

CAP.1 NOȚIUNI FUNDAMENTALE ÎN DOMENIUL E.I.V.A.C.

1.1 CARACTERIZAREA CONFORTULUI UMAN AMBIENTAL

În esență, proiectarea și funcționarea sistemelor E.I.V.A.C. impune îndeplinirea unor cerințe și caracteristici obiective care să asigure confortul ocupanților unei incinte.

Confortul uman în interior (clădiri, încăperi) poate fi caracterizat prin sentimentul de "stare de bine" a ocupanților în ambientul intern. Conform normativelor (DIN) "dacă ființa umană consideră temperatura ambiantă și umiditatea aerului înconjurător ca fiind confortabile și nu dorește nici mai cald, nici mai rece, nici mai uscat și nici mai umed", atunci se consideră că sunt îndeplinite condițiile de confort ambiental. Valoric, standardele [1] recomandă de exemplu o temperatură între 20°C și 26°C la un nivel al umidității relative cuprinse între 30% și 65% pentru încăperile de locuit (Fig.1). De asemenea, pentru mediul industrial parametrii (RH și Θ_{amb}) confortului ambiental au un rol deosebit în manifestarea performanțelor și abilităților fizice și mentale.

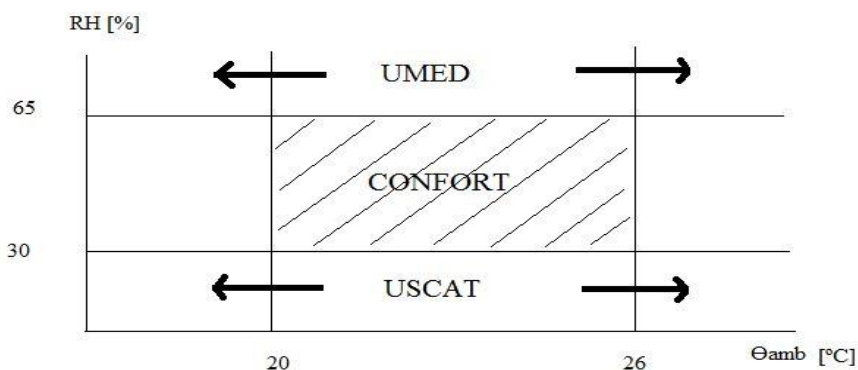


Fig.1 Caracterizarea confortului uman ambiental funcție de temperatură (θ_{amb}) și umiditatea relativă (RH)

Noțiunea de confort depinde de o serie de fenomene complexe și interconectate care implică atât criterii subiective cât și criterii obiective. Sunt factori de ordin personal (metabolism, îmbrăcăminte), parametrii de mediu măsurabili (temperatură, umiditate, presiune etc), precum și factori psihologici (culoarea, sunetul, lumina etc). Este cunoscut faptul că productivitatea muncii suferă dacă confortul interior este precar, prin urmare sunt motive temeinice care fac ca asigurarea confortului interior să dobândească în prezent o tot mai mare importanță. Datorită diferențelor individuale, este imposibil să definești un climat ambiental care să satisfacă pe toată lumea. Standardele SUA-A.S.H.R.A.E. (American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineering) din 1992 specifică criterii pentru ambientul termic acceptabil pentru cel puțin 80 % dintre ocupanți. [2]

1.1.1 Bilantul termic al corpului uman

Corpul uman este un motor termic: convertește energia chimică din hrana consumată zilnic în căldură pentru susținerea metabolismului și lucrului, a activității. Cu cât corpul activează mai greu, cu atât mai mare nevoia de a rejecta căldura în scopul menținerii echilibrului termic al corpului. În principal, corpul uman elimină căldura în mediul ambient prin convecție, radiație sau evaporare de pe suprafața sa.

Rata producției totale de energie a corpului este :

$$\Phi + W = M * A_p \text{ [W]} \quad (1)$$

unde :

Φ - este rata producției de căldură (fluxul termic)

W - este rata lucrului mecanic efectuat în unitatea de timp (puterea)

M - este rata metabolică (fluxul termic metabolic)

A_p - este aria suprafeței totale a epidermei

Rata metabolică este exprimată de obicei în unități [met] sau [M] unde [1]:

$$1M = 1\text{met} = 58.2 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

Cum aria A_p este pentru adulți de circa $1.5\text{--}2 \text{ m}^2$, rata producției de căldură de către adulți este de circa 110W pentru activități tipice de interior. În tabelul 1. sunt exemplificate valori pentru rata metabolică corespunzătoare diferitelor activități [1]:

