

Adelaida Mihaela DUINEA

**ECHIPAMENTE ȘI
INSTALAȚII TERMICE II**

-SUPPORT DE CURS-

CUPRINS

<i>CURS 1 „Prezentare generală centrală termoelectrică”</i>	<i>3</i>
<i>CURS 2 „Randamente; consumuri specifice”</i>	<i>9</i>
<i>CURS 3 „Sisteme de conducte. Condiții tehnice generale”</i>	<i>17</i>
<i>CURS 4 „Calculul termic al rețelelor de conducte”</i>	<i>25</i>
<i>CURS 5 „Calculul randamentului izolației termice”</i>	<i>31</i>
<i>CURS 6 „Calculul hidraulic al cazanelor de abur”</i>	<i>37</i>
<i>CURS 7 „Scheme de alimentare cu apă de răcire”</i>	<i>44</i>
<i>CURS 8 „Instalații de uscare”</i>	<i>48</i>
<i>CURS 9 „Instalații de vaporizare”</i>	<i>60</i>
<i>CURS 10 „Cuptoare industriale”</i>	<i>68</i>
<i>CURS 11 „Cuptoare industriale - continuare”</i>	<i>76</i>
<i>CURS 12 „Instalații cu ciclu invers”</i>	<i>82</i>
<i>CURS 13 „Instalații cu ciclu invers –continuare”</i>	<i>89</i>
<i>CURS 14 „Degazoare”</i>	<i>97</i>
<i>BIBLIOGRAFIE</i>	<i>105</i>

CURS 1

PREZENTARE GENERALĂ CENTRALĂ TERMoeLECTRICĂ

Centralele termoenergetice aparțin unei arii energetice sau unui sistem energetic și funcționează în paralel fiind interconectate prin rețele de transport și distribuție la consumatorii de energie electrică. Energia electrică necesară în sistemul energetic trebuie distribuită pe fiecare centrală în parte în funcție de puterea disponibilă și de funcționarea optimă și sigură a acesteia. Energia electrică furnizată în sistem de fiecare centrală trebuie să îndeplinească anumite condiții calitative concretizate prin valoarea frecvenței și tensiunii electrice.

Procesele termoenergetice sunt procese tehnologice complexe, caracterizate de un număr mare de variabile cu interconectare multiplă, o dinamică cu întârzieri mari de timp, un puternic caracter neliniar și în unele cazuri cu o modificare în timp a parametrilor dinamici. Funcția pe care trebuie să o îndeplinească sistemul de conducere asociat unei instalații termoenergetice este asigurarea funcționării sigure și economice a grupurilor cazan-turbină-generator, adică producerea continuă și fără defecțiuni, pe o perioadă de timp determinată, a energiei electrice cerute, folosind o cantitate minimă de combustibil primar și asigurând condițiile de calitate impuse.

Funcționarea sigură a unui grup termoenergetic cazan-turbină-generator este definită prin posibilitatea de funcționare fără defecțiuni, într-un interval de timp considerat și în condiții date, asigurând îndeplinirea scopului pentru care au fost proiectate.

Centrala termoelectrică este construită dintr-un ansamblu de instalații care transformă energia înmagazinată în combustibilii solizi, lichizi sau gazoși în energie electrică în funcție de tipul combustibilului utilizat.

O centrală termoelectrică este compusă din următoarele părți:

a) *Instalațiile gospodăriei de combustibili* - permit descărcarea, prepararea și transportul cărbunelui până la depozite de capacitate mică, numite în mod curent bunkere. Cărbunele sosit de la locul de extracție în vagoane speciale este descărcat cu ajutorul unor benzi transportoare în depozitul de combustibil. Din depozit, cărbunele este împins spre benzile de transport care-l duc la concasare, unde este sfărâmat până la o anumită granulație. De la stația de concasare este transportat, tot prin intermediul unor benzi, spre bunkere.

b) *Cazanele de abur* - agregate complexe care transformă energia înmagazinată în combustibil în energie potențială a aburului sub presiune.

c) *Turbinele cu abur* - constituie motorul primar care transformă energia aburului în energie mecanică pe care o transmit generatoarelor sincrone pe la axul lor prin cuplă.

d) *Generatoare sincrone* - transformă energia mecanică primită pe la ax de la turbină în energie electrică pe care o livrează pe la bornele lor în aria energetică din care fac parte.

e) *Instalațiile anexe* - efectuează operații necesare funcționării instalațiilor de bază. Ele se împart în următoarele categorii: instalația de epurare chimică a apei de alimentare a cazanelor; instalația apei de răcirea a condensatoarelor turbinelor; instalația serviciilor interne; instalația de evacuare a cenușii; instalația de filtrare a gazelor de ardere.

FLUXUL TEHNOLOGIC PRINCIPAL AL UNEI CENTRALE TERMoeLECTRICE

Descrierea calitativă a desfășurării fluxului tehnologic de la introducerea combustibilului și a apei de alimentare în cazanul de abur și până la livrarea energie electrice pe la bornele generatorului sincron o vom face referindu-ne la schema termomecanică de bază al unei centrale termoelectrice reprezentată în figura 1.1:

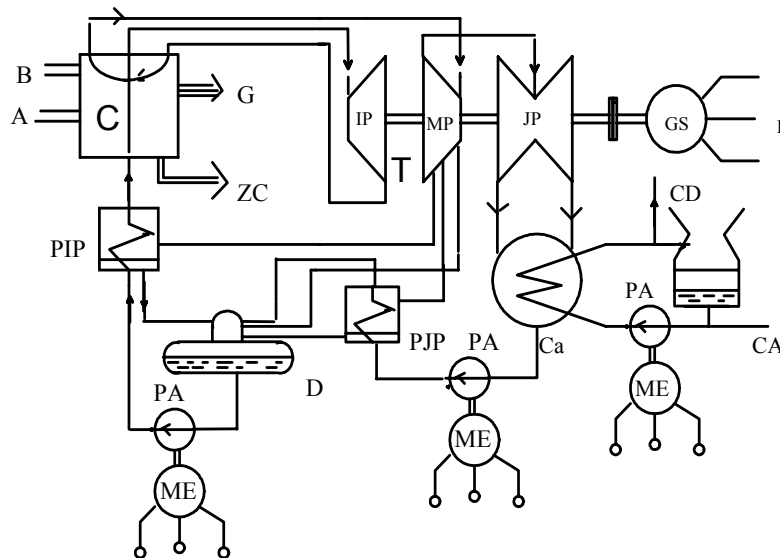


Figura 1.1. Schema termomecanică a centralei termoelectrice

C – cazanul de abur; B – combustibilul produs; A – aerul introdus în focar pentru arderea combustibilului; G – gazele rezultate prin arderea combustibilului; ZC – zgura și cenușa rezultate prin arderea combustibilului; T – turbina de abur cu următoarele corpuri: ÎP – corpul de înaltă presiune, MP – corpul de medie presiune, JP – corpul de joasă presiune; GS – generatorul sincron; E – energia electrică livrată de generatorul sincron; Ca – condensator de abur; Ej (PV) – ejector sau pompă de vid; CA – conducta de aducțiune a apei de răcirea dintr-un râu sau fluviu care se găsește în apropierea centralei;

CD - canal de deversare; TR – turn de răcire; PC – pompa de extracție a condensatului din condensator; PJP – preîncălzitor de joasă presiune; D – degazor pentru eliminarea gazelor din apă; PA – pompă de alimentare; PÎP – preîncălzitoare de înaltă presiune; ME – motoare electrice de antrenare.

În cazanul C se introduce apă cu ajutorul pompei de alimentare PA. În focarul cazanului se introduce combustibil și aerul necesar arderii acestuia. Căldura dezvoltată prin arderea combustibilului este transmisă apei care se vaporizează. Vaporii sub presiune sunt introduși în turbină, care transformă energia lor în energie mecanică pe care o transmite generatorului sincron. Acesta, la rândul său, transformă energia mecanică în energie electrică pe care o livrează pe la bornele sale în aria energetică din care face parte. Aburul din turbină trece în condensatorul Ca unde se condensează. Căldura pe care o cedează aburul prin condensare este preluată de apa de răcire, care circulă prin țevile condensatorului, împinsă de pompa de răcire PR.

Apa de răcire încălzită, după ce a trecut prin condensator, este trimisă fie la râu, prin canalul de deversare CD, fie la turnurile de răcire TR, unde fiind lăsată să cadă liber de la înălțime, ajunge la temperatura mediului înconjurător, după care reîntră în ciclul de răcire. Din condensator, unde se creează vid cu ajutorul unui ejector sau a unei pompe de vid, condensatul este extras cu ajutorul unei pompe de extracție și este trimis prin preîncălzitorul de joasă presiune PJP, în degazor. Aici, prin încălzire cu abur prelevat de la turbină prin una din prizele sale, se elimină gazele pe care le conține condensatul (în special oxigen) și care ar putea produce oxidări ale țevilor de fierbere ale cazanului. Din degazor apa de alimentare (condensatul degazat) este luată de pompa de alimentare PA, care prin preîncălzitorul de înaltă presiune PIP o introduce în cazan. În felul acesta se încheie circulația apei în schema termomecanică sub cele trei forme: abur, condensat și apa de alimentare. Preîncălzitoarele PJP și PIP au fost introduse în scopul măririi randamentului întregii instalații. Acest lucru se poate explica într-o manieră simplistă prin aceea că se evită pierderea unei anumite cantități de căldură în condensator, datorită reintroducerii ei în circuit prin prelevarea unei anumite cantități de abur dintr-un punct oarecare al turbinei, deci după ce o mare parte din energia sa a fost transformată în energie mecanică.

În structura fluxului tehnologic partea esențială o constituie transformările energetice care se produc de la arderea combustibilului până la producerea energiei electrice. Lanțul acestor transformări este reprezentat schematic în figura 1.2.

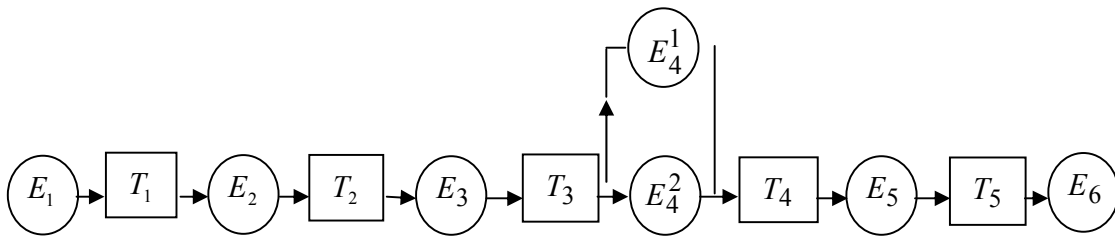


Figura 1.2. Schema transformărilor energetice esențiale ale fluxului tehnologic al unei centrale termoelectrice

Elementele schemei transformărilor energetice sunt:

E_1 - energia înmagazinată în combustibil; T_1 - transformare fizico-chimică, arderea combustibilului cu degajare de căldură; E_2 - energia termică (căldură) obținută prin arderea combustibilului; T_2 - transformare fizică – transmiterea energiei termice apei și vaporizarea acesteia; E_3 - energia potențială a vaporilor de apă sub presiune; T_3 - transformare fizică; vaporii de apă sub presiune sunt suflați prin ajutoare; E_4^1 - energia cinetică a vaporilor de apă obținută prin transformarea T_3 ; E_4^2 - energia potențială a vaporilor de apă după transformarea T_3 ; T_4 - transformare fizică; energia cinetică și potențială a vaporilor este transformată în energie cinetică a rotoarelor turbinei și generatorului; E_5 - energia cinetică a rotoarelor turbinei și generatorului; T_5 - transformare fizică; energia cinetică se transformă în energie electrică în generatorul sincron; E_6 - energia electrică.

Indiferent de tipul centralei termoelectrice, aceasta funcționează conectată la Sistemul Energetic Național (SEN) și Sistemul de Termoficare urbană sau industrială, asigurând cerințele de energie electrică și termică a consumatorilor, chiar și în condiții restrictive de funcționare.

Centrala, în ansamblul său, interacționează cu mediul înconjurător prin:

- Fluxul informațional, decizional și de conducere;
- Fluxul de energie primară intrată sub formă de combustibil convențional;
- Fluxul de apă de răcire și apă de adaos necesară compensării pierderilor;
- Fluxul de energie electrică furnizat sistemului electroenergetic;
- Fluxul de energie termică furnizat sistemului de termoficare;
- Fluxul de noxe solide, lichide sau gazoase evacuate;
- Fluxul de deșeurile solide fosile ;

- Fluxul de materiale consumabile, de oameni și bani.

Sistemele energetice se caracterizează prin:

- dimensiuni mari atât în ceea ce privește numărul de componente surse și consumatori) cât și al ariei geografice ocupate;
- rețele de transport de energie electrică și termică de mare capacitate;
- dezvoltarea interconexiunilor între sistemele electroenergetice naționale;
- funcționarea neliniară a componentelor;
- restricții privind fluxurile de combustibili, noxe, resurse financiare;
- componentele se manifestă dinamic prin viteze de variație și durate de timp diferite.

REGIMURI DE FUNCȚIONARE

Sistemul energetic funcționează cu două categorii de restricții:

- restricții impuse de asigurarea necesarului cantitativ și calitativ cerut;
- restricții de funcționare impuse de limitele maxime sau minime ale variabilelor.

După cum sunt satisfăcute sau nu restricțiile de funcționare, sistemul se poate afla în următoarele stări caracteristice de funcționare:

- 1) stare normală sigură sau regim cvasistaționar de funcționare, când sunt satisfăcute toate restricțiile;
- 2) stare normală nesigură sau de prealarmă, când sunt satisfăcute restricțiile de funcționare, dar gradul de stabilitate al sistemului este redus, astfel încât orice perturbație conduce la pierderea stabilității;
- 3) stare de avarie după o perturbație gravă, când restricțiile de funcționare și cele impuse de consumatori nu sunt satisfăcute, deci cu rezervă de stabilitate nulă;
- 4) stare postavarie sau de restabilire, când cerințele consumatorilor nu sunt îndeplinite, iar frecvența și rezerva de stabilitate sunt sub limitele admise.

Orice sistem sau echipament este proiectat să funcționeze permanent și în condiții de siguranță, cu eficiență maximă continuă, la un regim proiectat, denumit regim nominal, parametrii corespunzători acestui regim numindu-se parametri nominali.

Regimul de funcționare, în mod continuu și în condiții de siguranță, la care unul sau mai mulți parametri diferă de cei nominali constituie regimul nenominal. În acest caz eficiența este mai redusă decât cea maximă continuă corespunzătoare regimului nominal. Un caz aparte de regim nenominal este

cel la care parametrii depășesc valorile nominale și în care puterea produsă poate fi mai mare decât cea maximă continuă, denumit regim de suprasarcină, durata de funcționare fiind limitată.

Se definește regimul dinamic sau tranzitoriu, modificarea valorii unui parametru într-un timp finit, astfel încât derivate acestui parametru în raport cu timpul să aibă o valoare finită, diferită de zero. Într-un astfel de regim, de regulă, nu pot avea loc determinări experimentale.

Cauzele care conduc la apariția regimurilor tranzitorii în funcționarea centralelor electrice sunt:

1. cauze externe centralei, determinate de:
 - a. modificarea sarcinii electrice cerută prin dispecerul sistemului electroenergetic;
 - b. modificarea sarcinii termice cerută prin dispecerul sistemului de termoficare;
 - c. scurtcircuite polifazate în rețea, pe barele unei secții de bare sau toată secția;
 - d. scoaterea din funcțiune a unui grup de putere mare din sistem;
 - e. scoaterea din funcțiune a unei linii de înaltă tensiune;
 - f. o anumită putere nelivrată pe o linie de interconexiune;
 - g. instabilitate statică aperiodică sau dinamică în rețea;
2. cauze interne centralei, precum:
 - h. defectarea cazanului (spargeri de țevi de economizor, vaporizator, supraîncălzitor);
 - i. defectarea sistemului de alimentare cu combustibil sau variația calității combustibilului;
 - j. defectarea pompelor de răcire;
 - k. defectarea condensatorului prin spargere de țevi sau înfundarea acestora, pierderea vidului;
 - l. vibrații nepermise la turbogenerator;
 - m. defectarea sistemului de ungere lagăre turbogenerator;
 - n. defectarea ventilatoarelor de aer și gaze;
 - o. defectarea unui preîncălzitor;
 - p. defectarea motorului pompei de alimentare, de condensat principal sau secundar;
 - q. alte defecte care necesită reducerea sarcinii grupului.

Factorii care determină capacitatea de modificare a sarcinii unei centrale sunt:

- caracteristicile turbinei și sistemului de reglare aferent;
- caracteristicile cazanului și a sistemului propriu de reglare;
- caracteristicile celorlalte sisteme principale;
- cunoștințele practice și de mentenanță.

CURS 2

RANDAMENTE. CONSUMURI SPECIFICE

În procesele termice reale se urmărește valorificarea energiei termice a combustibililor pe baza fluxurilor de energie și a bilanțului energetic.

Randamentul energetic total se calculează în funcție de randamentele parțiale astfel:

a) **Randamentul cazanului:**

$$\eta_{caz} = \frac{Q_1}{Q_0} = 1 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)$$

unde Q_1 este căldura intrată în circuitul termic;

Q_0 – căldura degajată prin arderea combustibilului.

Pierderile de căldură ale cazanului sunt:

- pierderi cu gazele de ardere evacuate la coș ($q_2\%$);
- pierderi prin ardere chimică incompletă ($q_3\%$);
- pierderi prin ardere mecanică incompletă ($q_4\%$);
- pierderi prin pereții cazanului – prin convecție și radiație ($q_5\%$);
- pierderi prin evacuarea cenușii și zgurei ($q_6\%$).

Cele mai mari pierderi ale cazanului sunt cele date de gazele de ardere și care cresc dacă temperatura lor la baza coșului și excesul de aer sunt mari.

b) **Randamentul țevilor** - ține cont de pierderile de căldură prin izolația termică a conductelor

$$\eta_t = \frac{Q_1^T}{Q_1} = 0,985...0,99$$

unde Q_1^T este căldura folosită la intrarea în turbină.

c) **Randamentul electric relativ:**

$$\eta_{er} = \frac{Q_1^T - (Q_M + Q_G)}{Q_1^T} = \frac{E_B}{Q_1^T}$$

unde Q_M reprezintă pierderile mecanice ale turbinei;

Q_G – pierderile generatorului electric;

E_B – energia electrică la bornele generatorului.

sau

$\eta_{er} = \eta_t \eta_m \eta_g$ - produsul randamentelor termic, mecanic și al generatorului.

$$\eta_m = 0,985 - 0,995;$$

$$\eta_g = 0,96 - 0,984$$

d) **Randamentul serviciilor interne** este dat de relația:

$$(1 - \varepsilon) = \frac{E_B - E_{SI}}{E_B}$$

cu:

$$\varepsilon = \frac{E_{SI}}{E_B} \text{ - consumul specific al serviciilor interne}$$

e) **Randamentul total** este dat de produsul randamentelor parțiale:

$$\eta = \eta_{tr} \cdot \eta_t \cdot \eta_c \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_{er} (1 - \varepsilon)$$

Puterea electrică produsă de unitatea de debit masic de abur care se destinde în turbină este dată de relația:

$$p = \frac{[Q_1 - |Q_2|] \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{m_c} \quad [\text{kJ/kg abur}]$$

unde Q_2 este căldura pierdută cu apa de răcire din condensator;

m_c – debitul de abur care ajunge în condensator.

Debitul specific de abur la condensator:

$$d_c = \frac{1}{p} \quad [\text{kg abur/kJ}]$$

Debitul specific de abur la ieșirea din cazan (atunci când există o preîncălzire regenerativă a apei de alimentare):

$$d_{caz} = \frac{1 + \sum_{j=1}^n a_j}{p} \quad [\text{kg abur/kJ}]$$

unde $a_1 = m_1/m_c$; $a_2 = m_2/m_c$; $a_j = m_j/m_c$

reprezintă raporturile dintre debitele de abur prelevate la prizele turbinei și debitul de abur care ajunge la condensator.

Consumul specific de căldură:

$$\text{a) fără supraîncălzire intermediară: } q = d_{caz}(i_1 - i_{a1}) = \frac{1}{\eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_g}$$

$$\text{b) cu supraîncălzire intermediară: } q = d_{caz}(i_1 - i_{a1}) + d_{si}(i'_1 - i''_1)$$

unde: i_1 este entalpia specifică a aburului viu, kJ/kg;

i_{a1} - entalpia specifică a apei de alimentare, kJ/kg;

i'_1 – entalpia specifică a aburului la intrarea în supraîncălzitorul intermediar, kJ/kg;

i''_1 – entalpia specifică a aburului la ieșirea din supraîncălzitorul intermediar, kJ/kg;

d_{si} – debitul specific de abur la supraîncălzitorul intermediar, kg abur/kJ.

INFLUENȚA PREÎNCĂLZIRII REGENERATIVE ASUPRA CONSUMULUI SPECIFIC DE CĂLDURĂ ȘI A RANDAMENTULUI

Circuitul termic este format de ansamblul instalațiilor parcurse de fluidul de lucru. Cantitatea de căldură corespunzătoare sursei calde este introdusă în circuitul termic în cazan cu ajutorul fluxului gazelor de ardere. Pentru circuitul termic această cantitate de căldură este compusă din căldura Q_1 dată aburului de înaltă presiune și căldura Q_{si} dată în supraîncălzitorul intermediar.

Cantitatea de căldură Q_2 evacuată de ciclu către sursa rece este transmisă în condensator fluxului de apă de răcire și disipată în mediul ambiant, $Q_1 = Q_1' + Q_{si}$.

Diferența de căldură $Q_1 - Q_2$ este împărțită între căldura transformată util în lucru mecanic și apoi în energie electrică și pierderile de căldură care apar în cazan, de-a lungul conductelor și în instalațiile transformatoare de energie.

Expresia randamentului ciclului termic fiind:

$$\eta_t = 1 - Q_2/Q_1$$

metodele pentru îmbunătățirea lui η_t urmărind, fie majorarea cantității de căldură Q_1 intrată în circuit, fie reducerea cantității de căldură Q_2 evacuată la condensator.

Preîncălzirea apei de alimentare a cazanului cu abur prelevat de la turbină prin prizele acesteia este un procedeu care permite o creștere importantă a randamentului termic (10 – 12% față de ciclul simplu) deoarece:

- se reduce căldura cedată sursei reci;

- scade consumul specific de căldură, ceea ce implică reducerea consumului de combustibil;
- se mărește debitul de abur la intrarea în turbină în CIP, ceea ce conduce la creșterea randamentului intern;
- scade debitul de abur în CJP ceea ce permite realizarea unor viteze la ieșirea din turbină care să asigure pierderi energetice scăzute.

Se consideră circuitul termic al unei centrale cu 2 preîncălzitoare ale apei de alimentare de suprafață.

Randamentul termic al ciclului este:

$$\eta_t = \frac{(m_1 + m_2 + m_c)(i_1 - i_{p1}) + (m_2 + m_c)(i_{p1} - i_{p2}) + m_c(i_{p2} - i_2)}{(m_1 + m_2 + m_c)(i_1 - i_{a1})}$$

unde: m_1, m_2 sunt debitele de abur prelevate pe prima, respectiv a doua priză a turbinei, kg/s;

m_c – debitul de abur care intră în condensator, kg/s;

i_{p1}, i_{p2} – entalpiile specifice ale aburului la sfârșitul destinderii în turbină corespunzătoare presiunii la priza 1, respectiv 2.

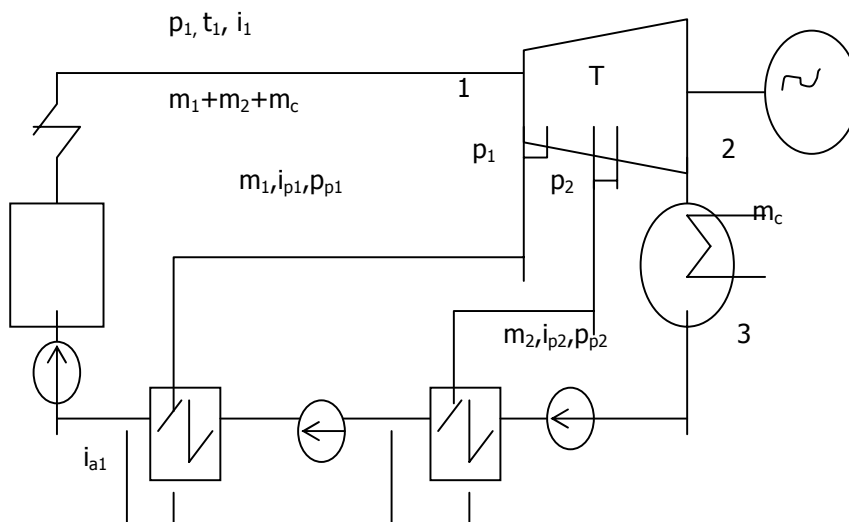


Figura 2.1. Schema simplificată a circuitului termic

Admițând notațiile :

$$a_1 = \frac{m_1}{m_c} \quad \text{și} \quad a_2 = \frac{m_2}{m_c}$$

și dând factor comun pe m_c la numărător și numitor se obține:

$$\eta_t = \frac{(1+a_1+a_2)(i_1-i_{p1})+(1+a_2)(i_{p1}-i_{p2})+(i_{p2}-i_2)}{(1+a_1+a_2)(i_1-i_{a1})} = \frac{(1+a_1+a_2)i_1 - a_1i_{p1} - a_2i_{p2} - i_2}{(1+a_1+a_2)(i_1-i_{a1})}$$

Adunând și scăzând la numărător $(1+a_1+a_2)i_{a1}$ rezultă:

$$\eta_t = \frac{(1+a_1+a_2)(i_1-i_{a1})+(1+a_1+a_2)i_{a1} - a_1i_{p1} - a_2i_{p2} - i_2}{(1+a_1+a_2)(i_1-i_{a1})} = 1 - \frac{a_1i_{p1} + a_2i_{p2} - (1+a_1+a_2)i_{a1} + i_2}{(1+a_1+a_2)(i_1-i_{a1})}$$

Considerând cele două preîncălzitoare ca un sistem termodinamic deschis și aplicând principiul conservării energiei acestui sistem:

$$m_1i_{p1} + m_2i_{p2} + (m_1 + m_2 + m_c)i_3 = (m_1 + m_2 + m_c)i_{a1}$$

sau cu notațiile admise:

$$a_1i_{p1} + a_2i_{p2} + (1+a_1+a_2)i_3 = (1+a_1+a_2)i_{a1}$$

de unde:

$$a_1i_{p1} + a_2i_{p2} - (1+a_1+a_2)i_{a1} = -(1+a_1+a_2)i_3$$

Înlocuind termenul stâng al ecuației în expresia randamentului termic se obține:

$$\eta_t = 1 - \frac{i_2 - (1+a_1+a_2)i_3}{(1+a_1+a_2)(i_1-i_{a1})}$$

Pentru “n” prize ale turbinei vom avea:

$$\eta_t = 1 - \frac{i_2 - (1+a_1+a_2)i_3}{\left(1 + \sum_{j=1}^n a_j\right)(i_1-i_{a1})}$$

Debitele de abur prelevate prin prizele turbinei se determină pe baza ecuațiilor de bilanț termic scrise pentru fiecare dintre cele două preîncălzitoare.

Efectul optim al preîncălzirii se realizează în situația în care aceasta se face în trepte egale. Notând cu Δi_{a1} creșterea entalpiei apei prin preîncălzire și cu z numărul treptelor, încălzirea optimă corespunzătoare unei valori pe treaptă este:

$$\Delta i_z = \Delta i_{a1} / z$$

Avantajul preîncălzirii se face simțit la presiuni ridicate, pentru care consumul specific de căldură este redus. Avantajul creșterii randamentului este din ce în ce mai mic pe măsură ce numărul de trepte de preîncălzire crește.

Alegerea numărului de trepte de preîncălzire trebuie făcută astfel încât avantajul creat prin reducerea consumului de combustibil să fie mai mare decât cheltuielile suplimentare anuale rezultate din folosirea prizei respective.

În cazul unui circuit termic cu supraîncălzire intermediară soluția aplicată cel mai frecvent este alimentarea ultimului preîncălzitor de apă cu căldură rezultată din aburul ieșit din supraîncălzitorul intermediar. În acest caz corpul de înaltă presiune al turbinei poate fi construit fără prize, ceea ce facilitează pornirea rapidă a acesteia.

Consecințele preîncălzirii regenerative sunt:

- pentru un debit constant de abur puterea turbinei scade din cauză că o parte din abur nu se destinde până la presiunea din condensator. Pentru a realiza o creștere a puterii se mărește debitul de abur la intrarea în CIP. Aceasta implică pe de-o parte mărirea lungimii paletelor CIP, pe de altă parte cazanul va trebui să funcționeze cu un debit mai mare decât în instalația fără preîncălzire ($m'_1=1,2m$). De asemenea, conductele între cazan și turbină vor avea diametre mai mari.
- Prin preîncălzirea regenerativă, apa de alimentare intră în cazan la o temperatură ridicată, dar sub valoarea temperaturii de saturație corespunzătoare presiunii din cazan. Ca urmare, gazele de ardere părăsesc focarul la un potențial termic ridicat, ceea ce conduce la scăderea randamentului cazanului. Apare necesară deci recuperarea căldurii conținută în gazele de ardere prin preîncălzirea aerului la o temperatură ridicată.
- Deoarece debitul de abur în partea de joasă presiune a turbinei este mai mic decât în partea de înaltă presiune, lungimea paletelor se va reduce, condensatorul va fi mai mic, debitul de apă de răcire se va micșora.
- Puterea consumată de pompa de alimentare trebuie să fie mai mare atât din cauza măririi debitului la cazan cât și datorită necesității învingerii rezistențelor hidraulice create prin amplasarea preîncălzitoarelor.

