	160	180	200
Distanța între axe, A, [mm]	900	1.000	1.200	1.400	1.600	1.800	2.000
Înălțime totală, B, [mm]	966	1.066	1.266	1.466	1.666	1.866	2.066
Lățimea, C, [mm]	90	90	90	90	90	90	90
Lungimea, D, [mm]	80	80	80	80	80	80	80
Racord, [in]	G1	G1	G1	G1	G1	G1	G1
Masa, [kg]	1,86	2,02	2,32	2,62	2,92	3,22	3,52
Conținut apă, [l]	0,43	0,47	0,55	0,62	0,70	0,78	0,86
Putere termică nominală, [W]	235	253	290	327	364	400	437

Tabelul 4.12. Valorile coeficientului de corecție c_t pentru diverse valori ale ΔT (exponent nominal de reglare $n=4/3$)

ΔT , [K]	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
30	0,398	0,415	0,433	0,452	0,470	0,488	0,507	0,526	0,545	0,564
40	0,583	0,603	0,622	0,642	0,662	0,682	0,702	0,723	0,743	0,764
50	0,785	0,806	0,806	0,848	0,869	0,891	0,912	0,934	0,956	0,978
60	1,000	1,022	1,045	1,067	1,090	1,112	1,135	1,158	1,180	1,204
70	1,228	1,251	1,274	1,298	1,322	1,346	1,369	1,393	1,418	1,442
80	1,466	1,491	1,515	1,540	1,564	1,589	1,614	1,639	1,664	1,689
90	1,715	1,740	1,766	1,791	1,817	1,843	1,868	1,894	1,920	1,946
100	1,973	1,999	2,025	2,052	2,078	2,105	2,132	2,158	2,185	2,212
110	2,239	2,266	2,294	2,321	2,348	2,376	2,403	2,431	2,458	2,486

Notă: Valorile din coloanele 0...9 se adaugă la cele din coloana ΔT . Exemplu: Pentru 47K se citește pe rândul 40, în coloana 7, coeficientul de corecție $c_t=0,723$

4.6. Radiatoare din țevă și tablă

Aceste tipuri de corpuri de încălzire sunt cunoscute sub denumirea de “convectorradiatoare”, incluzând o gamă largă de modele constructive, fiind realizate din elemente confecționate din țevă și tablă ansamblate nedemontabil (prin sudare) și prevăzute cu racorduri, mufe sau flanșe.

Au avantajul unor puteri termice medii sau mari pe unitatea de lungime de corp, principalul dezavantaj fiind acela al operațiilor de igienizare care se execută greu, conducând adesea la deteriorarea radiatorului.

Cel mai cunoscut este convectoradiatorul-panou CRP, simplu sau dublu (tabelul 4.13), compus dintr-un registru de țevi din oțel peste care sunt sudate două foi din tablă subțire (panouri), prevăzute cu numeroase fante înclinate ce au rol de activare a fenomenului de transfer termic prin convecție. Acest tip de corp se racordează la instalația interioară de încălzire prin mufe sau flanșe, putând avea de la 4 la 28 de elemente, cu lungimea unui element de 60 mm.

Tabelul 4.13. Caracteristicile constructive și termice ale convectorradiatoarelor – panou CRP

Tipul	Înălțime		Lățimea	Nr. de țevi verticale	Pasul țevilor verticale	Racorduri D	Volumul interior	Masa informativă	Suprafața de încălzire	Suprafața echiv. termică (STAS 11984)	Puterea termică	
	între axele racord h	totală H									apă caldă $\Delta T = 60 K$	abur $\Delta T = 80 K$
	[mm]	[mm]	[mm]	[buc]	[mm]	[in]	[l/elem]	[kg/elem]	[m ² /elem]	[m ² /elem]	[W/elem]	[W/elem]
CRP-I-472	472	502	30	4 - 28	60	3/8	0,125	1,00	0,137	0,124	57	91
CRP-I-624	624	654					0,145	1,18	0,179	0,16	73,3	117
CRP-I-777	777	807					0,16	1,38	0,221	0,193	88,4	141
CRP-II-472	472	502	100	4 - 28	60	1/2	0,25	2,00	0,274	0,224	101,6	164
CRP-II-624	654	654					0,29	2,37	0,288	0,288	130,4	210
CRP-II-777	777	807					0,32	2,76	0,346	0,346	156,9	253

Agentul termic încălzitor poate fi apa cu temperatură maximă de 150°C și presiune maximă de 16 bar, sau abur cu temperatura maximă de 151°C și presiune maximă de 4 bar. Exponentul de reglare al acestor corpuri este: - pentru CRP simple (CRPI) $n=1,28$; - pentru CRP (CRPII) duble $n=4/3$. Specialiștii recomandă o valoare unică a exponentului de reglare, $n=1,30$.

4.7. Convectoare

Convectoarele (figura 4.7) sunt corpuri de încălzire care se compun în general din două piese importante, independente din punct de vedere constructiv:

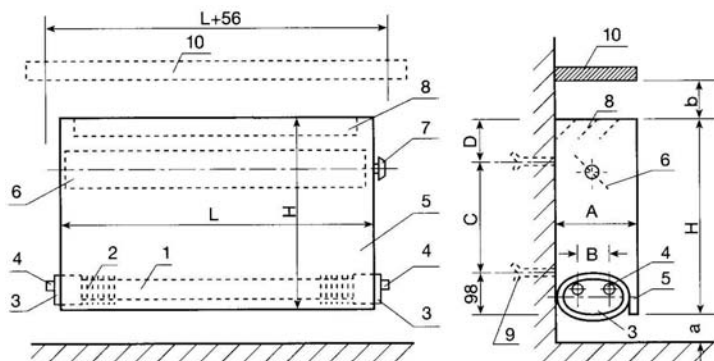


Figura 4.7. Convectoare: 1- țevi încălzitoare; 2 – aripioare; 3 – distribuitor (collector); 4 – record de intrare (ieșire); 5 – mască; 6 – clapetă de reglare; 7 – buton de acționare a clapetei; 8 – jaluzele; 9 – dibluri; 10 – glaf; A, B, C, D, H, L – cote ce depind de tipul convectorului; a, b ≥ 100mm

1. element încălzitor – constituit din una sau mai multe țevi prevăzute cu aripioare longitudinale sau transversale;
2. masca – care asigură pe de o parte circulația aerului din încăpere peste elementul încălzitor și, pe de altă parte, ieșirea aerului cald pe la partea superioară prin orificii special prevăzute.

Masca poate avea o clapetă mobilă care să permită reglarea manuală sau automată a debitului de aer cald.

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

Tipul de convector ce prezintă înălțimi reduse poartă denumirea de “plintă”, iar în cazul în care este montat în pardoseală poartă denumirea de “convector de pardoseală”. Convectorii de pardoseală sunt indicați în locurile în care nu este posibilă montarea convectoarelor înalte (sub geamuri, la intrările sau ieșirile în/din hale etc., atât în locuri publice – saloane auto, galerii – cât și vile).

Pentru activarea fluxului de căldură cedat de convectoarele de pardoseală, acestea se echipează cu ventilator tangențial, cu viteză de rotație reglabilă continuu în funcție de temperatura solicitată în încăperea în care sunt montate. Cele mai utilizate convectoare de pardoseală cu ventilator sunt cele tip PURMO sau tip Aquilo FMT.

În afara acestor tipuri de convectoare, pentru asigurarea parametrilor de confort în interiorul incintelor se mai pot folosi și convectoare fără ventilatoare de reglare a debitului de aer cald tip Aquilo FMK.

Datele tehnice ale convectoarelor Aquilo sunt:

- ✚ Materialul schimbătorului de căldură: conducte din cupru cu lamele din aluminiu;
- ✚ Materialul casei: tablă din oțel zincat pe ambele părți, în interior lăcuită prin prăfuire în culoare neagră;
- ✚ Materialul grilei: fag și stejar, băițuit sau lăcuit, duraluminiu sau oțel inoxidabil;
- ✚ Racorduri apă: 2×G 1/2” – filet interior;
- ✚ Presiunea de lucru: 10 bar;
- ✚ Temperatura maximă: 110°C;
- ✚ Presiunea de probă: 13 bar;
- ✚ Elementele convectoarelor: dezaerator manual, robinet de evacuare, două carcasi laterale ale schimbătorului, set de conexiuni flexibile din oțel inoxidabil, de lungime 10 cm cu filet GW/GZ 1/2”. La convectorul Aquilo FMT mai apar în plus ventilatoarele care funcționează la 12 V.

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	---

5. SISTEME DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ A CLĂDIRILOR

5.1. Considerații generale privind sistemele de încălzire a locuințelor

Tehnica încălzirii s-a dezvoltat treptat în timp, paralel cu celelalte ramuri ale tehnicii, pe măsura progresului civilizației și a dezvoltării continue a producției. Sistemele de încălzire au evoluat în decursul timpului de la focul liber la actualele sisteme moderne de încălzire centralizată.

Primele instalații de încălzire moderne au fost cele cu abur, introduse spre mijlocul secolului al XVIII –lea, iar cele cu apă caldă la începutul secolului al XIX – lea. În România, pentru prima oară s-a folosit un sistem centralizat de încălzire la clădirile Teatrului Național (în anul 1856) și Ateneului Român (1888), folosind agent termic sub formă de aer cald. La sfârșitul secolului al XIX – lea, clădirile mari din țara noastră au fost înzestrate cu încălzire centrală cu abur, iar după 1916 ele s-au extins și la clădirile mijlocii.

Sistemul de încălzire a unei clădiri trebuie să realizeze condițiile de confort pe baza unor consumuri cât mai reduse de energie.

În prezent se utilizează două sisteme de încălzire:

- *Sisteme de încălzire locală*, caracterizate prin faptul că locul de obținere al căldurii este chiar încăperea care urmează să beneficieze de această căldură, generatorul, purtând denumirea de sobă, cedând direct căldura produsă prin arderea unui combustibil sau prin efect Joule (cazul încălzirii electrice);
- *Sisteme de încălzire centrală*, caracterizate prin aceea că producerea căldurii se realizează în echipamente speciale (cazane) și este distribuită printr-un sistem de țevi sub formă de agent termic în toate încăperile ce urmează să fie încălzite și care sunt echipate cu corpuri de încălzire corespunzătoare să cedeze căldura necesară.

La alegerea unei soluții de încălzire se ține seama de:

- *gradul de uzură al clădirii*;
- *gradul de izolare termică* corespunzător;
- *combustibilul* de care se poate beneficia și de posibilitățile de aprovizionare existente;
- *gradul de complexitate al clădirii* (numărul de nivele, numărul și dimensiunile încăperilor etc.);
- *gradul de utilizare*, respectiv cu ce echipament poate fi prevăzută instalația de încălzire (de la o instalație simplă la o instalație complet automatizată);
- *posibilitățile materiale* de care dispune beneficiarul;
- *aspectele tehnice*, adică instalația preconizată a fi utilizată să poată asigura în toate încăperile locuinței, indiferent de destinație, poziții și utilare, condițiile solicitate;
- *aspectele economice*, adică atât cheltuielile de investiții, cât și cele de exploatare să fie cât mai reduse, primele putându-se recupera într-un timp cât mai scurt.

Clasificarea sistemelor de încălzire se poate face după:

a) *tipul încălzirii*:

- încălzire individuală (cu sobe);
- încălzire locală;
- încălzire centrală;

b) *sursa de producere a agentului termic*:

- centrale termice (CT);
- centrale electrice de termoficare (CET);

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.L.dr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

- centrale de cogenerare (CC);

c) *tipul combustibilului:*

- gaz metan;
- combustibil lichid ușor (CLU);
- motorină;
- combustibil solid (lemn, cărbune etc.);
- energie electrică;
- surse regenerabile;

Comentariu: Indiferent de sistemul de încălzire folosit, pentru producerea energiei termice necesare pentru încălzire și prepararea apei calde menajere se consumă un anumit tip de combustibil. Comparativ, prețurile medii orientative pentru energia termică produsă pe baza diferitelor tipuri de combustibil [18], se cifrează în intervalul 5 USD/GJ pentru încălzirea locală cu centrale de cogenerare de cartier și 16 USD/GJ pentru încălzirea individuală cu energie electrică (alte prețuri: 8 USD/GJ pentru încălzirea individuală cu cb.lichid, sau locală cu CT-uri de cartier, 7 USD/GJ pentru încălzirea individuală cu gaz, 6 USD/GJ pentru încălzirea locală cu centrale de cogenerare).

d) *tipul instalației de încălzire:*

- prin convecție (radiatoare, convectori radiatoare, registre etc.);
- prin radiație (panouri și plinte radiante, încălzire prin pardoseală sau tavan etc.);
- cu aer cald.

Principalele premise care conduc la adoptarea uneia sau alteia dintre soluțiile de scheme de alimentare cu căldură sunt:

- **existența unui sistem (sursă și rețele)** în care transportul și distribuția căldurii se realizează fie utilizând abur de medie presiune, fie utilizând apă fierbinte (apă caldă);
- **regimul de funcționare a sursei** poate fi permanent (continuu) sau cu intermitențe, ceea ce conduce, în raport cu curba de sarcină a consumului de apă caldă, la necesitatea prevederii de acumuloare.
- **regimul hidraulic** (cu debit constant sau cu debit variabil de agent termic) al rețelei de transport și distribuție impus de sursă.

Încălzirea centrală joacă principalul rol în asigurarea confortului termic în perioada rece, deoarece realizează:

- o stabilitate termică a elementelor de construcții deci, o temperatură cât mai uniformă a suprafețelor interioare;
- o stabilitate termică a încăperilor, adică posibilitatea menținerii variației temperaturii interioare în limitele cerute de confort;
- o repartizare cât mai uniformă a temperaturii aerului pe înălțimea încăperilor și chiar în zona de activitate sau de ședere a locatarului;
- o încălzire a tuturor încăperilor locuinței;
- scăderea vitezei curenților de aer din încăperi sub limita normală de 0,5 m/s;
- o reglare calitativă a parametrilor agentului termic (apa caldă) în funcție de necesitățile de căldură;
- realizarea unei temperaturi scăzute a corpurilor de încălzire;
- inerție termică mare;
- circulație naturală a apei în conducte sub acțiunea presiunii termice care ia naștere în instalație prin răcirea apei în corpurile de încălzire și în conducte;
- asigurarea unei exploatare ușoare a instalației de încălzire de către locatari.

Ca **dezavantaje** ale instalațiilor de încălzire centrală pot fi menționate:

- inerția termică mare impune o perioadă mare de timp pentru atingerea parametrilor necesari agentului termic, în cazul opririi instalației;



- pericolul de îngheț a apei din instalație în cazul opririi pe o perioadă mai lungă a acesteia, cu temperaturi exterioare scăzute;
- investiții ridicate.

5.2. Sisteme de încălzire cu apă caldă

Aceste sisteme de încălzire utilizează drept agent termic apa caldă cu temperatura maximă de 95°C și se pot clasifica în funcție de particularitățile de alcătuire sau funcționare astfel:

a) după temperatura agentului termic la ieșirea din cazan:

- instalații cu apă caldă, de medie temperatură, cu temperatura de regim până la 95°C;
- instalații cu apă caldă, de joasă temperatură, cu temperatura de regim până la 65°C;

b) după modul de circulație a apei calde în rețeaua de distribuție a agentului termic:

- instalații cu circulație naturală, cunoscute și sub denumirea de “termosifon” sau “gravitaționale”;
- instalații cu circulație forțată;

c) după numărul conductelor de distribuție a agentului termic:

- instalații cu două conducte (instalații bitub);
- instalații cu o singură conductă (instalații monotub);

d) după schema de asigurare sau a legăturii cu atmosfera:

- instalații deschise, asigurate cu sisteme de asigurare cu vase de expansiune deschise;
- instalații închise, asigurate cu sisteme de asigurare cu vase de expansiune închise;

e) după modul de amplasare a conductelor de distribuție:

- instalații cu distribuție inferioară;
- instalații cu distribuție superioară;

f) după soluția de alcătuire a rețelei de distribuție (figura 5.1b):

- rețele arborescente;
- rețele radiale;
- rețele inelare;

g) după gradul de răspuns la condițiile de stabilitate termică și hidraulică:

- instalații cu reglare termo-hidraulică locală;
- instalații cu reglare termo-hidraulică centrală;
- instalații cu gestiune globală a energiei;

h) după componența transmisiei de căldură în spațiul încălzit:

- instalații cu suprafețe convective (static sau dinamic);
- instalații cu suprafețe convecto - radiative;
- instalații cu suprafețe radiative.

5.2.1. Sisteme de încălzire cu preparare, distribuire și racordare centralizată a apartamentelor

Principiul de funcționare al unor astfel de sisteme de încălzire este următorul: agentul termic își mărește potențialul termic în cazan, amplasat într-o încăpere special amenajată la subsol, parter sau ultimul nivel (figura 5.1a), preluând o parte din energia termică cedată de combustibilul ars. Printr-o rețea închisă de conducte, compusă din rețeaua de distribuție amplasată la subsol, parter sau ultimul nivel și coloane (figura 5.1b), energia termică acumulată în agentul termic este transferată spațiului ce urmează a fi încălzit, utilizând suprafețe de încălzire - corpuri de încălzire - racordate la coloane (figura 5.1c).