Tab. 1

Odihnă			Mers		
somn	40 W/m ²	0.7 met			
întins	45 W/m ²	0.8 met	0.88 m/s	115 W/m ²	2 met
șezând liniștit	60 W/m ²	1 met	1.3 m/s	150 W/m ²	2.6 met
în picioare	70 W/m ²	1.2 met	1.8 m/s	220 W/m ²	3.8 met
Activități de birou			Conducere		
			auto	60-115 W/m ²	1-2 met
citit, șezând	55 W/m ²	1 met	avion agrement	70 W/m ²	1.2 met
scris, șezând	60 W/m ²	1 met	avion luptator	140 W/m ²	2.4 met
activ, în mers	100 W/m ²	1.7 met	vehicule grele	185 W/m ²	3.2 met
Munci diverse			Activități de timp liber		
gatit	95-115 W/m ²	1.6-2 met	dans	140-255 W/m ²	2.4-4.4 met
curățenie	115-200 W/m ²	2-3.4 met	tenis	210-270 W/m ²	3.6-4 met
mașini unelte	105-235 W/m ²	1.8-4 met	bucket	290-440 W/m ²	5-7.6 met
săpat	235-280 W/m ²	4-4.8 met	wrestling	410-505 W/m ²	7-8.7 met

Analiza căldurii produse în corp se bazează pe un bilanț energetic în regim staționar. Deoarece corpul menține temperatură internă la o valoare aproximativ constantă de 36.8°C , prin controlul ritmului respirației și al curgerii sângelui, un model uzual de regim staționar consideră că energia termică produsă în corp este egală cu cantitatea totală a căldurii rejectate de corp în mediu.

$$\Phi = \Phi_{\text{conv}} + \Phi_{\text{rad}} + \Phi_{\text{ev.res}} \text{ [W]} \quad (2)$$

unde:

Φ_{conv} – fluxul termic transmis prin conducție și convecție de la piele la mediul ambiant [W]

Φ_{rad} – flux termic transmis prin radiație [W]

$\Phi_{\text{ev.res}}$ – flux termic transmis prin evaporare și respirație de la organism la mediul ambiant [W]

Îmbrăcămintea adaugă rezistență termică fluxului termic de la piele la mediu și trebuie inclusă în model. Valoarea de izolare a hainelor se măsoară în [clo] definit ca [1]:

$$1 \text{ clo} = 0.155 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Se dau în tabele valori tipice de izolație și permeabilitate pentru haine (singure) și pentru ansamble de haine. De exemplu putem avea [1]:

- minimal (costum de baie): 0.05 clo ;
- șort și bluză cu mânecă scurtă: 1.2 clo ;
- pantaloni și bluză cu mânecă scurtă: 1.2 clo ;
- pantaloni și bluză cu mânecă lungă: 1.21 clo ;
- pantaloni și bluză cu mânecă lungă și sacou: 1.54 clo ;
- pantaloni și bluză cu mânecă lungă și pullover cu mânecă lungă: 1.56 clo .

Fluxul termic transmis prin conducție și convecție este:

$$\Phi_{\text{conv}} = A_h * \dot{u}_{\text{conv}} * (T_{\text{hp}} - T_a) \text{ [W]} \quad (3)$$

unde:

A_h – aria suprafeței hainelor și pielii în contact cu aerul [m^2]

\dot{u}_{conv} – coeficientul mediu de transfer termic prin conducție și convecție [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]

T_{hp} – temperatura medie hainelor și a pielii în contact cu aerul [K]

T_a – temperatura volumică a aerului uscat înconjurător [K]

Procesul radiant este mult mai complicat deoarece diferite suprafețe ale camerei pot avea diferite temperaturi, se operează de aceea cu temperatura radiantă medie a ambientului (T_{arm}). Pierderile de căldură prin radiație ale corpului uman pot fi exprimate ca :

$$\Phi_{\text{rad}} = A_h * \dot{u}_{\text{rad}} * (T_{\text{hp}} - T_{\text{arm}}) \text{ [W]} \quad (4)$$

unde:

\dot{u}_{rad} – coeficientul de transfer termic prin radiație, liniarizat [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]

Pierderile de căldură prin evaporare la nivelul pielii (transpirație) și prin respirație ($\Phi_{\text{ev.res}}$) se evaluează în funcție de umiditatea pielii, permeabilitatea hainelor, temperatura corpului și temperatura aerului înconjurător.

1.1.2 Caracterizarea confortului termic

Parametrii ambientali sunt factori primari folosiți pentru caracterizarea confortului uman. Sunt, de asemenea și factori secundari ca de exemplu, neuniformitatea mediului ambiant, stimuli vizuali, vârstă, climatul exterior. Studii efectuate asupra câtorva mii de subiecți umani relevă corelații între nivelul de confort și temperatura, umiditatea, sexul, durata expunerii etc.