SCHIMBĂTOARE FOLOSITE PENTRU PREÎNCĂLZIREA REGENERATIVĂ A APEI DE ALIMENTARE

Preîncălzirea apei se realizează în schimbătoare de căldură de suprafață sau de amestec.

Preîncălzitoarele de amestec sunt mai avantajoase din punct de vedere termodinamic deoarece apa de alimentare poate fi încălzită până la temperatura de saturație corespunzătoare presiunii aburului

prelevat de la priza turbinei. Folosirea lor implică însă montarea unor pompe la fiecare treaptă, dimensionate pentru debitul maxim al cazanului, ceea ce scumpește instalația.

În cazul preîncălzitoarelor de suprafață, temperatura apei la ieșire din preîncălzitor, t_n , este mai mică decât temperatura de saturație, $t_{sat,p}$. Diferența $\delta t = t_n - t_{sat,p}$ constituie unul din elementele de calcul ale suprafeței de schimb de căldură. Valorile uzuale pentru aceasta sunt:

$\delta t = 7 \div 15 \text{ } ^\circ\text{C}$, pentru preîncălzitoarele de înaltă presiune cu pereți groși;

$\delta t = 7 \div 15 \text{ } ^\circ\text{C}$, pentru preîncălzitoarele de joasă presiune cu țevi de alamă sau oțel cu pereți subțiri.

Schema cea mai frecvent aplicată este cea din figura următoare

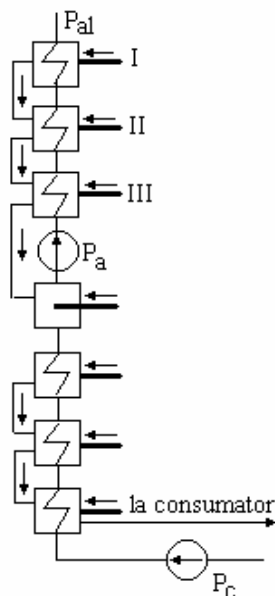


Figura 2.2. Preîncălzirea apei de alimentare cu schimbătoare de căldură

Preîncălzitorul de amestec este montat în zona de mijloc a preîncălzirii lucrând la presiuni de (4÷10) bar. După refularea pompei sunt prevăzute două până la trei preîncălzitoare de suprafață care lucrează în domeniul presiunilor mari.

În cazul prizelor cu nivel ridicat de temperatură, schema cu preîncălzire regenerativă include la prizele de înaltă presiune câte un schimbător de căldură de suprafață suplimentar numit desupraîncălzitor montat după preîncălzitorul propriu-zis. Scopul este de a utiliza cât mai complet căldura conținută în aburul prelevat a cărui temperatură este cu mult mai mare decât temperatura de saturație corespunzătoare presiunii la priză.

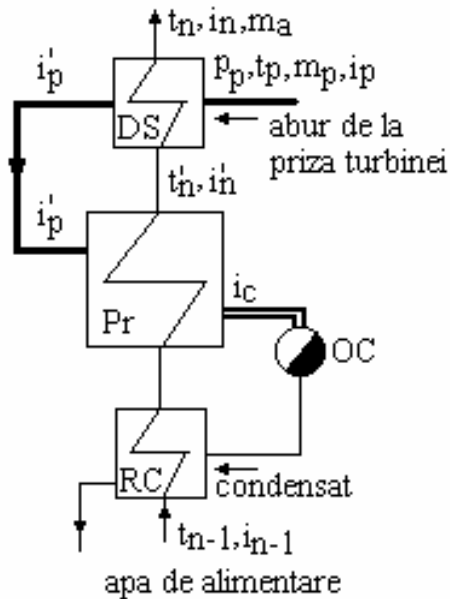


Figura 2.3. Schema de preîncălzire a apei de alimentare cu desupraîncălzitor și răcitor de condensat

DS – desupraîncălzitor; Pr – preîncălzitor; RC – rezervor de căldură; OC – oală de condens

Pornind de la temperatura t_n a apei de alimentare cunoscută, valoarea temperaturii t'_n la ieșirea din preîncălzitorul propriu-zis se determină prin calcul iterativ pe baza bilanțului de căldură scris pentru PR și DS.

În mod obișnuit sunt folosite în practică următoarele valori:

$t_p - t'_n = (3 \div 5) \text{ } ^\circ\text{C}$ pentru supraîncălzire moderată;

$t_p - t'_n = (1 \div 4) \text{ } ^\circ\text{C}$ la prima priză după supraîncălzitor (dacă schema este prevăzută și cu supraîncălzitor care realizează supraîncălzirea aburului la $430 - 480 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Schema de preîncălzire mai poate cuprinde un schimbător de căldură de suprafață montat înaintea preîncălzitorului propriu-zis de înaltă presiune numit rezervor de căldură. Acesta permite recuperarea căldurii condensatului evacuat din preîncălzitorul propriu-zis în scopul apropierii temperaturii apei de alimentare de cea a agentului primar.

CURS 3

SISTEME DE CONDUCTE. CONDIȚII TEHNICE GENERALE

Conductele sunt utilizate la transportarea și distribuirea agenților de lucru, fiind privite ca părți distincte ale instalațiilor din care fac parte. Conductele se definesc prin structura lor funcțională și constructivă. Această structură este adoptată caracteristicilor fizico-chimice și de transport ale agenților. Totodată structura este corelată cu condițiile și regimurile de exploatare specifice sistemelor în care conductele sunt integrate tehnologic.

Conducta reprezintă totalitatea elementelor constructive asamblate sigur și etanș, destinată transportării unui agent de lucru, în condiții controlate și dirijate, între două puncte de racord.

Sistemul de conducte este format din două sau din mai multe conducte racordate între ele; conductele transportă și distribuie același agent, fiind supuse unor condiții tehnice de funcționare identice.

Circuitul reprezintă una sau mai multe conducte sau sisteme de conducte, cuplate în serie sau în paralel, în vederea transportului și distribuției aceluiași agent. Pe parcursul circuitului starea de agregare a agentului nu se schimbă, parametrii de lucru ai acestuia evoluând într-o plajă caracteristică, prestabilită.

Traseul constituie dezvoltarea în spațiu a conductei, fiind stabilit în funcție de posibilitățile de amplasare pe teren a acesteia. Conducta se identifică cu traseul ei.

Agentul de lucru reprezintă materialul în stare fluidă sau fluidizată transportat printr-o conductă.

Agenții se prezintă, după caz, sub formă de lichide, vapori, gaze și de substanțe solide – pulverizate sau granulate – în medii purtătoare lichide sau gazoase. Fluidele dețin ponderea majoritară. Vehicularea lor urmărește:

- transferul de masă prin care fluidele sunt transferate de la surse la consumatori. Transferul are loc fie datorită unor diferențe de potențiale energetice, fie prin aport de energie din exteriorul conductelor, furnizat cu ajutorul pompelor, ventilatoarelor sau compresoarelor;
- transferul de masă și energie, fluidele transferate fiind purtătoare de energie termică, de energie chimică, fiind agenți motori pentru producerea energiei mecanice.

Indiferent de variantă, energia este utilizată de către consumator, direct sau prin transformări corespunzătoare realizate la nivelul acestora (transfer de căldură, ardere, destindere, etc.). Utilizarea

eficiență a energiei în fiecare sistem sau circuit impune minimizarea pierderilor pe traseele conductelor componente.

Caracteristicile fluidului sunt reprezentate de natura, proprietățile și parametrii acestuia, formând condițiile și restricțiile tehnice de bază, inițiale, urmărite permanent și prioritar în proiectarea, montarea și exploatarea conductei. Structura constructivă a conductei este subordonată caracteristicilor fluidului transportat. Caracteristicile, atât cele fizico-chimice cât și cele de transport, constituie grupe de proprietăți și mărimi care influențează și impun materialele și dimensiunile conductei.

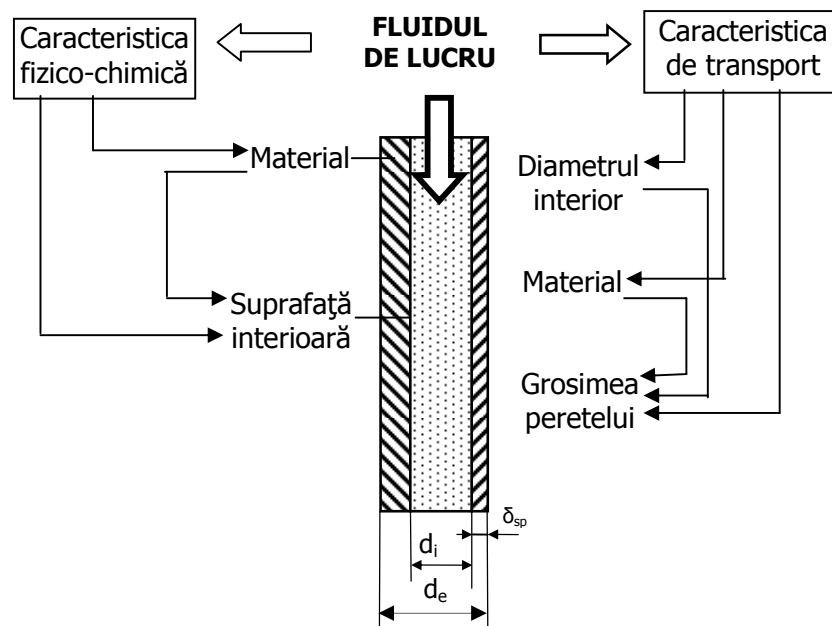


Figura 3.1. Influența caracteristicilor fluidului de lucru asupra conductelor

Caracteristica fizico-chimică evidențiază proprietățile fluidului, indicând natura acestuia, starea lui de agregare, compoziția și agresivitatea chimică. Caracteristica precizează o serie de mărimi, cum ar fi concentrația, densitatea, granulația, puritatea, vâscozitatea, precum și efectele corozive, erozive sau abrazive ale fluidului respectiv.

Caracteristici speciale sunt asociate categoriilor de fluide ale căror proprietăți acționează restrictiv asupra condițiilor tehnice de utilizare, stocare și vehiculare; caracteristicile reflectă fie acțiunea acestor fluide asupra materialelor cu care ele intră în contact, fie influențele și efectele lor negative asupra personalului de exploatare, a securității procesului tehnologic pe ansamblul său și a mediului ambiant.

Caracteristica fizico-chimică a fiecărui fluid este analizată în scopul stabilirii compatibilității acestuia cu diversele materiale disponibile în vederea fabricării conductelor. Cunoașterea sa în detaliu permite predeterminarea realistă a comportării fluidului în exploatare, ceea ce face posibilă:

- a. alegerea corectă a materialului conductei;
- b. asigurarea integrității și etanșeității conductei pe întreaga sa durată de utilizare;
- c. realizarea calității suprafeței interioare a conductei, fie printr-o curățire și tratare corespunzătoare în etapa de montaj, fie printr-o protejare suplimentară.

Caracteristica de transport evidențiază parametrii specifici circulației fluidului: debitul, temperatura, presiunea. Aceste mărimi determină materialul, dimensiunile și structura traseului conductei, intervenind direct în calculul acesteia.

Debitul este mărimea care stabilește diametrul interior al conductei. Valoarea sa reprezintă cantitatea de fluid care străbate secțiunea de curgere în unitatea de timp, fiind proporțional cu viteza acestuia. Valorile acestuia sunt cuprinse între două limite extreme, stabilite prin regimurile de funcționare ale instalației care înglobează conducta analizată; valoarea instantanee corespunde solicitărilor de moment ale consumatorului, fiind stabilită cu ajutorul organelor de reglare amplasate pe conductă și destinate acestui scop. Debitul pentru care se calculează conducta vizează acoperitor (100 – 110%) cantitatea maximă transportabilă de fluid.

Temperatura reprezintă un parametru al fluidului care influențează în egală măsură conducta și materialul acesteia. Temperatura intervine în calculul conductei prin intermediul următoarelor trei valori determinante:

- temperatura de funcționare, este definită ca temperatură de lucru sau de regim reprezentând valoarea maximă a temperaturii fluidului în timpul exploatării normale a conductei. Condițiile de exploatare normală implică funcționarea sigură a conductei, între limitele parametrilor pentru care a fost proiectată, inclusiv fazele de pornire și de scoatere din funcțiune;
- temperatura de calcul, este temperatura maximă a peretelui conductei în timpul exploatării normale. Pentru toate conductele izolate sau neizolate termic, temperatura de calcul se consideră, acoperitor, egală cu temperatura de funcționare;
- temperatura maximă admisibilă, reprezintă valoarea cea mai ridicată a temperaturii peretelui conductei a cărei atingere este admisă în timpul exploatării normale, când conducta este supusă „presiunii maxime admisibile”.

Presiunea este un parametru care intervine direct în calculul mecanic al conductei, stabilind grosimea peretelui acesteia; grosimea afectează masa conductei, complexitatea sistemului de rezemare sau suspendare și, implicit, costul. Presiunea, în mod similar temperaturii, are următoarele valori determinante:

- Presiunea de funcționare, p_f , de lucru sau de regim este valoarea maximă a presiunii fluidului, în timpul exploatării normale a conductei;
- Presiunea de calcul, p_c , reprezintă presiunea de funcționare, în cele mai severe condiții de exploatare normală a conductei. Aceste condiții decurg din prezența simultană a presiunii și temperaturii de funcționare, la care se adaugă sarcinile mecanice de proiectare. Presiunea de calcul într-un punct al conductei care transportă un lichid include presiunea hidrostatică produsă de coloana de lichid aflată deasupra punctului considerat, dacă valoarea acesteia depășește 5% din presiunea de funcționare. La stabilirea presiunii de calcul pe o parte a unui element al conductei nu se ține seama de existența presiunii aplicate simultan pe partea opusă, cu excepția cazului în care se contează pe o diferență de presiune garantată de o instalație automată. În schimb, dacă pe partea opusă apare vacuum, presiunea de calcul se majorează cu 1 bar.
- Presiunea nominală, p_n , se definește ca presiunea maximă la care poate fi supus un element al conductei, fără pericol de deteriorare a acestuia, dacă temperatura fluidului este de 20°C. Valoarea presiunii nominale este convențională, standardizată, constituind unul din criteriile care stau la baza clasificării, proiectării și alegerii conductelor și a elementelor constitutive.
- Presiunea maximă admisibilă, p_{max} , reprezintă valoarea cea mai ridicată a presiunii care se admite a fi atinsă în timpul exploatării normale, fără a periclita integritatea conductei, când aceasta este supusă „temperaturii maxime admisibilă”. Presiunea maximă admisibilă este caracteristică fiecărui material utilizat la fabricarea elementelor conductei respective. Valoarea sa se stabilește în funcție de presiunea nominală, fiind însă inferioară acesteia; diferența se datorează influenței negative a creșterii temperaturii asupra caracteristicilor mecanice și de rezistență ale materialelor.

Presiunile definite mai sus sunt asociate fluidului, conductei și elementelor care o constituie, după modelul prezentat în figura 3.2.

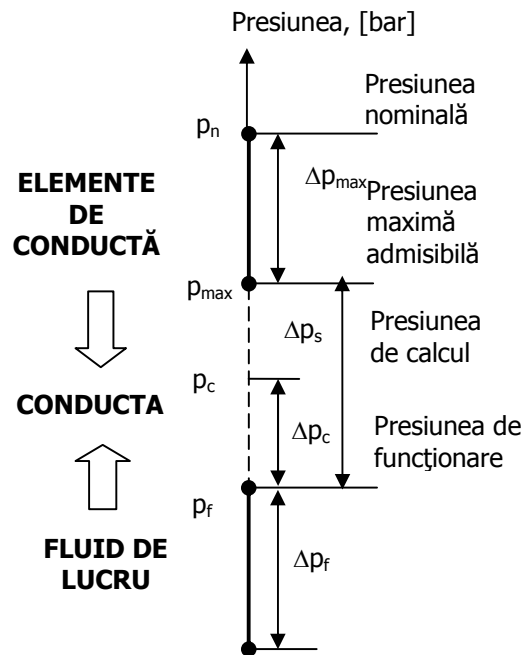


Figura 3.2. Valorile caracteristice ale presiunii fluidului transportat printr-o conductă

În funcție de fiecare valoare stabilită, se pot identifica patru plaje de variație:

- I. plaja de funcționare limitată superior de valoarea presiunii de funcționare (Δp_f);
- II. marja de calcul considerată la proiectarea conductei ($\Delta p_c = p_c - p_f \geq 0$);
- III. reducerea valorii convenționale a presiunii nominale datorită influenței temperaturii asupra materialului utilizat ($\Delta p_{max} = p_n - p_{max}$);
- IV. marja de siguranță în funcționarea conductei, în cele mai severe condiții de funcționare normală, în al cărei interval elementele constitutive își mențin integritatea și caracteristicile lor tehnice garantate ($\Delta p_s = p_{max} - p_f$).

Particularitățile diverselor tipuri de conducte impun numeroase alte categorii de aspecte și mărimi. Toate acestea sunt luate în considerare în etapa de proiectare, prin analize și determinări care conțin ponderea, efectele și influențele lor asupra structurii și configurației conductelor respective. Din aceste motive dimensionarea conductelor se face pe baza unor calcule tehnico-economice, care contribuie la stabilirea soluțiilor optime, mai ales pentru cazurile care impun folosirea fie a unor materiale scumpe, fie a unor conducte cu diametre și lungimi mari, care necesită pentru realizare alocarea unor importante resurse materiale și financiare. Dimensionarea conductelor se face prin calculul hidraulic, termic și mecanic. Pentru a putea efectua aceste calcule, precum și pentru a putea

realiza și exploata în condiții corespunzătoare diversele sisteme de conducte, este necesară cunoașterea cerințelor impuse de transportul fluidelor analizate. Neglijarea sau subaprecierea importanței rezolvării corespunzătoare a oricărei din aceste cerințe poate avea urmări defavorabile asupra conductelor și a instalațiilor din care acestea fac parte.

Condițiile tehnice generale sunt specifice și se aplică diferit și diferențiat în funcție de particularitățile instalațiilor care echipează centralele electrice, adică peste tot acolo unde conductele au un rol esențial în procesul tehnologic.

Conducte pentru centrale termoelectrice

Sistemele de conducte din cadrul centralelor termoelectrice transportă o diversitate mare de agenți solicitați în procesul de producere a energiei electrice și termice: praf de cărbune, gaze, păcură, zgură și cenușă, abur – supraîncălzit și saturat, apă de răcire, apă tratată chimic – total demineralizată, dedurizată, filtrată, condensat, soluții chimice, aer comprimat, ulei, hidrogen, bioxid de carbon. Diversitatea conductelor crește și mai mult dacă se au în vedere debitele, presiunile și temperaturile fluidelor aparținând diferitelor circuite. Principalele sisteme de conducte din circuitul termic al centralelor termoelectrice sunt:

- abur supraîncălzit de înaltă presiune (130-200 bar; 510-550 °C);
- abur supraîncălzit și abur saturat de medie și joasă presiune (0,2-40 bar; 60-350 °C);
- condensat de medie și joasă presiune (0,05-35 bar; 25-300 °C);
- apă de alimentare (160-280 bar; 150-280 °C);
- apă de răcire.

Un caz deosebit îl reprezintă conductele de abur de înaltă presiune, care asigură legătura tehnologică între cazan și turbină. Având diametre cuprinse în intervalul 100-500 mm, cu grosimi ale pereților ce depășesc 20 mm, aceste conducte sunt executate din oțeluri aliate scumpe; apariția fenomenului de fluaj, datorită temperaturii ridicate de funcționare, limitează durata lor de utilizare la aproximativ 150000-200000 ore de exploatare, fapt care necesită schimbarea conductelor de câteva ori pe durata de funcționare a centralei, măbind astfel costurile, și așa importante ale acesteia.

Clasificarea conductelor

În cadrul numeroaselor moduri de clasificare a conductelor sunt uzuale criteriile de clasificare în funcție de:

- natura fluidelor transportate;

- sensul de circulație;
- caracteristicile fizico-chimice ale fluidelor (agresivitate chimică, periculozitate, radioactivitate);
- presiunile nominale ale conductelor; temperatura maximă admisibilă: scăzută sub 4 °C, joasă 4-200 °C, medie 200-460 °C și înaltă peste 460 °C;
- materialele utilizate la confecționarea elementelor de conductă;
- diametre nominale ale conductelor;
- grosimea pereților conductelor, pusă în evidență prin raportul între diametrele exterioare (d_e) și interioare (d_i): conducte cu pereți groși ($d_e/d_i > 1,1$) și subțiri ($d_e/d_i \leq 1,1$);
- lungimea traseelor (conducte din limita instalațiilor, de legătură între instalații, conducte de incintă, conducte magistrale);
- configurația spațială a traseului; amplasarea față de clădire;
- pozițiile față de nivelul solului (conducte aeriene, pe sol, subterane);
- procedeul de asamblare a elementelor componente și gradul de tronsonare;
- soluția de încălzire a fluidelor vâscoase;
- necesitatea și soluția de izolare termică;
- durata de utilizare.

Conductele și rețelele termice servesc transportului și distribuției fluidelor purtătoare de căldură. În acest scop, ele trebuie astfel concepute încât să asigure în toate condițiile de funcționare continuitatea alimentării cu căldură la parametri nominali, iar soluția aleasă să fie optimă din punct de vedere economic. Domeniul de folosire a conductelor este variat și se extinde continuu, datorită atât capacității acestora de a transporta economic medii fluide și în anumite cazuri și solide, cât și dezvoltării permanente a industriei, a localităților, a vieții economice și sociale în general.

În cadrul acțiunii generale de gospodărire mai bună a resurselor de energie primară și de reducere a pierderilor de energie electrică și termică, se înscrie și proiectarea și exploatarea corespunzătoare a conductelor și rețelelor termice. În această direcție, economii importante se pot obține prin dimensionarea optimă a izolației termice, prin micșorarea pierderilor de presiune și a energiei de pompare, prin adoptarea unor regimuri raționale de funcționare.

Pentru rețelele de termoficare deja existente, schimbarea conductelor din oțel cu alte conducte din materiale izolatoare, este prea costisitoare din acest motiv, pentru economisirea energiei termice se redimensionează izolația termică. Rețeaua de termoficare asigură circulația apei calde de la centrala

termică la consumatori și retur. În funcție de necesități, conductele sunt de diferite diametre și lungimi, amplasarea acestora realizându-se pe suporturi aeriene sau în canale subterane.

Pentru funcționarea corespunzătoare a rețelei de termoficare sunt prevăzute vane de secționare, ventile de reglaj, supape de siguranță, goliri, aerisiri, robinet de reținere cu clapet, pompe de adaos pentru menținerea constantă a presiunii, separatori de nămol pentru reținerea impurităților. La momentul actual conductele sunt izolate cu saltele de vată minerală iar stratul de protecție este din tablă zincată de 0,7mm.

CURS 4

CALCULUL TERMIC AL REȚELELOR DE CONDUCTE

1. ROLUL ȘI IMPORTANȚA IZOLAȚIEI TERMICE

Calculul termic al rețelilor de conducte reprezintă un caz particular al transferului de căldură între două fluide, între care există un perete despărțitor format din unul sau mai multe straturi.

➤ *Domeniul de utilizare*

În funcție de temperatura fluidului transportat se deosebesc trei categorii de conducte izolate termic:

- conducte pentru fluide calde, la care izolația termică are drept scop reducerea pierderilor de căldură către mediul ambiant;
- conducte pentru agenți frigorifici, izolate termic în vederea micșorării absorbției de căldură din mediul ambiant;
- conducte pentru lichide cu temperatura apropiată de temperatura ambiantă, izolate termic, în special la așezarea lor în exterior, în scopul evitării congelării lichidelor transportate la temperaturi scăzute ale mediului înconjurător.

➤ *Tipuri de izolație moderne*

Pentru reducerea pierderilor de energie la conductele și rețelele de termoficare un rol important îl are izolația termică. Din acest motiv se acordă o importanță mare descoperirii de noi materiale izolatoare care să respecte noile cerințe privind protecția mediului și care să aibă prețuri cât mai mici pentru a realiza economiile propuse.

În acest scop există conducte preizolate cu spumă poliuretanică rigidă (PUR) protejată cu manta din polietilenă de înaltă densitate (PEHD) care asigură o economie de energie de aproximativ 93% față de o conductă neizolată. Față de un caz normal în care izolația se face cu saltele de vată minerală economia este de aproximativ 35%. Această soluție prezintă avantajul că izolația își păstrează caracteristicile în timp, neexistând procesul de tasare și măcinare a izolației.

O altă soluție o reprezintă montarea a mai multor straturi de izolație din materiale diferite. Un exemplu ar fi izolarea conductelor cu un strat format din saltele din vată minerală cusută pe plasă de rabbit, cu un strat din cochilii din vată minerală bazaltică cașerate cu folie de aluminiu, cu un strat de

spumă poliuretanică rigidă (PUR) și o manta de protecție din tablă zincată. Față de o conductă neizolată economia de energie este de 97% iar față de o conductă izolată normal economia este de 39%.

Pentru izolare agregatelor care lucrează cu agent de lucru la temperaturi mari (turbine energetice) izolația se aplică prin pulverizarea unui amestec format din vată minerală, silicat de sodiu și apă într-o anumită proporție. Grosimea acestei izolații depinde de zona în care se aplică; pentru carcasa inferioară se prevede un strat suplimentar cu grosimea de minim 50 mm față de stratul izolant al carcasei superioare.

Protecția izolației este formată din două straturi de tencuială de protecție din ciment de finisare și protecție tip BD60 având grosimea de 5mm, peste care se aplică două straturi de pânză special tratată și care se vopsește în două-trei straturi cu soluție de silicat de sodiu.

2. NOȚIUNI DE BAZĂ ALE CALCULULUI TERMIC

Calculul termic al sistemelor de conducte reprezintă un caz particular al transferului de căldură între două fluide, între care există un perete despărțitor format din unul sau mai multe straturi.

Transferul de căldură prin peretele conductei se desfășoară, în principal, prin următoarele procese:

- convecție termică între fluidul transportat și peretele interior al conductei;
- conducție termică prin peretele conductei, izolația termică de bază și stratul protector;
- radiație termică între suprafața exterioară și mediul ambiant.

Transferul de căldură între fluidul transportat și peretele interior al conductei. Acest proces are loc prin convecție termică, principalele relații de calcul fiind:

$$q_l = \pi d_i \alpha_i (t_f - t_{pi}) \quad [\text{W/m}] \quad R_{li} = 1/\pi d_i \alpha_i \quad [\text{m}^\circ\text{C/W}] \quad (4.1)$$

unde:

- q_l - fluxul termic unitar [W/m];
- R_{li} - rezistența termică la transferul căldurii între fluidul transportat și peretele interior al conductei [m°C/W];
- α_i - coeficient convecție între fluidul transportat și peretele interior al conductei [W/m² °C].

Transferul de căldură prin peretele conductei izolate termic are loc prin conducție termică succesiv prin peretele metalic al conductei (indicele „p”) prin unul sau mai multe straturi de izolație termică (indicele „iz”) și prin stratul protector exterior (indicele „sp”).

Relația principală de calcul este:

$$q_l = \frac{t_{pi} - t_e}{R_{lp} + \sum R_{liz} + R_{lsp}} \quad [\text{W/m}] \quad (4.2)$$

unde:

- $R_{lp} = (1/2\pi\lambda_p) \ln(d_e/d_i)$ - rezistența termică a peretelui conductei [$\text{m}^\circ\text{C}/\text{W}$];
- λ_p - conductivitatea termică a peretelui metalic al conductei [$\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$];
- $R_{liz} = (1/2\pi\lambda_{iz}) \ln(d_{iz}/d_e)$ - rezistența termică a stratului de izolație [$\text{m}^\circ\text{C}/\text{W}$];
- λ_{iz} - conductivitatea termică a materialului stratului izolant de bază [$\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$];
- $\lambda_{iz} = a + bt_m$ - a , b sunt constante ce depind de natura materialului, iar t_m este temperatura

medie a stratului izolant.

- $R_{lsp} = (1/2\pi\lambda_{sp}) \ln(d_c/d_{iz})$ - rezistența termică a stratului de protecție [$\text{m}^\circ\text{C}/\text{W}$];
- λ_{sp} - conductivitatea termică a stratului protector [$\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$].

Având în vedere că R_{lp} reprezintă mai puțin de 1% din rezistența termică totală, de obicei se neglijează în calcule.

Transferul de căldură între suprafața exterioară a izolației termice și mediul ambiant are loc prin convecție și radiație termică, fluxul liniar calculându-se cu relația:

$$q_l = \frac{t_e - t_0}{R_{le}} \quad [\text{W/m}] \quad (4.3)$$

unde: $R_{le} = 1/\pi d_c \alpha_e$ - rezistența termică la schimbul de căldură cu mediul ambiant [$\text{m}^\circ\text{C}/\text{W}$];

α_e - coeficient de schimb de căldură între suprafața exterioară a izolației termice și mediul ambiant [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$];

$$\alpha_e = \alpha_c + \alpha_r \quad [\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}];$$

α_c - coeficient de convecție ce se calculează în funcție de modul de amplasare al conductei;

α_r - coeficient de radiație.