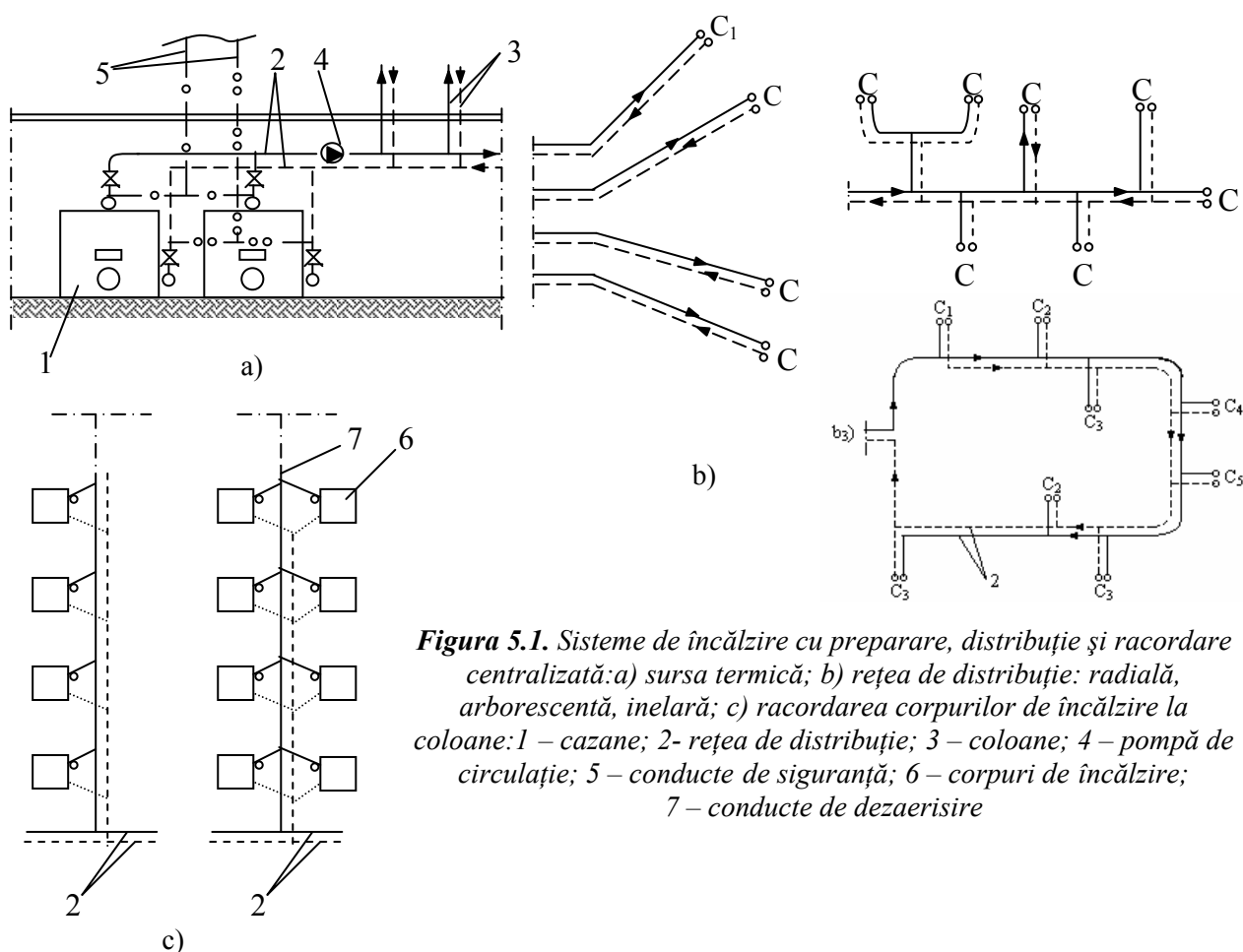


Figura 5.1. Sisteme de încălzire cu preparare, distribuție și racordare centralizată: a) sursa termică; b) rețea de distribuție: radială, arborescentă, inelară; c) racordarea corpurilor de încălzire la coloane: 1 – cazane; 2- rețea de distribuție; 3 – coloane; 4 – pompă de circulație; 5 – conducte de siguranță; 6 – corpuri de încălzire; 7 – conducte de dezaerisire

Aceste sisteme de încălzire au fost în general mulțumitoare, iar costurile de realizare și exploatare nu au fost prea ridicate, dar, cu toate acestea, ele sunt din ce în ce mai puțin utilizate deoarece:

- nu asigură dependența funcțională pentru fiecare apartament;
- nu dă posibilitatea contorizării consumurilor de energie termică pe fiecare apartament;
- presiunea termică influențează negativ regimul hidraulic din coloane

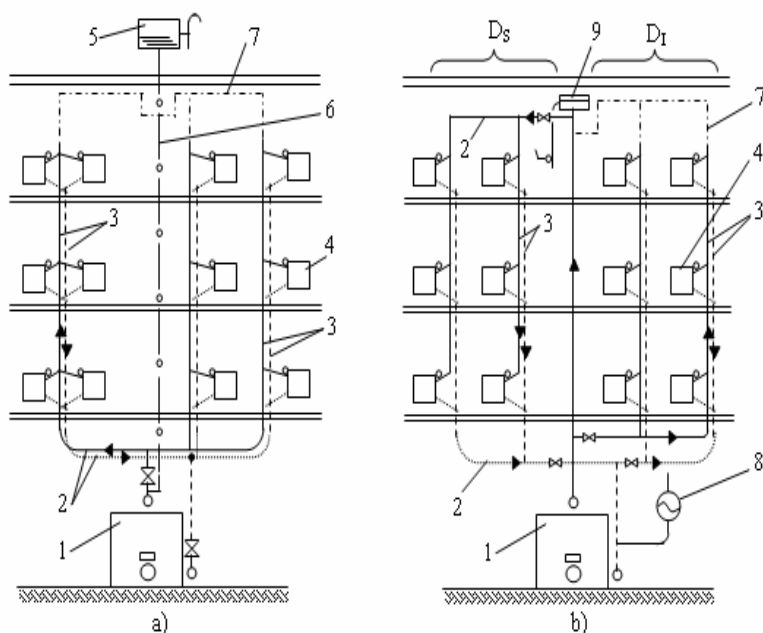


Figura 5.2. Schema de instalații de încălzire cu circulație naturală a apei calde: a) varianta cu distribuție inferioară; b) varianta cu distribuție mixtă 1 – cazan; 2 – rețea de distribuție; 3 – coloane; 4 – corpuri de încălzire; 5 – vas de expansiune deschis; 6 – conductă de siguranță; 7 – conductă de dezaerisire; 8 – vas de expansiune închis; 9 – vas de dezaerisire

După modul de circulație a apei calde în instalație se disting:

a) *Sisteme cu circulație naturală* (figura 5.2) compuse dintr-un cazan amplasat într-o încăpere la subsol, o rețea de distribuție (în general arborescentă) și coloanele de alimentare a corpurilor de încălzire. Majoritatea instalațiilor s-au executat cu două conducte de alimentare a corpurilor de încălzire, iar distribuția conductelor principale, ducere și întoarcere, se face fie la partea inferioară – plafon subsol, nivel pardoseală la parter - (figura 5.2a), fie mixtă – numai conducta de ducere la plafonul ultimului nivel – (figura 5.2b).

b) *Sisteme cu circulație prin pompare a apei calde* sunt utilizate la blocurile de locuințe încă neterminate, sau cu număr mic de apartamente.

5.2.2. Sisteme de încălzire cu preparare și distribuție centralizată și racordare individuală cu module termohidraulice de apartament

Sistemul de încălzire (figura 5.3) cuprinde patru părți principale, cu modificări esențiale, privind modul de racordare a corpurilor de încălzire la rețeaua de alimentare cu apă caldă.

Analizând din punct de vedere al modului în care este conceput, al modului de funcționare și exploatare și al rezultatelor obținute se poate evidenția eficiența ridicată a sistemului de încălzire în comparație cu sistemul de încălzire cu preparare, distribuție și racordare centralizată a apartamentelor. De aceea el este recomandat a fi utilizat pentru încălzirea locuințelor multifamiliale (clădiri cu P+1...3 niveluri și un număr de până la 4 apartamente pe nivel).

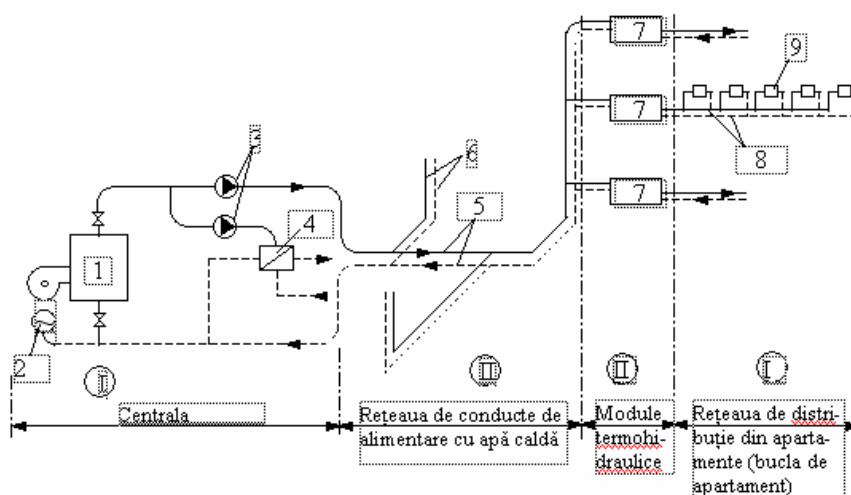


Figura 5.3. Sistem de încălzire cu preparare și distribuție centralizată și racordarea individuală cu module termice a apartamentelor: 1 – cazan; 2 – vas de expansiune; 3 – pompe de circulație; 4 – schimbător de căldură; 5 – rețea de distribuție generală; 6 – coloane; 7 – modul termohidraulic; 8 – rețea de distribuție de apartament; 9 – corpuri de încălzire

Dintre particularitățile acestui sistem de încălzire sunt de menționat următoarele:

- **centrala termică** este comună pentru toate apartamentele și cuprinde întregul echipament pentru prepararea și distribuția, atât a apei calde pentru încălzire, cât și pentru prepararea apei calde menajere;
- **rețeaua de distribuție primară**, care face legătura între centrala termică și apartamente, este de asemenea comună pentru întreaga clădire;
- **legătura între coloane și instalația din apartamente** se face prin intermediul unor module termohidraulice care au rolul de separare a consumatorilor de instalația generală, în vederea unei mai bune gestionări a căldurii în apartamente;

- **rețeaua de distribuție secundară (bucla) din apartamente** este dependentă de configurația și distribuția încăperilor, putându-se utiliza oricare din soluții: radială, arborescentă sau inelară (figura 5.1b);
- **evaluarea energiei termice și electrice consumate** se face atât local, fiecare apartament fiind dotat cu un contor de căldură și de energie electrică, cât și central, în centrala termică existând contoarele generale, de căldură și de energie electrică care înregistrează consumurile totale de energie pe clădire.

5.3. Module termohidraulice

5.3.1. Noțiuni generale

Modulele termohidraulice reprezintă mici stații termice care asigură legătura între rețeaua de distribuție primară și bucla de apartament și permit reglarea, contorizarea și distribuirea agentului termic la corpurile de încălzire.

După modul de alcătuire al modulelor termohidraulice (MTH) acestea se pot clasifica în:

1. module termohidraulice cu racordare directă la coloana de alimentare cu agent termic MTH1;
2. module termohidraulice cu racordarea la coloana de alimentare cu agent termic prin intermediul unei butelii de egalizare a presiunilor MTH2;
3. module termohidraulice cu racordarea la coloana de alimentare cu agent termic prin intermediul unui SATELIT MTH3.

5.3.2. Module termohidraulice cu racordare directă la coloana de alimentare cu agent termic MTH1

Aceste tipuri de module termohidraulice (figura 5.4) au ca elemente componente de bază: un robinet de reglare a debitului de agent termic, un robinet de reglare hidraulică, un contor de căldură, un contor de apă, prize de temperatură și vane de închidere (izolare).

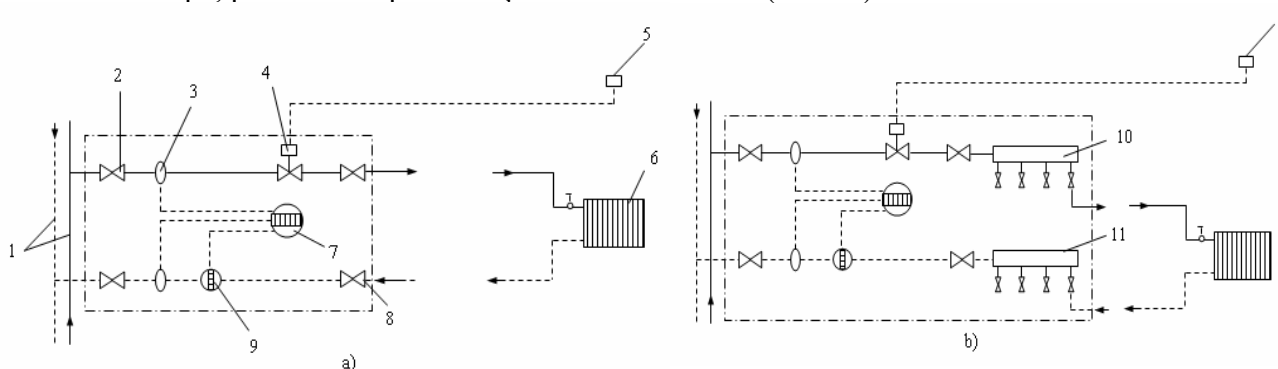


Figura 5.4. Schema modulului termohidraulic cu racordare directă MTH1: a) varianta simplă; b) varianta cu distribuitor – colector; 1 – coloană de alimentare cu apă caldă; 2 – vane de închidere (izolare); 3 – prize de temperatură; 4 – robinet de reglare; 5 – termostat de cameră; 6 – corp de încălzire; 7 – contor de căldură; 8 – robinet de închidere; 9 – contor de apă; 10 – distribuitor; 11 – colector

Funcționarea modulului termohidraulic cu racordare directă la coloana de alimentare cu agent termic în varianta simplă este următoarea: apa caldă de la centrala termică ajunge la modul cu parametri impuși de condițiile exterioare. Termostatul de cameră comandă închiderea sau deschiderea admisiei agentului termic în funcție de temperatura interioară dorită, realizând astfel o reglare locală al debitului de agent termic. În același timp cu circulația apei calde prin bucla de apartament se măsoară și consumul de căldură cu ajutorul contorului de căldură, care prelucrează datele primite de la sondele de temperatură și de la debitmetrul de apă montat pe conducta de întoarcere. Robinetul de reglare are rol de a echilibra hidraulic toate modulele dintr-o locuință,

atunci când aceasta este compusă din mai multe apartamente. Această schemă poate fi folosită numai în cazul în care la bucla din apartament se folosește distribuția arborescentă sau inelară, adică în varianta cu un singur racord de ducere și unul de întoarcere.

În cazul în care la alimentarea corpurilor de încălzire din apartament se folosește distribuția radială, modulul termohidraulic este prevăzut cu un distribuitor – colector din care se fac racordurile la fiecare corp de încălzire. Același tip de modul termohidraulic mai poate fi utilizat în cazul locuințelor DUPLEX sau TRIPLEX, unde alimentarea cu agent termic a fiecărui nivel din apartament se face cu o rețea de conducte racordată la distribuitorul și colectorul modulului.

Acest tip de module termohidraulice prezintă avantajul simplității atât în ceea ce privește elementele componente cât și în ceea ce privește modul de exploatare. Principalul dezavantaj constă în faptul că toate variațiile de debit care au loc pe bucla de apartament ca urmare a reglării cantitative, se transmit rețelei de distribuție principale și, prin intermediul acesteia, mai departe la sursa termică, respectiv și la ceilalți consumatori (celelalte apartamente). Aceste variații de debit produc unele disfuncționalități ale sistemului de alimentare cu căldură.

5.3.3. Module termohidraulice cu racordare cu butelie de egalizare a presiunilor MTH2

Aceste module termohidraulice au ca și componente de bază (figura 5.6): o butelie de egalizare a presiunilor, pompa de circulație, o clapetă de sens, un ventil de reglare hidraulică și vane de închidere.

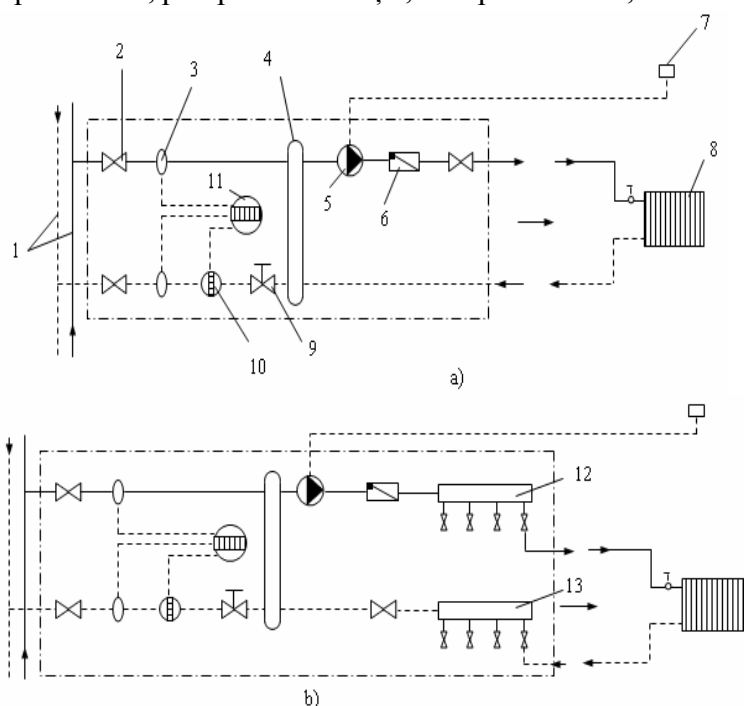


Figura 5.6. Schema modulului termohidraulic cu butelie de egalizare a presiunilor MTH2: a) varianta simplă; b) varianta cu distribuitor – colector; 1 – coloană de alimentare cu apă caldă; 2 – vane de închidere (izolare); 3 – prize de temperatură; 4 – butelie de egalizare a presiunilor; 5 – pompă de circulație pe bucla de apartament; 6 – clapetă de sens; 7 – termostat de cameră; 8 – corp de încălzire; 9 – robinet de reglare; 10 – contor de apă; 11 – contor de căldură; 12 – distribuitor; 13 – colector

Particularitatea acestui modul termohidraulic constă în separarea regimului hidraulic din rețeaua de distribuție principală de cel din bucla de apartament datorită bateriei de egalizare a presiunilor. Circulația agentului termic se face în primă fază de la centrala termică la bateria de egalizare a presiunilor la corpurile de încălzire cu ajutorul pompei 19. De aici rezultă avantajul acestui tip de modul termohidraulic, care la orice variație de debit de agent termic din bucla de apartament nu influențează regimul hidraulic din rețeaua de distribuție principală și odată cu acesta nici ceilalți consumatori.

De asemenea, orice variație de debit sau de presiune din rețeaua principală de distribuție (coloane) nu influențează regimul hidraulic din bucla de apartament. Variațiile de debit din bucla de apartament au loc la semnalul dat de termostatul de cameră, acționând asupra pompei de circulație cu turație variabilă.

Domeniul de utilizare a modulelor termohidraulice cu racordare cu butelie de egalizare a presiunilor este același ca și în cazul modulelor termohidraulice cu racordare directă la coloana de alimentare cu agent termic, chiar dacă constructiv prezintă două componente suplimentare. Modulul

termohidraulic cu racordare cu butelie de egalizare a presiunilor poate fi echipat și cu un distribuitor – colector (figura 5.6 b) în funcție de complexitatea locuinței (apartamente DUPLEX , TRIPLEX etc.).

5.3.4. Module termohidraulice cu racordare cu SATELIT MTH3

Aceste module termohidraulice au ca element de bază un aparat tip satelit (figura 5.7), compus din două rezervoare, unul exterior prin care circulă apa caldă care vine din rețeaua de distribuție și unul interior, în care este depozitată apa caldă de consum. Ambele rezervoare, sunt îmbrăcate într-o manta de izolație termică și o carcasă metalică.