Scala senzației termice (conform A.S.H.R.A.E.) constă în valori PMA (punctajul mediului ambiant) [2]:

+3 – fierbinte

-3 – frig

+2 – cald

-2 – rece

+1 – călduă

0 - neutru

-1 – răcoros

Indexul relevant de acceptare a mediului ambiant interior este PMA, a carui valoare se obține funcție de votul subiecților testați în anumite condiții de temperatură, umiditate, viteza curenților de aer, durata de expunere, diferențiat pe sexe; se considera că domeniul acceptabil este intervalul [-1 ; +1]. Utilizând criteriul procentajului persoanelor nesatisfacute (PPN) de condițiile ambientale (definit prin numărul persoanelor care au votat în afara domeniului [-1 ; +1]), o reprezentare grafică PPN în funcție de PMA pentru un număr suficient de mare de subiecți testați duce la o distribuție tipică. (Fig. 2)

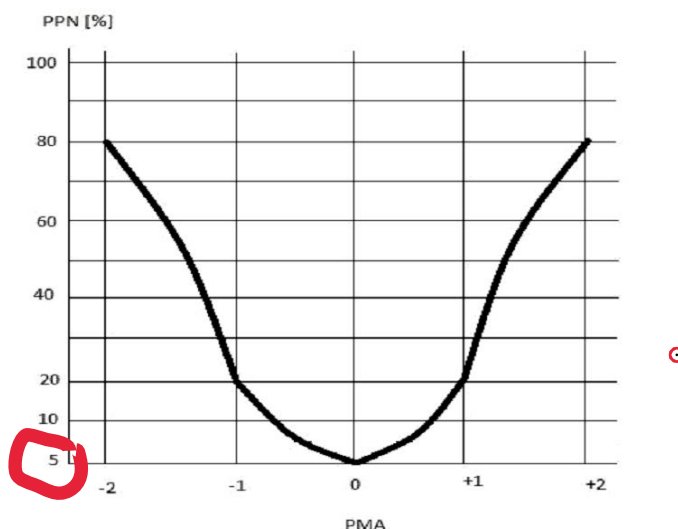


Fig.2 Reprezentarea grafică a corelației $PPN = f(PMA)$

Se remarcă faptul că și în condiții optime (adică la PMA = 0), cel puțin 5% din subiecți sunt nemulțumiți din punct de vedere al confortului termic. Standardele în domeniu (A.S.H.R.A.E.) precizează limitele zonei de confort termic acolo unde 80% din subiecți declară confort termic (respectiv PPN – 20%).

De exemplu pentru persoane, în anumite condiții (activitate sedentară ușoară: ≤ 1.2 met, umiditatea relativă 50%, viteza medie a aerului ≤ 0.15 m/s) se dau [2] valori optime și domeniul acceptabil de temperatură caracteristice zonei de confort termic: (Tab. 2)

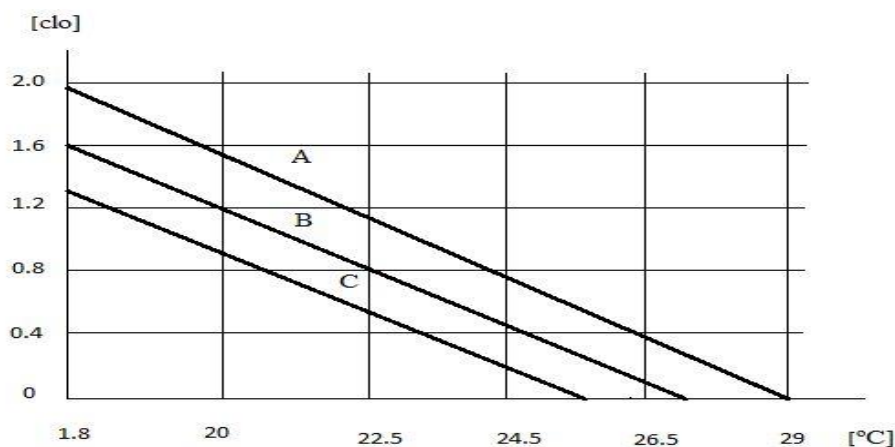
Tab. 2

	ÎMBRĂCĂMINTE	Θ optimă	$\Delta\Theta$ acceptabil (PPN=10%)
IARNA	<i>pantaloni lungi, bluză mânecă lungă, pulover ($\approx 0,9$ clo)</i>	22°C	20°C ÷ 23,5°C
VARA	<i>pantaloni scurți, bluză mânecă scurtă ($\approx 0,5$ clo)</i>	24,5°C	23°C ÷ 26°C
	<i>minimală ($\approx 0,05$ clo)</i>	27°C	26°C ÷ 29°C