Cele mai importante condiții tehnice pe baza cărora se efectuează calculul termic al conductelor sunt:

- respectarea pierderilor normate de căldură;
- menținerea unor temperaturi date la suprafața exterioară a izolației și a unor temperaturi admisibile pentru materialele izolante;
- nedepășirea unor scăderi maxime admisibile de temperatură a fluidului transportat;
- respectarea unor condiții date de gabarit și greutate a construcției termoizolante

În practică pot apare cazuri în care izolația termică trebuie să îndeplinească simultan două sau mai multe condiții restrictive impuse.

3. CALCULUL CONDUCTELOR PENTRU FLUIDE CALDE

Considerăm cazul general al unei conducte izolate termic cu două straturi (stratul de izolație de bază și stratul protector), prin care circulă un fluid cu temperatura t_f , în regim termic staționar, caz prezentat în figura 3.1. Fluxul de căldură transmis de fluid mediului ambiant (aer cu temperatura t_0) reprezintă pierderea de căldură a conductei. Astfel, fluxul termic unitar liniar (pierderea specifică de căldură raportată la 1 m lungime de conductă) este:

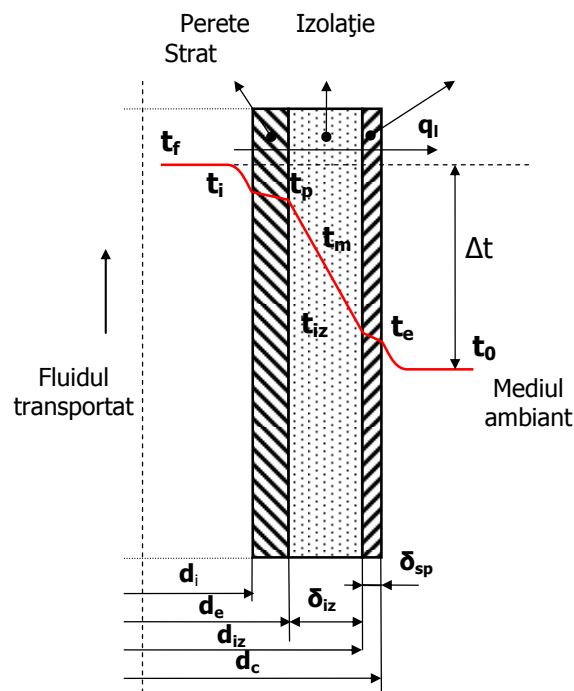


Figura 4.1. Transferul căldurii prin conducta izolată termic

$$q_l = \frac{\Delta t}{R_l} = \frac{t_f - t_0}{R_{li} + R_{lp} + R_{liz} + R_{lsp} + R_{le}} \quad (4.4)$$

$$q_l = \frac{t_f - t_0}{\frac{1}{\pi d_i \alpha_i} + \frac{1}{2\pi \lambda_p} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{2\pi \lambda_{iz}} \ln \frac{d_{iz}}{d_e} + \frac{1}{2\pi \lambda_{sp}} \ln \frac{d_c}{d_{iz}} + \frac{1}{\pi d_c \alpha_e}}$$

unde:

- q_l - pierderea specifică liniară de căldură [W/m];
- R_l - rezistența termică totală;
- R_{li} - rezistența termică la transferul căldurii de la fluid la peretele interior al conductei;
- R_{lp} - rezistența termică la transferul căldurii prin peretele conductei;
- R_{liz} - rezistența termică la transferul căldurii prin stratul de izolație de bază;
- R_{lsp} - rezistența termică la transferul căldurii prin stratul protector;
- R_{le} - rezistența termică la transferul căldurii de la suprafața exterioară a izolației la mediul ambiant.
- α - coeficient de schimb de căldură convectiv [W/m² °C];
- λ - conductivitate termică [W/m °C].

În cazul conductelor prevăzute cu mai multe straturi de izolație și cu înveliș de protecție, la numitorul expresiei (4) se adaugă în mod corespunzător rezistența termică a fiecărui strat.

Cunoscând fluxul unitar q_l , temperaturile intermediare t_i , t_p , t_{iz} , t_e se determină din relațiile:

$$t_i = t_f - q_l R_{li} = t_0 + q_l (R_{le} + R_{lsp} + R_{liz} + R_{lp}) \quad (4.5)$$

$$t_p = t_f - q_l (R_{li} + R_{lp}) = t_0 + q_l (R_{le} + R_{lsp} + R_{liz}) \quad (4.6)$$

$$t_{iz} = t_f - q_l (R_{li} + R_{lp} + R_{liz}) = t_0 + q_l (R_{le} + R_{lsp}) \quad (4.7)$$

$$t_e = t_f - q_l (R_{li} + R_{lp} + R_{liz} + R_{lsp}) = t_0 + q_l R_{le} \quad (4.8)$$

Pierderea totală de căldură Q_t a unei conducte este:

$$Q_t = q_l \cdot L_c = q_l (KL + l) \quad [\text{W}] \quad L_c = KL + l \quad [\text{m}] \quad (4.9)$$

unde:

- K - coeficient pentru pierderile suplimentare de căldură prin elementele de susținere a conductei;

- L - lungimea geometrică a conductei [m];
- l - lungimea de conductă izolată care echivalează pierderile de căldură prin armăturile de închidere și prin îmbinări [m].

În cazul în care mărimea l nu este determinată, coeficientul K se admite astfel:

- pentru conducte în aer liber $K = 1,25$;
- pentru conducte în încăperi (hale) $K = 1,2$.

CURS 5

CALCULUL RANDAMENTULUI IZOLAȚIEI TERMICE

În calculul randamentului izolației termice se consideră în analiză situația existentă, cunoscându-se pentru aceasta conductele care transportă apă fierbinte și cele care transportă abur tehnologic, precum și caracteristicile acestora – diametru conductă, lungime pe traseul subteran, aerian și total.

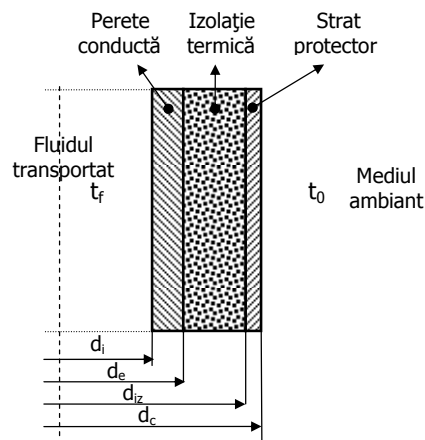


Figura 5.1. Secțiune ansamblu izolație

Parametrii de lucru sunt pentru agenții de lucru apă fierbinte, abur tehnologic, tur-retur sunt:

- temperatură zonă aeriană,
- temperatură zonă subterană;
- temperatură fluid;
- grosime izolație.

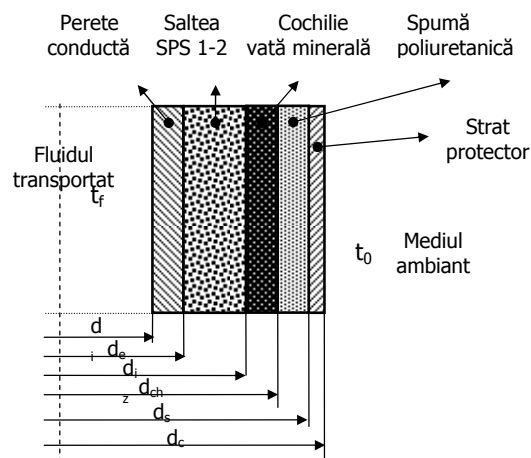


Figura 5.2. Secțiune ansamblu izolație nouă

Pierdere specifică de căldură se calculează cu relația:

$$q_l = \frac{\Delta t}{R_l} = \frac{t_f - t_0}{R_{li} + R_{lp} + R_{liz} + R_{lch} + R_{ls} + R_{lsp} + R_{le}} \text{ [W]} \quad (5.1)$$

unde:

- R_l - rezistența termică totală;
- R_{li} - rezistența termică la transferul căldurii de la fluid la peretele interior al conductei;
- R_{lp} - rezistența termică la transferul căldurii prin peretele conductei;
- R_{liz} - rezistența termică la transferul căldurii prin saltea tip SPS 1-2;
- R_{lch} - rezistența termică la transferul căldurii prin cochilia din vată minerală bazaltică;
- R_{ls} - rezistența termică la transferul căldurii spuma poliuretanică;
- R_{lsp} - rezistența termică la transferul căldurii prin stratul protector;
- R_{le} - rezistența termică la transferul căldurii de la suprafața exterioară a izolației la mediul ambiant.

$$q_l = \frac{t_f - t_0}{\frac{1}{\pi d_i \alpha_i} + \frac{1}{2\pi \lambda_p} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{2\pi \lambda_{iz}} \ln \frac{d_{iz}}{d_e} + \frac{1}{2\pi \lambda_{ch}} \ln \frac{d_{ch}}{d_{iz}} + \frac{1}{2\pi \lambda_s} \ln \frac{d_s}{d_{ch}} + \frac{1}{2\pi \lambda_{sp}} \ln \frac{d_c}{d_s} + \frac{1}{\pi d_c \alpha_e}} \quad (5.2)$$

unde:

- α - coeficient de schimb de căldură [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$];
- λ - conductivitate termică [$\text{W}/\text{m } ^\circ\text{C}$].

Pierdere totală de căldură Q_t a unei conducte este:

$$Q_t = q_l \cdot L_c \text{ [W]} \quad (5.3)$$

Izolația termică nou montată duce la un randament față de cea veche:

$$\eta_{iz} = \frac{q_{izv} - q_{izn}}{q_{izv}} \times 100 \text{ [%]} \quad (5.4)$$

unde:

- q_{izv} - pierdere specifică pentru conducta existentă, [W/m];
- q_{izn} - pierdere specifică pentru conducta calculată, [W/m].

CAPACITATEA RELATIVĂ DE TRANSPORT A CONDUCTELOR

În calculul sistemelor de conducte, în cazul configurațiilor complexe, apare necesitatea exprimării capacității de transport a conductelor cu diverse dimensiuni. Practic, acest lucru reprezintă determinarea numărului „n” de conducte de diametru mai mic d_1 care vor transporta aceeași cantitate de fluid ca și o conductă de diametru mai mare, d_2 . Calculul exact se efectuează prin aproximații succesive, luându-se în considerare efectele produse de variația criteriului Reynolds. Problema poate fi rezolvată și în mod aproximativ, dacă se admite în ambele cazuri că regimul de curgere este complet turbulent și se neglijează diferențele între rugozitățile e ; indicele 1 se referă la conducta cu diametru mai mic, iar indicele 2 la conducta de diametrul mai mare. Conform ipotezelor făcute se scrie egalitatea pierderilor de înălțime și, respectiv a debitelor volumetrice:

$$\Delta h_1 = f_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{w_1^2}{2g} = \Delta h_2 = f_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{w_2^2}{2g}$$

$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} w_1 n = \frac{\pi d_2^2}{4} w_2$$

în care $f_1=f_2$; $l_1=l_2$.

Rezultă numărul „n” de conducte echivalente:

$$n = (d_2/d_1)^{5/2}$$

relație care dă rezultate precise pentru capacitatea de transport a conductelor de diametrul mic. Pentru conducte de diametru mai mare se recomandă folosirea relației:

$$n = (d_2/d_1)^3 \sqrt{(d_1+92)/(d_2+92)}$$

Calculul diaframelor de laminare

La conductele ramificate se poate face o repartire dorită a debitului cu ajutorul unor diafragme de laminare introduse în aceste conducte. Diametrul diafragmei d [mm] depinde de debitul derivate Q [m^3/h], de căderea de înălțime Δh [m. col. fluid] în diafragmă și de un factor de laminare C determinat de raportul secțiunilor de trecere $(d/D)^2$ ale diafragmei și conductei în care se montează aceasta, și anume:

$$d = C \sqrt{Q / \sqrt{\Delta h}} \quad [\text{mm}]$$

Factorul de laminare C se stabilește din diagrame, calculul lui d făcându-se prin aproximații succesive, deoarece la începutul calculului d este necunoscut.

CALCULUL CONDUCTELOR ȘI REȚELELOR DE APĂ

Calculul hidraulic se bazează pe relațiile generale:

$$\Delta p_{lin} = \rho g \Delta h_{lin} = f \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}] \quad \Delta h_{lin} = f \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} \quad [\text{m}]$$

$$\Delta p_{loc} = \rho g \Delta h_{loc} = \zeta \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}] \quad \Delta h_{loc} = \zeta \frac{w^2}{2g} \quad [\text{m}]$$

$$\Delta p = \Delta p_{lin} + \Delta p_{loc} = f \left(\frac{l}{d} \right) \left(\frac{w^2}{2} \right) \rho + \left(\sum \zeta \right) \left(\frac{w^2}{2} \right) \rho$$

cu următoarele particularități:

- apa poate fi considerată ca un fluid incompresibil; la presiuni reduse și temperatură 0-15°C, $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$.
- la calculul conductelor de apă caldă ($t>40 \text{ }^\circ\text{C}$) este necesară luarea în considerație a variației densității și viscozității cu temperatura.

➤ Alegerea vitezei apei. Diametrul economic

Stabilirea vitezei de curgere a apei printr-o conductă se face pe baza unui calcul tehnico-economic care consideră următoarele elemente principale:

- pierderile de presiune –care determină costul energiei de pompare;
- diametrul și grosimea peretelui conductei - care stabilesc investițiile în conductă;
- destinația conductei, natura fluidului transportat – care poate ridica probleme de coroziune sau eroziune;
- alte efecte produse de variația vitezei asupra performanțelor funcționale ale sistemului din care face parte conducta.

➤ **Diametrul economic** al conductelor de transport al apei se poate determina cu formula:

$$d_{ec} = 0,272 \left\{ \frac{f^* \sigma Q_s^2}{\eta_{pm} k_c p^*} \cdot \frac{[a_p + (1/T_r)] i_p + p_c h}{a_c + (1/T_r)} \right\}^{1/7} \quad [\text{m}]$$

unde $f^*=f+(\sum\zeta)(d/l)$ este coeficientul echivalent de frecare care include și pierderile în rezistențele locale; s – tensiunea unitară în peretele conductei, MPa; Q_s – debitul nominal de apă, m^3/s ; h_{pm} – produsul între randamentul pompei și randamentul motorului de antrenare; k_c – costul specific al

conductei montat, lei/kg; $p=p+\Delta p$ – presiunea totală alcătuită din presiunea pompelor p și lovitură de berbec Δp , măsurată la mijlocul conductei, MPa; a_p – cota de amortizare pentru electropompe și echipamente mecanice; a_c – cota de amortizare a investițiilor în conductă și anexe; T – termenul normat de recuperare, ani; i_p – investiția specifică în instalația de pompare, lei/kW; p_c – costul energiei electrice, lei/kW; h – timpul de funcționare a conductei la debit nominal, h/an.

➤ Lovitura de berbec

Creșterea bruscă a presiunii fluidului transportat prin conductă, ca urmare a reducerii rapide a vitezei de curgere este denumită șoc hidraulic sau lovitură de berbec. Energia cinetică pierdută de fluid cu această ocazie se consumă prin comprimarea lichidului, deformarea pereților conductei și propagarea cu frecare a undei de presiune în mediul vâscos. Lovitura de berbec se manifestă printr-o serie de șocuri de presiune, care pot să producă spargerea conductei sau deteriorarea echipamentelor conexe. Ea poate fi produsă la închiderea instantanee sau foarte rapidă a unui ventil sau vane de pe conductă sau de avarierea bruscă a motoarelor electrice de antrenare a pompelor, ceea ce echivalează cu oprirea curgerii lichidului.

Unda de presiune datorită loviturii de berbec se deplasează de la locul de apariție (organ de închidere, pompă) către capătul de intrare al conductei unde se reflectă, procesul repetându-se sub forma unor oscilații amortizate. Avarierea sistemului de conducte poate apare în orice punct cu rezistență mecanică insuficientă. Viteza de propagare a undei de presiune corespunde undei acustice într-un mediu elastic, format de ansamblul lichid-conductă. Excesul de presiune datorat loviturii de berbec Δp se adaugă presiunii hidrostatice normale din conductă, p , și depinde de proprietățile elastice ale lichidului și conductei și de mărimea și gradientul vitezei.

Amplitudinea maximă a undei de presiune se obține într-o conductă rigidă. În conducta elastică, datorită elasticității pereților conductei, o parte din energia cinetică a coloanei de lichid se consumă în deformarea conductei, rezultând o reducere a presiunii maxime atinse și o amortizare mai rapidă a oscilațiilor.

Pentru conducta rigidă, viteza de propagare a undei de presiune c_0 și suprapresiunea în conductă Δp_0 ca urmare a loviturii de berbec (când timpul τ_i de închidere a ventilelor este $\tau_i < 2l/c_0$) se calculează cu formulele:

$$c_0 = \sqrt{E_l / \rho} \quad \Delta p_0 = \rho c_0 \Delta w$$

Pentru conducta elastică, mărimile corespunzătoare pentru c și Δp sunt:

$$c_0 = \sqrt{E/\rho} \quad \Delta p_0 = \rho c \Delta w \quad 1/E = (1/E_l) + (d/4sE_c)(5-4\mu)$$

unde c_0 , c sunt viteza de propagare a undei de presiune în conducta rigidă, respectiv elastică, în m/s; Δp_0 , Δp – suprapresiunea datorită loviturii de berbec în conducta rigidă, respectiv elastică, în Pa; ρ – densitatea lichidului, kg/m³; Δw – reducerea de viteză a lichidului (înainte și după acționarea organelor de închidere), în m/s; E_l , E_c – modulul de elasticitate al lichidului, respectiv al materialului conductei, în Pa; E – modulul virtual de elasticitate al ansamblului lichid-conductă, în Pa; μ – coeficientul lui Poisson; d – diametrul interior al conductei, m; s – grosimea peretelui conductei, m; l – lungimea conductei, m.

Modulul de elasticitate al apei sau altor lichide este $E_l = 2,07 \cdot 10^9 \text{ Pa} \pm 10\%$, existând o oarecare variație cu presiunea și temperatura.

Creșterea de presiune produsă de lovitura de berbec poate fi micșorată prin folosirea ventilelor de descărcare (ventil sincron sau de siguranță), compensatoarelor tampon sau camerelor cu aer. Pentru obținerea eficienței maxime, dispozitivele de amortizare trebuie montate cât mai aproape de sursa de perturbație. Ca regulă generală, aceste dispozitive nu elimină complet șocul de presiune, ci îl reduce până la 10 – 40%.

CURS 6

CALCULUL HIDRODINAMIC AL CAZANELOR DE ABUR

1. Importanța circulației apei și aburului

Funcționarea sigură a suprafețelor de încălzire ale cazanelor de abur este posibilă numai în cazul în care căldura cedată de fluidul cald (gaze de ardere) peretelui metalic este preluată în permanență de către fluidul mai rece – apă sau abur.

Conductivitatea termică a apei, și mai ales a aburului, are valori foarte mici și dacă aceste fluide stagnează (nu circulă), fluxul de căldură transmis de fluidul cald peretelui metalic nu poate fi preluat, temperatura peretelui metalic crește, rezistența sa mecanică scade și, sub acțiunea presiunii interioare, materialul cedează, apar deformații, și în final, spargeri de țevi.

Mărirea vitezei de circulație conduce, desigur, la creșterea coeficientului convectiv α_2 de la peretele cald la fluidul mai rece, dar valoarea coeficientului global de schimb de căldură, k , crește insensibil.

De exemplu, în cazul unui perete plan compus din mai multe straturi omogene, considerând $\alpha_1=50\text{W/m}^2\text{K}$, $S(d/l)=0,0001\text{ m}^2\text{K/W}$ și $\alpha_2=2000\text{ W/m}^2\text{K}$, rezultă:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{50} + 0,0001 + \frac{1}{2000}} = 48,5 [\text{W/m}^2\text{K}]$$

Dacă se intensifică circulația și crește α_2 la valoarea $\alpha_2'=12000[\text{W/m}^2\text{K}]$, rezultă:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2'}} = \frac{1}{\frac{1}{50} + 0,0001 + \frac{1}{12000}} = 49,5 [\text{W/m}^2\text{K}]$$

În schimb, pentru o temperatură interioară $T_i=473\text{ K}$ și o densitate a fluxului de căldură $q=200000\text{ W/m}^2$, temperatura suprafeței interioare curate a peretelui rezultă, în primul caz,

$$T_p = T_i + \frac{q}{\alpha_2} = 473 + \frac{200000}{2000} = 573\text{K}$$

iar în al doilea caz

$$T_p' = T_i + \frac{q}{\alpha_2'} = 473 + \frac{200000}{12000} = 483\text{K}$$

Așa cum deja se cunoaște, circulația naturală a apei ia naștere ca urmare a diferenței între densitatea fluidului din porțiunile descendentă și ascendentă ale conturului de circulație considerat,

format, de regulă, în cazul cazanelor de abur cu circulație naturală, din tambur, țevile descendente și țevile ascendente ale vaporizatorului. Circulația naturală este cu atât mai intensă cu cât înălțimea conturului de circulație și diferența densităților fluidului din porțiunile descendentă și ascendentă ale conturului sunt mai mari, respectiv cu cât rezistența hidraulică a traseului este mai mică. Prezența bulelor de abur care apar în porțiunea ascendentă a conturului datorită vaporizării apei, contribuie la activarea circulației naturale. Fenomenele secundare care influențează pozitiv procesul de circulație naturală a apei sunt întârzierea la vaporizare pe traseul descendent și autovaporizarea pe traseul ascendent, ca urmare a modificării presiunii hidrostatice la care este supusă apa. O influență negativă asupra procesului de circulație a apei o are existența unei viteze relative a bulelor de abur față de masa apei, ceea ce conduce la micșorarea diferenței dintre densitatea fluidului din porțiunile descendentă și ascendentă a conturului de circulație.

2. Determinarea căderilor de presiune la curgerea fluidelor prin țevile conturului de circulație

Căderea totală de presiune

Căderea totală de presiune la curgerea fluidului de lucru prin elementele tubulare se calculează ca suma algebrică a pierderilor de presiune datorate frecării, rezistențelor locale, accelerării masei de fluid și rezistențelor hidrostatice:

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_{oc} + \Delta p_{acc} + \Delta p_{st} \text{ [Pa]}$$

În anumite cazuri, unele componente ale căderii de presiune totale pot lipsi sau pot fi neglijabile. Astfel, căderea de presiune datorată accelerării curentului este luată în considerare numai pentru calculul elementelor de radiație ale cazanelor cu străbatere forțată, iar în cazul conductelor orizontale nu intervine căderea de presiune hidrostatică.

Căderea de presiune datorată frecării

Căderea de presiune datorată frecării în cazul unui fluid monofazic este:

$$\Delta p_f = f \frac{L}{d} \frac{\overline{w^2}}{2} \rho \text{ [Pa]}$$

în care f – coeficientul de frecare în porțiunea existentă; d , L – diametrul interior și respectiv lungimea porțiunii considerate, m ; ρ – masa volumică medie a fluidului, kg/m^3 ; w – viteza medie a fluidului, m/s .

Coeficientul de frecare, f , se calculează cu relația:

$$f = \frac{1}{4 \left(\lg 3,7 \frac{d}{k} \right)^2}$$

unde k este rugozitatea absolută a țevilor.

Căderea de presiune datorată rezistențelor locale

- în cazul unui curent monofazic se calculează cu relația

$$\Delta p_{loc} = \zeta_{loc} \frac{w^2}{2} \rho \text{ [Pa]}$$

iar pentru un curent bifazic se utilizează relația:

$$\Delta p_{loc} = \zeta_{loc} \frac{w^2}{2} \rho' \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \text{ [Pa]}$$

cu ζ_{loc} – coeficientul convențional de rezistență locală. Căderea de presiune la ieșirea apei din țevi se calculează pentru viteza stabilită în acestea și pentru valorile coeficienților de rezistență locală - intrare tambur, intrare colectoare de distribuție, etc.

Coeficientul de rezistență la intrarea amestecului în țevi orizontale se ia egal cu coeficientul de rezistență pentru mediul monofazic, iar la ieșirea amestecului apa-abur din țevi în colector, se adoptă $\xi=1,2$.

Căderea de presiune datorată accelerării

- pentru un curent monofazic se calculează cu relația:

$$\Delta p_{acc} = (w\rho)^2 (v_2 - v_1) \text{ [Pa]}$$

v_1 , v_2 – volumele masice la începutul și sfârșitul porțiunii considerate, m^3/kg , $(w\rho)$ – viteza masică a curentului:

$$w\rho = \frac{D_w}{S} \text{ [kg/m}^2\text{s]}$$

în care D_w – debit masic, kg/s , iar S – secțiunea de curgere, m^2 .

Căderea de presiune datorată accelerării curentului de fluid monofazic se ia în considerare numai pentru elemente cu densități ale fluxului de calcul peste 535 kW/m^2 – dacă sunt încălzite numai pe o singură parte și peste $267,5 \text{ kW/m}^2$ – dacă sunt încălzite pe ambele părți.

Pentru presiuni subcritice, căderea de presiune datorată accelerării curentului monofazic nu se ia în considerare.

Căderea de presiune hidrostatică

- în cazul unui fluid monofazic se calculează cu relația:

$$\Delta p_{hst} = \sum h \bar{\rho} g \text{ [Pa]}$$

unde h este înălțimea porțiunii considerate, m ; $\bar{\rho}$ – masa volumică medie, obținută cu relația:

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_2 i_2 - \rho_1 i_1}{i_2 - i_1} \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

cu ρ_1, ρ_2 – masele volumice ale fluidului la începutul și sfârșitul porțiunii considerate, i_1, i_2 – entalpiile fluidului la începutul și sfârșitul porțiunii considerate.

3. Calculul hidrodinamic al cazanelor de abur cu circulație naturală

În cazul cazanelor de abur cu circulație naturală, curgerea apei în economizor și a aburului în supraîncălzitor are loc forțat, datorită căderii de presiune (de cca. 10% din presiunea nominală), între colectorul de intrare al apei în economizor și tambur, respectiv între tambur și colectorul de ieșire al aburului. De aceea calculul hidrodinamic vizează în special verificarea existenței și stabilității circulației în vaporizator, atât la debitul nominal, cât și la debitul minim.

Calculul hidrodinamic al economizorului și supraîncălzitorului convectiv se efectuează numai pentru debitul nominal al cazanului, când condițiile de funcționare sunt mai grele – din punct de vedere al răcirii peretelui țevilor – și urmărește să verifice corectitudinea aprecierii căderilor de presiune, admise anterior, la calculul termic.

La scăderea sarcinii, condițiile funcționării supraîncălzitorului de radiație se înrăutățesc, datorită creșterii temperaturii aburului și, ca urmare, se impune un calcul de verificare a siguranței de funcționare a acestui supraîncălzitor la sarcina minimă a cazanului.

Stabilirea conturului de circulație pentru cazanele de abur cu tambur se face în strânsă legătură cu schema de separare a aburului și numai după ce s-a întocmit calculul termic al cazanului la sarcinile minimă și nominală. Toate contururile de circulație trebuie să fie independente și să cuprindă țevi ascendente și descendente.

Pentru preîntâmpinarea cavităției în porțiunea de intrare a țevelor coborâtoare, grosimea minimă a stratului de apă în tambur deasupra marginii superioare a țevelor trebuie să îndeplinească condiția:

$$H_{\min} > 0,077 w_{\text{des}} \quad [\text{m}]$$

în care w_{des} este viteza apei la intrarea în țevă, m/s.

Construcția țevelor coborâtoare trebuie să asigure o curgere liberă a apei în jos, fără apariția unor pungi de abur. Țevile coborâtoare se repartizează uniform pe lungimea colectorului inferior al ecranului, în așa fel încât să nu coincidă cu axele țevelor de ecran.

Țevile de evacuare trebuie să prezinte cât mai puține coturi și să fie repartizate cât mai uniform în lungul tamburului.

Calculul hidrodinamic al unui contur simplu

Se consideră un contur simplu, format din țevi coborâtoare de ecran și de legătură cu tamburul. Se precizează numărul, diametrul interior, lungimea, unghiul de înclinare față de orizontală, coturile și alte rezistențe locale ale țevelor și colectoarelor care compun conturul considerat. De asemenea, pe baza calculului termic se precizează fluxul de căldură primit de către țevile de ecran.

În regim staționar, suma algebrică a tuturor căderilor de presiune trebuie să satisfacă totdeauna condiția:

$$\sum (\Delta p_f + \Delta p_{loc} + \Delta p_{acc})_{\text{des}} - h\rho'g + \sum (\Delta p_f + \Delta p_{loc} + \Delta p_{acc})_{\text{asc}} + \Delta p_{\text{sep}} + h[\bar{\varphi}\rho'' + (1 - \bar{\varphi})\rho']g = 0$$

care se poate pune sub forma

$$\sum (\Delta p_f + \Delta p_{loc} + \Delta p_{acc})_{\text{des}} + \sum (\Delta p_f + \Delta p_{loc} + \Delta p_{acc})_{\text{asc}} + \Delta p_{\text{sep}} = h\bar{\varphi}(\rho' - \rho'')g = p_{\text{act}}$$

Relația de mai sus arată că în regim staționar, suma căderilor de presiune pe întregul contur de circulație – datorate frecării, rezistențelor locale și accelerării masei de fluid – este egală cu presiunea activă, p_{act} .