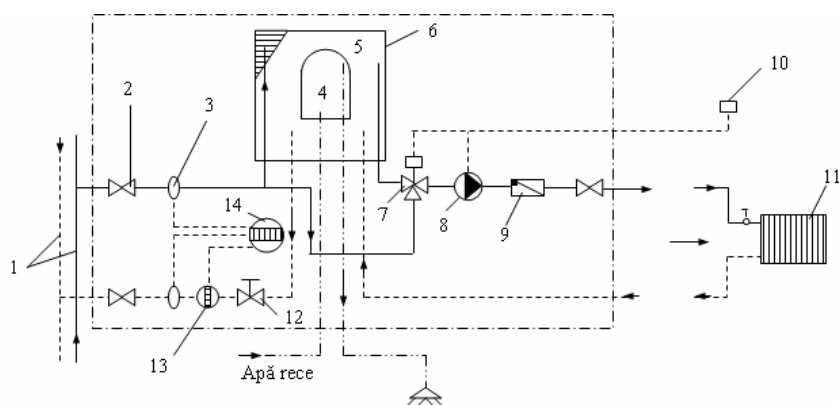


Figura 5.7. Schema modulului termohidraulic cu SATELIT (MTH3): 1 – coloană de alimentare cu apă caldă; 2 – robinete de închidere (izolare); 3 – prize de temperatură; 4 – rezervor de apă caldă de consum; 5 – rezervor de apă caldă pentru încălzire; 6 – SATELIT; 7 – ventil cu trei căi de amestec; 8 – pompă de circulație pe bucla de apartament; 9 – clapetă de sens; 10 – termostat de cameră; 11 – corp de încălzire; 12 – robinet de reglare a debitului termic; 13 – contor de apă; 14 – contor de căldură

La aceste rezervoare sunt racordate atât bucla de apartament cât și rețeaua de asigurare a apei calde menajere. Pe racordul rețelei de distribuție la rezervorul exterior sunt prevăzute prizele de temperatura, atât pe conducta de ducere cât și pe coloana de întoarcere, contorul de căldură și conducta de întoarcere, toate acestea fiind racordate la contorul de căldură de apartament.

Pe racordul rețelei (buclei) de apartament la rezervorul exterior sunt prevăzute: o pompă de circulație cu turație variabilă montată pe conducta de ducere și un ventil cu trei căi cu servomotor, care are rol de amestec. La rezervorul interior de apă caldă menajeră sunt racordate conducta de apă rece și cea de apă caldă. Funcționarea modulului termohidraulic cu SATELIT este destul de simplă și eficace în același timp. Agentul termic din rețeaua principală de distribuție cu parametrii practic constanți (90/70°C), circulă prin rezervorul exterior, acesta având același rol pe care-l are bateria de egalizare a presiunilor de la modulul termohidraulic cu racordare cu butelie de egalizare a presiunilor. Pe circuitul de încălzire pompa de circulație asigură vehicularea apei calde în bucla de apartament (conductă de ducere, corpuri de încălzire, conductă de întoarcere). Termostatul de cameră acționează asupra ventilului de amestec, realizând parametrii apei calde necesariasigurării condițiilor de confort termic din încăperi. Amestecul apei în ventilul cu trei căi se face între apa caldă din racordul SATELIT cu apă caldă din conducta de ducere care vine din coloană.

Circulația apei calde de consum este și mai simplă și anume la orice deschidere a unui robinet de apă caldă din apartament (bucătărie, grup sanitar etc.) pătrunde apă rece în rezervorul din interior înlocuind apa caldă menajeră consumată. Apa din rezervorul din interior este încălzită de apa care circulă prin rezervorul exterior.

Avantajul racordării prin modul termohidraulic de tip MTH3 constă în faptul că se poate contoriza întreaga cantitate de căldură consumată de un apartament atât pentru încălzire cât și pentru prepararea apei calde de consum. Astfel, beneficiarului (proprietarul apartamentului) îi este oferită posibilitatea de a se gospodări singur din punct de vedere al energiei termice consumate atât pentru încălzire cât și sub formă de apă caldă de consum.



6. RACORDAREA INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE ȘI PREPARARE APĂ CALDĂ DE CONSUM

6.1. Generalități

Ansamblul instalațiilor situate la limita între rețeaua de distribuție a căldurii și instalațiile consumatorilor (rețeaua exterioară de distanță și instalațiile interioare ale consumatorilor) se numește *stație termică (ST)* sau *punct termic (PT)*.

Punctele termice pot asigura distribuția căldurii numai pentru un anumit tip de consum (încălzire, ventilație sau apă caldă), sau, pot distribui căldura mai multor tipuri de consumatori, în cazul cel mai complex servind la prepararea centralizată a apei menajere, la transformarea parametrilor pentru instalația de încălzire și ca punct de plecare pentru distribuția apei calde spre instalația de încălzire a consumatorilor.

Tipul punctelor termice depinde de următorii factori:

- ❑ natura și mărimea consumurilor de căldură;
- ❑ natura și parametrii agentului termic de transport, față de agentul termic folosit la consumatori;
- ❑ sistemul de transport al căldurii (număr de conducte).

Racordarea instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde se face cel mai adesea în cadrul aceluiași puncte termice. Schemele de racordare depind în principal de sistemul folosit pentru prepararea apei calde – închis, deschis sau mixt – și de numărul de conducte folosite pentru transport și distribuție, cuprinzând atât instalații de racordare ale consumatorilor de încălzire cât și instalații pentru prepararea apei calde.

Punctele termice centralizate pot fi realizate astfel:


a) în sistem bitubulare închis, caz în care sunt caracterizate prin racordarea închisă a instalațiilor pentru prepararea apei calde și racordarea directă sau indirectă a instalațiilor pentru încălzire. Ambele tipuri de consumatori sunt alimentați din aceleași conducte de ducere și întoarcere. În perioada de iarnă regimul termic al apei în conducta de ducere este cel impus de încălzire, care necesită nivele termice mai mari decât prepararea apei calde. Schemele PTC în sistemele bitubulare închise nu depind de modul de racordare a instalațiilor de încălzire – direct sau indirect. În funcție de schema de preparare a apei calde în sistem închis și de poziția preîncălzitoarelor în schemă se deosebesc următoarele tipuri de scheme:

- Schema o treaptă paralel pentru prepararea apei calde;
- Schema o treaptă serie pentru prepararea apei calde;
- Schema două trepte mixt (serie – paralel);
- Schema două trepte serie (serie – serie).

b) în sistem bitubulare deschis, caz în care sunt caracterizate prin folosirea unei conducte de ducere comună pentru încălzire și apă caldă care asigură transportul agentului termic necesar celor două tipuri de consumatori. Conducta de retur asigură returnarea diferenței dintre debitul instalației de încălzire și debitul pentru prepararea apei calde.

6.2. Instalațiile punctelor termice

Având în vedere că destinația principală a punctului termic este aceea de a pregăti agentul termic pentru transportul său la instalațiile consumatoare și returnarea condensatului la sursa de

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

căldură, echipamentele de bază ale punctelor termice diferă în funcție de natura și parametrii agentului termic astfel:

a) în cazul folosirii aburului ca agent termic, echipamentele de bază sunt colectoarele de abur, aparatele de măsură, control și reglare a parametrilor agentului termic, rezervoarele colectoare pentru condensat și pompe pentru evacuarea acestuia.

Instalația închisă de colectare a condensatului - Este constituită din oalele de condensat, colectoare, rezervoare și pompe de condensat. Condensatul rezultat de la aparatele consumatoare se separă de aburul necondensat în oala de condensat și apoi intră în rezervorul închis de colectare, unde este menținut la o suprapresiune suplimentară cu ajutorul reguletoarelor de presiune, de unde prin intermediul pompelor de condensat este returnat la sursă.

b) în cazul folosirii apei fierbinți ca agent termic, echipamentele de bază sunt schimbătoarele de căldură sau elevatoarele pentru încălzire, schimbătoarele de căldură pentru prepararea apei calde menajere, acumulate de apă caldă, pompe, instalații de automatizare, măsură și control și cele pentru protecția corozivă.

Schimbătoarele de căldură - Sunt realizate sub forma unor preîncălzitoare secționale, formate din mai multe tronsoane racordate în serie pe partea de agent termic primar și secundar. Cele pentru încălzire sunt cu țevi din OL prin care circulă agentul termic primar (apa fierbinte), iar printre ele circulă agentul termic secundar (apa caldă pentru încălzire). Cele pentru prepararea apei calde menajere sunt cu țevi din alamă prin ele circulând agentul termic secundar (apa caldă de consum) și printre ele agentul termic primar (apa fierbinte).

Ejectoarele apă-apă - Se folosesc la racordarea directă a consumatorilor de încălzire în funcție de diferența de presiune necesară în sistemul de încălzire al acestora. Funcționarea lor este caracterizată de coeficientul de amestec u , pe baza căruia se face dimensionarea termică, hidraulică și geometrică.

Instalațiile de acumulare - Se utilizează în punctele termice cu scopul de a aplatiza curba de consum de căldură sub formă de apă caldă.

6.3. Puncte termice centralizate (PTC) în sisteme bitubulare închise cu o treaptă paralel pentru prepararea apei calde

6.3.1. Noțiuni generale și prezentare

Aceste puncte termice (figura 6.1) sunt cele mai vechi, în prezent utilizându-se numai în anumite cazuri, cum ar fi, PTC de capacitate redusă, când ponderea consumatorului de căldură pentru prepararea apei calde este mare, față de cea pentru încălzire. În cazul racordării directe cu amestec, apa fierbinte este distribuită din PTC la mai multe puncte termice cu hidroelevatoare amplasate în general în clădirile consumatorilor. Prepararea apei calde se poate face și cu acumulare, folosind rezervoare cu serpentine (boilere) sau fără serpentine de încălzire.

6.3.2. Dimensionare

Datorită alimentării în paralel a celor două schimbătoare (pentru încălzire și cel pentru prepararea apei calde), regimul hidraulic (de debite) și termic al celor două tipuri de consumatori sunt independente între ele. De aceea, *determinarea valorilor de calcul ale debitelor de apă fierbinte necesară celor doi consumatori* se face pe baza consumurilor de căldură maxime ale acestora, după cum urmează:

- pentru încălzire, în cazul racordării indirecte:

$$G_i^e = \frac{q_i^e}{c_a(t_3^c - t_4^c)} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.1)$$

unde: $t_3^c = t_1^c$, iar în cazul racordării directe (schema din figura 6.1, b) $t_4^c = t_7^c$;

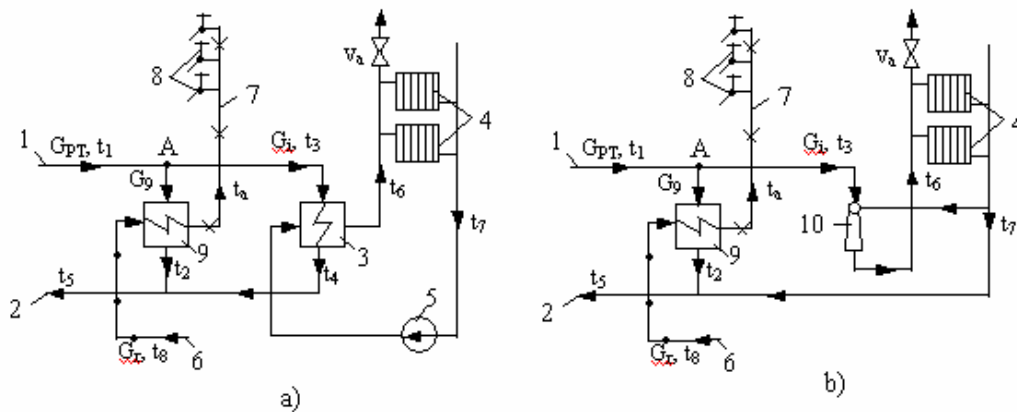


Figura 6.1. Scheme de puncte termice centralizate în sisteme bitubulare închise, cu prepararea apei calde, o treaptă paralel cu: a) racordare indirectă; b) racordare directă cu amestec;

1,2 – rețea de apă fierbinte (tur/retur); 3 – schimbător de căldură pentru încălzire; 4 – consumatori de căldură pentru încălzire; 5 – pompă de circulație; 6 – apă rece; 7 – apă caldă de consum; 8 – consumatori de apă caldă; 9 – schimbător de căldură pentru prepararea apei calde; 10 – hidroelevator

- pentru apă caldă, fără acumulare:

$$G_a^c = \frac{q_a^M}{c_a (t_1^m - t_2^m)} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.2)$$

și în cazul acumulării:

$$G_a^{c^*} = \frac{q_a^{md}}{c_a (t_1^m - t_2^m)} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.3)$$

unde: q_i^c - consumul de căldură pentru încălzire, în condițiile temperaturii exterioare minime convențional t_e^c , [kJ/s];

q_a^M , q_a^{md} - consumul maxim, respectiv mediu sub formă de apă caldă, [kJ/s];

c_a - căldura specifică medie a apei, [kJ/kg·°C];

t_1^m , t_2^m - valorile minime din cursul perioadei de încălzire ale temperaturilor t_1 și t_2 , [°C];

t_3^m , t_4^m - valorile de calcul, la temperatura exterioară de calcul, t_e^c , ale temperaturilor t_3 și t_4 , [°C].

Debitul de calcul de apă fierbinte aferent punctului termic este:

$$G_{PT}^C = G_i^c + G_a^c \quad [\text{kg/s}] \quad (6.4)$$

Dimensionarea schimbătoarelor de căldură

a) suprafața de schimb de căldură a schimbătorului 3 pentru încălzire este:

$$S_i = \frac{q_i^c}{k_i \cdot \Delta t_i^c} \quad [\text{m}^2] \quad (6.5)$$

- suprafața schimbătorului 9 pentru apă caldă, în lipsa acumulării:

$$S_a = \frac{q_a^M}{k_a \cdot \Delta t_a^m} \quad [\text{m}^2] \quad (6.6)$$

sau în cazul acumulării:

$$S_a = \frac{q_i^{\text{md}}}{k_m \cdot \Delta t_a^m} \quad [\text{m}^2] \quad (6.7)$$

unde: k_i , k_a - coeficienți globali de schimb de căldură ai schimbătorului pentru încălzire, respectiv pentru prepararea apei calde, $[\text{kW}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$;

$\Delta t_i^c, \Delta t_a^m$ - diferențele mediilogaritmice de temperatură ale schimbătorului 3 de încălzire, în condițiile temperaturii exterioare de calcul, respectiv a schimbătorului 9 pentru prepararea apei calde, în condițiile valorilor minime ale temperaturilor t_1^m și t_2^m .

Valorile consumurilor de căldură pentru prepararea apei calde se determină pe baza debitelor de apă caldă consumată la temperatura constantă a apei de consum, t_a și a apei reci t_g :

$$q_a^M = G_r^M \cdot c_a (t_a - t_g) \cdot \eta_a \quad [\text{kJ}/\text{s}] \quad (6.8)$$

sau:

$$q_a^{\text{md}} = G_r^{\text{md}} \cdot c_a (t_a - t_g) \cdot \eta_a \quad [\text{kJ}/\text{s}] \quad (6.9)$$

unde: η_a - randamentul termic al schimbătorului de căldură pentru prepararea apei calde.

6.4. Puncte termice centralizate (PTC) în sisteme bitubulare închise cu o treaptă serie pentru prepararea apei calde

Acest tip de racordare, reprezintă o soluție îmbunătățită a schemei cu o treaptă paralel, necesitând în PTC un debit de apă fierbinte de calcul mai mic (comparativ cu PTC o treaptă paralel fără acumulare). Ea conduce însă, în anumite perioade din cursul sezonului de încălzire, în funcție și de valorile momentane ale consumului de căldură pentru prepararea apei calde, la diminuarea cantității de căldură livrată consumatorilor de încălzire față de aceea necesară. Gradul de diminuare depinde și de ponderea consumului de căldură q_a^M față de q_i^c .

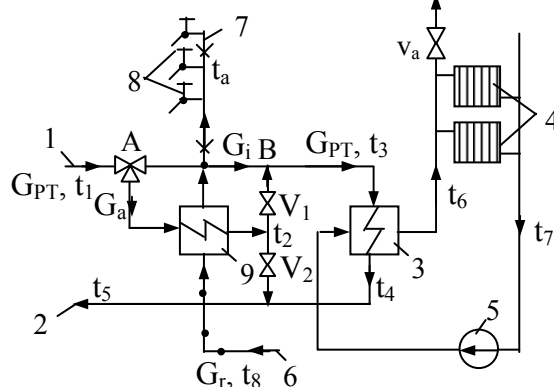


Figura 6.2. Schema punctului termic centralizat în sistem bitubular închis, cu prepararea apei calde, o treaptă serie: 1,2 – rețea de apă fierbinte (tur/retur); 3 – schimbător de căldură pentru încălzire; 4 - consumatori de căldură pentru încălzire; 5 – pompă de circulație; 6 – apă rece; 7 – apă caldă de consum; 8 – consumatori de apă caldă; 9 – schimbător de căldură pentru prepararea apei calde

6.5. Puncte termice centralizate în sistem închis două trepte mixt serie - paralel

Este o combinație între cele două scheme, o treaptă serie și una paralel (figura 6.3). O caracteristică a sa o constituie faptul că treapta I de preparare a apei calde utilizează “căldura deșeu” conținută de apa caldă care vine în instalația de încălzire, și care, altfel ar fi fost returnată sursei de căldură (ca la schemele anterioare). De aceea se spune că această schemă asigură un grad sporit de utilizare a căldurii intrată cu apă de rețea în PTC.

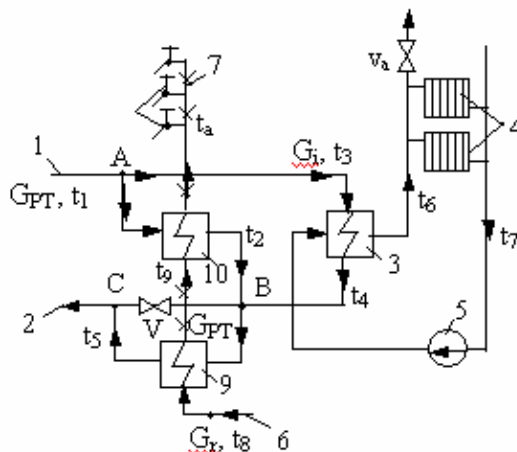


Figura 6.3. Schema punctului termic centralizat în sistem bitubular închis, cu prepararea apei calde, două trepte mixt (serie-paralel): 1,2 – rețea de apă fierbinte (tur/retur); 3 – schimbător de căldură pentru încălzire; 4 - consumatori de căldură pentru încălzire; 5 – pompă de circulație; 6 – apă rece; 7 – apă caldă de consum; 8 – consumatori de apă caldă; 9 – treapta întâi de preparare a apei calde; 10 – treapta a doua de preparare a apei calde

Dimensionare acestor puncte termice se realizează pentru cele două regimuri caracteristice de funcționare:

1. *Iarna*, atâta timp cât temperatura apei ieșită din instalația de încălzire este $t_4 \geq (t_a + 5...8)^\circ\text{C}$, prepararea apei calde se poate face numai în treapta I și atunci $t_9 = t_a$. Atunci când temperatura t_4 îndeplinește condițiile de mai sus, dar debitul momentan de apă din rețea G_i nu este suficient pentru asigurarea consumului de căldură pentru prepararea apei calde diferența de cantitate de căldură neasigurată de treapta I va fi preluată de treapta a II-a.

$$G_r(t_9 - t_8) = G_i(t_4 - t_5) \cdot \eta_i \quad (6.10)$$

unde: η_i – randamentul termic al schimbătorului de căldură 9;

q_I, q_{II} – cantitățile momentane de căldură pentru prepararea apei calde livrate de treapta I, respectiv a II-a.