Diferența între presiunea activă și suma tuturor rezistențelor părții ascendente a circuitului, Δp_{asc} , inclusiv rezistența dispozitivului de separare, Δp_{sep} , se definește ca presiune utilă:

$$p_{\text{ut}} = p_{\text{act}} - \Delta p_{\text{asc}} - \Delta p_{\text{desc}} \quad [\text{Pa}]$$

Presiunea activă se calculează cu relația:

$$p_{act} = \phi_0 K_p K_\alpha h_{ab} (\rho' - \rho'') g \quad [\text{Pa}]$$

în care ϕ – partea din secțiunea unei țevi drepte, ocupată de abur, se determină în funcție de viteza de circulație a apei, w_0 , viteza raportată a aburului, w_0'' și diametrul interior al țevilor, d_i ; K_p , K_α – coeficienți de corecție, pentru presiune și pentru unghiul de înclinare al țevii față de verticală; h_{ab} – porțiunea din conturul de circulație în care se găsește amestecul apă-abur.

Viteza de circulație w_0 este considerată viteza cu care apa intră din colectorul inferior în țevile de ecran. Viteza raportată a aburului reprezintă viteza aburului dacă acesta ar ocupa singur întreaga secțiune a țevilor. Pentru calcul se folosește relația:

$$w_0'' = \frac{D_1}{f_0 \rho''} = \frac{1}{f_0 \rho''} \frac{Q_1}{r} \quad [\text{m/s}]$$

care permite calculul vitezei raportate la sfârșitul porțiunii de țevă încălzită în care se găsește abur (D_1 – debitul de abur, kg/s, Q_1 – fluxul de căldură primit de țevile de ecran pentru producerea aburului, kW, r – căldura latentă de vaporizare, kJ/kg).

Valorile coeficienților de corecție K_p și K_α se stabilesc din nomograme, funcție de rapoartele w_0''/w_0 și w_0^2/d , de presiunea p și de unghiul de înclinare al țevilor față de verticală, α .

Înălțimea porțiunii din conturul de circulație în care se găsește amestec apă-abur se poate stabili dacă se determină înainte poziția așa-numitului „punct de economizor” unde începe fierberea-dacă din colectorul inferior în țevile de ecran intră numai apă.

Înălțimea punctului de economizor se calculează cu relația:

$$h_{ec} = h_1 + \frac{\Delta i_1 - \Delta i_{des} + 10^{-6} \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho \left(h_{des} - h_1 - \frac{\Delta p_{des}}{\rho' g} \right) g}{\frac{Q_i}{(h_{des} - h_1) D_w} + 10^{-6} \frac{\Delta i'}{\Delta p} \rho g} \quad [\text{m}]$$

în care h_1 – înălțimea porțiunii neîncălzite a țevilor de ecran, m; h_{des} – înălțimea țevilor coborâtoare, măsurată de la axa colectorului inferior până la nivelul mediu al apei în tambur, m; $\Delta i'/\Delta p$ – variația entalpiei apei la saturație, la variația presiunii de 1Mpa – față de presiunea din tamburul cazanului; Δp_{des} – căderea de presiune datorată rezistentelor hidrodinamice din partea de coborâre a circuitului.

În lipsa dispozitivelor de separare (ex., separatoare ciclon) $\Delta p_{sep} = 0$ iar relația de mai sus devine:

$$p_{ut} = p_{act} - \Delta p_{asc} \quad [\text{Pa}]$$

în care:

$$\Delta p_{asc} = \Delta p_{ec} + \Delta p_{ab,i} + \Delta p_{ab,ni} + \Delta p_{sup} \quad [\text{Pa}]$$

cu

$$\Delta p_{ec} = \left(\zeta_i + \sum \zeta_{cot} + \frac{\lambda}{d} h_{ec} \right) \frac{w_0^2}{2} \rho' \quad - \text{căderea de presiune pentru porțiunea de țevă ascendentă de}$$

lungime h_{ec} cuprinsă între colectorul inferior și punctul de economizor;

$\Delta p_{ab,in}$ – căderea de presiune datorată frecării și rezistențelor locale pentru porțiunea de țevă încălzită, calculată pentru conținutul mediu de abur;

$\Delta p_{ab,ni}$ – căderea de presiune datorată frecării și rezistențelor locale pentru porțiunea de țevă neîncălzită, în care titlul amestecului apă-abur rămâne constant, calculată pentru conținutul mediu de abur;

În conformitate cu relațiile de mai sus, pentru a exista circulație naturală a apei în contur, este necesar ca presiunea utilă să acopere pierderile de presiune din sectorul descendent al conturului de circulație considerat. Atât p_{ut} cât și Δp_{des} depind însă de multiplul de circulație, m . Astfel, cu creșterea multiplului de circulație, pierderile de presiune în sectorul descendent cresc, iar presiunea utilă scade. Intersecția celor două curbe marchează egalitatea $p_{ut} = \Delta p_{desc}$ și precizează valoarea multiplului de circulație care se stabilește în conturul considerat la sarcina la care funcționează cazanul de abur.

CURS 7

SCHEME DE ALIMENTARE CU APĂ DE RĂCIRE

1. Răcirea în circuit deschis

Schema de alimentare cu apă de răcire în circuit deschis poate fi: prin cădere sau prin pompare.

În schema de alimentare prin cădere, apa se preia din râu prin priza 1, poziționată în amonte de baraj. Rolul barajului este de a ridica nivelul apei și de a permite scurgerea ei spre centrală.

În denisipatorul 3, apa, curgând cu o viteză redusă, depune o parte din suspensii, în mod obișnuit până la cele cu diametrul de 0,1-0,15 mm. Apa curge spre centrală prin conducta sau canalul de aducțiune. Înainte de a trece prin condensator, apa traversează casa sitelor unde este curățată de suspensii și corpuri plutitoare, curgând apoi spre utilizare în sala mașinilor, de unde revine la râu prin canalul de evacuare.

Prin conducta de amestec, în timpul iernii, o parte din apa caldă se poate amesteca cu apa rece, așa încât temperatura la intrare în condensator să nu scadă sub o valoare minimă, de obicei 5 °C, iar prin conducta 9 se poate trimite un debit de apă pentru încălzirea și dezghețarea prizei.

Dacă dispoziția amplasamentului este foarte aproape de cheiul sau malul apei, fiecare grup de pompe aferent unui turboalternator poate avea o priză de mal separată și numai apa caldă este restituită în aval printr-un canal comun. În cazul când apare o diferență de nivel pe partea de evacuare, se poate instala o CHE de recuperare a energiei.

La schema tehnologică cu pompare, stația de pompe este amplasată la priza de apă. Dacă diferența de nivel între râu și cota de nivel a clădirii principale este mare, se pot prevedea chiar două stații de pompare ce vor lucra în serie. Conducta de apă caldă 5 are rolul de a transporta apă caldă la priză pentru amestec și pentru a împiedica înghețul.

Schema de răcire în serie se folosește mai ales în timpul iernii, pentru reducerea consumului de apă. Condensatoarele a două turbine putând fi legate în serie în aceste perioade, cantitatea de apă de răcire se poate reduce la jumătate.

La adoptarea acestei scheme trebuie să se țină seama de faptul că pompele de apă de răcire trebuie să poată învinge rezistența ambelor circuite de răcire sau trebuie să se instaleze pompe suplimentare. Soluția este aplicabilă pentru centralele electrice de termoficare urbană la care cantitatea

de căldură evacuată iarna din condensator este mică și încălzirea apei de răcire în condensator se face cu o valoare Δt aflată mult sub limitele economice.

2. Răcirea în circuit închis

Răcirea în circuit închis se folosește în situația când nu se dispune de apă suficientă pentru răcirea în circuit deschis sau când aceasta ar conduce la soluții tehnico-economice dezavantajoase. Temperatura apei de răcire în sistemele de răcire în circuit închis este mai ridicată decât temperatura apei din râu. Valoarea temperaturii depinde de tipul de răcitoare folosit. În timpul verii, temperatura apei poate atinge valori de până la 35 °C, fapt pentru care randamentul ciclului poate scade.

Diferența de randamente între o centrală electrică cu răcire în circuit deschis și o centrală electrică cu răcire în circuit închis, cu turnuri de răcire cu tiraj natural, este de aproximativ 2%.

Pompele de apă de răcire au o înălțime de refulare mai mare la instalațiile în circuit închis (16-20 m) față de cele de la instalațiile în circuit deschis a căror înălțime este de 6-10 m, atrăgând după sine o majorare de aproximativ 1% a cotei de consum a serviciilor interne ale centralei electrice.

Diferența de putere electrică ΔP ce este consumată suplimentar în cazul răcirii în circuit închis se calculează astfel:

Se notează:

P_p^d – puterea electrică a pompei din circuitul de răcire deschis, kW;

P_p^i – puterea electrică a pompei din circuitul de răcire închis, kW;

D_p – debitul nominal al pompei, kg/s;

H – înălțimea de refulare a pompei, m H_2O

H_p – randamentul pompei

Astfel:

$$P_p^d = \frac{D_p H}{102\eta_p} \text{ [kW]} \quad P_p^d = \frac{D_p H_d}{102\eta_p} \text{ [kW]} \quad P_p^i = \frac{D_p H_i}{102\eta_p} \text{ [kW]}$$

$$\Delta P = P_p^i - P_p^d = \frac{D_p}{102\eta_p} (H_i - H_d) \quad \text{[kW]}$$

3. Răcirea în circuit mixt

Răcirea în circuit mixt se realizează prin suprapunerea unei instalații de răcire în circuit închis peste o instalație de răcire în circuit deschis.

Datorită creșterii puterii centralelor pe de-o parte și limitele naturale ale surselor de răcire pe de altă parte, circuitul de răcire mixt cu turnuri de răcire s-a adoptat la toate centralele construite după anii /70.

Ca și la răcirea în circuit deschis, apa este captată din râu, este decantată în denisipator și este adusă pe amplasament printr-o aducțiune. În casa sitelor este curățat tot debitul de răcire și este adusă apa răcită în instalații. Conducta de apă rece, pompele și conducta de apă caldă, sunt dimensionate identic cu instalațiile circuitului deschis. În calea apei calde se găsește un puț deversor din care absorb pompele de răcire. Excesul de apă este evacuat la râu prin conducta de evacuare. Pompele de circulație realizează ridicarea apei în sistemul de răcire. La răcirea în circuit mixt se preferă ca acestea să formeze o treaptă separată care funcționează numai pe durata impusă de debitul apei de răcire.

Temperatura apei la intrare în condensator este o medie ponderată a temperaturilor apei provenite de la râu și de la turnurile de răcire.

$$t_1 = \frac{t_r D_r + t_t D_t}{D_r + D_t}$$

iar temperatura apei la ieșirea din condensator:

$$t_2 = t_1 + \Delta t \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Pierderile de apă în circuitul de răcire

În circuitul de răcire apar o serie de pierderi de apă care trebuie înlocuite:

- prin evaporare;
- prin antrenarea stropilor;
- prin neetanșeități;
- prin purjare.

Debitul de apă care se pierde prin evaporare, D_e este dat de expresia:

$$D_e = \frac{e D_r \Delta t}{r} \quad [\text{kg/s}]$$

unde:

e – cota de căldură cedată prin evaporare în sistemul de re;

r – căldura de vaporizare a apei la presiunea parțială medie a vaporilor de apă din aerul umed care traversează răcitorul, kJ/kg;

Δt – diferența de temperatură, $^{\circ}\text{C}$;

D_r – debitul de apă care trece prin răcitor, kg/s.

Pierderile prin antrenarea stropilor D_s , variază mult după tipul sistemului de răcire folosit, fiind practic nul la lacurile de răcire și având o valoare maximă pentru bazinele de stropire. Valoarea procentuală medie a raportului D_s/D_r este de 0-3,5.

Notând cu D_p debitul de purjare, debitul total de apă de adaos în circuit este:

$$D_a = D_e + D_s + D_n + D_p$$

Debitul de purjare este determinat de echilibrul cantității de săruri din circuit.

Dacă se notează cu d_a duritatea temporară a apei de adaos și cu d_m duritatea maximă admisă pentru apa din circuit, se poate scrie bilanțul sărurilor:

$$D_a d_a = (D_s + D_p + D_n) d_m$$

Ecuatie din care rezultă:

$$D_p = \frac{D_a d_a}{d_m} - (D_s + D_n) [\text{kg/s}]$$

Observație

În general D_p are valori între 5-10%, fără a ține seama de consumul de apă pentru evacuarea cenușii care poate depăși debitul de purjare.

CURS 8

INSTALAȚII DE USCARE

În multe ramuri industriale, pentru îmbunătățirea calității materialelor, în scopul măririi posibilității lor de utilizare, este necesară micșorarea umidității acestora. Îndepărtarea umidității din materiale se poate face pe cale mecanică, chimică sau termică.

Definiție

Uscarea este procesul termic prin care materialele își micșorează umiditatea prin evaporarea acesteia. Ea se face atât pe cale naturală cât și pe cale artificială.

Uscarea naturală se realizează la aer în spații speciale, fără circulație artificială sau încălzirea agentului de uscare (aerului). Prezintă avantajul unui cost mai redus, însă necesită o durată mai lungă și o suprafață însemnată de teren, fiind în același timp dependentă de starea aerului exterior.

Uscarea artificială are loc în uscătorii, din care agentul de uscare, care a absorbit vaporii de apă din material, este evacuat pe cale artificială cu ajutorul ventilatoarelor sau altor instalații de tiraj. Agentul de uscare este de asemenea încălzit sau uscat înainte de a fi introdus în camera de lucru a uscătoriei.

8.1. PARAMETRII PRINCIPALI AI AERULUI UMED ȘI GAZELOR DE ARDERE

Cea mai mare răspândire între instalațiile de uscare o au cele care folosesc ca agent de termic aerul sau amestecul acestuia cu gazele de ardere.

Aerul umed este un amestec de gaze: aer uscat și vaporii de apă. În studiul aerului umed se definesc următorii parametri:

↳ **Presiuni**

- ◆ *Presiunea barometrică*, p_b , presiunea aerului atmosferic măsurată într-un anumit punct geografic și în anumite condiții meteo. Ea reprezintă presiunea totală a amestecului. În mod conventional s-a admis presiunea fizică normală egală cu 760 mm Hg sau 101325 N/m² măsurată la nivelul mării, careia îi corespunde altitudinea zero;
- ◆ *Presiunea parțială a vaporilor de apă*, p_v – presiunea pe care ar exercita-o vaporii de apă din amestec dacă ar ocupa singuri, la aceeași temperatură, volumul întregului amestec.

Observație: presiunea parțială are valori cu atât mai mari cu cât conținutul de umiditate din aer este mai ridicat;

- ◆ *Presiunea de saturatie*, p_s – presiunea parțială maximă a vaporilor de apă pentru o anumită valoare a temperaturii dată a amestecului.

↳ **Temperaturi**

Pentru determinarea stării aerului umed se definesc următoarele temperaturi:

- ◆ *temperatura termometrului uscat*, t – temperatura măsurată cu un termometru obisnuit, de o anumită clasa de precizie, cu rezervorul uscat și protejat împotriva radiației termice.
- ◆ *temperatura termometrului umed*, t_u – mai este cunoscută și sub denumirea de temperatură de saturație adiabatică a aerului umed; ea se măsoară cu un termometru obișnuit cu rezervorul de lichid termometric înfășurat în pânză de tifon îmbibată în apă.
- ◆ *temperatura punctului de rouă*, t_r – la răcirea aerului la presiune constantă la o anumită temperatură începe condensarea vaporilor de apă conținuți în aer, această valoare a temperaturii reprezentând tocmai temperatura punctului de rouă.

↳ **Umiditatea aerului**

Pentru determinare umiditatii aerului, se folosesc trei noțiuni: umiditatea specifică, umiditatea absolută, umiditatea relativă și conținutul de umiditate.

- ◆ *Umiditatea specifică a aerului umed*, ξ , exprimă conținutul de vapori de apă dintr-un kilogram de amestec:

$$\xi = \frac{m_v}{m_a + m_v} = \frac{x}{1 + x} \quad (8.1)$$

- ◆ *Umiditatea absolută*, a , reprezintă greutatea vaporilor de apă conținuți într-un metru cub de aer umed, deci se măsoară prin densitatea relativă ρ_v a vaporilor de apă din amestec:

$$a = \rho_v = \frac{P_v}{R_v T} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (8.2)$$

Observație: această noțiune este rar folosită în tehnica uscării.

- ◆ *Umiditatea relativă* (ϕ) se definește ca fiind raportul dintre masa de vapori de apă conținuți într-un metru cub de aer umed și masa de vapori de apă necesari pentru saturarea aceluiași volum de aer, la aceeași temperatură și presiune:

$$\varphi = \frac{\rho_{vap}}{\rho_{sat}} \quad (8.3)$$

Observație: Pentru calculele tehnice ale uscătorilor, aerul umed este considerat în mod convențional, un gaz perfect, căruia i se pot aplica legile Boyle-Mariotte, Gay-Lussac și legea presiunilor parțiale, conform căreia presiunea aerului umed se compune din presiunile parțiale ale aerului uscat și ale vaporilor de apă conținuți în aer.

- ◆ *Conținutul de umiditate*, x , este masa vaporilor de apă, m_v , conținută în cantitatea m_a de aer uscat, la o stare oarecare dată:

$$x = \frac{m_v}{m_a} \quad [\text{kg vapori de apă/kg aer uscat}] \quad (8.4)$$

Observație: masa de vapori de apă este raportată la kilogramul de aer uscat și nu la cel umed. Aceasta se face cu scopul de a ușura calculele, în timpul transformărilor la care este supus aerul umiditatea schimbându-se (masa amestecului se schimbă), masa aerului uscat rămânând constantă.

Valoarea numerică a umidității poate fi calculată, folosind ecuația Clapeyron pentru aer și vapori de apă:

$$x = \frac{G_{vap}}{G_{aer}} = \frac{R_{aer}}{R_{vap}} \frac{p_{vap}}{p_{aer}} = 0,622 \frac{p_{vap}}{p_{aer}} \quad [\text{kg/kg aer uscat}] \quad (8.5)$$

↳ *Capacitatea calorică masică specifică*

Capacitatea calorică masică variază cu temperatura și presiunea. Majoritatea proceselor în care ca agent termic este utilizat aerul sunt considerate izobare, variațiile de presiune fiind neînsemnate.

Funcție de temperatură, pentru calculul capacităților calorice medii pentru vapori și aer, se pot folosi relațiile:

$$c_{pv} = 1,8584 + 0,0094 \left(\frac{t}{100} \right) + 0,00373 \left(\frac{t}{100} \right)^2 \quad [\text{kJ/(kgK)}] \quad (8.6)$$

$$c_{pa} = 1,005 + 1,35 \cdot 10^{-8} (t + 30)^2 \quad [\text{kJ/(kgK)}] \quad (8.7)$$

Pentru domeniul temperaturilor obișnuite (-20 °C și 80 °C) se pot lua următoarele valori medii:

$$c_{pa} = 1,006 \quad [\text{kJ/kgK}]$$

$$c_{pv} = 1,863 \quad [\text{kJ/kgK}]$$

↳ **Entalpia aerului umed**

Se va stabili entalpia amestecului, aer uscat și vapori de apă:

$$\begin{array}{ll} \text{pentru aer uscat:} & \text{pentru vapori de apă:} \\ h_a = c_{pa}t \text{ [kJ/kg aer uscat]} & h_v = r + c_{pv}t \text{ [kJ/kg vapori]} \end{array} \quad (8.8)$$

Dacă aerul umed conține apă în stare lichidă în exces față de saturație, expresia de calcul a entalpiei devine:

$$h = c_{pa}t + x_s(r + c_{pv}t) + (x - x_s)(r_g - c_g t) \quad \text{[kJ/kg aer uscat]} \quad (8.9)$$

Dacă aerul umed are o umiditate mai mică de 0 °C conține particule de gheață sau fulgi de zăpadă, entalpia aerului umed are expresia:

$$h = c_{pa}t + x_s(r + c_{pv}t) - (x - x_s)(r_g - c_g t) \quad \text{[kJ/kg aer uscat]} \quad (8.10)$$

în care:

c_l – capacitatea calorică masică a apei în stare lichidă;

$$c_l = 4165 \text{ [kJ/kgK]}$$

r_g – căldura latentă de înghețare a apei;

$$r_g = 333 \text{ [kJ/kg]}$$

c_g – capacitatea calorică specifică a gheții;

$$c_g = 2,05 \text{ [kJ/kgK]}$$

În cazul utilizării gazelor de ardere ca agent de uscare, pentru determinarea entalpiei și conținutului de umiditate al acestora, este necesar să se cunoască compoziția combustibilului. Aceasta se poate raporta la masa sa de lucru, organică sau combustibilă. Pentru transformarea compoziției combustibilului dintr-o masă în alta, se pot utiliza coeficienți dați de literatura de specialitate.

Cantitatea teoretică de aer uscat necesară pentru arderea unui kilogram de combustibil se poate determina cu relațiile:

- pentru combustibilul solid sau lichid

$$L_0 = 0,115C^l + 0,343H^l - 0,043(S^l - O^l) \quad \text{[kg/kg]} \quad (8.11)$$

cu C^l , H^l , S^l , O^l – conținutul de carbon, hidrogen, sulf și oxigen, în procente din masa de lucru a combustibilului;

- pentru combustibilul gazos:

$$L_0 = 1,38 \left(0,0179CO + 0,248H_2 + 0,44H_2S + \sum \frac{m + \frac{n}{4}}{12m + n} C_m H_n - O_2 \right) \text{ [kg/kg]} \quad (8.12)$$

cu CO, H₂, H₂S, C_mH_n, O₂ – conținutul de oxid de carbon, hidrogen sulfurat, hidrocarburi și oxigen, în % din masa totală.

Conținutul de umiditate al gazelor de ardere se calculează cu formula:

$$x = \frac{G_{vap}}{G_{g.u.}} \quad \text{[kg/kg gaze uscate]} \quad (8.13)$$

Entalpia amestecului de gaze de ardere și aer care este utilizat în instalația de uscare este:

$$I = \frac{Q_s \eta_f + c_c t_c + \lambda L_0 I_0}{G_{gu}} \text{ [kJ/kg. g.u.]} \quad (8.14)$$

unde:

Q_s este puterea calorică superioară a combustibilului, în kJ/kg;

η_f – randamentul arderii combustibilului în focar;

c_c, t_c – căldura specifică, respectiv temperatura combustibilului, în kJ/kg °C și în °C;

λ – coeficientul de exces de aer;

I₀ – entalpia aerului, în kJ/kg.

Calculul instalațiilor de uscare convective cu aer

În instalațiile convective de uscare materialul umed intră în contact cu agentul de uscare – aerul cald sau gazele de ardere, de la care primește prin convecție căldura necesară procesului de uscare.

Bilanțuri masice

Ecuția bilanțului masic al materialului supus uscării are forma generală:

$$\dot{M}_1 = \dot{M}_2 + M_a \quad \text{[kg/s]} \quad (8.15)$$

cu

M₁ – debitul materialului intrat în uscător;

M₂ – debitul materialului ieșit din uscător;

M_a – masa apei eliminate din material în procesul de uscare, raportată la unitatea de timp.

Ținând seama de definiția umidității absolute și notând cu u_1 și u_2 umiditatea absolută a materialului la intrarea, respectiv, la ieșirea din instalație, debitul materialului complet uscat care circulă prin instalație poate fi scris ca:

$$\dot{M}_{us} = \frac{\dot{M}_1}{1 + u_1} = \frac{\dot{M}_2}{1 + u_2} \quad (8.16)$$

Debitul aerului umed care circulă prin uscător este alcătuit din debitul aerului uscat, M_{aer} și debitul umidității $M_{aer}x$, x fiind conținutul de umiditate. Deoarece aerul preia umiditatea îndepărtată din material, conținutul de umiditate al acestuia în uscător crește.

Notându-se cu x_0 conținutul de umiditate al aerului care intră în uscător și cu x_2 conținutul de umiditate al aerului care iese din uscător, *bilanțul masic pe uscător* este:

$$\dot{M}_1 + \dot{M}_{aer}(1 + x_0) = \dot{M}_2 + \dot{M}_{aer}(1 + x_2) \quad [\text{kg/s}] \quad (8.17)$$

relație scrisă în ipoteza absenței pierderilor de aer prin neetanșeitățile instalației ($M_{aer}=0$).

Bilanțul masic al umidității pe uscător este:

$$m_{aer} = \frac{\dot{M}_{aer}}{\dot{M}_a} = \frac{1}{x_2 - x_0} \quad [\text{kg aer/kg apă}]$$

Bilanțul termic al instalației de uscare teoretice

Instalația de uscare teoretică se caracterizează prin:

- pierderi de căldură nule în mediul ambiant;
- temperaturile materialului la intrarea și ieșirea din instalație egale cu 0°C;
- lipsa bateriei de încălzire în camera de uscare.

Ecuția bilanțului termic al camerei de uscare este:

$$\dot{M}_{aer}h_0 + Q = \dot{M}_{aer}h_2$$

unde Q este fluxul termic primit de aer în bateria de încălzire;

h_0, h_1, h_2 – entalpia aerului la intrarea în instalație, la ieșirea din bateria de încălzire și la ieșirea din instalație;

M_{aer} – debitul aerului uscat care circulă prin instalație

Deoarece ecuația bilanțului termic al camerei de uscare este:

$$\dot{M}_{aer}h_1 = \dot{M}_{aer}h_2$$

rezultă că, în cazul instalației teoretice, $h_1=h_2$.

Concluzie: procesul de uscare se desfășoară cu menținerea constantă a entalpiei aerului.

Consumul specific de energie termică al instalației, q , este definit ca energia termică consumată pentru eliminarea unui kilogram de umiditate din material. Ca urmare, în cazul instalației teoretice,

$$q = m_{aer}(h_2 - h_0) = m_{aer}(h_1 - h_0)$$

Observație: În instalația de uscare teoretică se consumă energie termică pentru încălzirea agentului de uscare și pentru vaporizarea umidității din material.

Bilanțul termic al instalației de uscare reale

Ecuatia bilanțului termic pe instalația de uscare reală cu funcționare continuă este:

$$Q_b + Q_{supl} + \dot{M}_{aer}h_0 + \dot{M}_2c_{m,1}t_{m,1} + \underbrace{\dot{M}_a c_{apa}t_{m,1} + \dot{M}_{tr}c_{tr,1}t_{tr,1}}_{\text{fluxul termic intrat în instalație cu materialul umed}} = \dot{M}_{aer}h_2 + \dot{M}_2c_{m,2}t_{tr,2} + Q_p$$

Observații

1. Debitul aerului uscat s-a considerat constant – s-au neglijat pierderile de aer prin neetanșeitățile instalației;
2. Fluxul termic pierdut în mediul ambiant se calculează folosind ecuația de transfer termic între aerul din interiorul instalației și aerul din exteriorul acesteia.

8.2. TIPURI CONSTRUCTIVE DE INSTALAȚII DE USCARE

↳ Uscarea naturală

Uscarea naturală are loc sub influența unor factori naturali ca: presiunea parțială a vaporilor de apă sau încălzirea produselor datorită căldurii transmisă de razele solare.

Eficiența uscării naturale depinde de temperatura și umiditatea relativă a aerului, de viteză curenților de aer, de starea produsului

↳ Uscarea artificială

Reprezintă cea mai utilizată metodă de uscare a produselor industriale, clasificarea instalațiilor făcându-se în funcție de modul în care se transmite căldura de la agentul de uscare la materialul supus uscării:

Uscarea cu ajutorul căldurii (uscarea termică) – cea mai răspândită, bazându-se pe proprietatea aerului de a se încălzi cu vapori de apă în procent din ce în ce mai mare odată cu creșterea temperaturii.

Uscarea termică se realizează în mod diferit în funcție de modul de transmitere a căldurii la produsele supuse uscării:

- ✓ transmiterea căldurii prin conductibilitate – realizată atunci când există contact între produse și suprafața încălzită. Dezavantaje: nu asigură o încălzire uniformă; nu garantează menținerea calității produselor; necesită un consum ridicat de combustibil.
- ✓ transmiterea căldurii prin convecție – realizată prin contactul direct între agentul de uscare și produse, contact realizat prin trecerea agentului din stratul de produse, realizându-se concomitent încălzirea acestora și absorbirea vaporilor de apă eliberați.
- ✓ transmiterea căldurii prin radiație – realizată atunci când produsele absorb radiațiile emise de sursa de căldură. Tipuri de surse de radiații: lămpi cu radiații infraroșii, tuburi ceramice cu rezistență electrică, radiații cu arzătoare de gaze fără flacără (cu ardere catalitică);
- ✓ încălzirea prin curenți de înaltă frecvență – realizată prin dispunerea produselor în jurul unui condensator format din două plăci metalice la care se leagă o sursă de curent alternativ de înaltă frecvență. Avantaj: încălzirea debutează în interiorul particulelor și se transmite către straturile exterioare ceea ce, prin uniformizarea care se obține, contribuie la scurtarea duratei uscării.

Procesul de uscare cuprinde două etape distincte:

- uscarea stratului superficial al corpului care se produce prin evaporarea particulelor de apă din imediata apropiere a suprafeței de contact;
- deplasarea umidității din interiorul corpului spre suprafața de contact cu aerul. Consecință: apar în straturile profunde ale produsului gradienti ai presiunii parțiale a apei datorită fenomenelor din capilarele produsului poros.

↳ **Uscarea în circuit deschis**

Agentul de uscare încărcat cu umiditatea preluată de la corpul supus uscării este eliminat în atmosferă, figura 6.1.

În camera de uscare se introduce materialul umed cu masa ($m_a + w_u$), la temperatura t_{u1} , cu m_a – masa materialului uscat și w_u – conținutul de umiditate

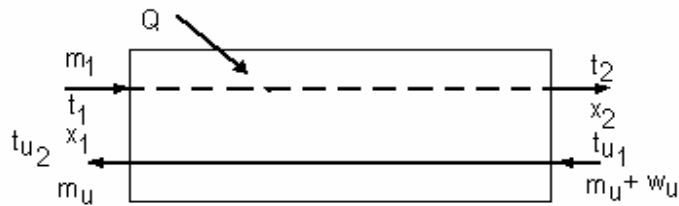


Figura 8.1. Uscarea în circuit deschis

Debitul de aer introdus este m_1 cu umiditatea x_1 și temperatura t_1 .

Circulația corpului supus uscării și aerului în camera de uscare poate fi în echicurent sau contracurent – variantă de preferat din punct de vedere al economicității. În timpul procesului de uscare crește cantitatea de apă conținută în aer cu umiditatea extrasă din corp:

$$M_1(x_2 - x_1) = W_u$$

Pentru accelerarea procesului în camera de uscare se introduce o cantitate de căldură Q [W]:

$$Q = \underbrace{m_1(h_2 - h_1)}_{\text{creșterea de entalpie a aerului care se încălzește}} + \underbrace{m_u c_u (t_{u2} - t_{u1})}_{\text{căldura folosită pentru încălzirea corpului supus uscării}} - \underbrace{W_u c_u t_{u1}}_{\text{căldura conținută de umiditatea evaporată}} \quad (8.15)$$

↳ Uscarea în trepte

În multe situații, pentru a se evita deformarea sau chiar deteriorarea corpului supus uscării, se impune uscarea în mai multe trepte. Aceasta situație se întâlnește și în cazurile când corpul supus uscării are o formă mai complicată sau este îmbibat neuniform cu umiditate.

Schema de principiu a uscării în trepte este prezentată în figura 8.2.

Aerul se preîncălzește în fiecare preîncălzit pînă la o anumită temperatură t_{ad} , admisă de procesul de uscare (natura corpului, conținutul de umiditate, viteza de uscare admisă).

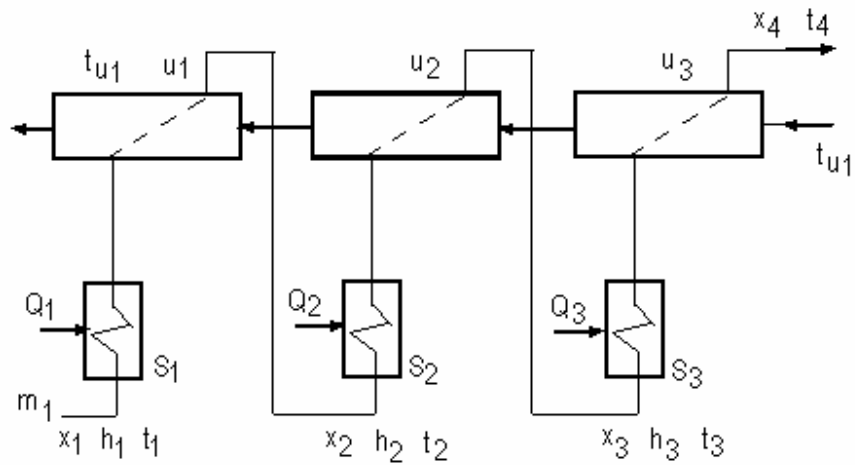


Figura 8.2. Uscarea în trepte

S_1, S_2, S_3 – preîncălzitoare de aer; u_1, u_2, u_3 – camerele de uscare.

Procesul de uscare în trepte presupune furnizarea unor cantități de energie termică din ce în ce mai mici, aerului în preîncălzitoare, pe măsură ce sunt parcurse treptele de uscare.

↳ *Uscarea în circuit închis*

Aerul utilizat ca agent de uscare, preluat direct din atmosferă, are parametrii t , x și h – variabili în funcție de condițiile meteorologice ale momentului. Variația parametrilor de stare ai aerului în timpul procesului de uscare are influențe negative asupra stabilității acestuia. Acest lucru este însă evitat dacă o parte din aerul evacuat din camera de uscare este amestecat cu aer proaspăt și reintrodus în circuit, figura 8.3.

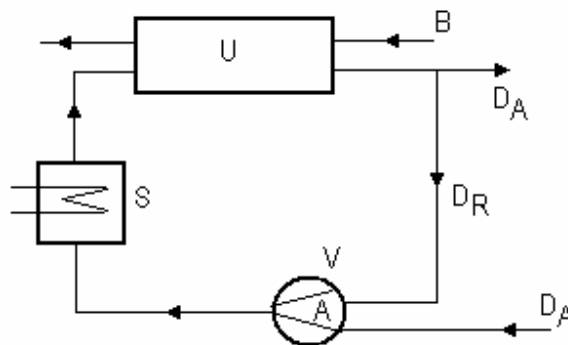


Figura 8.3. Uscarea în circuit închis

În schimbătorul de căldură S amestecul de aer recirculat primește căldură până atinge temperatura admisă de procesul de uscare.

↳ *Instalații de uscare cu recuperarea căldurii*

Consumul de energie termică în instalațiile de uscare este relativ ridicat, ceea ce a condus la realizarea de instalații cu recuperarea căldurii din aerul evacuat în atmosferă, figura 8.4:

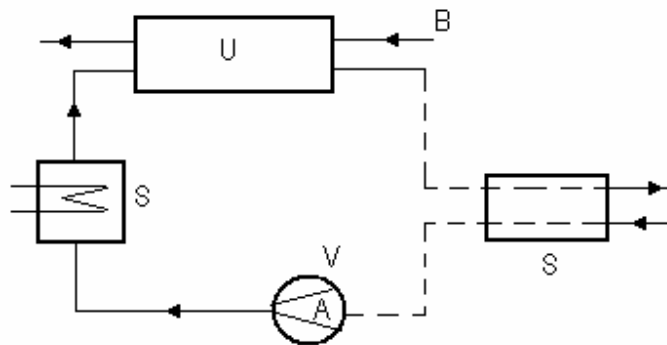


Figura 8.4. Instalație de uscare cu recuperarea căldurii

O parte din căldura conținută în debitul D_A de aer evacuat în atmosferă este recuperată în schimbătorul de căldură S_1 în care procesele de transfer de căldură se realizează la titlul termodinamic constant, $x=ct$.

Procesul de lucru realizat în instalația de uscare

În camera de ardere 1 se produce arderea combustibilului în prezența aerului. Gazele de ardere rezultate se amestecă în camera 2 cu aer, formând amestecul de aer și gaze de ardere.

Parametrii aerului atmosferic sunt:

- umiditatea relativă, φ_0 , %;
- temperatura t_0 , °C;
- conținutul de umiditate, x_0 , g/kg;
- entalpia h_0 , kJ/kg.

Parametrii amestecului aer-gaze de ardere:

- umiditatea relativă $\varphi_1 < \varphi_0$;
- temperatura $t_1 > t_0$;
- conținutul de umiditate, $x_1 > x_0$ (se adaugă vaporii de apă rezultați prin arderea combustibilului);
- entalpia $h_1 > h_0$.

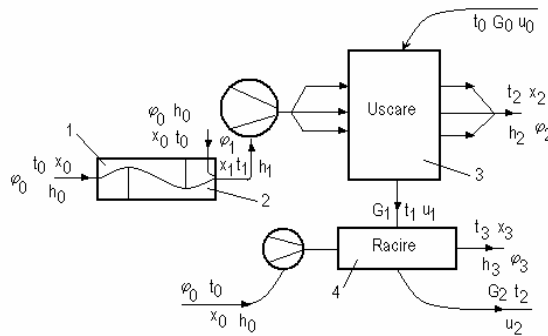


Figura 8.5. Schema de funcționare a unei instalații de uscare

Amestecul aer – gaze de ardere este insuflat în camera de uscare 3 în care se află materialul supus uscării

Parametrii materialului supus uscării sunt:

- greutatea totală, G_0 ;
- temperatura, t'_0 ;
- umiditatea u_0 , %.

Prin trecerea materialului prin camera de uscare acesta se încălzește datorită schimbului de căldură ca are loc între agentul de uscare și acesta. Ca urmare, o parte din apa conținută de el se evaporă fiind preluată de agentul de uscare.

La ieșirea din camera de uscare parametrii materialului uscat vor fi:

- greutatea $G_1 < G_0$;
- temperatura $t'_1 > t'_0$;
- umiditatea $u_1 < u_0$.

Parametrii agentului de uscare la ieșirea din camera de uscare vor fi:

- umiditatea relativă $\varphi_2 > \varphi_1$;
- temperatura $t_2 < t_1$;
- conținutul de umiditate $x_2 > x_1$;
- entalpia $h_2 < h_1$.

Din camera de uscare materialul trece în camera de răcire 4, unde este răcit sub acțiunea aerului atmosferic care se deplasează prin cameră.

În general, se poate spune că între două puncte critice accelerația procesului de uscare este constantă, deci viteza de uscare variază liniar.

CURS 9

INSTALAȚII DE VAPORIZARE

Definiție

Vaporizatoarele sunt instalații termice în care se realizează concentrarea soluțiilor prin fierbere.

În procesul de fierbere, o parte din dizolvant vaporizează, vaporii obținuți evacuați din aparat, iar concentrația soluției crește; procesul poate fi continuat până la completa îndepărtare a dizolvantului din soluție și cristalizarea substanței dizolvate.

Instalațiile de vaporizare mai pot fi folosite în vederea tratării termice a apei și pentru producerea de abur secundar utilizat în scopuri tehnologice – în acest din urmă caz instalația purtând denumirea de transformatoare de abur.

Încălzirea soluțiilor se poate face utilizând oricare agent termic. Cu toate acestea aburul este agentul termic care și-a găsit cea mai largă utilizare în instalațiile de vaporizare datorită proprietăților sale termodinamice favorabile – entalpie ridicată, coeficient de transmitere a căldurii prin convecție mare, temperatură de condensare constantă, dând totodată posibilitatea realizării de instalații în mai multe trepte. Există însă cazuri când, datorită temperaturilor mari de fierbere a soluțiilor, utilizarea aburului de înaltă presiune poate deveni neeconomică, fiind mai indicată utilizarea ca agent termic primar a gazelor de ardere sau a agenților termici organici.

Instalațiile de vaporizare, după principiul de funcționare, au multe elemente comune cu instalațiile în care are loc vaporizarea apei, procesul de vaporizare a soluțiilor apoase fiind diferit însă principial de vaporizarea apei pure.

1. Proprietățile soluțiilor binare

Solvent (dizolvant) – lichidul care dizolvă solidul, în cazul a două lichide solventul fiind lichidul cu cea mai mare concentrație.

Solvat (dizolvat) – cealaltă parte componentă a soluției.

Concentrația unei soluții: notând cu G_1 masa solventului și cu G_2 masa substanței dizolvate, concentrația procentuală, b , se definește ca fiind:

$$b = \frac{G_2}{G_1 + G_2} \quad [\%] \quad (9.1)$$

Concentrație de saturație – concentrația limită pentru o temperatură dată a soluției peste care substanța solidă nu se mai dizolvă.

Observație: solubilitatea crește, în majoritatea cazurilor, cu temperatura.

Sistem omogen (soluție) – este constituit dintr-o singură fază, de obicei lichidă. Soluția are aceeași concentrație, și deci densitate, în întreaga masă și nu poate fi separată în componente fără consum de lucru mecanic.

Sistem eterogen – sistem constituit din mai multe faze, ce poate fi separat în componente pe cale pur mecanică.

Substanțe miscibile – substanțe ce se amestecă omogen în orice proporție;

Substanțe parțial miscibile – substanțe care se amestecă omogen numai în anumite proporții

Zonă de miscibilitate incompletă - regiunea în care amestecul nu este omogen.

Căldura specifică de dizolvare, c_d – cantitatea de căldură ce trebuie dată sau este cedată în procesul dizolvării unui kilogram de substanță solidă, astfel ca temperatura amestecului să rămână egală cu temperatura inițială a componentelor. Căldura specifică de dizolvare depinde de natura substanței solide dizolvate, a solventului și de concentrația soluției.

Căldura specifică de cristalizare, r_{cr} – cantitatea de căldură care se degajă la cristalizarea din soluție a 1 kilogram de substanță solidă.

Temperatura de fierbere a soluției – depinde de proprietățile fizico-chimice ale substanței dizolvate și ale solventului, de concentrație și de presiune. Temperatura de fierbere a soluției este totdeauna mai mare decât temperatura de fierbere a solventului pur.

2. Ecuația de transfer termic

În vaporizatoarele încălzite indirect, prin intermediul unui perete care separă agentul de încălzire de soluție, transferul termic se realizează în camera de încălzire prin convecție la condensarea vaporilor, conducție prin perete și convecție la vaporizarea soluției, procese la care se adaugă conducția prin straturile de depuneri formate pe perete. Ecuația de transfer termic într-un vaporizator este:

$$Q = kS \Delta t_u \quad [W] \quad (9.2)$$

unde Q este sarcina termică a aparatului (flux termic transferat între fluide prin suprafața de transfer termic), [W];

k – coeficientul global de transfer termic, [W/(m²K)];

S – aria suprafeței de transfer termic, [m²];

Δt_u – diferența utilă (sau activă) de temperatură, [°C].

Coeficientul global de transfer termic se calculează cu relația :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_f} + R_{d,ab} + R_{d,s}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2\text{K})] \quad (9.3)$$

în care α_c este coeficientul de transfer termic la condensare – are valori de 5000 - 7000 W/(m²K), pentru obținerea de valori ridicate ale acestuia urmărindu-se asigurarea evacuării condensatului și a gazelor necondensabile din camera de încălzire;

α_f – coeficientul de transfer termic la fierbere, fiind dependent de proprietățile termofizice ale soluției, modul de circulație a soluției, înălțimea la care începe fierberea soluției, motiv pentru care nu există un model analitic complet pentru calculul acestuia;

δ - grosimea suprafeței de transfer termic;

λ – conductivitatea termică a materialului suprafeței de transfer termic;

$R_{d,ab}$ – rezistența termică a depunerilor formate pe suprafața în contact cu aburul de încălzire;

$R_{d,s}$ – rezistența termică a depunerilor formate pe suprafața în contact cu soluția.

Coeficientul global de transfer termic este influențat în mare măsură de starea de curățenie a suprafeței atât pe partea aburului de încălzire cât și pe partea soluției în fierbere. Depunerile formate pe suprafața în contact cu aburul de încălzire sunt mult mai reduse decât cele formate pe suprafața în contact cu soluția.

Diferența utilă de temperatură Δt_u într-un vaporizator este diferența dintre temperatura de saturație a aburului de încălzire t_{ab} și temperatura de fierbere a soluției t_s :

$$\Delta t_u = t_{ab} - t_s \quad [^\circ\text{C}] \quad (9.4)$$

De regulă calculul termic al unui vaporizator are ca date inițiale temperatura de saturație a aburului de încălzire t_{ab} (sau presiunea) și temperatura (sau presiunea) vaporilor secundari (saturați) la intrarea acestora în condensator (sau în treapta următoare de vaporizare, în cazul unei instalații cu mai multe corpuri, t_c .)

3. Bilanțul termic al instalației de vaporizare cu un corp

Bilanțul termic, stabilit conform principiului conservării energiei, are la bază bilanțul masic. El se utilizează pentru determinarea consumului de energie termică (abur de încălzire) pentru vaporizarea soluției.

Ecuția bilanțului termic al instalației de vaporizare într-o treaptă în cazul absenței cristalizării este:

$$\dot{m}_{si}h_{si} + \dot{m}_{ab}h_{ab} = \dot{m}_{sf}h_{sf} + \dot{m}_v h_v + \dot{m}_{ab}h_c + Q_{conc} + Q_p \quad [\text{W}] \quad (9.5)$$

cu: \dot{m}_{ab} - debitul aburului de încălzire, [kg/s];

$\dot{m}_{si}, \dot{m}_{sf}$ - debitul soluției inițiale, respectiv soluției finale, [kg/s];

\dot{m}_v - debitul vaporilor secundari rezultați, [kg/s];

h_{ab} – entalpia aburului de încălzire;

h_{si} – entalpia soluției inițiale (la intrarea în aparat);

h_{sf} – entalpia soluției finale (la ieșirea din aparat);

h_c – entalpia condensatului rezultat din aburul de încălzire;

Q_{conc} – energia termică degajată-absorbită prin concentrarea soluției, raportată la unitatea de timp;

Q_p – fluxul termic pierdut în mediul ambiant,

O altă relație de calcul pentru debitul vaporilor secundari în funcție de \dot{m}_{ab} și \dot{m}_{si} :

$$\dot{m}_{si}c_{si} = \dot{m}_{sf}c_{sf} + \dot{m}_v c_a \quad (9.6)$$

cu c_a căldura specifică medie a apei în intervalul de temperaturi 0°C și t_f , $c_a=4200 \text{ J/(kgK)}$.

Combinând relațiile se obține:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{ab} \frac{h_{ab} - h_c}{h_v - c_a t_f} + \dot{m}_{si} c_{si} \frac{t_i - t_f}{h_v - c_a t_f} \quad [\text{kg/s}] \quad (9.7)$$

⇓

$$\dot{m}_v = \alpha \dot{m}_{ab} + \beta \dot{m}_{si}$$

cu notațiile:

$$\alpha = \frac{h_{ab} - h_c}{h_v - c_a t_f} - \text{coeficient de vaporizare, reprezentând cantitatea de apă vaporizată pe seama}$$

energiei termice cedate de un kilogram de abur de încălzire;

$$\beta = c_{si} \frac{t_i - t_f}{h_v - c_a t_f} - \text{coeficient de autovaporizare, reprezentând cantitatea de vapori de apă}$$

formați prin autovaporizarea unui kilogram din soluția care intră în aparat.

4. Criterii de clasificare a instalațiilor de vaporizare

Principalele criterii după care se pot clasifica instalațiile vaporizatoare sunt: poziția suprafeței de schimb de căldură; configurația ei; presiunea de lucru; regimul de circulație; tipul circulației; tipul agentului termic.

↪ **După principul de funcționare:**

- *aparate cu funcționare continuă* – alimentate neîntrerupt cu soluție diluată, obținându-se prin vaporizare o soluție cu o concentrație mai mare, soluție evacuată continuu din aparat;
- *aparate cu funcționare intermitentă* – sunt încărcate și golite de soluție numai în perioadele de oprire a instalației.

↪ **După numărul de corpuri:**

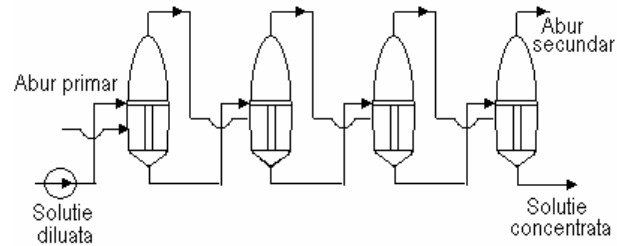
- *instalații de vaporizare cu un corp*;
- *instalații de vaporizare cu mai multe corpuri*.

↪ **După modul de alimentare cu abur primar:**

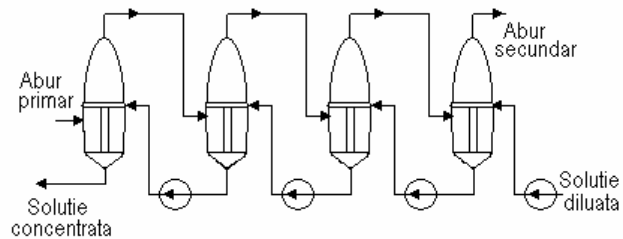
- *instalații de vaporizare obișnuite* – întregul debit de abur primar intră în primul corp al instalației;
- *instalații de vaporizare cu corp zero* – la care se utilizează abur primar cu mai mulți parametri. Aceasta schemă utilizează aburul primar cu parametri mai ridicați într-un prim corp numit “corp zero”, aburul secundar din acest corp împreună cu aburul primar cu parametri mai coborâți pătrunzând în corpul următor (treapta întâi);
- *instalații de vaporizare cu corpuri suplimentare* - aburul primar este introdus în paralel în două corpuri.

↪ **După schema de deplasare relativă a vaporilor încălzitori și a soluției de vaporizat:**

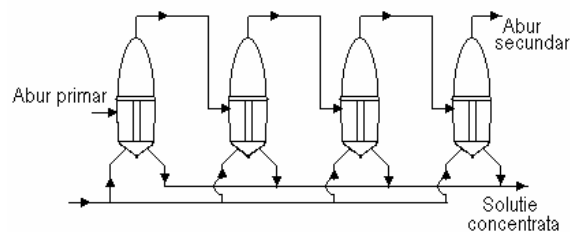
- *instalații de vaporizare în echicurent* – aburul primar, secundar și soluția circulă în aceeași direcție, scurgerea soluției care se concentrează fiind asigurată de diferența de presiune din două corpuri successive. Dezavantaj: pe măsură ce soluția se concentrează, temperatura ei scade, ambii factori contribuind la mărirea viscozității și deci la reducerea vitezei de circulație a soluției;



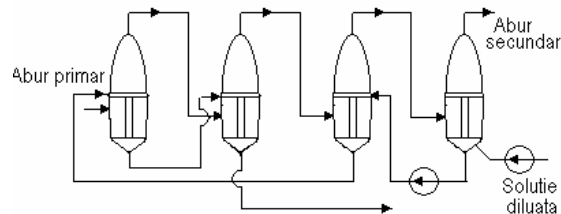
- *instalații de vaporizare în contracurent* – recomandate în cazul vaporizării soluțiilor vâscoase, la care pe măsura creșterii concentrației se mărește și temperatura soluției, intensificându-se astfel schimbul de căldură;



- *instalații de vaporizare cu alimentarea în paralel* – utilizate în cazul soluțiilor care cristalizează, la care în cazul schemelor echicurent sau contracurent ar putea apare pericolul înfundării conductelor ;



- *instalații de vaporizare în curent mixt.*



↳ **După natura agentului de încălzire:**

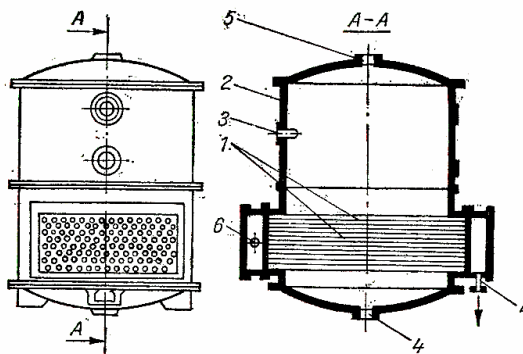
- *instalații încălzite cu abur* – cele mai frecvent întâlnite;
- *cu gaze de ardere sau ulei* – pentru temperaturi ridicate;
- *cu apă sau electric*

☞ **După modul de circulație al soluției:**

- aparate cu circulație naturală;
- aparate cu circulație forțată.

Dintre tipurile de aparate vaporizatoare cea mai mare răspândire au căpătat-o cele încălzite cu abur. În funcție de configurația suprafeței de schimb de căldură și de tipul circulației ele pot fi:

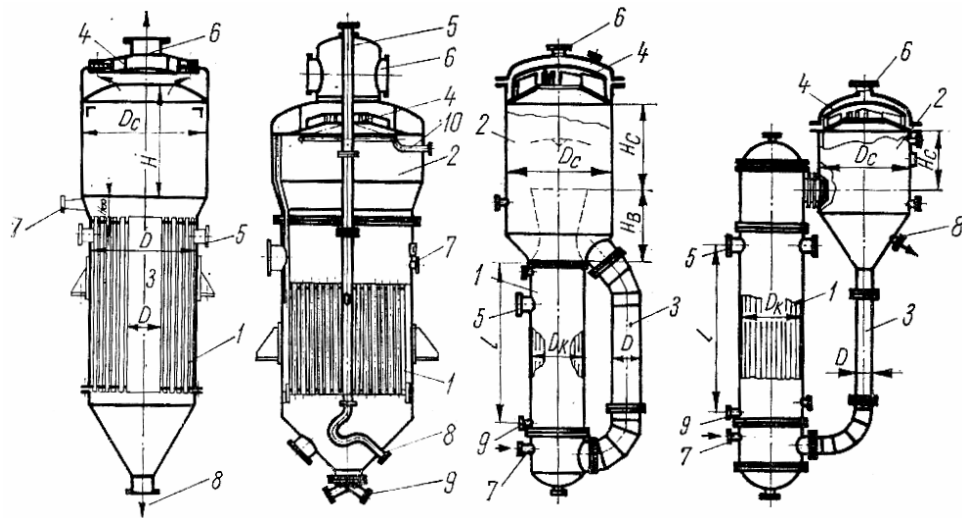
- **aparate vaporizatoare cu cămașă de abur** – construite pentru funcționarea intermitentă, în vederea concentrării unor soluții agresive sau la care pot apare cristale în procesul vaporizării. Dezavantaj: funcționează cu un coeficient de schimb de căldură redus.
- **aparate vaporizatoare cu serpentine** – prezintă o suprafață de schimb de căldură mai mare și deci un coeficient global de schimb de căldură mai ridicat. Dezavantaj: curățirea dificilă a suprafeței serpentinei de eventualele depuneri.
- **aparate vaporizatoare cu țevi orizontale** – aburul de încălzit circulă prin interiorul țevilor iar soluția supusă concentrării în spațiul dintre țevi. Aplicabilitate: pentru vaporizarea soluțiilor care nu cristalizează. Dezavantaj: slaba circulație a soluției, ceea ce conduce la formarea de depuneri în spațiul dintre țevi.



Aparat vaporizator cu țevi orizontale

1 – țevi de încălzire; 2 – corpul aparatului; 3 – intrarea soluției diluate; 4 – evacuarea soluției concentrate; 5 – evacuarea condensatului; 6 – intrarea aburului primar

- **aparate vaporizatoare verticale cu circulație naturală** – circulația soluției se datorează diferenței între densitatea lichidului în țevile de circulație și a amestecului lichid-vapori din țevile de vaporizare. Construcțiile moderne (figura 5.4. c, d) se realizează cu țevi vaporizatoare de până la 5 m, țevile de circulație fiind neîncălzite și scoase în afara corpului principal, realizându-se astfel viteze de circulație mai mari (până la 2 – 3 m/s) intensificându-se astfel și schimbul de căldură.



Aparate vaporizatoare verticale cu circulație naturală

a – cu țevă cu circulație centrală; b – cu cameră de vaporizare suspendată; c – cu țevă de circulație exterioară; d – cu separator și țevă de circulație separată

1 – cameră de încălzire; 2 – separator; 3 – țevă de circulație; 4 – separator de picături; 5- intrare abur; 6 – sită; 7 – alimentare cu soluție binară; 8 – ieșirea soluției concentrate; 9 – ieșirea condensatului; 10 – alimentare apă pentru spălarea aparatului

- **aparate vaporizatoare cu circulație forțată** – utilizate în special pentru vaporizarea soluțiilor vâscoase la care circulația naturală este dificilă. Circulația este asigurată de pompe centrifuge atingându-se viteze de 1,5 – 3,5 m/s, ceea ce conduce la intensificarea schimbului de căldură. Apar însă cheltuieli suplimentare pentru asigurarea pompării, proporționale cu cubul vitezei de circulație.
- **aparate vaporizatoare peliculare** – instalații cu circulație simplă a lichidului, folosite la concentrarea soluțiilor care nu cristalizează și care sunt sensibile la temperaturi înalte. Pot fi construite cu peliculă ascendentă sau cu peliculă coborâtore. Observație: pentru obținerea efectului termic maxim, la vaporizarea peliculară lungimea țevilor trebuie să fie de 6 – 8 m, prin aceasta mărindu-se viteza emulsiei prin țevi și micșorându-se grosimea peliculei. Dezavantaje: dificultatea montajului și a reparațiilor, capacitatea limitată de acumulare care face dificilă asigurarea unei productivități constante și a unei concentrări uniforme a soluției.

CURS 10

CUPTOARE INDUSTRIALE

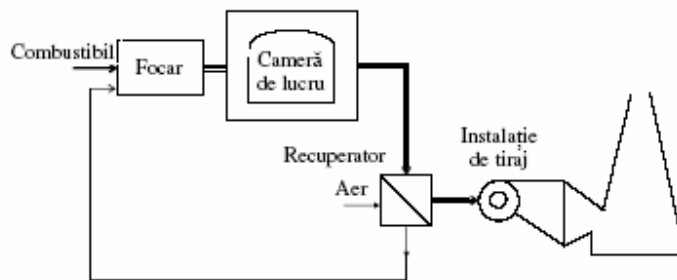
Definiție:

Cuptorul industrial este o instalație energotehnologică în care prin acțiunea căldurii se atribuie unui produs sau unui material anumite însușiri fizice sau chimice necesare pentru prelucrarea ulterioară sau pentru elaborarea lui ca produs finit.