Menținând constant debitul de apă din rețea G_i^c pentru încălzire, odată cu reducerea consumului de căldură q_i , temperaturile apei din rețea (t_3 și t_4) scad, cantitatea de căldură care poate fi cedată în treapta I de preparare a apei calde scade. Considerând consumul de apă caldă G_r constant, independent de consumul de căldură q_i , cantitatea de căldură q_I scade și crește cantitatea de căldură cedată de treapta a II-a.

2. *Vara*, consumul de căldură pentru încălzire este $G_i = 0$, ceea ce înseamnă ca $G_{PT} = G_a$. Prepararea apei calde se face cu debitul de apă de rețea G_a care trece în serie prin cele două trepte, în contracurent față de apa rece G_r .

Debitele de apă necesare în rețea se calculează conform relațiilor:

- pentru încălzire, considerând $t_3^c = t_1^c$, conform relației:

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

$$G_i^e = \frac{q_i^e}{c_a(t_3^c - t_4^c)} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.11)$$

- pentru prepararea apei calde, debitul suplimentar G_a de apă fierbinte din rețea este necesar numai pentru treapta a II-a:

$$G_a^c = \frac{q_{II}^M}{c_a \cdot (t_1^m - t_2^m)} \quad (6.12)$$

unde: $q_{II}^M = q_a^M - q_I^m$ - aportul maxim de căldură pentru prepararea apei calde în treapta a II-a.

Pe partea de apă rece se poate scrie, pentru cele două trepte:

$$\frac{q_{II}^M}{q_a^M} = \frac{G_r^M \cdot c_a \cdot (t_a - t_9^m)}{G_r^M \cdot c_a \cdot (t_a - t_r)} \quad (6.13)$$

Înlocuind relația 12.4 în relația 12.3 rezultă debitul suplimentar G_a de apă fierbinte din rețea:

$$G_a^c = \frac{q_a^M}{c_a \cdot (t_1^m - t_2^m)} \cdot \frac{t_a - t_9^m}{t_a - t_r} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.14)$$

unde: $t_9^m = t_4^m - (5...8) [^\circ C]$

În cazul schemelor cu acumulator de apă caldă în PT, în calculul debitelor se va lua în considerare consumul mediu săptămânal de apă caldă:

$$q_{II}^{md} = q_a^{md} \cdot \frac{t_a - t_9^m}{t_a - t_r} \quad (6.15)$$

Ca urmare debitul suplimentar de apă fierbinte calculat va avea o expresie de forma:

$$G_a^{c*} = \frac{q_a^{md}}{c_a \cdot (t_1^m - t_2^m)} \cdot \frac{t_a - t_9^m}{t_a - t_r} \quad (6.16)$$

Valoarea de calcul a debitului de apă fierbinte aferentă punctului termic este:

1. fără acumulare:

$$G_{PT}^c = G_i^c + G_a^c \quad (6.17)$$

2. cu acumulare:

$$G_{PT}^c = G_i^c + G_a^{c*} \quad (6.18)$$

Dimensionarea suprafețelor de schimb de căldură pentru schimbătoarele 3, 9 și 10 se face astfel:

1. suprafața schimbătorului de căldură pentru încălzire 3, se determină pentru condițiile de calcul ale consumului de căldură q_i^c , ale temperaturilor $t_6^c, t_7^c, t_3^c, t_4^c$ și considerând $t_4^c = t_7^c + (5...10)^\circ C$, cu relația:

$$S_i = \frac{q_i^c}{k_i \cdot \Delta t_i^c} \quad [\text{m}^2] \quad (6.19)$$

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

2. În lipsa acumulatorului de apă caldă, suprafețele de schimb de căldură se calculează cu relațiile:
- pentru treapta I:

$$S^I = \frac{q_I^M}{k_I \cdot \Delta t_I^m} \quad (6.20)$$

unde: $q_I^M = q_a^M \cdot \frac{t_9^m - t_r}{t_a - t_r}$

- pentru treapta a II – a:

$$S^{II} = \frac{q_{II}^M}{k_{II} \cdot \Delta t_{II}^m} \quad (6.21)$$

unde: $q_{II}^M = q_a^M \cdot \frac{t_a - t_9^m}{t_a - t_r}$

3. În cazul existenței acumulatorilor de apă caldă în PT, suprafețele de schimb de căldură se calculează cu relațiile:

- pentru treapta I:

$$S_I^* = \frac{q_I^{md}}{k_I \cdot \Delta t_I^m} \quad (6.22)$$

unde: $q_I^{md} = q_a^{md} \cdot \frac{t_9^m - t_r}{t_a - t_r}$

- pentru treapta a II – a:

$$S_{II}^* = \frac{q_{II}^{md}}{k_{II} \cdot \Delta t_{II}^m} \quad (6.23)$$

unde: $q_{II}^{md} = q_a^{md} \cdot \frac{t_a - t_9^m}{t_a - t_r}$

în care: k_I, k_{II} - coeficienții globali de schimb de căldură ai schimbătoarelor de căldură pentru prepararea apei calde treapta I, respectiv a II-a, [kW/m²·°C];

$\Delta t_I^m, \Delta t_{II}^m$ - diferențele medii logaritmice de temperatură pentru cele două trepte de preparare a apei calde în condițiile valorilor minime ale temperaturilor t_4^m, t_9^m, t_1^m și $t_2^m = t_4^m$, [°C].

6.6. Puncte termice centralizate în sistem închis două trepte serie – serie

Punctele termice centralizate în sistem închis două trepte serie – serie (figura 6.4) constituie o extindere a schemei două trepte mixt, în scopul reducerii cât mai mult posibil a valorii de calcul a debitului de apă fierbinte G_{PT}^e care intră în PTC. Din acest punct de vedere dimensionarea sa se poate face în două variante:

- fără corecția graficului de reglaj aferent încălzirii, caz în care pentru orice $t_e > t_e^c$ și $q_{II} > 0$, debitul $G_{PT}^e = G_i^e + G_a^e$, în care G_a^c se determină în funcție de q_{II}^{md} ;

- cu corecția graficului de reglaj aferent încălzirii, când pentru orice $t_e > t_e^c$ și $q_{II} > 0$, debitul $G_{PT} = G_i^c$ și crește temperatura t_l de intrare a apei fierbinți în PTC, adică $t_l > t_3$ (la $t_e^c, t_l^c = t_3^c$).

Dintre aceste scheme cu două trepte, cea mai des folosită este schema două trepte serie de preparare a apei calde, deoarece, pentru prepararea agentului termic pentru încălzire și apei calde de consum este necesar debitul minim G_{PT} de apă fierbinte din rețea. Aceasta conduce la dimensionarea rețelei termice cu diametre mai mici și la reducerea energiei consumată pentru pomparea apei în rețea.

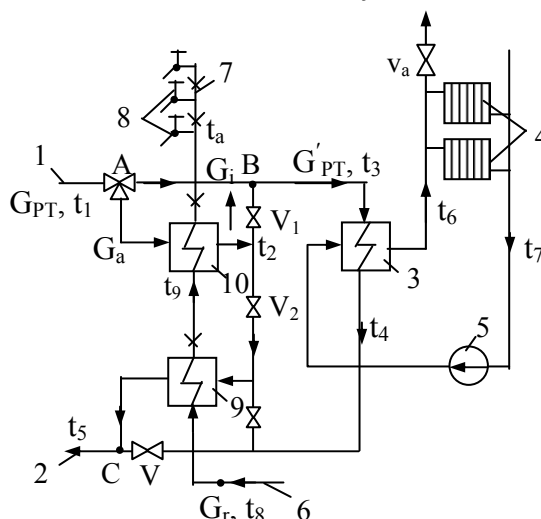


Figura 6.4. Schema punctului termic centralizat în sistem bitubular închis, cu prepararea apei calde, două trepte serie: 1,2 – rețea de apă fierbinte (tur/retur); 3 – schimbător de căldură pentru încălzire; 4 – consumatori de căldură pentru încălzire; 5 – pompă de circulație; 6 – apă rece; 7 – apă caldă de consum; 8 – consumatori de apă caldă; 9 – treapta întâi de preparare a apei calde; 10 – treapta a doua de preparare a apei calde

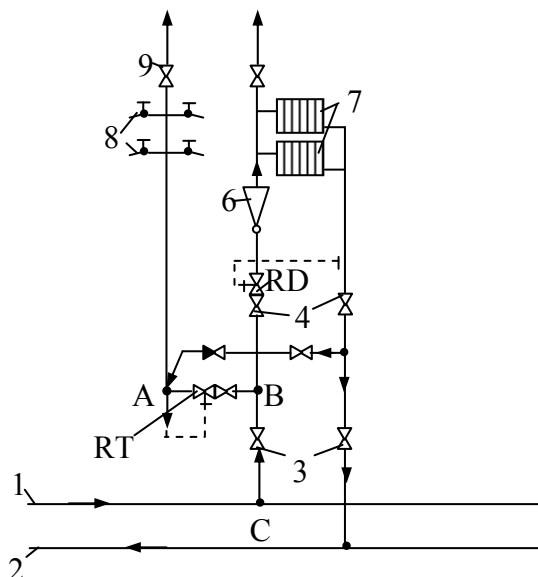


Figura 6.5. Schema de principiu a PTC în sisteme bitubulare deschise: 1, 2 – rețea termică de ducere și întoarcere; 3 – vane de izolare a PT; 4, 5 – vane de izolare ale instalațiilor de încălzire și de apă caldă; 6 – elevator; 7, 8 – consumatori de încălzire și de apă caldă; 9 – ventile de aerisire; RT – regulator de temperatură; RD – regulator de debit

6.7. Puncte termice centralizate (PTC) în sisteme bitubulare deschise

Schemele PTC în sistemele bitubulare deschise (figura 6.5) se deosebesc după poziția relativă a punctelor de racord ale instalațiilor de consum de apă caldă, B și C, față de regulatorul de debit RD.

Aceste scheme au o arie mai mică de utilizare. Caracteristic acestui tip de racordare este reglajul independent a consumului de căldură pentru încălzire față de cel pentru prepararea apei calde, prin montarea regulatorului de debit RD după punctele de racord B și C ale consumatorilor de apă caldă. Ca urmare, cei doi consumatori funcționează independent. Astfel, consumul de căldură pentru încălzire este satisfăcut prin intermediul regulatorului de debit RD, iar cel de apă caldă cu ajutorul regulatorului de temperatură RT.

7. REȚELE TERMICE. CLASIFICARE ȘI MONTARE

7.1. Tipuri de rețele termice și de termoficare

REȚELELE TERMICE reprezintă totalitatea conductelor și derivațiilor de la ieșirea din incinta CET sau CT până la vanele de intrare în punctele termice, inclusiv stațiile intermediare de pompare și de termoficare, având drept scop transportul și distribuția căldurii.

Clasificarea rețelelor termice și de termoficare se poate face având în vedere mai multe criterii:

a) După natura agentului termic folosit în sistemul de termoficare, rețelele termice pot fi:

- de abur;
- de apă fierbinte;
- de apă caldă.

b) După felul de amplasare, rețelele sunt:

- rețele din incinta centralei electrice de termoficare;
- rețele termice primare: de la ieșirea din CET până la punctul termic;
- rețele termice secundare: de la punctul termic până la instalațiile consumatoare propriu-zise;

c) După gradul de returnare de la consumatori a agentului termic utilizat, se deosebesc:

- rețele deschise;
- rețele închise;

d) Din punct de vedere al configurației, rețelele pot fi:

- radiale (ramificate – figura 7.1a);
- inelare (buclate – figura 7.1b);
- mixte (inelar-radiale – figura 7.1c).

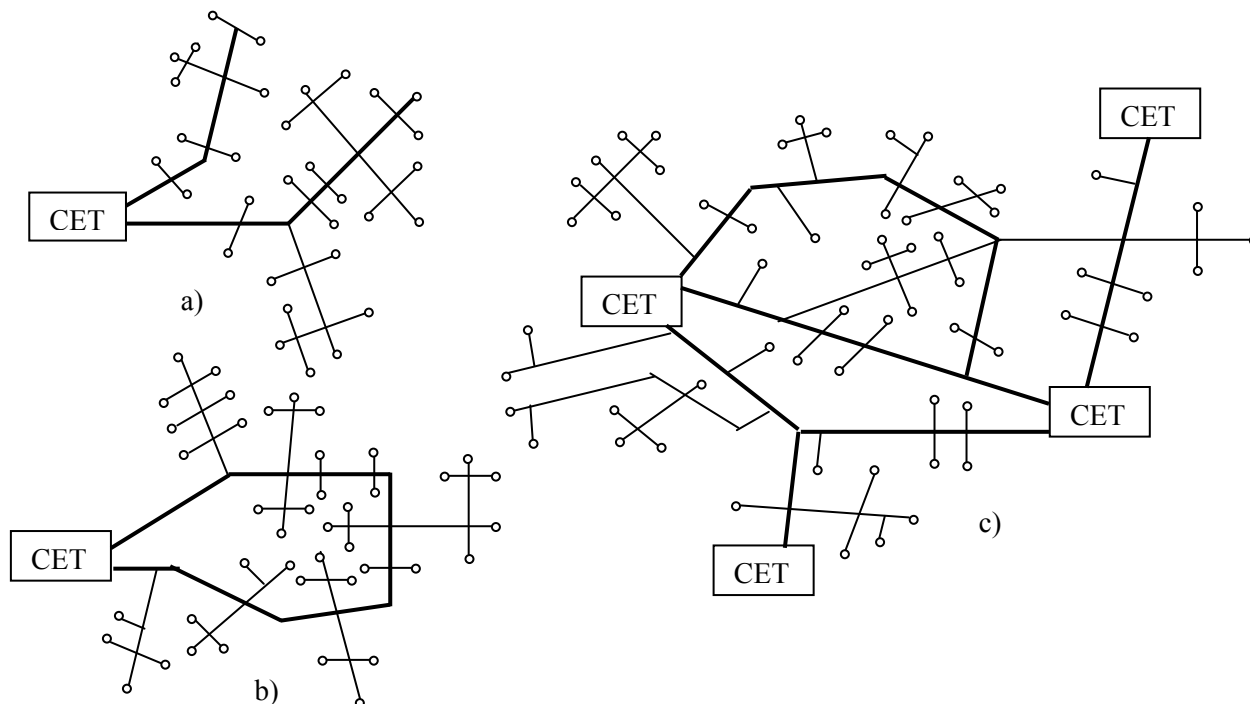


Figura 7.1. Rețele termice și de termoficare: a) de tip radial; b) de tip inelar cu o singură sursă (CT sau CET); c) de tip inelar cu mai multe surse (CT sau CET)

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	---

Rețelele radiale sunt ieftine, ușor de exploatat, însă prezintă dezavantajul că, în cazul unei avarii pe conducta magistrală sau pe cea de distribuție, toți consumatorii aflați în aval de locul avariei rămân nealimentați. Acest dezavantaj se poate elimina prin prevederea unei bretele de legătura între două ramuri principale care se dimensionează pentru 50% din sarcina termică de pe conducta magistrală cu sarcina termică cea mai mare. De asemenea, conducta magistrală se supradimensionează între sursă și punctul de legătură cu breteaua cu 50% din sarcina termică a celeilalte magistrale. Această soluție se recomandă atunci când alimentarea se face dintr-o singură sursă situată în centrul de greutate al consumului, sau la distanță.

Rețelele inelare permit în cazul unei avarii alimentarea continuă a consumatorilor cu excepția celor cuprinși între vanele care izolează defectul. Sunt folosite atât în cazul sistemelor de termoficare cu o singură sursă de alimentare, cât și în cazul sistemelor cu mai multe surse de alimentare, caz în care, proiectarea rețelei trebuie făcută astfel ca în cazul ieșirii din funcțiune a unei surse celelalte să asigure alimentarea în continuare a consumatorilor chiar dacă pentru scurt timp se reduce cantitatea de căldură livrată. Schemele inelare sunt folosite în cazul consumatorilor care nu admit întreruperi în alimentarea cu căldură.

e) După numărul de conducte, rețelele termice pot fi:

- rețele mono-tubulare – cu o singură conductă – se întâlnesc la sistemele de termoficare cu apă fierbinte cu racordarea consumatorilor în circuit deschis și, în cazul sistemelor de termoficare cu abur, fără returnarea condensatului;

- rețele bitubulare – cu două conducte – întâlnită la sistemele de termoficare cu apă fierbinte cu racordarea consumatorilor cu circuit închis și în cazul sistemelor de termoficare cu aburi, cu returnarea condensatului;

- rețele tritubulare – întâlnite la sistemele de termoficare cu apă fierbinte în care se separă complet livrarea căldurii pentru încălzire de cea pentru prepararea apei calde menajere pentru fiecare prevăzându-se câte o conductă de ducere proprie, întoarcerea efectuându-se pe o conductă comună. În cazul sistemelor de termoficare cu abur cu debite puternic variabile sau cu două niveluri de presiune diferite și returnarea condensatului, se folosesc rețele tritubulare;

- rețele cu patru sau mai multe conducte - sunt folosite în cazul sistemelor de termoficare mixte care utilizează drept agenți termici apa fierbinte și abur la mai multe nivele de presiune și returnarea condensatului pe o conductă comună sau conducte diferite, sau în cazul sistemelor de termoficare urbană care au și un consum de climatizare (prepararea frigului se face centralizat la CET ceea ce conduce la apariția unor conducte distincte - de ducere și întoarcere pentru agentul de răcire).

f) După tipul consumatorilor alimentați, rețele termice pot fi:

- rețea termică urbană - servește transportului și distribuției căldurii și este concepută astfel încât să asigure în toate condițiile de funcționare continuitatea alimentării cu căldură la parametri necesari a consumatorilor urbani.

- rețea termică industrială - servește transportului și distribuției căldurii fiind astfel concepută încât să asigure în toate condițiile de funcționare continuitatea alimentării cu căldură la parametri necesari, a consumatorilor industriali. În general, astfel de rețele termice sunt mai puțin întinse și au mult mai puține puncte de racordare decât cele urbane, ceea ce conduce la configurații mai simple. Pentru anumiți consumatori termici industriali care nu pot risca o întrerupere a alimentării cu căldură fie din cauza periclitării instalațiilor, fie din cauza unor mari pierderi economice, se prevede și o conductă de rezervă, caz în care conductele de abur se dimensionează astfel încât toate împreună, să transporte un debit mai mic dacă acesta este admisibil. În cazul în care reducerea debitului nu este acceptabilă se poate funcționa cu o presiune mai ridicată la intrarea aburului în conductele rămase în funcțiune.

7.2. Montarea rețelelor termice și de termoficare

Conductele care intră în componența rețelelor termice pot fi pozate aerian sau subteran, modalitatea de amplasare depinzând de situația caracteristică din teren, independent sau corelat și cu traseele altor conducte (canalizare, apă potabilă etc.).

Conductele termice au nevoie de prevederea unor cămine speciale de vizitare, în cazul amplasării în canale termice, sau de platforme de acces, pentru conductele amplasate aerian.