Utilizare:

- Industria constructoare de mașini (marirea plasticității, turnarea, modificarea compoziției chimice, tratament termic);
- Industria metalurgică feroasă și neferoasă (fonta, oțel, încălzirea lingourilor înainte de laminare);
- Industria sticlei, portelanului, faiantei, cărămizilor refractare, a cimentului, etc.

Schema generală a unui cuptor



Clasificarea cuptoarelor industriale:

1) După destinația tehnologică

- cuptoare metalurgice (producere fonta, oțel, aluminiu);
- cuptoare pentru industria constructoare de mașini (tratamente termice, forja);
- cuptoare pentru obținerea cimentului;
- cuptoare pentru arderea materialelor ceramice.

2) După procesele care au loc în cuptor

- cuptoare de topire (furnale, cuptoare electrice, cuptoare cu creuzete, cuptoare de topit sticla);
- cuptoare de încălzire (recoacere, calire, ardere);
- cuptoare de uscare (uscatoare).

3) După regimul termic

- cu regim de temperatura și flux termic constant în timp (cupatoare cu bazin pentru topirea sticlei, cupatoare tunel cu funcționare continuă);
- cu regim de temperatura constant și cu flux termic variabil (cupatoare cu funcționare continuă și încărcare intermitentă);
- cu regim de temperatura variabil și cu flux termic constant (cupatoare circulare de tip Hoffman);
- cu regim de temperatura și flux termic variabil (cupatoarele cu funcționare intermitentă).

4) După sursa de căldură

- cupatoare cu combustibil solid (în strat sau pulverizat);
- cupatoare cu combustibil lichid;
- cupatoare cu combustibil gazos;
- cupatoare cu amestec de combustibil (lichid și gaz sau solid și gaz);
- cupatoare electrice.

5) După modul de transmisie a căldurii

- cupatoare în care căldura se transmite materialului supus prelucrării datorită arderii combustibilului solid care se amestecă cu materialul;
- cupatoare la care căldura se transmite materialului de la gazele de ardere (cupatoare cu flacără);
- cupatoare în care căldura se transmite materialului prin pereții camerelor sau ai vaselor în care se afla;
- cupatoare în care căldura se degajă în materialul supus prelucrării, datorită reacțiilor exoterme;
- cupatoare electrice în care căldura se transmite materialului prin radiație de la un arc electric sau de la o rezistență, prin conducție de la rezistență, prin convecție și radiație de la gazele încălzite la rezistență, prin radiație și conducție de la pereții încălziți de rezistență și prin trecerea curentului electric direct prin material.

6) După construcția camerei de lucru

- cupatoare verticale;
- cupatoare cu camere;
- cupatoare cu vatra (fixă sau mobilă);
- cupatoare cilindrice rotative orizontale sau ușor înclinate (5-10°);
- cupatoare tunel;

- cuptoare cu creuzete;
- cuptoare cu bazin.

Principii care stau la baza construcției focarelor de cuptoare

Procedeele de ardere a combustibilului sunt în funcție de:

- natura combustibilului;
- destinația cuptorului;
- procesul tehnologic;
- construcția cuptorului;
- capacitatea cuptorului.

Variantele utilizării combustibilului în cuptoarele industriale:

- I) Arderea combustibilului solid direct pe grătar
- II) Măcinarea prealabilă a combustibilului și arderea lui sub formă de combustibil pulverizat
- III) Combustibilul solid este gazeificat în instalații speciale
- IV) Arderea combustibilului în cazanele unei microcentrale electrice, energia electrică obținută după o transformare prealabilă, utilizându-se pentru încălzirea electrică a cuptorului

Bilanțul energetic

Bilanțul energetic reprezintă metoda sistematică ce permite analiza utilizării energiei într-o activitate oarecare. Întocmirea unui bilanț energetic la nivelul unui contur dat permite obținerea unei reprezentări accesibile a modului în care fluxurile de purtători de energie intrate se distribuie, se transformă, sunt consumate și ies din conturul analizat.

Bilanțul energetic are la bază legea conservării energiei, scopul său fiind identificarea și evaluarea tuturor cantităților sau fluxurilor de energie care intră și care ies din perimetrul analizat într-o anumită perioadă de timp. Întocmirea corectă a oricărui bilanț energetic presupune în primul rând stabilirea precisă a limitelor conturului în interiorul căruia se desfășoară activitatea analizată. Studiind cu atenție fenomenele fizice și chimice implicate în activitatea desfășurată în interiorul conturului dat se definesc categoriile de fluxuri energetice care sunt urmărite la întocmirea bilanțului.

Ecuatia generală a bilanțului termic este de forma:

$$Q_i = Q_u + Q_p \quad [\text{kJ/h}] \text{ sau } [\text{kJ/ciclu}] \quad (10.1)$$

unde: Q_i este suma cantităților de căldură intrate pe conturul stabilit, [kJ/h];

Q_u – suma cantităților de căldură folosite în mod util, [kJ/h];

Q_p – suma cantităților de căldură cedate în afara conturului stabilit, care se consideră pierdute, [kJ/h].

Căldura intrată Q_i se determină cu relația:

$$Q_i = Q_{cc} + Q_{fi} \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.2)$$

unde: Q_{cc} este căldura chimică a combustibilului;

Q_{fi} – suma tuturor căldurilor fizice ale materialelor și tuturor purtătorilor de energie intrate în cuptor, inclusiv căldura fizică a combustibilului.

$$Q_{fi} = Q_{fc} + Q_{fm} + Q_{fa} + Q_{aer} \quad (10.3)$$

cu: Q_{fc} – căldura sensibilă a combustibilului;

Q_{fm} – căldura fizică a materialelor intrate;

Q_{fa} – căldura fizică a dispozitivelor auxiliare introduse în cuptor împreună cu șarja;

Q_{aer} – căldura sensibilă a aerului introdus în cuptor pentru arderea combustibilului.

În afara componentelor de mai sus, în unele cazuri mai pot apărea și altele, de care trebuie ținut seamă de la caz la caz.

În general, se consideră căldură utilă mărimea:

$$Q_u = Q_{end} + Q_{pp} + Q_{ap\grave{a}} \quad (10.4)$$

în care: Q_{end} – căldura absorbită de reacții endoterme;

Q_{pp} – căldura tuturor materialelor și dispozitivelor auxiliare ce însoțesc materialele la ieșirea lor din cuptor;

$Q_{ap\grave{a}}$ – căldura necesară vaporizării apei conținută de materialele intrate și supraîncălzirii vaporilor rezultați.

În general, pierderile de căldură se compun din pierderi prin căldura sensibilă a gazelor de ardere și pierderi prin radiație și convecție prin pereții cuptorului și orificiile deschise ale acestuia. La cuptoarele cu funcționare periodică, o pierdere însemnată o constituie căldura acumulată în masa de zidărie a cuptorului, Q_{ac} .

Pierderi ce pot apare la orice cuptor, indiferent de combustibilul utilizat:

- Q_{ga} – căldura sensibilă a gazelor de ardere evacuate;
- Q_{chg} – căldura chimică a gazelor evacuate;
- Q_{go} – căldura pierdută prin gazele de ardere care ies prin neetanșeități, uși deschise și orificii;
- Q_{ro} – căldura radiată prin neetanșeități, uși și orificii;

- Q_{cv} – căldura pierdută prin radiație și convecție prin pereții cuptorului;
- Q_{ac} – căldura acumulată în masa de zidărie a cuptorului

DETERMINAREA CĂLDURII INTRATE ÎN SPAȚIUL DE LUCRU

↪ **Căldura chimică a combustibilului** (dezvoltată prin ardere), Q_{cb} se exprimă prin relația:

$$Q_{cb} = H_{cb} B_{cb} \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.5)$$

în care: H_{cb} este puterea calorică a combustibilului, în kJ/Nm^3 ;

B_{cb} – consumul orar de combustibil, Nm^3/h .

↪ **Căldura fizică a combustibilului**, $Q_{f,cb}$, se exprimă prin relația:

$$Q_{f,cb} = B_{cb} \cdot c_{cb} \cdot t_{cb} \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.6)$$

în care t_{cb} este temperatura combustibilului, în $^{\circ}\text{C}$;

c_{cb} – căldura specifică a combustibilului, la temperatura t_{cb} , în kJ/Nm^3 .

↪ **Căldura fizică a aerului de combustie**, $Q_{f,a}$ este exprimată prin relația:

$$Q_{f,a} = V_{a(r)} \cdot B_{cb} \cdot c_{pa} \cdot t_a \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.7)$$

în care: $V_{a(r)}$ este volumul de aer real de combustie, în Nm^3 ;

$$V_{a(r)} = \lambda V_a^0 \quad (10.8)$$

cu V_a^0 cantitatea teoretică (minimă de aer uscat necesar arderii complete a unității de cantitate de combustibil), calculată în cazul combustibililor gazoși cu relația:

$$V_a^0 = \frac{1}{21} \left[0,5(CO^i + H_2^i) + 1,5H_2S^i + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n^i - O_2^i \right] \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \quad (10.9)$$

t_a – temperatura aerului, în $^{\circ}\text{C}$;

c_{pa} – căldura specifică a aerului, la t_a , în $\text{kJ/Nm}^3 \cdot \text{grad}$.

↪ **Căldura fizică a materialului care se prelucrează**, $Q_{f,m}$ se exprimă cu relația:

$$Q_{f,m} = M \cdot c_m \cdot t_m \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.10)$$

în care: M este masa de încărcătură prelucrată orar, în kg/h ;

t_m – temperatura încărcăturii, în $^{\circ}\text{C}$;

c_m – căldura specifică a încărcăturii, în $\text{kJ/kg} \cdot \text{grad}$.

Dacă încărcătura este neomogenă (compusă din mai multe materii prime – cuptoarele de topire) se poate scrie relația:

$$Q_{fm} = (M_1 \cdot c_1 \cdot t_1 + M_2 \cdot c_2 \cdot t_2 + \dots + M_n \cdot c_n \cdot t_n) \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.11)$$

în care: M_1, \dots, M_n sunt masele componentelor încărcăturii, în kg/h;

c_1, \dots, c_n – căldurile specifice ale componentelor, la temperaturile lor, $t_1, t_2 \dots t_n$, în kJ/kg.grd.

↳ **Căldura fizică a materialelor auxiliare**, Q_{aux} se exprimă prin relația:

$$Q_{f,aux} = M_{aux} \cdot c_{aux} \cdot t_{aux} \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.12)$$

în care: M_{aux} este masa elementului auxiliar, în kg/h;

c_{aux} – căldura specifică a materialului auxiliar, la temperatura sa, t_{aux} , în kJ/kg.grd.

Prin însumarea căldurilor prezentate (ΣQ_{1-5}) se obține *căldura intrată în spațiul de lucru* al cuptorului dată de relația:

$$Q_i = Q_{cb} + Q_{f,cb} + Q_{f,a} + Q_{f,aux} + Q_{f,z} \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.13)$$

DETERMINAREA CĂLDURII CONSUMATE ÎN PROCESUL TEHNOLOGIC DIN CUPTOR

➤ **Căldura sensibilă a produsului principal ce părăsește cuptorul**, Q_{pp} se determină cu relația:

$$Q_{pp} = M(c_{pp} t_p + q_{tp}) \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.14)$$

în care: t_{pp} – temperatura produsului principal la ieșirea din cuptor, °C;

c_{pp} – căldura specifică a produsului la temperatura t_{pp} , kJ/(kg.°C);

q_{pp} – căldura latentă de topire a materialului (luată în calcul atunci când valoarea temperaturii finale este superioară temperaturii de topire);

➤ **Căldura acumulată orar în elementele secundare și auxiliare** care se încarcă o dată cu încărcătura, Q_{aux} se determină cu relații analoage cu (10), în care se consideră greutatea și temperatura produselor respective:

$$Q_{aux} = M_{aux} \cdot c_{aux} \cdot t_{aux} \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.15)$$

în care: M_{aux} este masa elementului auxiliar care se prelucrează, în kg/h;

t_{aux} – temperatura materialului auxiliar, °C;

c_{aux} – căldura specifică a materialului auxiliar, kJ/(kg.°C).

➤ **Căldura antrenată cu gazele de ardere care se evacuează la coș**, $Q_{p,ga}$ se calculează cu relația:

$$Q_{p,ga} = V_{ga,c} \cdot i_{ga,c} \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.16)$$

în care: $i_{ga,c}$ este entalpia gazelor de ardere care merg la coș, corespunzător temperaturii de evacuare a acestora $t_{ga(ev)}$ și se determină din diagrame sau se calculează astfel:

$$i_{ga,c} = c_{p(ga)} \cdot t_{ga(ev)} \quad [\text{kJ/Nm}^3] \quad (10.17)$$

$V_{ga,c}$ – volumul real de gaze de ardere care merg la coș, determinat folosind relația:

$$V_{ga,c} = (B_{cb} V_{ga} - v_{go}) \quad (10.18)$$

unde: B_{cb} – consumul orar de combustibil;

V_{ga} – volumul de gaze rezultat prin arderea 1 Nm³ de combustibil;

v_{go} – volumul de gaze de ardere pierdut prin orificii deschise (neetanșeități).

$$V_{ga} = V_{gu} + V_{H_2O}$$

cu V_{gu} – volumul de gaze de ardere uscate rezultate prin arderea 1Nm³ combustibil și V_{H_2O} – volumul de vapori de apă rezultați prin arderea 1 Nm³ combustibil.

Volumul de gaze de ardere uscate, pe baza analizei elementare a combustibilului și a compoziției gazelor de ardere se poate determina, în cazul combustibililor gazoși, folosind relația:

$$V_{gu} = \frac{CO_2^i + CO^i + \sum m \cdot C_m H_n^i + H_2 S^i}{RO_2 + CO + CH_4} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (10.19)$$

iar volumul de vapori de apă din gazele de ardere se poate determina:

$$V_{H_2O} = \frac{(CO_2^i + CO^i + 2C_2H_4^i + CH_4^i + C_2S^i)(H_2 + CH_4)}{100(CO_2 + CO + CH_4)} + 0,01228V_a \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3]$$

➤ **Pierderile de căldură datorate arderii chimice incomplete**, Q_{chg} se calculează cu relația:

$$Q_{chg} = B_{cb} V_{ga} (30,18CO + 25,79H_2 + 85,55CH_4) \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.20)$$

unde CO, H₂, CH₄ sunt participațiile volumice de oxid de carbon, hidrogen și metan în gazele de ardere

➤ **Căldura antrenată cu gazele de ardere exfiltrate**, (gaze de ardere care ies prin neetanșeități, uși deschise și orificii) $Q_{p,ga(exf)}$ se determină cu relația:

$$Q_{go} = \sum n_i \cdot V_{go} \cdot i_{go} \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.21)$$

în care: V_{go} este volumul de gaze de ardere pierdut prin orificiul i, în Nm³/h;

i_{go} este entalpia gazelor de ardere exfiltrate în orificiul i, în kJ/Nm³;

$$i_{go} = c_{p(go)} \cdot t_{go} \quad [\text{kJ/Nm}^3] \quad (10.22)$$

n_i – numărul de orificii „i” identice.

- **Căldura care se pierde în exteriorul spațiului de lucru prin radiație la nivelul orificiilor deschise** $Q_{p,r}$ (de regulă, orificii încărcare-descărcare) se calculează cu relația:

$$Q_{p,r} = \sum_i C_0 S_i \cdot \phi_i \left[\left(\frac{T_c}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a}{100} \right)^4 \right] \tau_i \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.23)$$

în care S_i este secțiunea orificiului deschis, în m^2 ;

Φ – coeficient de diafragmare;

T_c - temperatura absolută din spațiul de lucru al cuptorului, în K;

T_a – temperatura absolută a mediului ambiant, în K;

τ_i – fracțiunea de timp cât radiază orificiul într-o oră; la cuptoarele continue tehnologic (cu orificii de încărcare-descărcare permanent deschise), $\tau_i=1$.

- **Căldura pierdută prin pereții cuptorului în mediul ambiant prin radiație și convecție**, Q_{cv} se determină cu relația:

$$Q_{cv} = \sum S_i \cdot \alpha_i (t_{p_i} - t_a) \tau \quad [\text{kJ/h}] \quad (10.24)$$

unde: S_i este suprafața exterioară a cuptorului (suprafața pereților, vetrei și bolții), în m^2 ;

t_{p_i} – temperatura pe suprafața i a cuptorului, în $^{\circ}\text{C}$;

α_i – coeficientul de transmitere a căldurii prin convecție și radiație de la suprafața peretelui la mediul ambiant, în $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

t_a - temperatura mediului ambiant, în $^{\circ}\text{C}$.

- **Căldura acumulată de masa cuptorului**, Q_{ac} , se calculează cu relația:

$$Q_{ac} = \frac{\sum_i M_i \cdot c_{p_i} (t_{fm_i} - t_{im_i})}{\tau_{ac}} \quad (10.25)$$

în care: $M_{z(i)}$ este masa stratului i din zidărie, în kg;

$t_{z(i)}$ – temperatura medie a stratului i , în $^{\circ}\text{C}$;

c_z – căldura specifică a materialului din stratul i , în $\text{kJ}/\text{m}^3 \cdot \text{grad}$;

t_{fm} , t_{im} – temperaturile medii finale, respectiv inițiale ale componentei respective, $^{\circ}\text{C}$;

τ_c – durata procesului de acumulare (până la intrarea în regim de lucru staționar), în h.

În final, prin însumarea căldurilor scrise, rezultă:

$$Q_c = Q_{pp} + Q_{aux} + Q_{cv} + Q_{ac} + Q_{p,ga} + Q_{go} + Q_{p,r} + Q_{ch} \quad [\text{kJ/h}] \quad (26)$$

CURS 11

CUPTOARE INDUSTRIALE – continuare

INDICATORI DE EFICIENȚĂ ENERGETICĂ

Orice cuptor industrial este caracterizat de anumiți indicatori de eficiență energetică care rezultă în urma întocmirii bilanțului termic teoretic sau real. Aceștia se grupează în randamente și consumuri specifice.

Randamentele cuptoarelor

Randamentul termic, η_t , este specific atât cuptoarelor cu combustibil, cât și celor electrice și este exprimat prin relația:

$$\eta_t = \frac{Q_u}{Q_c} 100\% \quad \text{și} \quad \eta_t = \frac{P_u}{P} 100\%$$

Randamentul total (general), η_0 , ține seama de randamentul arderii, η_a la cuptoarele cu combustibil, de randamentul electric η_e la cuptoarele electrice și se determină astfel:

- la cuptoarele cu combustibil:

$$\eta_0 = \eta_a \eta_t [\%]$$

în care

$$\eta_a = \left[1 - (1-x) \frac{h_{ga} \cdot c}{h_0} - x \frac{h_{g(exf)}}{h_0} \right] 100 [\%]$$

cu x , h_0 , h_{ga} , $h_{g(exf)}$ – pierderile de gaze de ardere prin exfiltrații (la nivelul ușilor deschise sau prin neetanșeități), entalpia gazelor de ardere la temperatura de ardere, evacuate la coș, respectiv a gazelor de ardere exfiltrate.

- la cuptoarele electrice:

$$\eta_0 = \eta_e \eta_t [\%]$$

în care

$$\eta_e = \frac{P_u}{P_u + P_{p.t} + P_{p.e} + P_g} 100 [\%]$$

cu P_u , $P_{p.t}$, $P_{p.e}$, P_g – puterea consumată în mod util, puterea pierdută pe cale termică, puterea pierdută pe cale electrică, respectiv pierderea de putere în sursa de alimentare și rețeaua scurtă, W.

Randamentul de utilizare a combustibilului η_c este specific cuptoarelor cu combustibil și se exprimă cu relația:

$$\eta_t = \frac{Q_u}{Q_{cb}} 100\%$$

Consumuri energetice specifice

Consumul specific de combustibil exprimă necesarul de combustibil pentru prelucrarea unității de produs P_p într-o oră sau pe un ciclu de producție, după cum consumul orar de combustibil este calculat orar sau pe ciclu

$$b_{cb} = \frac{B_{cb}}{P_p} \quad [\text{kg(cărb)/kg}] \text{ sau } [\text{m}^3\text{N/kg}]$$

Consumul specific de energie electrică este propriu cuptoarelor electrice și se exprimă prin relația:

$$q_{e(sp)} = \frac{10^3 P \tau_c}{P} [\text{kWh/kg}]$$

Gradul de încărcare al cuptorului, Ψ , este raportul dintre sarcina efectivă P_p și sarcina normală P_n :

$$\Psi = \frac{P_p}{P_n}$$

Gradul de încărcare a cuptorului se stabilește pe perioada pentru care se face bilanțul motiv pentru care, pentru a avea o imagine mai completă a încărcării cuptorului la nivelul unui an se determină și gradul de încărcare mediu anual:

$$\Psi_m = \frac{P_m}{P_n}$$

unde P_m este încărcarea media anuală, care se calculează cu formula:

$$P_m = \frac{P_{an}}{N_{an}}$$

cu P_{an} este producția anuală a cuptorului; N_{an} este numărul de ore de funcționare anuală a cuptorului.

Gradul de utilizare a capacității de producție a cuptorului, φ , este raportul dintre producția anuală P_{an} și capacitatea teoretică de producție P_t .

$$\varphi = \frac{P_{an}}{P_t}$$

Capacitatea teoretică de producție a cuptorului se consideră ca fiind $P_t=8760P_n$.

Legătura dintre Y și f se obține combinând ultimele relații

$$\varphi = \frac{\Psi N_{an}}{8760}$$

Consumul specific de căldură al procesului tehnologic, $q_{p,t}$ reprezintă căldura necesară producerii unității de produs, deci:

$$q_{p,t} = \frac{Q_i}{P_p} [\text{kJ/kg}]$$

Coefficientul de recuperare a căldurii, ρ este raportul dintre căldura recuperată (din pierderi sau din căldura considerată utilă) și totalul căldurii intrate:

$$\rho = \frac{Q_{recuperat}}{Q_i}$$

Se consideră atât căldura recuperată și folosită în utilaj, cât și cea recuperată și folosită în afara utilajului considerat.

Importanța energo-tehnologică a bilanțurilor energetice

Bilanțul energetic este o formă practică de exprimare a principiului conservării energiei și pune în evidență egalitatea între energiile intrate și cele ieșite din conturul analizat pentru o anumită perioadă de timp.

Energiile ieșite din conturul bilanțului se compun din energiile sub orice formă folosite în mod util și pierderile de energie.

În mod convențional sunt considerate energie utilă următoarele:

- *pentru acționările electrice*: diferența dintre energia absorbită din rețea și suma cantităților reprezentând pierderile electromagnetice și mecanice în electromotorul și mecanismul antrenat;
- *pentru acționările mecanice*: energia echivalentă lucrului mecanic la arborele mașinii de acționare;
- *pentru acționările mecanice ale generatoarelor electrice*: energia la bornele generatorului minus energia consumată de serviciile proprii ale grupului;
- *pentru generatoarele de abur*: energia conținută de aburul debitat în conductă, mai puțin energia echivalentă absorbită de serviciile proprii ale generatorului de abur;
- *pentru procesele termice*: căldura necesară pentru încălzirea, topirea, vaporizarea, uscarea materialelor după caz, până la atingerea parametrilor ceruți prin rețeta procesului tehnologic, precum și căldura absorbită de reacțiile endoterme precum și căldura conținută în resursele energetice refofosibile, pe care procesul examinat le pune la dispoziția altor procese;

- *pentru procesele de transport*: energia conținută de cantitățile de combustibil sau de ceilalți purtători de energie rămase după transport;
- *pentru elementele de rețea electrică (transformatoare, linii, bobine de reactanță etc.)*: energia la bornele aval ale elementului considerat;
- *pentru procesele de sudură electrică, de electroeroziune, de acoperiri metalice ș.a.*: energia la bornele de alimentare a electrozilor;
- *pentru iluminatul electric*: energia fluxului luminos util;
- *pentru procesele electrochimice (electroliză, galvanotehnică etc.)*: energia teoretic necesară reacțiilor chimice specifice, determinată prin calcul;
- *pentru procesele de transformare a energiei*: energia obținută după transformare
Pierderile de energie aferente procesului tehnologic sunt considerate următoarele:
 - căldura sensibilă conținută de gazele de ardere sau/și de gazele tehnologice rezultate din proces, la temperatura cu care acestea părăsesc procesul sau, după caz, instalația de recuperare a resursei energetice refolosibile;
 - căldura nedezvoltată ca urmare a unei combustii incomplete aferentă procesului tehnologic;
 - căldura pierdută (radiație și convecție) de suprafețele exterioare ale echipamentelor;
 - căldura conținută în cantitățile de masă care se pierd prin evaporare, purjare, drenare, decantare, reglare, sau prin neetanșeitățile instalației;
 - căldura sensibilă a vaporilor evacuați în atmosferă de către mașinile unelte, de către mașinile termice cu piston sau de către conductele de însoțire a traseelor și rezervoarelor din industria chimică și similare;
 - căldura evacuată din proces de către agenții de răcire, socotită la ieșirea din proces, respectiv, din instalația de recuperare (dacă există);
 - căldura sensibilă conținută în rebuturile de fabricație, în deșeuri, în materialele rezultate din proces ca asociate produsului propriu-zis (zgură, cenușă, pulberi, balast, masă inactivă);
 - căldura conținută de resursele energetice refolosibile la ieșirea din proces, respectiv din instalațiile de recuperare (dacă există);
- energia electrică pierdută prin efect Joule, efect Corona, ca și pierderile electromagnetice și mecanice ale motoarelor.

Clasificarea bilanțurilor

Bilanțurile energetice se clasifică după următoarele criterii:

- ☑ după conturul de cuprindere: bilanț pe echipament; bilanț pe instalație; bilanț pe secție; bilanț pe uzină; bilanț pe agent economic.
- ☑ după felul de energie: bilanț termoeenergetic; bilanț electroenergetic.
- ☑ după natura purtătorilor de energie: bilanțul pe combustibil; bilanțul pe abur; bilanțul pe apă de răcire; bilanțul pe agenți frigorifici; bilanțul pe aer comprimat; bilanțul pe azot și oxigen; bilanțul pe alte materiale cu rol de purtător (de exemplu: piesele calde care rezultă dintr-un proces tehnologic).
- ☑ după numărul formelor de energie: bilanț simplu (termoeenergetic sau electroenergetic); bilanț complex (termoeenergetic și electroenergetic).
- ☑ după conținut și etapă de elaborare: bilanț de proiect; bilanț de omologare; bilanț de recepție; bilanț real; bilanț optim.
- ☑ după felul fluxurilor de energie considerate: bilanț energetic calitativ (sau bilanț exergetic); bilanț energetic cantitativ.

Bilanțul de proiect trebuie să reprezinte soluția optimă, corespunzătoare condițiilor tehnico-economice cele mai avantajoase realizabile în stadiul actual al tehnicii. Bilanțul de proiect pentru echipament se elaborează pe baza calculelor analitice, a datelor furnizate de literatura de specialitate sau de situații analoge cunoscute, oferte, documentații, experiență în exploatarea unor echipamente asemănătoare.

Bilanțul de proiect pentru instalație se elaborează de către proiectantul instalației, pe principiul conexiunii optime a echipamentelor care compun instalația, în sensul corelării caracteristicilor lor tehnologice și energetice, astfel încât să rezulte o instalație care exploatează optim resursa energetică pusă la dispoziție.

Bilanțul de omologare validează concordanța valorilor obținute prin măsurători de omologare cu cele de proiect, performanțele echipamentelor (instalațiilor) la variațiile de regim de exploatare, cât și parametrii nominali ai echipamentului (instalației).

Bilanțul de recepție se elaborează la punerea în funcțiune a unui echipament (instalație) în condițiile concrete de exploatare. Se vor utiliza curbele de corecție date de fabricant pentru evaluarea abaterilor parametrilor reali de la valorile nominale (rețetă, temperatură, putere calorică, presiune, frecvență).

Bilanțul real se referă la situația în care se găsește, la un moment dat, un echipament (instalație), punând în evidență abaterile valorilor parametrilor reali de la valorile de referință stabilite în bilanțul de recepție, cauzele și soluționarea acestora. Abaterile rezultate reprezintă fie erori de

întreținere și exploatare, fie uzură. Bilanțul real se elaborează operând cu cantități de energie măsurate, completate cu valori calculate analitic. Bilanțul real constituie baza pentru evaluarea potențialului de resurse energetice re folosibile.

Bilanțul optimizat se elaborează de fiecare dată când se elaborează și bilanțul real. El ia în considerare efectul implementării măsurilor de creștere a eficienței identificate prin analiza bilanțului real.

Bilanț energetic reprezintă metoda sistematică de urmărire și contabilizare a fluxurilor energetice. În sistemele industriale și în instalații bilanțul energetic servește la verificarea conformității rezultatelor funcționării cu datele de referință.

Bilanț electroenergetic reprezintă tipul de bilanț energetic care urmărește contabilizarea fluxurilor de energie electrică.

Bilanț termoenergetic reprezintă tipul de bilanț energetic care urmărește contabilizarea fluxurilor de energie termică (inclusiv cea eliberată prin arderea combustibililor).

Bilanț complex reprezintă tipul de bilanț energetic care urmărește contabilizarea tuturor formelor de energie ale căror fluxuri sunt monitorizate în interiorul conturului de bilanț.

Bilanțul termoenergetic

Căldura dezvoltată (eliberată) prin arderea combustibililor se calculează pe baza puterii calorifice a acestora, stabilită prin determinări făcute concomitent cu desfășurarea măsurătorilor de bilanț, respectând prevederile normativelor în vigoare referitoare la asigurarea probei reprezentative de combustibil.

Căldura dezvoltată de reacții chimice exoterme se consideră că intră în contur, iar căldura absorbită de reacțiile chimice endoterme se consideră că iese din contur.

Conținutul de căldură al fluidelor se calculează ca produs între cantitatea de masă care trece prin punctul considerat și entalpia fluidului în același punct. Entalpia se găsește în tabele sau se calculează cu ajutorul relațiilor analitice specifice date în manualele de specialitate. Pierderile de căldură prin radiație și convecție în mediul exterior se vor stabili prin calcule. Echivalentul lucrului mecanic tehnic dezvoltat de mașinile de forță se va calcula ca produs între debitul de fluid intrat, diferența dintre entalpia acestuia la intrarea și la ieșirea din mașină, randamentul intern al acesteia și randamentul său mecanic. Acest echivalent reprezintă o cantitate „ieșită” din contur.

CURS 12

INSTALAȚII CU CICLU INVERS

INSTALAȚII FRIGORIFICE

Conform celui de-al doilea principiu al termodinamicii, orice corp se poate raci pe cale naturală până la temperatura mediului ce îl înconjoară. Răcirea lui în continuare se poate realiza numai pe cale artificială.

Instalațiile frigorifice se utilizează pentru scăderea și menținerea temperaturii unui corp sau sistem de corpuri sub temperatura mediului înconjurător. În procesul de răcire participă întotdeauna cel puțin două corpuri: corpul răcit și corpul care realizează răcirea, numit *agent frigorific*.

Fluide frigorifice

Un agent frigorific este o substanță care evoluează în circuitul unei instalații frigorifice și care, datorită unui proces endoterm, constând în schimbarea de fază a substanței din starea lichidă în cea de vapori, într-un vaporizator, permite producerea frigului prin absorbția de căldură. Această căldură este evacuată în exteriorul instalației printr-un proces exoterm, constând în schimbarea de fază inversă, din vapori în lichid, într-un condensator.

Agenții frigorifici sunt substanțe omogene sau amestecuri de substanțe care preiau, în cursul ciclului frigorific, căldura de la mediul ce trebuie răcit și o cedează la o temperatură mai ridicată unui altui mediu (în general mediul ambiant).

Condiții ce trebuie îndeplinite de agenții frigorifici:

- să vaporizeze la temperaturi coborâte, la presiuni apropiate de cea atmosferică;
- căldura latentă de vaporizare (r) să fie mare, reducând astfel debitul de agent frigorific în instalație;
- alura curbei de saturație să fie convenabilă ($p_{\text{sat}} \ll p_{\text{cr}}$);
- densitatea și vâscozitatea să fie cât mai coborâte;
- coeficienții de transfer de căldură să fie cât mai ridicați;
- vaporii de agent frigorific să nu fie solubili față de uleiul de ungere al compresorului;
- vaporii de agent frigorific să fie solubili față de apă (evitarea formării dopurilor de gheață);
- să fie inerti față de metale și materialele de etanșare;
- să nu fie inflamabili;

- să fie stabili chimici în domeniul de utilizare;
- să nu fie toxici;
- să fie cât mai ieftini;
- să aibă impact redus asupra efectului de seră și asupra distrugerii stratului de ozon.

Clasificarea instalațiilor de producere a frigului artificial se face în general după următoarele criterii:

- principiul de funcționare - cu compresie mecanică de vapori, cu compresie de gaze, cu absorbție (compresie termochimică), cu ejecție sau termoelectrice;
- tipul ciclului frigorific;
- periodicitate.

Instalațiile frigorifice cu compresie mecanică utilizează proprietățile elastice ale gazelor și vaporilor ce se manifestă prin creșterea temperaturii lor în timpul comprimării și scăderea temperaturii în procesul de destindere.

Instalațiile cu absorbție sau compresie termochimică au principiul de lucru bazat pe realizarea succesivă a reacțiilor termochimice de absorbție a agentului de lucru de către un absorbant, după care urmează desorbția agentului din absorbant.

Procesele de absorbție și desorbție joacă în acest caz rolul proceselor de aspirație (destindere) și refulare (comprimare) executate de compresorul mecanic.

Compresia termochimică se realizează prin utilizarea unui amestec binar, consumându-se energie termică.

Instalațiile cu ejecție utilizează energia cinetică a unui jet de vapori sau gaz. În funcție de construcția ajutorului și de modul de desfășurare a procesului, aceste instalații pot fi cu ejector sau turbionare.

Instalațiile termoelectrice, care au la bază efectul Peltier, permit obținerea frigului artificial prin utilizarea directă a energiei electrice. Este cunoscut faptul că la trecerea curentului electric printr-un ansamblu format din două materiale diferite, se constată apariția unei diferențe de temperatură la cele două lipituri ale sistemului. Aplicarea pe scară largă a acestui efect a devenit posibilă odată cu dezvoltarea tehnicii semiconductoarelor.

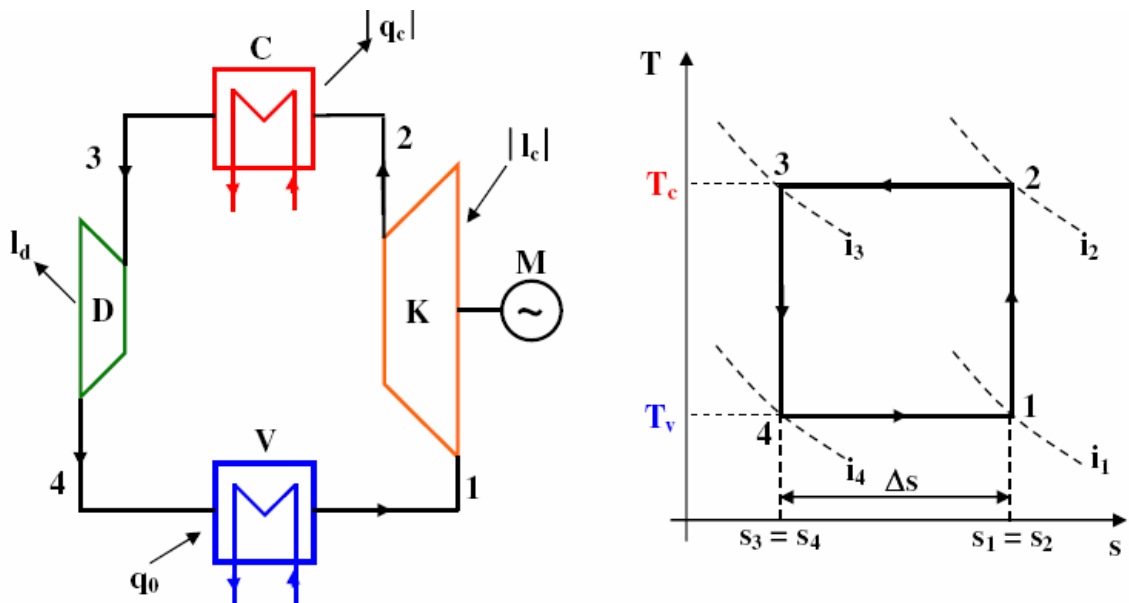
După tipul ciclului frigorific instalațiile frigorifice pot funcționa în baza unui proces închis sau deschis.

În cazul primului proces agentul de lucru parcurge diferitele elemente componente într-un contur închis, temperatura sa variind între limitele impuse de cele două surse de căldură. În această categorie se încadrează instalațiile frigorifice cu compresie mecanică de vapori, cu absorbție, cu ejector, precum și unele instalații cu compresie mecanică de gaze.

Instalațiile care funcționează pe baza unui proces deschis sunt caracterizate prin aceea că în timpul funcționării agentul de lucru este total sau parțial extras din instalație. În locul agentului evacuat este introdusă o nouă cantitate de agent proaspăt.

După periodicitate instalațiile frigorifice pot fi cu funcționare continuă, în regim staționar sau cu funcționare discontinuă, în regim nestaționar.

Instalații frigorifice cu compresie într-o singură treaptă



K – compresor; C- condensator; D – detentor; V – vaporizator; M – motor electric.

Ciclul procesului ideal

Funcționarea unei instalații frigorifice ideale cu compresie mecanică de vapori se bazează pe ciclul Carnot inversat, în care agentul de lucru parcurge o succesiune de transformări compuse din două izoterme și două adiabate.

Procesele care compun ciclul sunt următoarele:

- comprimarea adiabatică reversibilă (izentropică) 1-2 în compresorul K, care determină creșterea parametrilor presiune și temperatură de la p_v, T_v la p_c, T_c ;
- condensarea izobar-izotermă 2-3 în condensatorul C. În cazul ideal, transferul de căldură are loc la diferențe infinite mici de temperatură, deci $T_c = T_a$ (temperatura de condensare este egală cu temperatura mediului ambiant);

- destinderea adiabatică reversibilă (izentropică) 3-4 în detentorul D, care determină scăderea parametrilor presiune și temperatură de la p_c, T_c la p_v, T_v ;
- vaporizarea Izobar-izotermă 4-1 în vaporizatorul V, care are loc la presiunea și temperatura de vaporizare p_v și respectiv T_v . Transferul de căldură de la sursa rece la agentul frigorific are loc la diferențe infinite mici de temperatură, deci $T_v = T_f$ (temperatura de vaporizare este egală cu temperatura la care se obține frigul)

Bilanțul termic

$$q_0 + l_c = q_c + l_d \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$q_c = q_0 + (l_c - l_d) = q_0 + l \quad [\text{kJ/kg}]$$

$l = l_c - l_d$ - lucrul mecanic total al ciclului

$$|l_c| = i_2 - i_1; \quad l_d = i_3 - i_4; \quad q_0 = i_1 - i_4; \quad q_c = i_2 - i_3 \quad [\text{kJ/kg}]$$

în care

- q_0 este căldura specifică absorbită în vaporizatorul instalației cu temperatura coborâtă T_v , kJ/kg;
- q_c - căldura specifică cedată în condensatorul instalației la temperatura ridicată, T_c , kJ/kg;
- l_c - lucrul mecanic consumat în compresor;
- l_d - lucrul mecanic obținut prin detenta vaporilor;

Pentru caracterizarea perfecțiunii acestui ciclu se utilizează eficiența frigorifică, definită prin raportul dintre producția (sarcina) frigorifică specifică q_0 a instalației și lucrul mecanic consumat l , rezultând în acest caz eficiența frigorifică a ciclului ideal sau Carnot.

$$\varepsilon_C = \frac{q_0}{l} = \frac{q_0}{q_c - q_0}$$

$$\left. \begin{array}{l} q_0 = i_1 - i_4 = T_v \cdot \Delta s \\ q_c = i_2 - i_3 = T_c \cdot \Delta s \end{array} \right\} \Rightarrow \varepsilon_C = \frac{T_v \cdot \Delta s}{(T_c - T_v) \cdot \Delta s} = \frac{1}{\frac{T_c}{T_v} - 1} = f(T_c, T_v)$$

Această relație arată că eficiența ciclului frigorific ideal depinde numai de temperatura de condensare T_c și temperatura de vaporizare T_v , fiind cu atât mai mare cu cât acestea sunt mai apropiate. Eficiența frigorifică nu este un randament, având valori mai mari sau mai mici ca unitatea.

Calculul termic al instalațiilor frigorifice cu compresie mecanică de vapori

Calculul termic al instalației frigorifice cu compresie mecanică de vapori într-o singură treaptă presupune determinarea următoarelor mărimi:

- debitul volumetric de vapori, în m^3/s și cilindreea C , în cm^3 , necesare pentru alegerea compresorului;
- puterea termică a condensatorului Q_c , în kW, necesară pentru dimensionarea acestuia;
- puterea efectivă P_e , consumată de compresor, în kW;
- debitul apei de răcire, în kg/s.

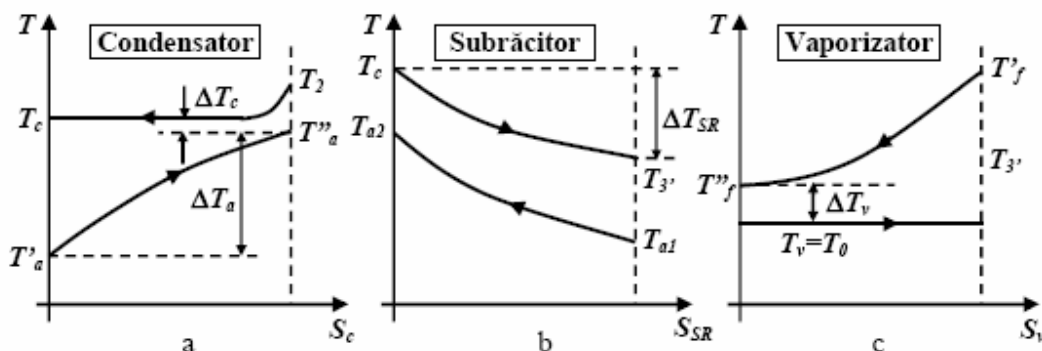
Datele necesare pentru efectuarea calcului termic sunt:

- puterea frigorifică, în kW;
- temperatura purtătorului de frig la ieșirea din vaporizator, în $^{\circ}\text{C}$;
- temperatura agentului de răcire la intrarea în condensator, în $^{\circ}\text{C}$;
- gradul de subrăcire, ΔT_{SR} sau temperatură de subrăcire T_{SR} , în $^{\circ}\text{C}$ ($T_{SR} = T_c - \Delta T_{SR}$);
- gradul de supraîncălzire, ΔT_{SI} , sau temperatura de aspirație în compresor (de supraîncălzire) T_{SI} , în $^{\circ}\text{C}$ ($T_{SI} = T_v - \Delta T_{SI}$ dacă în vaporizator sunt aspirați vapori supraîncălziți);

Cu ajutorul datelor de intrare, al diagramelor și tabelor de vapori, se stabilesc parametrii de stare ai agentului frigorific în punctele caracteristice ale ciclului frigorific.

Determinarea temperaturilor de vaporizare T_v și respectiv condensare T_c se face în funcție de diferențele minime de temperatură din vaporizator ΔT_v , condensator ΔT_c

și respectiv de variația temperaturii agentului de răcire în condensator ΔT_a .



Diagramele T-s pentru condensator (a) subrăcitor (b) vaporizator (c)

Alegerea diferențelor minime de temperatură din vaporizator și condensator se face în general pe baza unor calcule de optimizare.

Debitul masic de agent frigorific se calculează cu relația:

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{q_0} \text{ [kg/s]}$$

Debitul volumetric de agent frigorific în aspirația compresorului se determină cu formula:

$$\dot{V}_a = \dot{m} \cdot v_a \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

Datorită existenței unor factori funcționali (existența spațiului mort sau vătămător, a pierderilor de presiune a vaporilor la trecerea prin supapele de aspirație și refulare ale compresorului, a ireversibilității procesului de comprimare, a pierderilor de căldură în mediul ambiant și a neetanșeităților), se definește factorul (coeficientul) de debit al compresorului λ (sau randamentul volumetric global η_v) ca raportul dintre debitul volumetric în aspirația compresorului V_a și debitul volumetric transvazat (baleiat) de compresor V .

$$\lambda = \eta_v = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}}$$

Debitul baleiat și cilindreea se pot calcula cu relațiile:

$$\dot{V} = C \cdot \frac{n}{60} \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

și

$$C = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s \cdot N \cdot 10^{-3} \quad [\text{cm}^3]$$

unde:

C este cilindreea compresorului cu piston (volumul descris în unitatea de timp de piston la cursa de aspirație), în cm^3 ;

n – viteza de rotație a compresorului, în rot/min ;

d – diametrul cilindrului compresorului, în mm ;

s – cursa pistonului, în mm ;

N – numărul de cilindri ai compresorului.

În general, se recomandă ca factorul de debit λ să nu scadă sub 0,6.

În funcție de cilindrarea calculată, se poate alege compresorul necesar instalației frigorifice din gama oferită de firmele constructoare.

Sarcina (puterea) termică a condensatorului instalației frigorifice cu compresie se determină cu relația:

$$Q_c = \dot{m} \cdot q_c \quad [\text{kW}]$$

Analog, sarcina termică a subrăcitorului este:

$$Q_{SR} = \dot{m} \cdot q_{SR} \quad [\text{kW}]$$

Puterea efectivă a compresorului, necesară pentru alegerea motorului electric de antrenare, se calculează cu formula:

$$P_e = \frac{\dot{m} \cdot l_{c,s}}{\eta_i \eta_m} = \frac{\dot{m} \cdot l_c}{\eta_m} \quad [\text{kW}]$$

unde:

$l_{c,s}$ este lucrul mecanic teoretic (izentropic) de compresie, în kJ/kg;

l_c – lucrul mecanic real de compresie, în kJ/kg;

η_i – randamentul indicat al compresorului;

η_m – randamentul mecanic al compresorului.

Debitul apei de răcire la condensator și subrăcitor se determină cu relațiile:

$$\dot{m}_{a,c} = \frac{Q_c}{c_{pa} \cdot \Delta T_{a,c}} \quad [\text{kg/s}]$$

$$\dot{m}_{a,SR} = \frac{Q_{SR}}{c_{pa} \cdot \Delta T_{a,SR}} \quad [\text{kg/s}]$$

unde:

c_{pa} este căldura specifică a apei la temperatura medie, în kJ/(kg.K);

$\Delta T_{a,c}$, $\Delta T_{a,SR}$ – variația temperaturii apei de răcire în condensator, respectiv subrăcitor, în K.

CURS 13 INSTALAȚII CU CICLU INVERS - continuare

POMPE DE CĂLDURĂ

Pompa de căldură (PC) reprezintă o instalație termodinamică a cărei funcționare de principiu urmărește ridicarea nivelului energetic al unei surse de potențial coborât prin consumarea unei cantități de energie suplimentară din exterior.

Ca principiu de funcționare de bază, este ciclul Carnot inversat, același aplicat și instalațiilor frigorifice (IF). În practică însă, s-a dezvoltat o varietate de tipuri de pompe de căldură clasificate după principiul de funcționare:

- cu compresie mecanică de vapori sau gaze: Carnot inversat, Joule, Brayton, Stirling, etc.;
- cu compresie termochimică, de tipul celor cu fluide binare, cu absorbție;
- cu compresie prin eiecție;
- cu separatoare termice de tipul tubului lui Ranque;
- bazate pe efectul Peltier, etc.

Cele mai dese utilizări ale pompei de căldură sunt cele pentru climatizare, preparare apă caldă de consum sau industrială, încălzirea spațiilor de locuit, sau diferite aplicații industriale ca: uscarea materialelor poroase, vaporizarea produselor volatile, sterilizarea, concentrarea soluțiilor, etc.

Se constată deci, că nivelul termic la utilizator nu are valori foarte ridicate ca și cele impuse de ciclurile producătoare de lucru mecanic, ele situându-se în jurul valorilor de 50°C...90°C sau maxim 120°C...130°C pentru ciclurile pompelor de căldură de înaltă temperatură. De asemenea, ca surse de căldură de potențial coborât se pot valorifica imensele cantități de căldură ce pot fi preluate din mediul ambiant (energia termică a apelor de suprafață, de adâncime, geotermală, solară sau a solului) precum și cele deșeu rezultate din diferitele procese industriale sau domestice (ape de răcire, condensat impurificat, apele menajere după tratarea lor în instalațiile de epurare, etc.).

Dintre pompele de căldură enumerate mai sus s-au dezvoltat în mod special cele cu absorbție și cele cu compresie mecanică de vapori.

Pompa de căldură cu compresie mecanică utilizând un fluid activ real (de tipul celor frigorifice) are aceeași schemă de principiu ca ce a instalației frigorifice cu compresie mecanică de vapori.

În cazul pompelor de căldură efectul util este la sursa caldă (condensator), iar în acest caz se definește eficiența sau coeficientul de performanță (*COP*) al ciclului raportul dintre căldura cedată la condensator (q_c) și lucrul mecanic de compresie consumat în cursul ciclului (l_c):

$$COP = \frac{|q_c|}{|l_c|}$$

Pompele de căldură prezintă o sensibilitate mai redusă față de pierderile cauzate de ireversibilități, în raport cu instalațiile frigorifice, deoarece pierderile de exergie sunt transferate parțial sau total sursei de căldură de potențial ridicat. Diferitele realizări de cicluri termodinamice ale pompelor de căldură sunt similare cu cele ale instalațiile frigorifice.

COMPRESOARE, POMPE, VENTILATOARE – TIPURI CONSTRUCTIVE, ELEMENTE ȘI MĂRIMI CARACTERITICE

Denumirea de **pompă** este utilizată pentru generatoarele hidraulice care vehiculează lichidele. (măresc energia fluidelor practic incompresibile și relativ grele);

Compresoarele cresc energia fluidelor gazoase, deci a fluidelor compresibile și relativ ușoare;

Ventilatoarele sunt instalații pentru vehicularea și transportul gazelor care realizează rapoarte relativ mici de comprimare ($\square < 1.1$).

După principiul de funcționare, pompele pot fi grupate în:

- a) **turbopompe** (pompe cu rotor paletat) și care pot fi la rândul lor: *entrifuge* (radiale și radial axiale), și *axiale* cu canal lateral (periferial); Acestea modifică momentul cantității de mișcare al lichidului prin intermediul unui paletaj rotoric, realizând astfel transferul de energie de la sistemul de antrenare;
- b) **pompe volumetrice**, care sunt: cu mișcare alternativă a organului de lucru (cu piston sau cu membrană) sau cu mișcare de rotație (cu angrenaje, rotor excentric). Aceste pompe realizează tranzvazarea unor volume de lichid din spațiul de aspirație în cel de refulare realizând comprimarea între organele de lucru și celelate părți statorice;
- c) **pompe cu jet**, (cu fluid motor) care sunt antrenate cu ajutorul energiei hidraulice sau pneumatice ale unui fluid cu presiune mai ridicată (ejectoare, pompe cu amestec de gaz, cu condensare de abur, etc.);
- d) **pompe electromagnetice**, care pot antrena numai lichidele conductoare sau magnetice și care utilizează energia electromagnetică;

e) **elevatoare hidraulice**, care sunt instalații gravimetrice, ce utilizează roți cu cupe, șnec (șurub) hidraulic, pistoane pe lanț, etc. și care sunt capabile să ridice lichidul la o diferență geodezică constantă.

Înălțimea de pompare, randamentul și puterea sunt principalele elemente care guvernează funcționare pompelor, Înălțimea utilă de pompare H_0 se determină pe baza conservării energiei (sau legea lui Bernoulli):

$$H_0 = W_2 - W_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad [\text{J/kg}]$$

unde: termenul cinetic este de obicei neglijabil.

În practică *înălțimea reală de pompare* trebuie să fie mai mare, astfel încât să acopere și pierderile de sarcină din conducte, armături schimbări de direcție sau de secțiune, astfel:

$$H_{ef} = H_0 - \Delta H_{exterior}$$

$$P_e = \frac{\dot{m} \cdot H_{ef}}{1000 \cdot \eta_p} = \frac{\rho \cdot \dot{V} \cdot H_{ef}}{1000 \cdot \eta_p} \quad [\text{kW}]$$

Randamentul pompelor cu rotor paletat atinge valori de 0,6...0,93, iar pompele cu piston de 0,75...0,9.

Înălțimea de aspirație sau presiunea de aspirație reprezintă diferența dintre suprafața lichidului și cel mai înalt punct din rotorul pompei, care trebuie să fie obligatoriu mai mare decât presiunea de saturație p_s corespunzătoare temperaturii lichidului. Scăderea sub această valoare conduce la vaporizarea lichidului cu două consecințe:

- ruperea coloanei de lichid și deci dezamorsarea pompei;
- producerea de cavitații cu efecte distructive asupra componentelor mecanice.

O situație specială apare la pompele care aspiră lichide aflate la saturație (pompe de condensat sau de alimentare a cazanelor) care impune realizarea unei înălțimi de aspirație negative, adică așezarea pompei sub nivelul apei din condensator sau degazor. Pompa de alimentare având turație ridicată această înălțime negativă de aspirație trebuie să fie foarte mare impunând amplasarea degazorului la cca.18...25m înălțime. Deoarece din motive constructive și de rezistență mecanică a amplasamentului rezervorului degazorului nu se poate respecta această distanță, se procedează cel mai adesea la intercalarea unei pompe înaintașe (numită booster) ce are rolul de a asigura presiunea necesară la

aspirația pompei de alimentare. Aceasta are turație coborâtă și permite de multe ori amplasarea degazorului chiar în sala mașinilor.

Compresoarele sunt de asemenea mașini de lucru consumatoare de energie, care realizează creșterea presiunii gazelor sau vaporilor precum și transportul lor. După gradul de comprimare β se clasifică astfel:

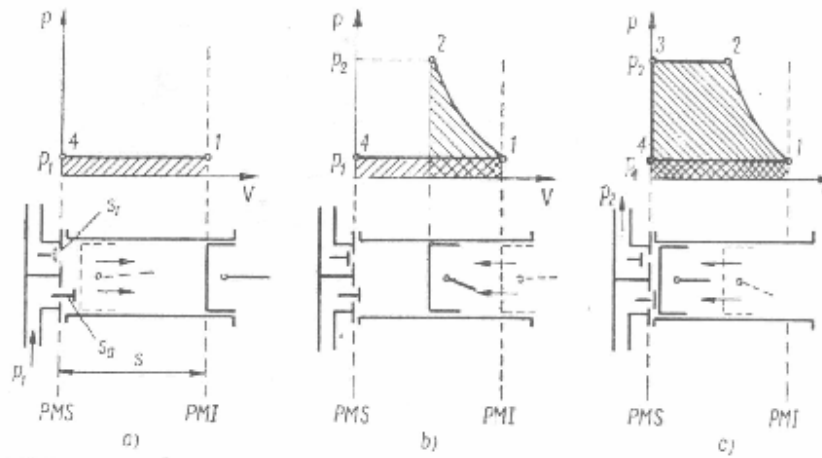
- ventilatoare, cu $\beta < 1,1$;
- suflante, $1,1 < \beta < 2,5$;
- compresoare, $\beta > 2,5$.

Instalațiile destinate să producă depresiune sunt denumite și *pompe de vid*, iar ventilatoarele sau suflantele care sunt utilizate la evacuarea gazelor de ardere, prin depresiune la ieșirea din cazan se numesc *exhaustoare*.

După principiul de funcționare compresoarele se clasifică în:

- compresoare volumetrice sunt cele care asigură comprimarea prin scăderea volumului de gaz, respectiv prin creșterea presiunii statice. Acest tip de compresoare realizează presiuni foarte ridicate, de până la 1000 bar, dar cu debite volumice sub 450 m³/min.
- *compresoare rotative* funcționează pe principiul turbomașinilor, comprimarea realizându-se prin mărirea energiei cinetice a curentului de gaz sub acțiunea mecanică a unui rotor și transformarea acesteia în energie potențială. În aceste instalații procesul de comprimare este însoțit de curgerea continuă a gazului. Din această grupă fac parte turbocompresoarele, suflantele și ventilatoarele. Aceste mașini pot comprima debite mari de gaz la presiuni relativ ridicate dar, mult mai reduse decât compresoarele volumetrice:
 - 20...25 bar, compresoarele centrifuge și debite de până la 2500 m³/min;
 - 3...6 bar, compresoarele axiale la debite ce depășesc 10000 m³/min.

Compresorul cu piston cuprinde un cilindru a cărei chiluasă este prevăzută cu supapele de aspirație și refulare și un piston care evoluează între punctul mort inferior și punctul mort superior, realizând astfel reducerea de volum. Fazele de funcționare și reprezentarea ciclului în diagrama $p-V$ sunt exemplificate în figura de mai jos:



Fazele de funcționare și reprezentarea procesului teoretic de compresie în diagrama $p-V$

Lucrul mecanic total L_t consumat de compresorul teoretic pentru realizarea unui ciclu se compune din suma tuturor lucrurilor mecanice schimbate de gaz cu exteriorul în decursul fiecărei faze. Considerând faza de compresie adiabată rezultă:

$$L_t = L_{41} + L_{12} + L_{23} + L_{34} = p_1 V_1 + \frac{1}{k-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) - p_2 V_2 = \frac{k}{k-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) = k \cdot L_{12}$$

Această relație arată că lucrul mecanic tehnic teoretic absorbit de compresor este de k ori mai mare decât cel al fazei de comprimare și este reprezentat prin aria închisă a conturului ciclului. Dacă se notează cu $\beta = p_2/p_1$ raportul de compresie, atunci lucrul mecanic total devine:

$$L_t = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

La *compresorul volumetric tehnic* se ține seama de existența *spațiului vătămător* dintre fața pistonului și chiulasă, la sfârșitul fazei de compresie, caracterizat prin raportul dintre acest volum (V_v) și volumul total al cilindrului (V)

$$\varepsilon = \frac{V_v}{V}$$

În practică acest coeficient are valori uzuale între 0,05 și 0,1, și arată o scădere a volumului activ al cilindrului. O altă influență negativă asupra funcționării compresorului a volumului vătămător o constituie și reducerea volumului de gaz aspirat V_a ceea ce face că la aceleași dimensiuni constructive debitul de gaz comprimat să fie mai mic decât în cazul compresorului teoretic. Această influență este

caracterizată de *coeficientul* sau *gradul de umplere*, și care este de fapt caracteristica funcțională a compresorului real:

$$\mu = \frac{V_a}{V}$$

Având în vedere aceste considerente lucrul mecanic real necesar pentru realizarea unui ciclu este:

$$L_r = \frac{n}{n-1} p_1 (V_1 - V_4) \left[1 - \beta^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{n}{n-1} p_1 V_a \left[1 - \beta^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

unde: n este exponentul politropic al gazului.