7.2.1. Amplasarea aeriană

Amplasarea aeriană (supraterană) a conductelor termice se execută pe stâlpi din beton armat sau metalici, fiind folosită în incinta centralelor electrice de termoficare (CET), în afara zonei construite, în zonele industriale, în oraș acolo unde condițiile de relief permit mascarea acestora. Construcțiile metalice sunt agreate la realizarea platformelor (estacadelor), la realizarea podurilor (podețelor), cumulând și alte funcțiuni (circulația pietonală, a vehiculelor etc.).

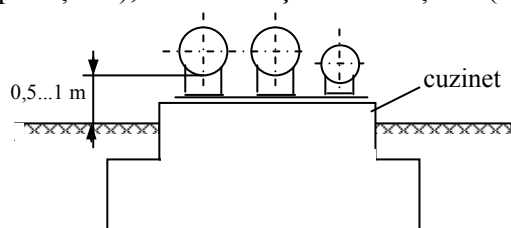


Figura 7.2. Amplasarea aeriană a conductelor la înălțime mică

Înălțimea stâlpilor trebuie să asigure gabaritul de liberă trecere în zonele de supratraversare a drupurilor, a căilor ferate etc. Dacă nu există restricții din acest punct de vedere, conductele pot fi amplasate aproape de sol, pe construcții joase rezultate dintr-o fundație din beton simplu și un cuzinet din beton armat sau simplu deasupra acestei fundații (figura 7.2).

În general, se preferă stâlpii prefabricați din beton armat, datorită durabilității lor în timp, a investiției mai reduse și unei exploatare și întrețineri ușoare. Forma stâlpilor este de „T”, dublu „T”, portal sau dublu portal (figura 7.3), de cadru (cu una sau mai multe rigle, console etc.).

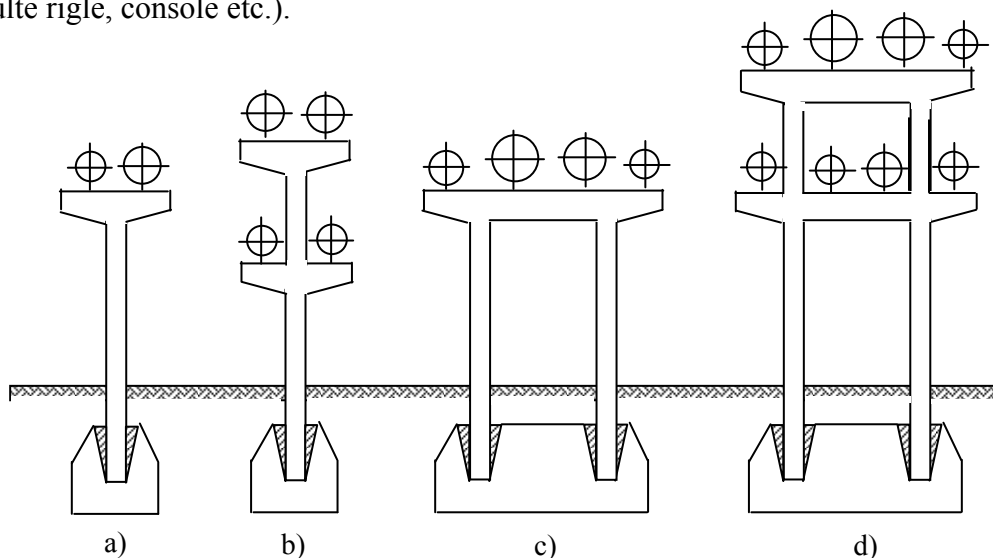


Figura 7.3. Stâlpi pentru rețele aeriene de termoficare: a) stâlp T; b) stâlp dublu T; c) stâlp portal; d) stâlp dublu portal

Izolația conductelor aeriene se protejează contra intemperiilor prin înfășurări cu materiale bituminate și prevederea unor mantale metalice din tablă zincată. Pentru deservirea conductelor amplasate aerian se prevăd, în anumite puncte, scări de acces și platforme permanente.

Aceleași principii de pozare aeriană se pot aplica și în cazul utilizării conductelor preizolate (cu spumă de polyuretan și manta metalică de protecție).

Deoarece pierderile de căldură prin conducte, în cazul acestui mod de amplasare, sunt mari și cum, pe teritoriul zonelor construite, trebuie să primeze considerentele de ordin arhitectural, acest mod de amplasare nu este foarte des utilizat.

7.2.2. Amplasarea subterană

Acest mod de amplasare a rețelelor termice poate fi realizată în mai multe moduri:

a) **Direct în sol (figura 7.4)** – este cea mai ieftină soluție de amplasare subterană, dar are dezavantajul corodării materialului conductei și al deteriorării izolației ca urmare a presiunii exercitate de sol. Realizarea sistemelor de rețele termice subterane necesită următoarele operațiuni:

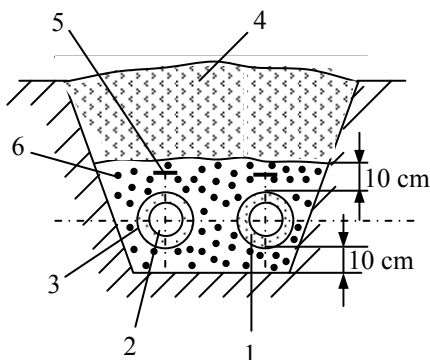


Figura 7.4. Amplasare subterană direct în sol a rețelelor termice: 1 – spumă PUR; 2 – conductă; 3 – mantă; 4 – șanț; 5 – pământ de umplură; 6 – pat de nisip

- executarea elementelor componente ale rețelei în cadrul firmelor producătoare specializate, inclusiv transportul și depozitarea acestora în condiții specifice;
- transportul și pozarea elementelor de conducte în șanțurile deschise prin săpătură conform traseelor prevăzute prin proiectare;
- sprijinirea conductelor pe suporturi provizorii (bucăți de lemn sau spumă rigidă de poliuretanic etc.) amplasate la distanțe de 3...4 m, pe fundul șanțurilor;
- executarea îmbinărilor prin sudură între conducte, realizarea trecerilor prin pereți, executarea ramificațiilor, coturilor etc.;
- efectuarea probelor de presiune;
- executarea izolării conductelor în zonele de îmbinare între elementele componente (conducte rectilinii, coturi, ramificații etc.);
- acoperirea conductelor cu nisip compactat (10...15)cm;
- se completează deasupra cu pământ de umplură, compactând straturile succesive, până la nivelul solului.

Adâncimea de pozare a acestor conducte este de 0,6...1,5 m, în funcție de cotele terenului și de panta ce trebuie prevăzută în vederea efectuării golirii rețelei. Lățimea șanțurilor depinde de numărul, diametrul conductelor și de spațiile dintre conducte (10...20 cm).

Modul de preluare a deformațiilor conductelor provenite din variațiile de temperatură este, în general, același ca și la conductele montate în stil clasic (adică se utilizează compensatoare naturale elastice, compensatoare curbate în formă de U etc.), amplasarea acestora realizându-se cu respectarea indicațiilor în ceea ce privește delimitarea brațelor compensatoarelor și a tehnologiei de execuție, recomandate de firmele producătoare.

Pentru remedierea acestor deficiențe, în ultimul timp, cea mai răspândită este montarea în canale subterane, fie nevizitabile (necirculabile), semivizitabile (semicirculabile), fie vizitabile (circulabile).

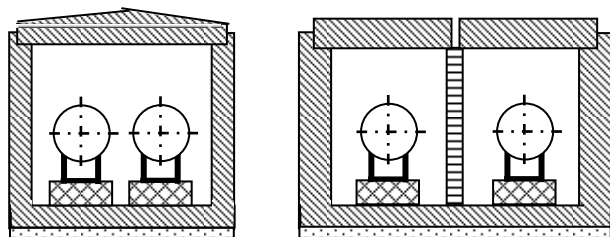


Figura 7.5. Canale nevizitabile pentru rețele termice

b) **Montarea în canale nevizitabile (necirculabile), (figura 7.5)** – cea mai ieftină metodă de montare în canale, dar, cu dezavantaje în ceea ce privește diferitele operații de întreținere.

Canalele necirculabile sunt executate din cărămidă sau beton armat, cu secțiuni dreptunghiulare, ovale sau cilindrice. Montarea conductelor se realizează cât mai la suprafață,

deasupra nivelului apelor freatice. În caz contrar este necesară executarea lucrărilor de drenare pentru apele infiltrate din pânză de apă freatică, ploii sau defecțiuni ale rețelei. Amplasarea canalelor

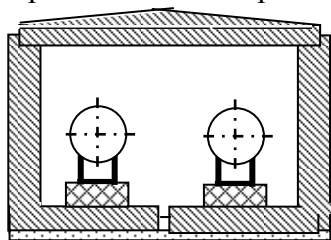


Figura 7.6. Canale semivizitabile pentru rețele termice

spățiu liber în lățime de 0,5...0,6 m, din beton armatmonolit sau din elemente prefabricate. Conductele se montează pe suporturi prinse pe radier sau pe pereții canalului.

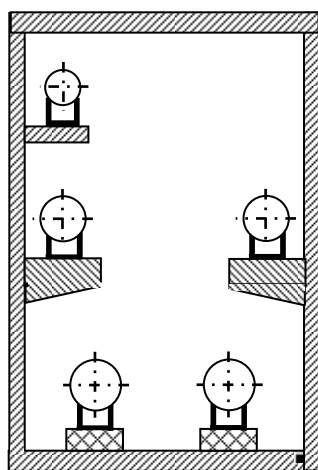


Figura 7.7. Canale vizitabile pentru rețele de termoficare

necirculabile sub nivelul apelor freatice fără ca nivelul acestora să fie coborât prin drenare, este posibilă numai în situația când ele sunt executate cu izolație hidrofugă exterioară.

c) Montarea în canale semivizitabile (semicirculabile), (figura 7.6) – sunt utilizate în caurile în care săpăturile pentru repararea conductelor sunt din anumite motive, excluse sau de evitat (cazul subtraversării străzilor, căilor ferate etc.). Ele se execută cu o înălțime de 1,2...1,8 m cu

c) Montarea în canale vizitabile (circulabile), (figura 7.7) – construcții scumpe, cu instalații anexe pentru ventilare naturală sau mecanică pentru ca temperatura din interiorul canalului să nu depășească 40°C, iluminat artificial la tensiuni nepericuloase 24V (36V) etc., care se proiectează în special atunci când pe lângă conductele de termoficare se mai montează conductele de alimentare cu apă, cablurile de forță, lumină și telecomunicații.

Pereții canalelor circulabile se execută din beton armat, din blocuri de beton sau din zidărie de cărămidă, soluția constructivă fiind dictată de condițiile locale și de considerente economice. Executarea întregului canal din elemente prefabricate este posibilă în cazul în care lucrările presupun un volum mai mare. Înălțimea acestor canale subterane circulabile este de minimum 1,8...2 m, spațiul de acces având o lățime de cel puțin 0,8...1 m. Reazemele, glisante sau rulante, se execută în aceste canale din perne (blocuri) din beton simplu, din grinzi din oțel încastrate în console în pereți sau sprijinite pe stâlpi.

Pentru a reduce investițiile în sistemele de termoficare și în special în rețelele termice, în ultima perioadă, se experimentează noi soluții pentru amplasarea conductelor direct în sol, cu realizarea unor izolații termice și hidrofuge corespunzătoare (conducte preizolate).

7.3. Elemente componente și descrierea rețelelor termice

O rețea termică este din punct de vedere constructiv realizată din conducte, armături, reazeme, compensatoare de dilatare și aparate de măsură, comandă, reglare și automatizare.

7.3.1. Conducte

Conductele reprezintă elementele componente principale ale rețelelor termice și de termoficare fiind caracterizate de următorii parametri:

a) Diametrul nominal, D_n - un număr convențional, care indică mărimea diferitelor elemente ale rețelelor care se racordează între ele și este aproximativ egal cu diametrul interior efectiv al conductei respective, măsurat în milimetri (tabelul 7.1).

b) Presiunea nominală, p_n - valoarea maximă la care conducta și celelalte elemente ale rețelei pot fi folosite pe durata de calcul, la o temperatură care depinde de materialul de execuție⁷ și care este

⁷ 200°C – fontă, bronz și alamă

necesară în [bar] sau [Kgf/cm] la calculul de rezistență al conductelor și al celorlalte elemente ale rețelei termice sau de termoficare.

Tabelul 7.1 Valorile standardizate ale diametrului, funcție de viteza limită sau debitul recomandat

Diametrele standard, [mm]	50	70	100	125	150	200	250	300	350	400
Viteza limită recomandată, [m/s]	0,75	0,75	0,76	0,82	0,85	0,95	1,02	1,05	1,1	1,15
Debitul limită recomandat, [l/s]	1,5	3,3	6	10	15	30	50	74	106	146

c) **Presiunea de încercare, p_{in}** - presiunea la care se face proba de rezistență și de etanșeitate, proba hidraulică făcându-se la temperatura ambiantă.

d) **Presiunea de lucru, p_l** - presiunea maximă admisibilă la care poate fi utilizată o conductă și celelalte elemente ale rețelei pentru anumite condiții de temperatură, de material și de exploatare.

Procedeele tehnologice prin care se obține o rețea termică și de termoficare presupun laminarea la cald sau la rece, găurirea prin presare, sudarea, extrudarea din materiale metalice (oțel, fontă, bronz, alamă), nemetalice și anorganice (beton, azbociment, sticlă) sau organice (faolit, textolit, materiale plastice). Cel mai des, pentru construcția rețelelor de termoficare se folosesc conducte din OL laminat la cald (conducte din oțel⁸ trase), cu diametre nominale $D_n \leq 350\text{mm}$, sau conducte din OL⁹ sudate elicoidal cu diametre nominale $D_n \geq 350\text{mm}$.

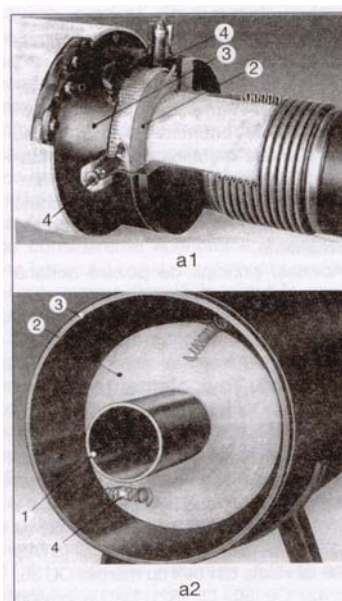


Figura 7.8. Conductă preizolată: a1 – vedere generală; a2 – secțiune transversală;
1 – conductă oțel; 2 – spumă PUR; 3 – manta de protecție; 4 – conductori de semnalizare

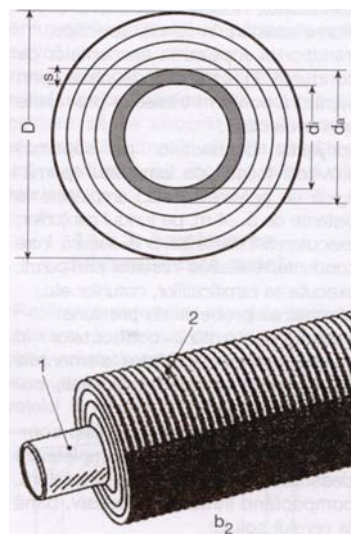


Figura 7.9. Conductă flexibilă din plastic:
 d_i, d_a – diametrele interior/exterior ale țevii centrale; s – grosimea peretelui țevii centrale;
1 – țevă din polietilenă de înaltă densitate;
2 – strat protector din polietilenă

Pe lângă conductele din oțel izolate cu vată minerală și protejate cu mantale, se pot utiliza conducte preizolate, cu izolație termică din spumă de polyuretlan și mantale de protecție din plastic sau metalice (figura 7.8). Avantajele rețelelor din conducte preizolate constă în faptul că nu necesită construcția canalelor termice de protecție, permit reducerea punctelor fixe și a compensatoarelor și au un coeficient mult redus de pierderi de căldură. Aceste conducte prezintă posibilitatea detectării

⁸ mărcile OLT32, OLT35 și OLT45

⁹ mărcile OL38, OL42, OL50 și OL52

eventualelor defecțiuni, având încorporat un sistem de conductoare de avertizare cu ajutorul căruia se poate găsi, cu precizie de 1 m, locul avariei. În acest scop, în elementele conductei preizolate sunt introduse, încă din faza de fabricație, conductoare de semnalizare din cupru cositorit, care se leagă la locul de execuție conform cerințelor de măsurare propuse de firmele furnizoare. Sistemul de control urmărește și sesizează defecțiunile interioare și exterioare ale conductei și funcționează după principiul reducerii rezistenței electrice a spumei PUR odată cu apariția umidității în acest strat.

În domeniul rețelelor termice (pe circuite secundare cu parametrii de temperatură de până la 95°C) se pot utiliza și conducte flexibile la care conducta centrală este din material plastic (polietilenă de înaltă densitate) cu manta din polietilenă (figura 7.9). Avantajele acestor conducte sunt următoarele: greutate redusă, rezistență mare la coroziune și izolare la difuziile de oxigen, posibilitatea montării direct în sol și fără elemente de compensare.

Părțile curbate ale conductelor se execută din țevi trase, cu raza de curbură de cel puțin $1,5 \cdot D_n$. Forma coturilor poate fi netedă sau cu pliuri (cute). La diametre mari, coturile se realizează în construcție rigidă, din segmente îmbinate prin sudare.

7.3.2. Armături

Armăturile sunt acele elemente componente, caracteristice rețelelor de termoficare folosite în scopul separării diferitelor porțiuni de rețea, modificării debitului și parametrilor agentului termic, asigurării instalației sau a anumitor porțiuni în cazul creșterii presiunii și evacuării condensatului format.

Principalele armături sunt: - armăturile de închidere; - armăturile de reglare; - armăturile de siguranță; - oalele de condensat.

7.3.2.1. Armăturile de închidere, după tipul organului de închidere pot fi clasificate în:

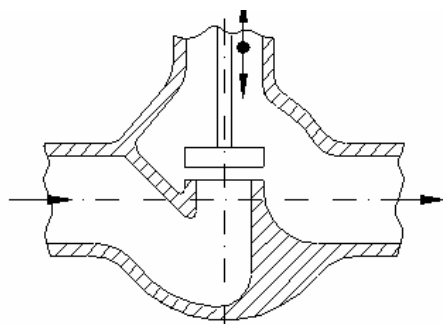


Figura 7.3. Ventil de închidere

a. *Ventile (robinete cu ventil)* (figura 7.10) – acele armături de închidere care pot fi folosite într-un domeniu larg de presiuni și temperaturi, fiind caracterizate printr-o etanșare bună, dimensiuni de gabarit relativ reduse, pierderi de presiune mari¹⁰ și care se montează pe conductele la care curgerea are loc într-un singur sens. Ca măsură de reducere a pierderilor de presiune s-au realizat robinetele cu ventil la care ansamblul suprafeței de etanșare-corp de închidere formează un anumit unghi cu direcția de curgere, care permite reducerea acestor pierderi.

b. *Vane (robinete cu sertar)* (figura 7.11) - prezintă avantajul unor pierderi de presiune mici și a unor posibilități de montare pe conducte în care fluidul își schimbă sensul de curgere având forțe de acționare mai mici. Dezavantajele sunt: etanșare mai slabă, dimensiuni de gabarit mai mari, uzură rapidă a suprafețelor de etanșare și viteză mai mică de acționare.