Deci, se constată că prin creșterea raportului de compresie, ciclul de funcționare al compresorului tehnic se modifică, și astfel prin reducerea debitului aspirat se micșorează și debitul compresorului.

O problemă mai complicată se pune la realizarea de rapoarte de compresie ridicate, deoarece la compresia într-o singură treaptă temperatura gazului ar putea crește mult, chiar peste valoarea de autoaprindere a uleiului de ungere. În aceste condiții se folosește compresia în mai multe trepte cu răcirea intermediară a fluidului comprimat.

Principalii indicatori ai compresoarelor sunt:

- *debitul de gaz refulat* de un sistem cu i cilindrii în paralel, de diametru interior d , la o cursă a pistonului s și funcționând cu n_r rotații pe minut:

$$\dot{V}_r = \mu \cdot \frac{T_1}{T'_1} \cdot V \cdot n_r \cdot i$$

unde: T_1 și T'_1 sunt temperaturile gazului la începutul și sfârșitul cursei de aspirație. La compresoarele bine răcite acest raport se poate neglija;

- *randamentul izotermic*, definit ca raport dintre lucrul mecanic teoretic minim L_{iz} și lucrul mecanic indicat L_i :

$$\eta_{iz} = \frac{L_{iz}}{L_i}$$

- *puterea teoretică* P_{iz} necesară pentru asigurarea lucrului mecanic izotermic:

$$P_{iz} = \frac{L_{iz} \cdot n_r}{60} \quad [\text{kW}]$$

- *puterea indicată* P_i necesară antrenării compresorului:

$$P_i = \frac{L_i \cdot n_r}{60} \quad [\text{kW}]$$

- *randamentul mecanic*, reprezintă raportul dintre puterea indicată și puterea efectivă reclamată de antrenarea la cuplă a arborelui compresorului:

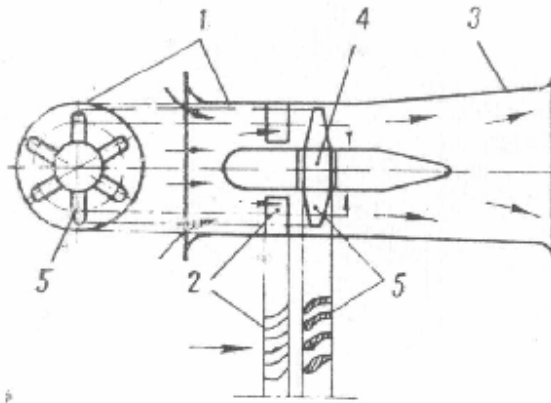
$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e}$$

- *randamentul economic (total)* al compresorului:

$$\eta_t = \eta_{iz} \cdot \eta_m = \frac{P_{iz}}{P_e}$$

Compresoarele rotative prezintă construcții mai simple, gabarite mai reduse la aceleași debite, sisteme de reglare facile și datorită mișcării de rotație vibrații și șocuri mecanice mult diminuate. Aceste mașini au și unele dezavantaje, în ceea ce privește uzura pronunțată a pieselor în mișcare, o etanșare greu de realizat la presiuni ridicate precum și o construcție mai riguroasă. Compressoarele rotative se utilizează pentru debite de până la 300 m³/min și la presiuni de refulare de până la 4..5 bar pentru o treaptă de comprimare și de 8..10 bar la cele cu două trepte.

Ventilatoarele centrifuge sunt asemănătoare compresoarelor rotative centrifuge, iar la unele ventilatoare poate lipsi spațiul statoric inelar care înconjoară rotorul.



Schema de principiu a ventilatorului axial

1-racord la conducta de aspirație ; 2-arbore rotor; 3,4-discurile principal și acoperitor ale rotorului; 5-canale rotorice; 6-palete rotorice; 7-rotor; 8-colector spiral; 9-racord conductă refulare

Puterea utilă P_u a ventilatorului centrifug, reprezintă puterea necesară antrenării ventilatorului pentru a asigura vehicularea unui debit volumic V , m³/s, cu o creștere de presiune totală Δp , N/m²:

$$P_u = \dot{V} \cdot \Delta p \quad [\text{W}]$$

Puterea totală P , necesară antrenării ventilatorului, ia în considerare consumul suplimentar de energie pentru acoperirea pierderilor de presiune la trecerea gazului prin ventilator, frecarea rotorului în mediul gazos, debitul de gaz reîntors prin spațiul dintre rotor și carcasa spirală, turbioanele formate în secțiunile de ieșire din rotor, precum și pierderile mecanice din lagăre:

$$P = \frac{P_u}{\eta} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta}$$

unde prin η s-a notat randamentul total al ventilatorului.

Curbele caracteristice ale ventilatorului pentru o turație dată, reprezintă variația presiunii totale Δp , a presiunii statice Δp_{st} și a randamentului static η_{st} în funcție de debitul de gaz refulat.

$$\eta_{st} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_{st}}{P}$$

CURS 14

DEGAZOARE0747230018/0764530283

Degazarea = procesul de îndepărtare a unui gaz (sau a mai multor gaze) dintr-un lichid, dintr-un spațiu închis sau de pe o suprafață solidă.

Degazoarele = instalații termotehnice sau termochimice cu ajutorul cărora se elimina unul sau mai multe gaze dizolvate, fie în scopul purificării lichidului, fie pentru a capta gazele respective și a le utiliza în alte instalații.

Degazarea apei presupune eliminarea gazelor din apa de alimentare folosită în toate instalațiile industriale (rețele termice, centrale termice și nucleare-electrice, instalații din industria chimică).

Gazele cele mai periculoase: O₂ (coroziv) și CO₂ (pH ↓)

Prescripțiile de tratare a apei de alimentare a generatoarelor de abur (O₂): 0,02 mg/l pentru generatoarele de abur de înaltă presiune și 0,1 mg/l pentru generatoarele de medie și joasă presiune.

Degazarea lichidelor se poate realiza: pe cale termică; pe cale chimică.

- ✓ Solubilitatea gazelor în apă = f(p, T)
- ✓ Apa: fierbere la presiunea respectivă prin încălzire sau expandare prin două procedee: degazarea prin fierbere și degazarea prin expandare.

Degazoarele termice funcționează pe baza proprietății gazelor de a părăsi lichidul în care sunt dizolvate, în momentul când presiunea lor parțială din soluție la temperatura acestuia este mai mare decât presiunea parțială a gazului respectiv, aflat în amestecul de deasupra oglinzii lichidului.

INSTALAȚII DE DEGAZARE TERMICĂ

Degazoarele termice = schimbătoare de căldură prin amestec, în care apa este încălzită până la temperatura de saturație cu ajutorul aburului prelevat de la prizele unei turbine sau dintr-un proces termic.

Procesul de transfer termic între abur și apă este însoțit de un proces de schimb de masă, datorat diferenței de concentrație a O₂ și CO₂ dintre apă și abur. În timpul degazării se produce o desorbție a gazelor din masa lichidului și îndepărtarea lor, pentru a împiedica o nouă absorbție.

Clasificare

1) după *presiunea de lucru*:

- degazoare sub vid;
- degazoare atmosferice;

- degazoare cu suprapresiune.

2) după *regimul de lucru*:

- degazoare cu presiune constanta;

- degazoare cu presiune variabila alunecătoare.

3) după *modul de repartizare si de curgere a apei*:

- degazoare cu jet de apa curgând în suvițe;

- degazoare cu pelicula;

- degazoare cu pulverizare

- degazoare combinate din tipurile de mai sus.

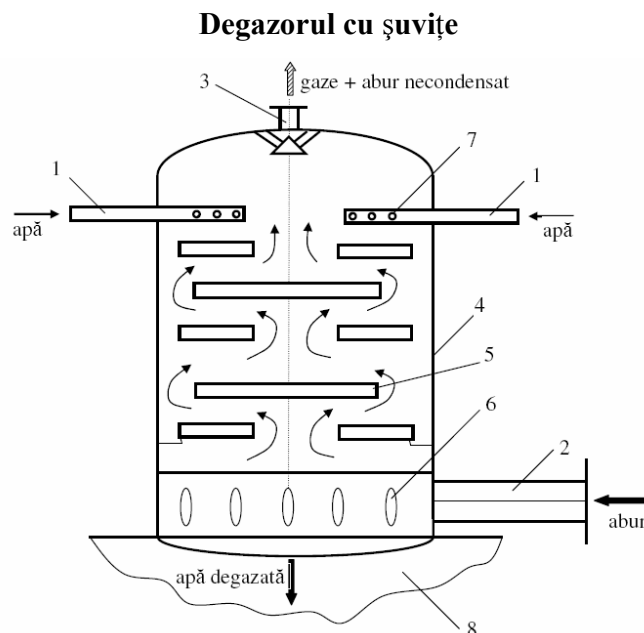
4) după *modul de realizare a degazării*:

- degazoare cu o treapta de degazare;

- degazoare cu doua trepte de degazare (cu barbotare).

Tipuri constructive

- Degazorul cu jet de apa stropita, curgând în șuvițe (Degazorul cu șuvițe și site);
- Degazorul cu pelicula;
- Degazor cu pulverizare



1 – racord intrare apa; 2 – racord intrare abur; 3 – racord evacuare gaze + abur;

4 – manta; 5 – talere (site); 6 – sistem de distribuție abur; 7 – sistem de distribuție apa; 8 – rezervorul de apa degazata

Pentru degazoarele cu talere și șuvițe, calculul se face pe fiecare compartiment, determinându-se temperatura și concentrația oxigenului apei la ieșirea din compartiment. Calculul continuă pentru compartimentul inferior până când apa ajunge la saturație, iar concentrația oxigenului atinge valoarea dorită.

În cazul în care curgerea șuvițelor de apă și a curentului de abur se consideră încrucișate, pentru încălzirea apei într-un compartiment se utilizează relația

$$\lg \frac{T_s - T_1}{T_s - T_2} = A \frac{l}{d^{0.7}} \left(\frac{w_n}{w_0} \right)^{0.3}$$

Pentru curgerea în echicurent se recomandă relația:

$$\lg \frac{T_s - T_1}{T_s - T_2} = 0,0586 \left(\frac{l}{d} \right)^{0.5} w_0^{0.3}$$

unde: A este un coeficient care depinde de presiunea din degazor; d – diametrul găurilor din taler, în m; l – lungimea șuvițelor, în m; w_0 - viteza medie de scurgere a apei din găurile talerului, în m/s; w_n - viteza medie a aburului prin fasciculul de șuvițe, în m/s. Se recomandă $w_0 = 0,4 \dots 1,2$ m/s.

Viteza medie de scurgere a apei se determină cu formula:

$$w_0 = \mu \sqrt{2gh} \quad [\text{m/s}]$$

în care μ este coeficientul de îngustare a șuviței (se recomandă $\mu=0,65$); h – nivelul apei pe taler, în m.

Suprafața unei șuvițe se determină cu formula:

$$s = 4,2 \cdot h \left[(1 + l/h)^{3/4} - 1 \right] \quad [\text{m}^2]$$

Suprafața de contact dintre apa și abur, la nivelul unui taler, S_t este:

$$S_t = n \cdot s \quad [\text{m}^2]$$

unde n este numărul de găuri în taler.

Suprafața totală de contact, S , devine:

$$S = z \cdot S_t \quad [\text{m}^2]$$

În care z este numărul de talere (site) din coloană.

Numărul găurilor din sită trebuie să asigure curgerea prin ele a debitului de apă m_a , el calculându-se cu una din relațiile:

$$n = \frac{\dot{m}_a}{27900 \cdot d^2 \sqrt{h}} \quad \text{sau} \quad n = \frac{\dot{m}_a \cdot v_a}{0,75 \cdot d^2 \cdot w_0} = \frac{\dot{m}_a \cdot v_a}{3,4775 \cdot d^2 \cdot \mu \cdot \sqrt{h}}$$

Debitul de apă care trece printr-o gaură a talerului, m_{ag} se determină astfel:

$$\dot{m}_{ag} = 27900 \cdot d^2 \cdot \sqrt{h} \text{ sau } \dot{m}_{ag} = 3,4775 \cdot \rho_a \cdot d^2 \cdot \mu \cdot \sqrt{h} \text{ [kg/s]}$$

unde: v_a este volumul specific al apei, în $[\text{m}^3/\text{kg}]$; ρ_a - densitatea apei, în kg/m^3 .

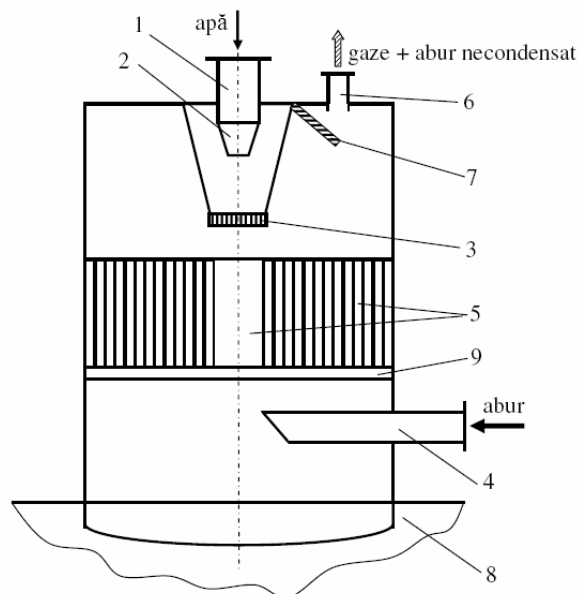
Se recomandă o valoare a diametrului găurilor din taler de $d = 5..8 \text{ mm}$;

Pentru găuri de $5..8 \text{ mm}$ și grosimea talerului de $4-6 \text{ mm}$, se recomandă un coeficient de îngustare $\mu = 0,65$;

Totodată se recomandă nivelul apei pe taler, $h = 0,06..0,08 \text{ m}$, cu condiția să nu depășească valoarea de $0,1 \text{ m}$ la sarcina maximă și să nu scadă sub $0,01 \text{ m}$ la sarcina minimă; Pentru lungimea șuvițelor, $l = 0,4..0,6 \text{ m}$ (max. $0,8..0,9 \text{ m}$);

Viteza aburului nu trebuie să depășească 15 m/s .

Degazorul cu peliculă



- 1 – racord intrare apă; 2 – ajutor convergent; 3 – rozeta împrăștiere;
 4 – racord intrare abur; 5 – cilindri așezați concentric; 6 – racord evacuare gaze + abur necondensat; 7 – tablă deflectoare; 8 – rezervorul de apă degazată; 9 – dispozitiv de susținere

Pentru **degazoarele cu peliculă**, suprafața de contact dintre apă și abur este egală cu dublul suprafeței corpurilor pe care se formează pelicula.

Aceste corpuri pot fi table cilindrice sau țevi. Distanța dintre table sau țevi se ia de $20-30 \text{ mm}$, iar înălțimea lor de $500-1000 \text{ mm}$.

Suprafața apei care curge în peliculă pe țevile concentrice și pe mantaua interioară se determină cu relația:

$$S_C = 2\pi h \left[(n-0,5)d + (n-1)^2 s \right] \quad [\text{m}^2]$$

unde: d este diametrul țevii interioare, în m; h – înălțimea țevilor, în m; s – distanța dintre țevi, în m; n – numărul țevilor.

Diametrul interior al mantalei degazorului se determina cu formula:

$$D_i = d + 2 \cdot s \cdot (n-1)$$

Se recomanda ca viteza aburului sa nu depășească 25 m/s.

Repartizarea apei în degazorul cu peliculă se face cu ajutorul sitelor sau al ajutorajelor prevăzute cu rozete.

Diametrul ajutorajului se calculează cu relația:

$$d_a = 0,164 \sqrt{\frac{100 \dot{m}_a^2}{P}} \quad [\text{m}]$$

în care p [Pa] este presiunea disponibilă la ajutoraj ($p=20000...60000$ Pa).

Calculul hidrodinamic al degazoarelor termice

Calculul hidrodinamic al coloanei de degazare se efectuează pentru controlul stabilității hidrodinamice.

Pentru degazorul cu șuvițe, nivelul hidrostatic al apei pe taler, la sarcina nominală se stabilește, plecând de la condiția că la sarcina minimă nivelul să nu coboare sub 5-10 mm:

$$h_{\min} = \frac{1}{2g} \left(\frac{m_{2\min} v_2}{0,785 d^2 \eta} \right)^2 > 0,01 \quad [\text{m}]$$

unde $m_{2\min}$ este debitul minim de apă, în kg/s.

Din punct de vedere hidrodinamic se numește regim stabil un regim de lucru la care nu apare recirculare locală a apei sub influența jetului de abur; de aceea, trebuie respectate vitezele admisibile ale aburului. Antrenarea apei poate duce la umplerea și revărsarea în talerul de mai sus.

Căderea de presiune pe traseul aburului, corespunzător unui compartiment este:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \sum_{i=1}^n \Delta p_{2i}$$

unde Δp_1 este căderea de presiune la trecerea aburului prin fasciculul de șuvițe;

$\Sigma \Delta p_{2i}$ – pierderile locale de presiune în compartimentul considerat.

Pierderile locale de presiune se pot calcula cu relația:

$$\sum_{i=1}^n \Delta p_{2i} = \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{w_{ni}^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}]$$

Exploatarea degazoarelor termice

Exploatarea sigură a degazoarelor termice este realizabilă numai printr-o reglare automată a debitului de abur care intră în degazor, pentru menținerea constantă a presiunii sau temperaturii din degazor și a nivelului apei în rezervorul de acumulare. În cazul unei reglări manuale este practic imposibil să se evite oscilațiile temperaturii apei, ale presiunii și ale nivelului. Reglarea manuală favorizează și pătrunderea periodică de oxigen în apa de alimentare.

Regulatorul de presiune menține constantă presiunea în degazor, independent de sarcina lui termică și hidraulică. Prin aceasta se asigură un regim constant pentru degazare. Regulatorul trebuie să aibă o mare sensibilitate la variațiile de presiune ($\pm 0,01 - 0,02$ bar). Regulatorul automat de presiune devine absolut necesar în cazul când alimentarea cu abur a degazorului se face de la o priză de abur nereglabilă a turbinei, unde presiunea depinde de sarcina turbinei. Dacă priză turbinei este reglabilă, acțiunea principală de reglare va fi dirijată în acest loc.

Regulatorul de temperatură se utilizează relativ rar în cazul degazoarelor. În cazul când există, acțiunea lui se exercită tot asupra supapei care comandă intrarea aburului în degazor. Regulatorul de temperatură are însă o inerție mai mare, așa ca se preferă regulatorul de presiune, care este mult mai sensibil.

Reglatoarele de nivel se construiesc de obicei, cu flotor, care comandă supapa de pe conductă de intrare a apei de degazat. Dacă se mărește debitul de apă care trece prin degazor peste cel nominal, apa va depăși marginea cutiilor cu site și se va revărsa sub formă de vâne groase, care oferă suprafața prea mică de contact cu aburul. Din timp în timp este necesar să se scoată degazorul din funcțiune, pentru a se verifica starea dispozitivului de distribuție a apei, a sitelor și a dispozitivului de intrare a aburului. Găurile sitelor se pot astupa cu nămol sau cu piatra.

Dacă este vorba de gaze agresive, cum este totdeauna oxigenul în amestec cu vaporii de apă, se pot produce coroziuni în interiorul degazorului. Pentru a proteja de coroziuni dispozitivele din interiorul degazorului și mantaua sa, acestea se confecționează din oțel inoxidabil.

Controlul conținutului de oxigen din apa degazată se face cu aparate chimice sau electrice deosebit de sensibile, având în vedere conținutul foarte mic de oxigen existent în mod normal în apa degazată.

Degazarea apei

Gazele pot fi eliminate din apă prin scăderea presiunilor parțiale de deasupra suprafeței apei până la zero. Acest proces se realizează termic, prin încălzirea apei cu abur până la temperatura de saturație, când presiunea parțială a gazelor față de presiunea vaporilor de apă devine practic nulă.

Degazarea termică a apei

În acest caz este necesar ca apa să ajungă în stare de fierbere. Degazoarele termice funcționează pe baza proprietății gazelor de a părăsi lichidul în care sunt dizolvate, la momentul în care presiunea parțială din soluție, la temperatura acesteia, este mai mare decât presiunea parțială a gazului respectiv. Eliminarea gazelor din apă se face prin difuzie.

Cantitatea de gaz desorbit din apă, m_g , se calculează cu relația:

$$m_g = k_d S \Delta p \quad [\text{kg/s}]$$

În care k_d este coeficientul de desorbție, $\text{kg/m}^2 \cdot \text{bar} \cdot \text{s}$;

S – suprafața de contact dintre lichid și gazul de deasupra oglinzii sale, m^2 ;

Δp – diferența dintre presiunea parțială a gazului din lichid și presiunea parțială a aceluiași gaz aflat în amestecul de deasupra oglinzii sale, în bar.

Dacă temperatura soluției rămâne constantă, presiunea parțială a gazului în soluție, conform legii lui Henry, este proporțională cu fracția molară în lichid, deci:

$$p = Hx \quad [\text{bar}]$$

unde: p este presiunea parțială a gazului, bar;

H – constanta lui Henry, a gazului (ea depinde de presiune, de temperatura, crescând odată cu aceasta);

x – fracția molară a gazului în lichid.

Fracția molară reprezintă raportul dintre numărul de kilomoli ai substanței considerate aflate în amestec sau dizolvat și numărul total de kilomoli ai amestecului (soluției). Astfel:

$$x_1 = n_1/n$$

cu n_1 numărul de kilomoli din soluție ai substanței 1, iar n este numărul total de kilomoli ai soluției.

Pentru un amestec gazos, conform legii lui Dalton, se poate scrie relația:

$$y_1 = p_1/p$$

unde y_1 este fracția molară a componentei 1 în faza gazoasă, p – presiunea totală, bar.

Degazare chimică a apei

Prin degazarea chimică se elimină O_2 și eventual CO_2 . Ea se aplică pentru eliminarea restului de O_2 din apa degazată termic, în instalațiile cu presiuni mari ale aburului sau în cele cu presiuni mici, acolo unde nu este posibilă degazarea termică.

Pentru degazarea chimică a apei se pot folosi două procedee:

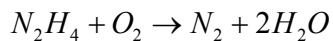
- introducerea în apa de alimentare a generatoarelor de abur sau a rețelelor termice a unui reactiv chimic, care combină oxigenul în compuși stabili, fără acțiune corozivă;
- trecerea apei peste un filtru, care prin acțiune chimică reține oxigenul și dioxidul de carbon (cum ar fi așchiile de oțel).

Reactivi chimici:

- _ sulfitul (Na_2SO_3) sau bisulfitul de sodiu ($NaHSO_3$);
- _ acidul sulfuros (H_2SO_3);
- _ hidroxidul feros ($Fe(OH)_2$);
- _ hidratul de hidrazină (N_2H_5OH);
- _ sulfatul de hidrazină ($(N_2H_5)_2SO_4$);
- _ fosfatul de hidrazină ($(N_2H_5)_2HPO_4$);
- _ schimbători de ioni.

Reactivii se introduc în apa în mod continuu și automat în conducta de alimentare a pompelor (după degazor), proporțional cu debitul de apă și cu conținutul de oxigen.

Hidratul de hidrazină – se dozează ca soluție diluată 1 – 2 %, din vase închise, legate cu atmosfera printr-un capilar.



Hidrazina protejează împotriva coroziunii provocate de oxigen, generatoarele de joasă presiune, alimentate cu apă nedegazată, la o concentrație de 20 ... 30 mg/l oxigen în apa de alimentare.

În centralele electrice se folosește hidratul de hidrazină în scopul completării degazării termice, fiind introdusă în mod continuu în aspirația pompelor de alimentare cu ajutorul unor dozatoare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] BADEA, A., NECULA, H. – *Schimbătoare de căldură*, Ed. Agir, 2000;
- [2] BELLAS, J. CHAER, I. – *Heat transfer and pressure drop of ice slurries in plate heat exchangers*, Applied Thermal Engineering, 2002
- [3] BICĂ, M, NAGHI M. - *Transfer de căldură și masă*, Ed. Universitaria, Craiova, 1999;
- [4] BONTEMPS, A. GARRIGUE, A. - *Technologie de échangeurs thermiques. Techniques de l'Ingénieurs*, Paris, 1998;
- [5] CARABOGDAN, I.G., ș.a. – *Instalații termice industriale*, Ed. Terhnică, București, 1978;
- [6] CHAUDOURNE, S. – *Les échangeurs à caloducs*, GRETh, Grenoble, 1987;
- [7] COOPER, A. – *Condensation of steam in plate heat exchanger*. AICHE Symposium Series, nr. 138, vol. 70, 1970;
- [8] DURMUS, A., DURMUS, AY. – *Investigation of heat and pressure drop in a concentric heat exchanger with snail entrance*, Applied Thermal Engineering, 2002;
- [9] GAISER, G., KOTTKE, V. – *Effect of corrugation parametres on local and integral heat transfer in plate heat exchangers and regenerators*. Proceedings of the 9th Heat Mass Transfer Conference, vol. 5, 1990;
- [10] GHIA, V.V. – *Recuperateurs et regenerateurs de chaleur*, Ed. Eyrolles, Paris 1970;
- [11] HESSELGREAVES, J.E. – *An approach to fouling allowances in the design of compact heat exchangers*, Applied Thermal Engineering, 2002;
- [12] HOLMAN, J.P. – *Heat transfer, 6-th edition*, Mc Graw-Hill, New York, 1990; SAUDERS, E. ș.a. – *Heat Exchangers, Longman Scientific & Technical*, New York, 1985;
- [13] HUGONNOT, P. – *Etude locale et performances thermohydrauliques à faibles nombres de Reynolds d'un canal plan corrugé: Applications aux échangeurs à plaques*. Thèse de l'Université de Nancy, juin 1989;
- [14] *** *Heat Exchanger Design Handbook*, VDI-Verbag, Dusseldorf, 1986;
- [15] HTFS (Heat Transfer and Fluid Flow Service) HANDBOOK – *CE7 Power – Plant Feedwater Heaters*, USA, 1990;
- [16] IACOB, V; POPESCU, D. - *Metode de îmbunătățire a funcționării echipamentelor industriale de transfer termic*, București, 2002;
- [17] KAKAÇ, S. – *Boilers, Evaporators and Condensers*, John Wiley & Sons, Inc. New York, 1991.

- [18] LECA, A; MLADIN, E. - *Transfer de căldură și masă. O abordare inginerescă*, Editura tehnică, București, 1998;
- [19] LECA, A. - *Heat Transfer and Pressure Drop in Tubes with Interior Artificial Roughness*; Revue Roumaine des Sciences Techniques, vol 20, nr. 1, 1995;
- [20] LEONTIEV, A. - *Théorie des échanges de chaleur et de masse*, Edition MIR Moscou, 1988;
- [21] LOCKHART, R., W. And MARTINELLI, R.C. – *Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase*, vol. 45, 1994;
- [22] NAGHI, M. – *Schimbătoare de căldură din aluminiu*, Ed. Mirton, Timișoara, 2001
- [23] POPA, B., THEIL, H., MĂDĂRĂȘAN, T. – *Schimbătoare de căldură industriale*, Ed. Tehnică, București, 1977
- [24] DE RONZIER, J., C., LAURO, F. - *Les échangeurs de chaleur en matière plastique*, GRETh, Grenoble, 1989;
- [25] ROHSENOW, W.M., HARTNETT, J.P, GANIC, E.N. - *Handbook of Heat Transfer Application*, Mc Grow-Hill, New York, 1985;
- [26] SACADURA, J.F. - *Initiation aux Transfert thermiques*. Technique et Documentation, Paris, 1993;
- [27] SAUDERS, E., ș.a. – *Heat Exchangers*, Longman Scientific&Technical, New York, 1985;
- [28] SCHRODER, K. – *Centrale Termoelectrice de mare putere*, vol. 3, Ed. Tehnică, București, 1971;
- [29] SHACH, RK, SUBBARAO, EC., MASHELKAR, R.A. – *Heat Transfer Equipement Design*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1988;
- [30] THEIL, H., NAGHI, M. – *Cercetări privind performanțele termice și fluidodinamice ale unor suprafețe de schimb de căldură extinse prin aripioare*. Universul tehnic, vol. II, 1998, pg. 574;
- [31] THEIL, H., LAZA, I. – *Studiul relațiilor criteriale pentru calculul schimbului de căldură convectiv la curgerea fluidelor în interiorul țevilor*. Lucrările simpozionului T.M.T., vol. I, Timișoara, 1998;
- [32] THONON, B. – *Echangeurs à palques: dix de recherche au GRETh, Partie I. Ecoulements de chaleur en simple phase et double phase – Tevue Generale de Termiwue*, Tome 43, nr. 397, Javier 1995;
- [33] TINKER, T. – *Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers*, Posts I, II, III, General Discussion of Heat Transfers, Proc. Institution of Mecanical Engineers London, 1951;