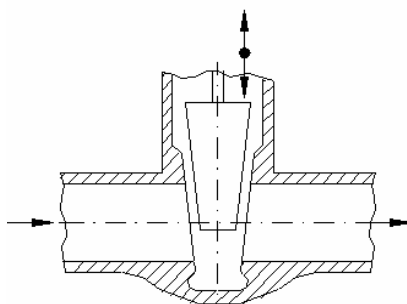


Figura 7.11. Vane (robinete cu sertar)

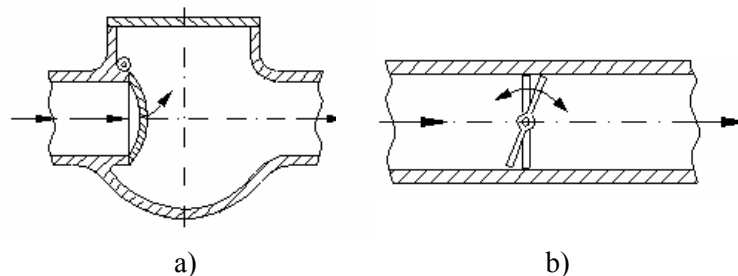


Figura 7.12. Clapete de reținere: a) clapetă valvă; b) clapetă fluture

¹⁰ pierderile mari de presiune apar din cauza perturbării curgerii prin schimbarea direcției de curgere

c. *Clapete de reținere* - armături cu clapetă valvă (figura 7.12a) care permit circulația fluidului într-un singur sens¹¹, împiedicând circulația inversă, sau armături cu clapetă fluture (figura 7.12b)

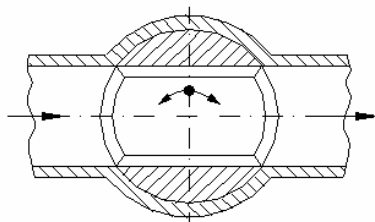


Figura 7.13. Armătură de închidere tip cep

d. *Robinete cu cep* (figura 7.13) - armături simple de închidere, la care corpul închiderii are o mișcare de rotație care se realizează în timp scurt și care introduc pierderi de presiune relativ mici. Acest tip de armături prezintă dezavantajele unei slabe etanșări, ceea ce înseamnă că pot fi folosite doar în domeniul presiunilor și temperaturilor scăzute, al uzurii și al posibilității de gripare a suprafețelor de etanșare.

7.3.2.2. *Armăturile de reglare* sunt folosite pentru modificarea debitului și parametrilor agentului termic din rețea. Fiind parte integrantă a instalației de reglare automată, armăturile de reglare constituie, de fapt, organele de reglare ale acesteia. Cele mai des întâlnite armături de reglare sunt *ventilele de reglare și clapetele de reglare*.

7.3.2.3. *Armăturile de siguranță* sunt armături folosite la protecția diferitelor elemente ale rețelei împotriva creșterii/scăderii presiunii peste/sub, o anumită valoare. Ventilele sau supapele de siguranță pot fi acționate direct de presiunea fluidului, etanșarea fiind asigurată de contragreutăți sau de resoarte (figura 7.14), sau pot fi cu impuls, cu o sursă de energie auxiliară de execuție, realizată chiar cu fluidul de lucru din elementul protejat (figura 7.15).

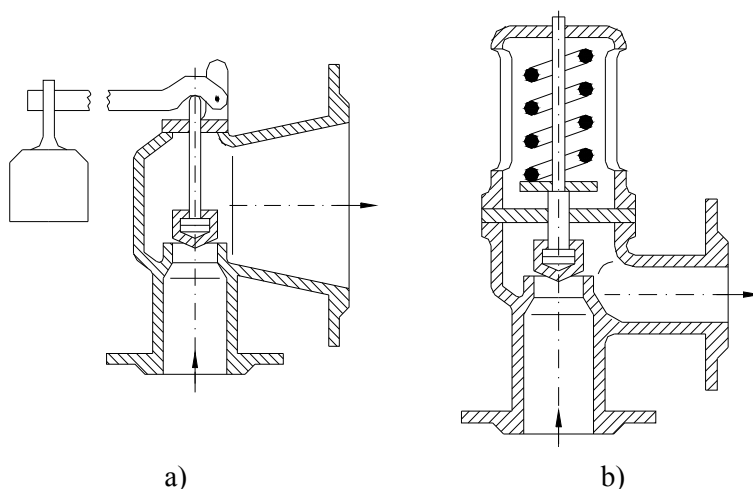


Figura 7.14. Supape de siguranță cu acționare directă:
a) cu contragreutate; b) cu resort

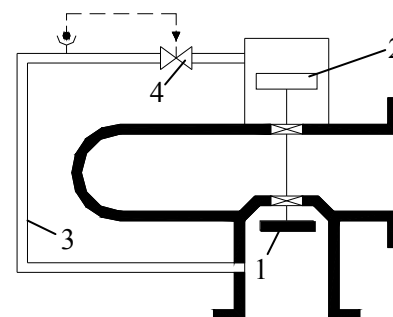


Figura 7.15. Supapă de siguranță cu impuls: 1 – corp de închidere; 2 – piston ajutător; 3 – conductă de impuls; 4 – ventil de descărcare

7.3.2.4 *Oalele de condensat* (figura 7.16) - asigură evacuarea condensatului din spații care conțin și vapori ai fluidului de lucru. Din punct de vedere constructiv și funcțional, pot fi:

a. *Oale de condensat cu plutitor* (figura 7.16a și b) - la care evacuarea agentului este asigurată de un plutitor care deschide ventilul de evacuare la creșterea nivelului condensatului în corpul oalei și îl închide atunci când acesta scade sub o anumită valoare.

b. *Oale de condensat termice* (figura 7.16c și d) - asigură evacuarea condensatului cu ajutorul unor ventile acționate de diferența dintre temperatura aburului și a condensatului, prin intermediul unor elemente (burduf sau bimetal) care își modifică dimensiunile, proporțional cu diferența de temperatură respectivă.

¹¹ refularea pompelor, prizele fixe ale turbinelor, etc.

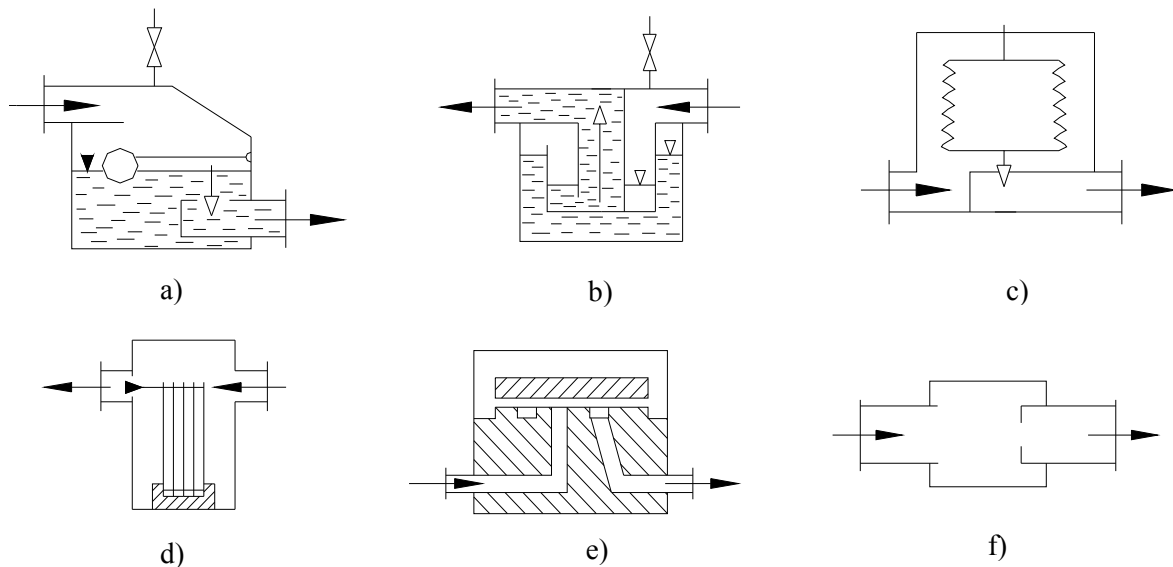


Figura 7.16. Oale de condensat: a) cu plutitor închis; b) cu plutitor deschis; c) cu burduf (termică); d) cu bimetal (termică); e) termodinamică; f) cu evacuare continuă

c. *Oale de condensat termodinamice* (figura 7.16e) – la care, condensatul ce trece prin armătură ridică plăcuța ventil și iese din armătură. Când curge abur, din cauza vitezei mari de curgere între plăcuța ventil și scaunul ei se produce o scădere de presiune, iar în spațiul de deasupra plăcuței ventil are loc o creștere de presiune din cauza acumulării de abur, astfel încât, plăcuța este apăsată în jos oprind curgerea. Placa ventil rămâne în poziția închis până când aburul din spațiul de deasupra ei condensează ceea ce conduce la ridicarea plăcii și, implicit, la evacuarea condensului de către abur astfel încât, placa revine în poziția închis. Funcționarea oalei de condensat este influențată de schimbul de căldură cu mediul ambiant ceea ce conduce la necesitatea izolării termice.

d. *Oale de condensat cu evacuare continuă* (figura 7.16f) – la care funcționarea se face pe baza diferenței debitului de condensat evacuat pentru un spațiu îngust care este mult mai mare decât debitul de abur.

7.3.3. Reazeme pentru conducte

7.3.3.1. *Reazeme fixe* – servesc la rigidizarea conductei în anumite puncte ale rețelei față de construcțiile portante și au rolul de a prelua atât eforturile din planul orizontal (axiale și transversale) datorate presiunii interioare, cât și forțele de frecare în reazemele mobile, respectiv forțele de deformare a compensatoarelor datorate greutateii elementului de conductă.

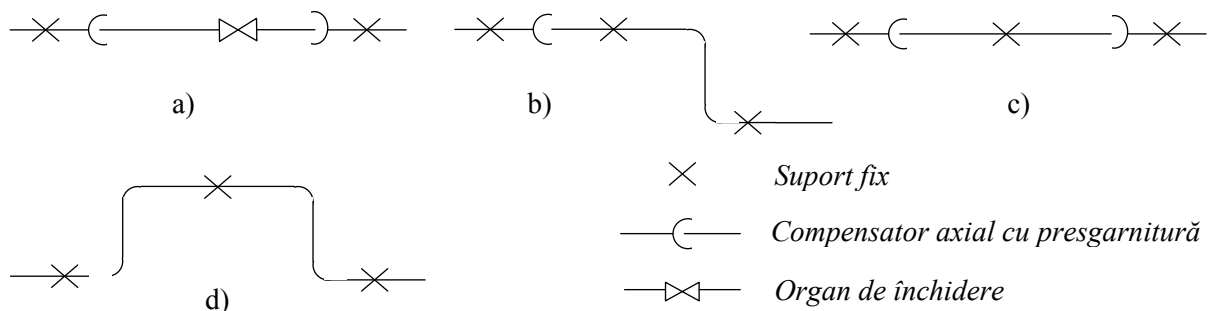


Figura 7.17. Tipuri de reazeme fixe: a), b) – necesărcate; c), d) - descărcate

Efortul cel mai mare la care este supus reazemul fix apare ca urmare a forțelor de presiune interioară. Reazemele fixe pot fi *nedescărcate* dacă pe porțiunea de conductă solidarizată de acesta există un compensator axial, un organ de închidere sau un cot (figura 7.17 a și b), sau *descărcate*, dacă secțiunea transversală a conductei nu este modificată de loc sau dacă compensarea se face cu compensatoare curbate, astfel încât forțele de presiune interioară să se echilibreze (figura 7.17 c și d).

Având în vedere că locul de montaj influențează modul de realizare a punctelor fixe, pentru montarea conductelor în canalele nevizibile și în pereții construcțiilor, punctele fixe se execută sub forma unui scut de beton armat încastrat în pereții canalului (figura 7.18 a), iar montarea în cămine se execută în sistemul cu grinzi sau montanți și guseu (figura 7.18 b) sau cu bride (figura 7.18 c).

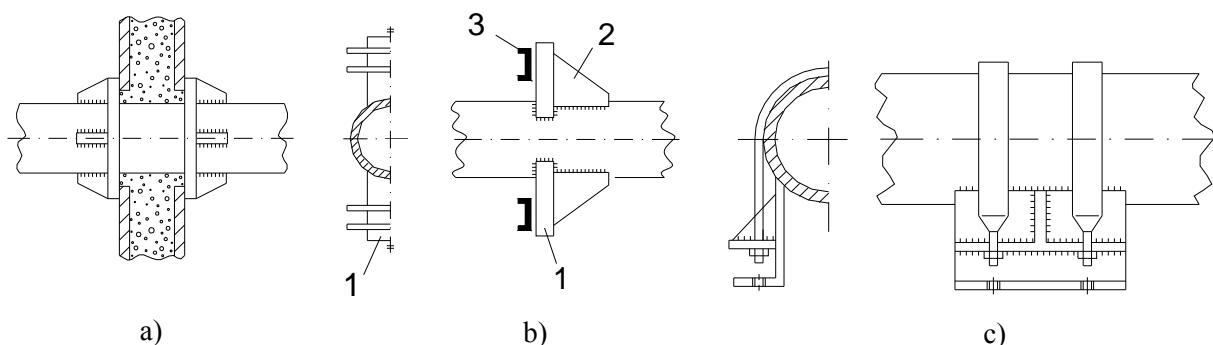


Figura 7.18. Realizări constructive de reazeme fixe: a) cu scut din beton armat; b) cu grinzi și guseu; c) cu grinzi; 1 – placă; 2 – guseu; 3 - grinzi

Reazemele fixe sunt scumpe, de aceea se montează într-un număr redus, la distanțe cât mai mari, distanțe limitate de capacitatea compensatoarelor de dilatare și de rezistențele admisibile ale materialelor.

7.3.3.2. *Reazemele mobile* – asigură libertatea de deplasare a conductelor ca urmare a dilatărilor termice, preluând greutatea acestora și transmițând-o construcțiilor. Pe porțiunea dintre două reazeme fixe se montează un reazem mobil ce are rolul de a prelua greutatea conductei și de a permite ușoare deplasări ale acesteia.

Reazemele mobile pot fi construite sub formă de: - reazeme mobile suspendate (figura 7.19 a și b); - reazeme mobile cu role; - reazeme mobile cu alunecare (figura 7.19 c).

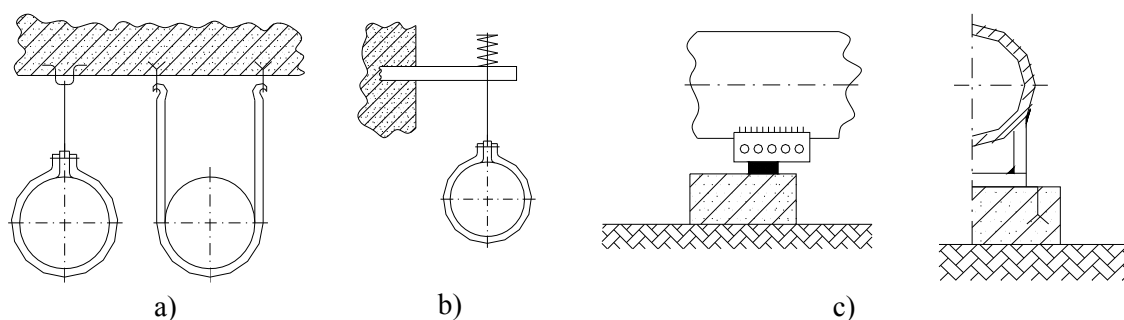


Figura 7.19. Realizări constructive de reazeme mobile: a) suspendat simplu; b) suspendat elastic; c) alunecător

7.3.4. Compensatoare de dilatare

Deoarece pereții unei conducte de termoficare sunt supuși unor variații mari de temperatură în timp, apar variații ale lungimii conductelor, cu atât mai importante cu cât lungimea acestora este mai mare. Ca urmare a acestor variații (de temperatură și de lungime) asupra conductelor apar solicitări mecanice mari, a căror eliminare este posibilă doar prin luarea unor măsuri de compensare a dilatărilor, cum ar fi:

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.L.dr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	---

- *compensarea naturală*, apărută ca urmare a schimbării repetate a direcției conductelor, acolo unde traseul permite acest lucru;
- *compensarea prin intercalarea compensatoarelor de dilatare* fie în formă de U sau de liră, fie, axiale cu presetupă și lenticulare.

7.3.4.1. *Compensatoarele de tip U și liră (figura 7.20 a și b)* sunt simple din punct de vedere constructiv, prezintă avantajul unei siguranțe sporite în exploatare și nu necesită o întreținere permanentă. Se folosesc în cazul conductelor supraterane sau subterane care trec prin terenuri neconstruite, la trasee rectilinii. Ele pot avea brațe egale dar pot fi și inegale, dacă situația din teren o impune, cu recomandarea de a le amplasa în segmentul de mijloc, rezultat prin împărțirea în trei segmente a tronsonului respectiv. La montare, aceste tipuri de compensatoare, se pretensionează. De asemenea, aceste compensatoare prezintă avantajul că sunt sigure în funcționare și dau o încărcare relativ mică asupra reazemelor fixe. Dezavantajul constă în faptul că ocupă spațiu mai mare, limitând astfel utilizarea lor în spații carosabile.

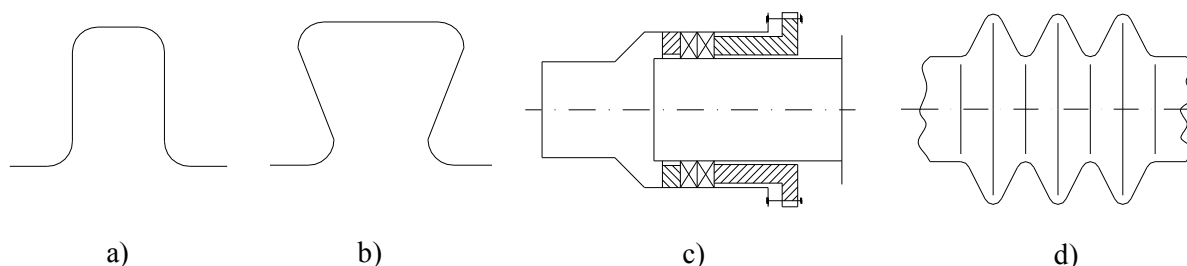


Figura 7.20. *Compensatoare de dilatare: a) în formă de U; b) în formă de liră; c) axial cu presetupă; d) lenticular*

7.3.4.2. *Compensatoarele axiale cu presetupă (figura 7.20 c)* se montează pe porțiunile rectilinii ale conductelor de sub străzi, unde spațiul avut la dispoziție nu permite utilizarea compensatoarelor tip U sau liră. Principalul dezavantaj al acestui de tip de compensatoare îl reprezintă faptul că necesită o întreținere permanentă pentru menținerea etanșeității.

7.3.4.3. *Compensatoarele lenticulare (figura 8.4 d)* nu sunt utilizate în rețelele termice și de termoficare, deoarece necesită tehnologii speciale de execuție în cazul unor presiuni interioare mari.

7.4. Calculul termic al rețelelor termice

În procesul de exploatare și întreținere a rețelelor termice este importantă cunoașterea pierderilor de căldură, a căderilor de temperatură, a temperaturii la suprafața exterioară a izolației termice și a grosimii optime a acesteia, toate aceste componente fiind echivalente cu limitarea pierderilor de energie odată cu asigurarea parametrilor normali de funcționare.

Într-un sistem de alimentare cu căldură apar următoarele categorii de pierderi de căldură:

1. datorate scăpărilor de fluid prin zonele neetanșe ale sistemului;
2. prin transfer termic de la agentul termic din conductele de transport și distribuție către mediul înconjurător.

7.4.1. Calculul pierderilor de căldură datorate scăpărilor de fluid prin zonele neetanșe ale sistemului

Pierderile de căldură datorate scăpărilor de fluid prin zonele neetanșe ale sistemului se calculează cu relația:

$$\Delta q_{fl} = \dot{M}_{ad} \cdot c_{ap\grave{a}} \cdot (\theta_{ad} - \theta_{ap\grave{a},r}) \quad [W] \quad (7.1)$$

unde: M_{ad} - debitul masic al apei de adaos, [kg/s], stabilit prin măsurători directe sau cu ajutorul relației 7.2:

$$M_{ad} = \frac{V_{ap\grave{a}}}{2 \cdot 100} \text{ [m}^3/\text{h]} \quad (7.2)$$

în care: $V_{ap\grave{a}}$ – volumul de apă din sistem, [m³];

$c_{ap\grave{a}}$ – căldura masică a apei, [J/(kg·K)];

$\theta_{ad} \approx (90 \dots 95)^\circ\text{C}$ – temperatura medie a apei de adaos;

$\theta_{ap\grave{a},r} \approx (15 \dots 20)^\circ\text{C}$ – temperatura medie a apei brute¹².

Pierderile de căldură datorate scăpărilor de fluid în regim de durată nu pot fi stabilite analitic datorită modului de funcționare aleatoriu, fiind influențate de calitatea executării lucrărilor de reparații, de numărul de pompe în funcționare etc. Ca urmare, aceste pierderi se stabilesc pe baza măsurătorilor cantității apei de adaos introdusă în sistem¹³ și a regimului termic de funcționare a acestuia¹⁴.

7.4.2. Calculul pierderilor de căldură prin transfer termic în mediul înconjurător

Calculul pierderilor de căldură se face aplicând relațiile clasice particularizate în funcție de situațiile specifice:

- tipul de izolație termică a conductelor:
 - izolație cu saltele din vată minerală;
 - izolație din spumă rigidă de poliuretan;
- modul de amplasare: subteran sau aerian;
- regimul termic de funcționare pe durata de calcul în corelație cu parametrii climatici exteriori;
- starea izolației termice concretizată prin degradarea caracteristicilor fizice ce determină protecția termică a conductelor (gradul de degradare a izolației termice);
- diametrul și lungimea diferitelor tronsoane de conducte.

Expresia generală a pierderilor de căldură din conductele care transportă agent este:

$$Q = \Delta q \cdot (1 + \beta) \cdot L = \frac{\theta_m - \theta_0}{R} \cdot (1 + \beta) \cdot L \text{ [W]} \quad (7.3)$$

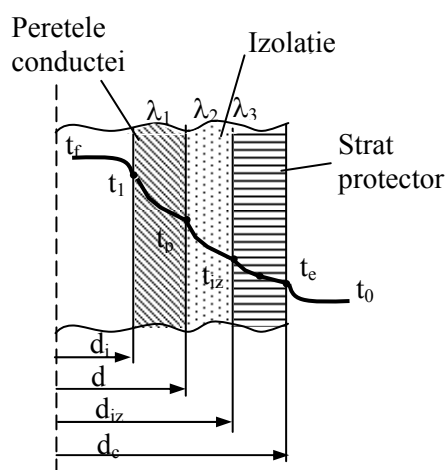


Figura 7.21. Variația temperaturii într-un perete cilindric neomogen

unde: q – pierderea specifică de căldură, [W/m];

θ_m – temperatura medie a agentului termic, [°C];

θ_0 – temperatura mediului înconjurător, [°C];

R - rezistența la transfer termic de la fluid la mediul înconjurător, [(m·K)/W];

L – lungimea conductei, [m];

$\beta = 0,1 \dots 0,2$ – coeficient de corecție care ține seama de pierderile de căldură prin reazemele neizolate ale conductelor.

7.4.2.1. Pierderile de căldură ale conductelor montate suprateran (aerian)

Pentru o conductă (figura 7.21) pierderea de căldură specifică se calculează cu relația 7.4:

¹² Apă netratată chimic

¹³ Înregistrările contoarelor

¹⁴ Temperatura apei brute și temperatura apei de adaos

	UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ	DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Support de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU
---	--	---

$$\Delta q = \frac{\theta_m - \theta_e}{R} \cdot (1 + \beta) \text{ [W/m]} \quad (7.4)$$

unde: θ_e – temperatura aerului exterior, [°C];

R – rezistența la transfer termic a sistemului format din conductă și strat de izolație, [(m·K)/W], determinată cu relația 7.5.

$$R = R_{cv,i} + R_{cd,OL} + R_{cd,iz} + R_{cd,sp} + R_{cv,e} \quad (7.5)$$

$$R_{cv,i} = \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} \quad (7.6)$$

$$R_{cd,OL} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{OL}} \cdot \ln \frac{d}{d_i} \quad (7.7)$$

$$R_{cd,iz} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iz}}{d} \quad (7.8)$$

$$R_{cd,sp} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sp}} \cdot \ln \frac{d_c}{d_{iz}} \quad (7.9)$$

$$R_{cv,e} = \frac{1}{\pi \cdot d_c \cdot \alpha_e} \quad (7.10)$$

$$R = \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{OL}} \cdot \ln \frac{d}{d_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iz}}{d} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sp}} \cdot \ln \frac{d_c}{d_{iz}} + \frac{1}{\pi \cdot d_c \cdot \alpha_e} \quad (7.11)$$

unde: α_i – coeficientul de transfer de căldură prin convecție, de la fluid la suprafața interioară a conductei, [W/(m²·K)];

λ_{OL} – conductivitatea termică a materialului conductei, [W/(m·K)];

d – diametrul exterior al conductei, [m];

d_i – diametrul interior al conductei, [m];

λ_{iz} – conductivitatea termică a materialului stratului de izolație, [W/(m·K)];

d_{iz} – diametrul exterior al ansamblului conductă – strat de izolație, [m], determinat cu relația:

$$d_{iz} = d + 2 \cdot \delta_{iz} \text{ [m]} \quad (7.12)$$

în care: δ_{iz} – grosimea stratului de izolație așezat pe partea exterioară a conductei, [m];

λ_{sp} – conductivitatea termică a materialului stratului protector, [W/(m·K)];

d_c – diametrul exterior al ansamblului conductă – strat de izolație – strat protector, [m], determinat cu relația:

$$d_c = d_{iz} + 2 \cdot \delta_{sp} \text{ [m]} \quad (7.13)$$

în care: δ_{sp} – grosimea stratului protector așezat peste stratul de izolație, [m];

α_e – coeficientul de transfer de căldură prin convecție, de la conducta izolată la mediul ambiant, [W/(m²·K)].

Pentru calculul coeficientului de transfer de căldură prin convecție, de la conducta izolată la mediul ambiant se pot folosi relațiile:

➤ pentru conducte situate în interiorul clădirii:

$$\alpha_e = 9,4 + 0,052 \cdot (\theta_{e,sp} - \theta_i) \text{ [W/(m}^2\text{·K)}] \quad (7.14)$$

➤ pentru conducte situate în exterior:

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

$$\alpha_e = 9,28 + 0,046 \cdot \theta_{e,sp} + 6,96 \cdot v^{1/2} \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)]} \quad (7.15)$$

unde: θ_i – temperatura aerului interior, [°C];

$\theta_{e,sp}$ – temperatura suprafeței exterioare a stratului protector al conductei, [°C], considerată la o primă aproximare ca fiind 20°C;

v – viteza vântului, a cărei valoare este specifică zonelor eoliene din țara noastră, [m/s].

7.4.2.2. Calculul termic al rețelelor termice cu conductă unică îngropată direct în sol

Pierderea de căldură pentru o conductă montată direct în pământ (figura 7.22), se calculează cu relația 7.16:

$$Q = \Delta q \cdot (1 + \beta) \cdot L = \frac{\theta_m - \theta_{sol}}{R_{tot}} \cdot (1 + \beta) \cdot L \text{ [W]} \quad (7.16)$$

unde: θ_{sol} - temperatura la suprafața solului, [°C], determinată cu relația 9.17;

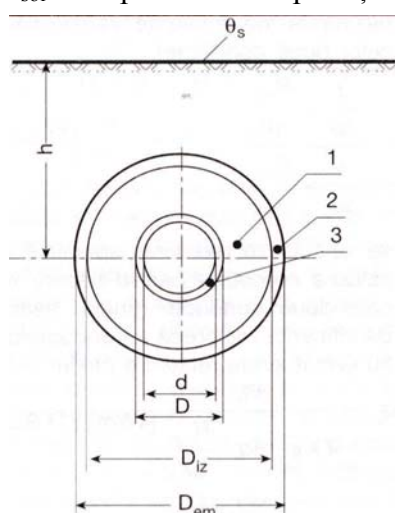


Figura 7.22. Conductă montată direct în pământ: 1 – izolație; 2 – manta de protecție; 3 – conductă din oțel

$$\theta_{sol} = \Delta T + \theta_e \text{ [°C]} \quad (7.17)$$

în care: ΔT – diferența de temperatură admisă între temperatura la suprafața solului și temperatura exterioară, [°C]. Această diferență de temperatură variază și în funcție de umiditatea relativă a aerului (din normative).

R_{tot} – rezistența termică totală a ansamblului conductă – strat de izolație – strat protector – sol, [(m·K)/W], determinată cu relația:

$$R_{tot} = R + R_{sol} \text{ [(m·K)/W]} \quad (7.18)$$

în care: R – rezistența termică a ansamblului conductă – strat de izolație – strat protector, [(m·K)/W], determinată cu relația:

$$R = \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{OL}} \cdot \ln \frac{d}{d_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iz}}{d} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sp}} \cdot \ln \frac{d_c}{d_{iz}} \quad (7.19)$$

R_{sol} – rezistența termică a solului, determinată cu relația 7.20 când $h/D_{ec,e} \leq 2$, respectiv cu relația 7.21 când $h/D_{ec,e} \geq 2$:

$$R_{sol} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sol}} \cdot \ln \left[\frac{2 \cdot h}{d_c} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot h}{d_c} \right)^2 - 1} \right] \text{ [(m·K)/W]} \quad (7.20)$$

$$R_{sol} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sol}} \cdot \ln \frac{4 \cdot h}{d_c} \text{ [(m·K)/W]} \quad (7.21)$$

în care: h - adâncimea de pozare a conductei, [m];

λ_{sol} - conductivitatea termică a solului, [W/(m·K)].

Pentru coeficientul de conductivitate termică a solului se pot lua în calcul următoarele valori:

- sol afânat uscat: $\lambda_s = (0,80 \dots 1,00)$ W/(m·K);

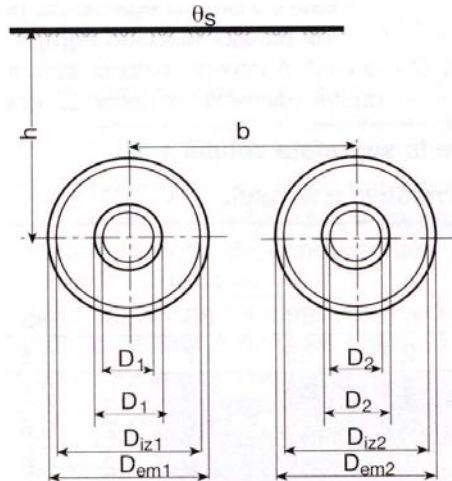
- sol umed legat: $\lambda_s = (2,00 \dots 2,50)$ W/(m·K);

- sol jilav nelegat: $\lambda_s=(1,10...1,50) \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$.

7.4.2.3. Calculul termic al rețelelor termice formate din două conducte montate direct în sol

Pentru calculul pierderilor de căldură a două conducte montate direct în sol (figura 7.23), se ține seama de relațiile:

$$Q_1 = \Delta q_{1,c} \cdot (1 + \beta_1) \cdot L_1 \quad [\text{W}] \quad (7.22)$$



$$Q_2 = \Delta q_{2,c} \cdot (1 + \beta_2) \cdot L_2 \quad [\text{W}] \quad (7.23)$$

unde: $\Delta q_{1,c}$, $\Delta q_{2,c}$ - pierderile specifice de căldură, corectate pentru conducta 1, respectiv pentru conducta 2, ținând seama de influența reciprocă a conductelor, cu relațiile:

$$\Delta q_{1,c} = \frac{\Delta q_1}{1 + \varphi \cdot \Delta q_1 \cdot \frac{R_{1,2}}{\Delta T_1}} \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (7.24)$$

$$\Delta q_{2,c} = \frac{\Delta q_2}{1 + \varphi \cdot \Delta q_2 \cdot \frac{R_{1,2}}{\Delta T_2}} \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (7.25)$$

Figura 7.23. Sistem format din două conducte montate direct în sol

în care: Δq_1 - pierderea specifică de căldură prin conducta 1, determinată cu relația:

$$\Delta q_1 = \frac{\theta_m - \theta_{\text{sol}}}{R_{\text{tot}}^{(1)}} \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (7.26)$$

Δq_2 - pierderea specifică de căldură prin conducta 2, determinată cu relația:

$$\Delta q_2 = \frac{\theta_m - \theta_{\text{sol}}}{R_{\text{tot}}^{(2)}} \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (7.27)$$

φ - coeficient de corecție impus de influența reciprocă a celor două conducte, cu relația:

$$\varphi = \frac{\frac{1}{\Delta q_1} - \frac{R_{1,2}}{\Delta T_1}}{\frac{1}{\Delta q_2} - \frac{R_{1,2}}{\Delta T_2}} \quad (7.28)$$

unde: $\Delta T_1 = \theta_m^1 - \theta_{\text{sol}}$ - diferența de temperatură între temperatura medie a agentului termic transportat prin conducta 1 și temperatura la suprafața solului, [°C];

$\Delta T_2 = \theta_m^2 - \theta_{\text{sol}}$ - diferența de temperatură între temperatura medie a agentului termic transportat prin conducta 2 și temperatura la suprafața solului, [°C];

$R_{1,2}$ - rezistența la transfer datorată influenței reciproce a celor două conducte, [(m·K)/W], determinată cu relația:

$$R_{1,2} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{sol}}} \cdot \ln \sqrt{1 + \frac{(2 \cdot h)^2}{b^2}} \quad [(\text{m}\cdot\text{K})/\text{W}] \quad (7.29)$$

unde: b - distanța între axele celor două conducte măsurată pe orizontală, [m];

7.4.2.4. Pierderile de căldură ale conductelor montate subteran în canale

Pentru calculul pierderilor de căldură ale conductelor pozate subteran în canale (figura 7.24) trebuie cunoscute următoarele date: diametrele conductelor, dimensiunile canalului termic, adâncimea de pozare „h” a canalului subteran, grosimea izolației termice a fiecărei conducte, temperatura la suprafața solului „ θ_{sol} ”, conductivitatea termică a solului „ λ_{sol} ” și lungimea traseului de conducte.

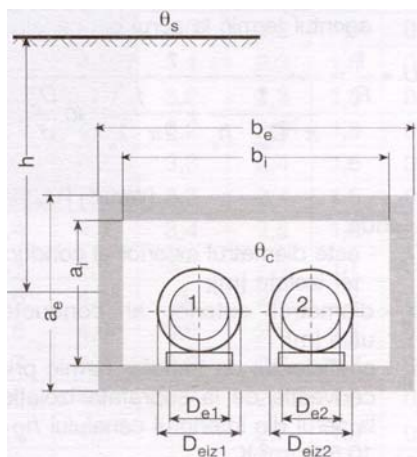


Figura 10.2. Conducte montate subteran în canale

Ca urmare, relația generală de calcul a fluxului termic pierdut de conductă este :

$$\Delta q = \frac{\theta_m - \theta_c}{R} \cdot (1 + \beta) \quad [W/m] \quad (7.30)$$

unde: θ_c – temperatura aerului din canal, [°C], determinată cu relația:

$$\theta_c = \frac{\frac{\theta_1}{R_1} + \frac{\theta_2}{R_2} + \frac{\theta_{sol}}{R_0 \cdot (1 + \beta)}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_0}} \quad [°C] \quad (7.31)$$

unde: R_1, R_2 – rezistența termică la transfer termic a conductei 1, respectiv 2, calculată cu o relație similară cu relația 7.32, [(m·K)/W], dar în care rezistența termică convectivă la exteriorul ansamblui conductă – strat de izolație – strat protector, se determină funcție de

coeficientul de convecție termică de la suprafața stratului protector al conductei la aerul din interiorul canalului, α , ($\alpha=10,5$ [W/(m·K)]);

$$R = \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{OL}} \cdot \ln \frac{d}{d_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iz}}{d} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sp}} \cdot \ln \frac{d_c}{d_{iz}} + \frac{1}{\pi \cdot d_c \cdot \alpha} \quad [(m \cdot K) / W] \quad (7.32)$$

θ_1 și θ_2 – temperaturile medii ale agenților termici, [°C];

θ_{sol} – temperatura la suprafața solului, [°C], determinată cu relația:

$$\theta_{sol} = \Delta T + \theta_e \quad [°C] \quad (7.33)$$

în care: ΔT – diferența de temperatură admisă între temperatura la suprafața solului și temperatura exterioară, [°C]. Această diferență de temperatură variază și în funcție de umiditatea relativă a aerului (din normative).

R_0 - rezistența termică a sistemului canal termic – sol, [(m·K)/W], determinată cu relația:

$$R_0 = R_{aer,c} + R_c + R_{sol} \quad [(m \cdot K) / W] \quad (7.34)$$

în care: $R_{aer,c}$ - rezistența termică a aerului din canalul termic, [(m·K)/W], determinată cu relația:

$$R_{aer,c} = \frac{1}{\pi \cdot d_{ec,i} \cdot \alpha} \quad [(m \cdot K) / W] \quad (7.35)$$

unde: $d_{ec,i}$ - diametrul echivalent al canalului termic pentru suprafața interioară, [m], determinat cu relația:

$$d_{ec,i} = \frac{4 \cdot A_i}{P_i} \quad [m] \quad (7.36)$$

în care: A_i – suprafața secțiunii transversale interioare, a canalului, [m²];

P_i – perimetrul secțiunii transversale interioare, a canalului, [m].

R_c - rezistența termică a canalului, [(m·K)/W], determinată cu relația:

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	---

$$R_c = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_b} \cdot \ln \frac{d_{ec,e}}{d_{ec,i}} \quad [(\text{m}\cdot\text{K})/\text{W}] \quad (7.37)$$

în care: λ_b – conductivitatea termică a betonului din care este realizat canalul termic (pentru beton simplu $\lambda_b=1,27 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, iar pentru beton armat $\lambda_b=1,54 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$);

$d_{ec,e}$ - diametrul echivalent al canalului termic pentru suprafața exterioară, [m], determinat cu relația:

$$d_{ec,e} = \frac{4 \cdot A_e}{P_e} \quad [\text{m}] \quad (7.38)$$

în care: A_e – suprafața secțiunii transversale exterioare a canalului, [m^2];

P_e – perimetrul secțiunii transversale exterioare a canalului, [m];

R_{sol} - rezistența termică a solului, determinată cu relația 7.39 când $h/D_{ec,e} \leq 2$, respectiv cu relația 7.40 când $h/D_{ec,e} \geq 2$:

$$R_{sol} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sol}} \cdot \ln \frac{2 \cdot h + \sqrt{4 \cdot h^2 - d_{ec,e}^2}}{d_{ec,e}} \quad [(\text{m}\cdot\text{K})/\text{W}] \quad (7.39)$$

$$R_{sol} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sol}} \cdot \ln \frac{4 \cdot h}{d_{ec,e}} \quad [(\text{m}\cdot\text{K})/\text{W}] \quad (7.40)$$

7.4.3. Calculul căderii de temperatură

Pierderea de căldură pentru conductele rețelelor de transport și distribuție a agentului termic conduce la modificări ale parametrilor agentului termic transportat. Astfel, în cazul în care agentul termic este apa caldă sau apa fierbinte, în urma pierderilor de căldură se înregistrează scăderea temperaturii agentului termic, iar în cazul în care agentul termic este sub formă de abur, pierderea de căldură conduce atât la scăderea temperaturii cât și la scăderea presiunii aburului.

Căderea de temperatură pe un tronson de conductă se calculează în funcție de pierderea de căldură și de debitul agentului termic transportat pe tronsonul respectiv:

$$\Delta T = \frac{Q}{c \cdot \dot{M}} \quad [\text{K}] \quad (7.41)$$

unde: $Q = \Delta q \cdot (1 + \beta) \cdot L = \frac{\theta_m - \theta_0}{R} \cdot (1 + \beta) \cdot L$ – pierderea de căldură, [W];

\dot{M} - debitul total de agent termic transportat, [kg/s];

c – căldura masică a agentului termic, [J/(kg·K)].

De regulă, valorile căderilor de temperatură se plasează în domeniul:

- pentru conductele de apă fierbinte montate subteran în canale termice, $\Delta T=(0,01...2) \text{ K}/\text{km}$;
- pentru conductele de apă fierbinte montate aerian, $\Delta T=(0,02...3) \text{ K}/\text{km}$.

În cazul aburului supraîncălzit, calculul căderii de temperatură se determină cu relația 7.42:

$$\Delta T = (\theta_1 - \theta_0) \cdot \left(1 - e^{-U \cdot L / \dot{M} \cdot c} \right) \quad [\text{K}] \quad (7.42)$$

unde: θ_1 – temperatura inițială a aburului, [$^{\circ}\text{C}$];

θ_0 – temperatura mediului ambiant, [$^{\circ}\text{C}$];

\dot{M} - debitul masic de abur, [kg/h];

L – lungimea conductei, [m];

U – coeficientul global de transfer de căldură de la abur la mediul ambiant raportat la unitatea de lungime, [W/(m·K)];

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.L.dr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	---

c – căldura masică a aburului, $[J/(kg \cdot K)]$.

Se impune verificarea stării aburului la sfârșitul tronsonului. Pentru aceasta, temperatura aburului la sfârșitul tronsonului (θ_2) trebuie să fie mai mare decât temperatura de saturație corespunzătoare presiunii (p_2), cu relația:

$$\begin{aligned} \theta_2 &= \theta_1 - \Delta T \\ \theta_2 &> \theta_{\text{abur}} \end{aligned} \quad (7.43)$$

unde: θ_{ab} – temperatura de saturație a aburului stabilită la presiunea p_{abur} , $[^{\circ}C]$.

7.5. Calculul hidraulic al rețelelor termice

Prin calculul hidraulic al rețelelor termice se urmărește determinarea diametrelor conductelor și stabilirea pierderilor de sarcină pe fiecare tronson al rețelei și pe fiecare circuit de alimentare, în funcție de debitele vehiculate.

Calculul hidraulic de verificare urmărește care este variația pierderilor de sarcină pe tronsoanele rețelei date, în cazul modificării unor tronsoane de rețete (din punct de vedere al diametrelor sau rugozității) sau a disponibilității sursei într-o anumită situație de funcționare a sistemului de rețete.

Corespunzător calculului hidraulic se determină distribuția presiunilor în sistemul de conducte, regimurile de funcționare și caracteristicile principale necesare alegerii schemelor de racordare și echipamentelor din punctele termice.

Pentru calculul hidraulic este necesar să se dispună de date privind natura agentului termic din rețete (apă fierbinte, apă caldă, abur), de parametri nominali ai acestuia, de soluția de reglare a furnizării căldurii, de sarcinile nominale termice în procesele consumatoare de căldură și de natura agentului termic din instalațiile fiecărui abonat.

Pierderile de sarcină în conductele termice sunt formate din pierderi liniare de sarcină și pierderi locale. Pentru calculul pierderilor liniare specifice se utilizează formulele de calcul al conductelor rugoase, în care coeficientul de frecare depinde în exclusivitate, de gradul de rugozitate al conductei k_e care, este independent de numărul lui Reynolds.

Pentru determinarea pierderilor locale de sarcină se consideră că acestea pot fi echivalate cu circa (20...30)% la rețelele de apă fierbinte și cu (60...70)% la rețelele de abur, din totalul pierderilor liniare de sarcină.

7.5.1. Calculul hidraulic al rețelelor de apă fierbinte

Elementele necesare pentru întocmirea calculului hidraulic sunt:

- Planul de situație al rețelei termice și consumatorilor;
- Schemele de racordare la rețete a consumatorilor;
- Necesarul de căldură în procesele consumatoare de căldură;
- Parametri nominali ai agentului termic primar și ai celui secundar, pentru fiecare consumator.

Pe baza acestor date se elaborează schemele de calcul hidraulic și se calculează debitul maxim de agent termic necesar fiecărui abonat.

Debitele de apă fierbinte preluate din rețete de fiecare consumator depind de sarcinile termice termice și de parametri nominali de temperatură ai proceselor ce consumă căldură, prin relația:

$$M = \frac{Q_i}{c \cdot \Delta T_i} + \frac{Q_v}{c \cdot \Delta T_v} + \frac{Q_{\text{acc}}}{c \cdot \Delta T_{\text{acc}}} \quad [\text{kg/s}] \quad (7.44)$$

unde: Q_i , Q_v , Q_{acc} – sarcinile termice necesare pentru procesele de încălzire, ventilare și apă caldă de consum, $[W]$;

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

c – căldura specifică a apei fierbinți calculată la temperatura medie a acesteia, [J/(kg·K)];

$\Delta T_i, \Delta T_v, \Delta T_{acc}$ – ecarturile de temperatură în regim nominal pe fiecare proces consumator de căldură, [K].

Datorită vitezelor de circulație acceptate (0,5...3,0)m/s și a diametrelor relativ mari, curgerea apei în conducte se situează în domeniul deplin turbulent, caz în care, coeficientul de pierderi liniare de sarcină se determină în funcție de starea pereților conductei.

O conductă poate fi din punct de vedere hidraulic:

a) netedă, când $Re < Re_1$, cu Re_1 determinat cu relația 7.45, caz în care se folosește pentru calculul coeficientului de pierderi liniare formula Prandtl – Karman (relația 7.46):

$$Re_1 = \frac{10}{\varepsilon} = \frac{10}{\frac{k_e}{d_i}} = \frac{10 \cdot d_i}{k_e} \quad (7.45)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \lg \left(\frac{Re \cdot \sqrt{f}}{2,51} \right) \quad (7.46)$$

$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu} \quad (7.47)$$

$$w = \frac{m}{S \cdot \rho} = \frac{m}{\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot \rho} = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho} \quad [\text{m/s}] \quad (7.48)$$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (7.49)$$

unde: ε - rugozitatea relativă a peretelui conductei, determinată cu relația $\varepsilon = \frac{k_e}{d_i}$;

k_e – rugozitatea absolută echivalentă (0,5 mm pentru conducte din oțel vechi, 0,2 mm pentru conducte noi cu diametre relativ mici, sau date recent în exploatare, 0,0005 mm pentru conducte flexibile);

w – viteza de curgere a agentului termic prin conductă, [m/s], determinată cu relația 8.5;

Re – numărul lui Reynolds, determinat cu relația 7.47, în funcție de care se stabilește regimul de curgere a agentului termic prin conductă ($Re < 2.320$ – regim de curgere laminar, $2.320 < Re < 10.000$ – regim de curgere tranzitoriu, $Re > 10.000$ – regim de curgere turbulent);

ν - viscozitatea dinamică a agentului termic, [m²/s];

ρ - densitatea agentului termic, [kg/m³], determinată din tabelele de vapori saturați funcție de temperatura medie a agentului termic;

η - viscozitatea cinematică a agentului termic, [Pa·s], determinată din tabelele de vapori saturați funcție de temperatura medie a agentului termic.

b) semirugosă, când $Re_1 < Re < Re_2$, cu Re_2 determinat cu relația 7.50, caz în care se folosește pentru calculul coeficientului de pierderi liniare formula Colebrook - White (relația 7.51):

$$Re_2 = \frac{560}{\varepsilon} = \frac{560}{\frac{k_e}{d}} = \frac{560 \cdot d}{k_e} \quad (7.50)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,72} \right) \quad (7.51)$$



b) semirugosă, când $Re > Re_2$, caz în care se folosește pentru calculul coeficientului de pierderi liniare formula Prandtl – Nikuradse (relația 7.52):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \lg \frac{3,72}{\varepsilon} \quad (7.52)$$

În cazul utilizării conductelor noi cu diametre relativ mici sau al celor date de curând în exploatare ($k_e = 0,2$ mm), pentru calculul coeficientului de pierderi liniare λ , corespunzător regimului turbulent rugos, se poate aplica relația lui Frenkel:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left[\frac{k_e}{3,7 \cdot D} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \quad (7.53)$$

În cazul utilizării conductelor flexibile coeficientul pierderilor liniare de sarcină se determină cu relația 7.54:

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{-0,237} \quad (7.54)$$

Pentru o conductă orizontală dreaptă de lungime l , diametru interior d , prin care se transportă izoterm cu viteza w un fluid a cărui densitate ρ variază puțin cu presiunea, pierderea liniară este determinată conform relației:

$$\Delta p_{lin} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{lin} = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (7.55)$$

Pierderile locale de presiune apar în sistemele de conducte la schimbarea direcției de curgere a fluidului sau la schimbarea secțiunii de curgere, fiind produse atât de frecarea fluidului cu pereții conductelor cât și de vârtejurile formate în zona rezistenței locale. Pierderile locale sunt proporționale cu energia cinetică:

$$\Delta p_{loc} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{loc} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (7.56)$$

Pentru n rezistențe locale, pierderea totală de presiune datorată acestora, pe întreaga rețea de conducte este determinată cu relația:

$$\Delta p_{loc} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{loc} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (7.57)$$

Valorile coeficientului de pierderi locale ξ au fost determinate pe cale experimentală și diferă în funcție de tipul rezistenței locale de la 0,05 pentru mărirea sau reducerea bruscă a secțiunii până la 35 pentru ventile de reținere deschise în proporție de 50% (tabelul 7.2).

Tabelul 7.2. Coeficienții de pierderi locale pentru diferite rezistențe locale

Rezistența locală	Caracteristici	Valoare ξ	Rezistența locală	Caracteristici	Valoare ξ
Ieșire dintr-un rezervor	-	0,3...1,0	Compensator lenticular	-	1,7...2,7
Cot curb	$\delta=90^\circ$	0,35	Compensator lîră	-	1,7
	$\delta=60^\circ$	0,25	Ventil	normal	3,5...4,0
	$\delta=45^\circ$	0,15		îmbunătățit	3,5
Cot din segmente	$\delta=90^\circ$	0,7...1,0	Vană	Koswa	2,5
	$\delta=60^\circ$	0,55		special	0,6
	$\delta=45^\circ$	0,50		total deschisă	0,13
Teuri	-	0,2...1,5	Vană	deschisă 75%	0,8
Difuzor	-	0,20		deschisă 50%	3,8

	UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ	DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs
		Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU

Rezistența locală	Caracteristici	Valoare ξ	Rezistența locală	Caracteristici	Valoare ξ
Confuzor	-	0,10	Vană	deschisă 25%	15
Mărire bruscă a secțiunii	Valori mari pentru diferențe mari de diametru	0,05...1	Ventil reținere	complet deschis	6,0...9,0
Reducere bruscă a secțiunii	Valori mari pentru diferențe mari de diametru	0,05...0,5		deschis 50%	9,0...35,0
Compensator axial cu presetupă	-	0,20	Diafragmă măsură	-	-

Lungimea echivalentă x a unei rezistențe locale reprezintă lungimea ipotetică a unei conducte drepte care are aceeași pierdere de presiune cu rezistența locală:

$$\Delta p_{loc} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = f \cdot \frac{x}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \Rightarrow \quad (7.58)$$

$$\Rightarrow x = \xi \cdot \frac{d}{f} \text{ [m]} \quad (7.59)$$

Lungimea echivalentă totală a unei conducte de lungime efectivă l cu n rezistențe locale cu lungimile echivalente x_i este determinată cu relația:

$$l_{ech} = l + \sum_{i=1}^n x_i \text{ [m]} \quad (7.60)$$

7.5.2. Stabilitatea hidraulică și echilibrarea rețelelor de termoficare

Regimurile reale de funcționare ale unui sistem de termoficare pot diferi de regimul nominal din următoarele cauze:

- consumuri de căldură diferite de consumul nominal;
- rețelele dimensionate pentru o etapă de perspectivă;
- modificarea instalațiilor față de situația inițială.

Stabilitatea hidraulică a unui sistem de termoficare reprezintă capacitatea acestuia de a asigura la consumatori debite de fluid în limitele de variație impuse, indiferent de regimul de funcționare al rețelei.

Dereglarea hidraulică la consumatorul n se determină cu relația:

$$y = \frac{Q'_n}{Q_n} = \sqrt{\frac{\Delta p_{CET}}{\Delta p_n}} \quad (7.61)$$

Stabilitatea hidraulică reprezintă raportul dintre presiunea disponibilă la consumatorul n în regim normal și presiunea disponibilă la CET:

$$k = \frac{\Delta p_n}{\Delta p_{CET}} = \frac{1}{y^2} \quad (7.62)$$

unde: Q_n - debitul consumat de consumatorul n în regim normal, [m³/s];

Q'_n - debitul consumat de consumatorul n dacă ar rămâne singur în rețea, [m³/s];

Δp_n - presiunea disponibilă la consumatorul n în regim normal, [kgf/cm²];

Δp_{CET} - presiunea disponibilă la CET, [kgf/cm²].

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

Având în vedere faptul că stabilitatea hidraulică $k \in [0, 1]$ pot apărea următoarele situații:

- $k=1$, $\Delta p_n = \Delta p_{CET}$ pierderi de presiune pe conducte nule, presiune pe rețea constantă, rețea cu stabilitatea maximă;
- $k=0$, rețea complet instabilă.

Pentru mărirea stabilității rețelelor de termoficare se pot lua următoarele măsuri:

- proiectarea porțiunilor de rețea care funcționează cu debite variabile pentru pierderi de presiune foarte mici ($\Delta p_n \cong \Delta p_{CET}$);
- mărirea rezistențelor hidraulice a consumatorilor prin prevederea de elevatoare și diafragme de laminare, reducerea secțiunii armăturilor, legarea consumatorilor în serie etc.

Echilibrarea rețelelor primare primare se poate face printr-o dimensionare a racordurilor care să distrugă surplusul de disponibil de presiune, sau în cazul în care această măsură este insuficientă, prin introducerea unor rezistențe hidraulice locale.

Diafragmarea rețelelor de termoficare primare se face, în general, la consumatori sau pe racordurile acestora, astfel:

- diafragmarea pe racordul de ducere – se face până când presiunea maximă disponibilă pe racordul de ducere devine mai mică decât presiunea maximă admisibilă din punct de vedere mecanic în schimbătoarele de căldură, respectiv ale elevatoarelor și instalațiilor interioare ale consumatorilor;

- diafragmarea pe racordul de întoarcere – se face în toate cazurile în care presiunea disponibilă pe magistrala de întoarcere are valori mai mici decât cele necesare evitării golirii instalațiilor și a vaporizării apei pe racordul de tur.

Echilibrarea hidraulică a rețelelor secundare se asigură, în general, printr-o dimensionare corespunzătoare a acestora. Pe ramurile principale rămase cu un surplus de disponibil de presiune trebuie montate pe lângă vanele de separare, vane suplimentare de laminare, sigilate într-o poziție prestabilită.

	<p style="text-align: center;">UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA FACULTATEA DE INGINERIE ELECTRICĂ</p>	<p style="text-align: center;">DISTRIBUȚIA ENERGIEI TERMICE Suport de curs Ș.Ldr ing. Radu – Cristian DINU</p>
---	--	--

BIBLIOGRAFIE

1. Stan Ivan, F.E., Mircea, I., *Eficiența energetică și economică a clădirilor*, Editura Sitech, Craiova, 2014.
2. Popescu, D., Dinu, R.C., *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, Editura UNIVERSITARIA Craiova, ISBN 978-606-14-0432-2, Craiova, 2012.
3. Iliina, M., ș.a., *Enciclopedia tehnică de instalații. Manualul de Instalații – Încălzire. Ediția a II - a*, Asociația Inginerilor de Instalații, Editura ARTECNO, București, 2010.
4. Mircea, I., Dinu, R.C., *Producerea energiei electrice și termice. Partea a II-a*, Ediția a II-a, Editura UNIVERSITARIA, Craiova, ISBN 978-606-510-572-0, 978-606-510-578-2, 2009.
5. Popescu, D., *Automatizări în construcții*, Editura MatrixRom, București, 2006.
6. Enache, D., ș.a., *Sisteme de climatizare. Curs pentru ingineri*, Editura CONSPRESS, București, 2005.
7. Enache, D., Damian, A., Colda, I., Zgavarogea, M., *Instalații de ventilare și climatizare*, Editura MatrixRom, București, 2005.
8. Cocora, O., *Auditul și expertiza termică a clădirilor și a instalațiilor aferente*, Editura MatrixRom, București, 2004.
9. Mircea, I., Ruieneanu, L., Dinu, R., C., *Îndrumar pentru eficiența energetică a clădirilor*, Editura “Universitaria”, Craiova, ISBN 973-8043-369-9, Craiova, 2003.
10. Sârbu, I., Kalmar, F., *Optimizarea energetică a clădirilor*, Editura MatrixROM, București, 2002.
11. Moțoiu, C., *Centrale termo și hidroelectrice*, EDP București, 1974.