Cu cât ne abatem de la aceste valori, cu atât va crește procentajul persoanelor nemulțumite. De asemenea, se remarcă diferențele vară-iarnă datorită valorilor diferite de izolare termică a îmbrăcăminții specifice anotimpului. Când nivelul activității umane este mai ridicat (rata metabolică $M \geq 1.2$ met), valorile temperaturii optime recomandate se micșorează corespunzător (relații empirice de calcul – în standarde). De asemenea, prin prisma menținerii condițiilor de confort termic, în standarde se prevăd recomandări privind ajustarea valorilor de izolare a hainelor: cu cât temperatura ambiantă crește, cu atât avem nevoie de o îmbrăcămintă mai ușoară. De asemenea cu cât viteza aerului crește, temperaturile optime acceptabile trebuie marite. Totuși, temperatura nu trebuie mărită cu mai mult de 3°C față de valorile optime în aer cvasi-staționar, dar și viteza aerului nu trebuie să fie mai mare de 0.8m/s. Studiile pe subiecți diverși au mai arătat că femeile (toate grupele de vârstă) preferă o temperatură cu aproximativ 1°C mai mare decât bărbații. Atât bărbații cât și femeile peste 40 de ani preferă o temperatură ambiantă mai mare cu circa 1°C decât cea dorită de tineri.

Confortul termic este afectat și de stratificarea termică din încăpere: diferența de temperatură pe verticală nu trebuie să depășească 3°C între 0.1m și 1.7m deasupra podelei [1]. Standardele de specialitate furnizează și alte recomandări specifice pentru confort.

Domeniul recomandat pentru izolarea hainelor care să asigure condiții termice acceptabile (la PPN = 10%) pentru activitate ușoară sedentară, umiditate relativă 50% și viteza $v \leq 0.15$ m/s este reprezentat în (Fig. 3):



A – limita superioară B – valorile optime C – valorile inferioare
Fig. 3 Corelația nivel izolare termică a îmbrăcăminții cu temperatura ambiantă

Corelația între viteza aerului și creșterea necesară ($\Delta\theta$) de temperatură ambiantă pentru menținerea condițiilor de confort termic (vara, pentru activitate ușoară sedentară, $v = 0.2$ m/s corespunzător la ventilație tipică) o avem în (Fig. 4).

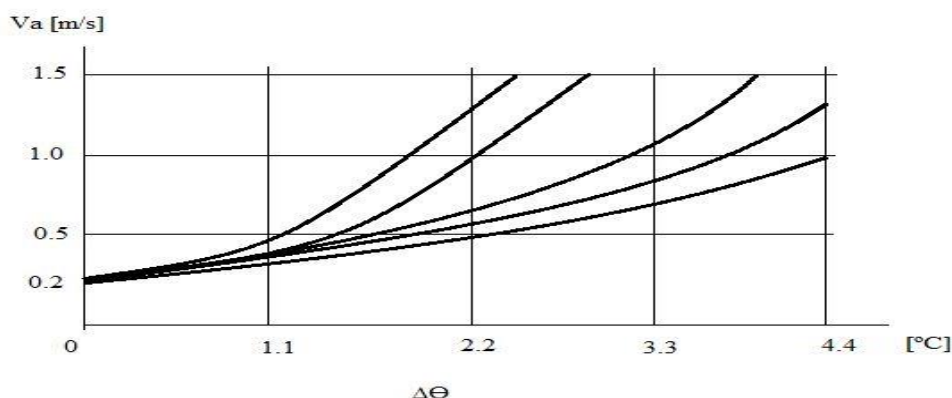


Fig. 4 Corecția temperaturii ambiantă funcție de viteza aerului

1.2 ELEMENTE DE PSIHROMETRIE

Psihrometria este studiul proprietăților aerului umed, adică a mixturii aerului și a vaporilor de apă. Psihrometria este fundamentală în înțelegerea diferitelor procese legate de condiționarea aerului. Aerul atmosferic nu este niciodată total uscat: totdeauna conține vapori de apă în proporții variabile. Așa cum cantități relativ mici de materiale de aliere influențează puternic proprietățile fizice ale oțelurilor, cantități mici de umiditate au o mare influență asupra confortului uman.

1.2.1 Caracterizarea aerului atmosferic. Proprietățile aerului uscat

Aerul atmosferic este un amestec de câteva gaze, vapori de apă și numeroși poluanți, compoziție care variază considerabil de la o locație la alta. Compoziția aerului uscat este relativ constantă și variază puțin cu timpul, locația și altitudinea. Conform Comitetului Internațional de Date Psihrometrice, compoziția standard specificată încă din 1949 este (Tab. 3) [3]:

Tab. 3

		Masa mol.	Fracția volumică
U S E R A T	OXIGEN	32.000	0.2095
	AZOT	28.016	0.7809
	ARGON	39.944	0.0093
	CO ₂	44.010	0.0003

Se consideră că aerul uscat se comportă ca un gaz perfect (compus din particule fără structură și fără dimensiuni).

Atmosfera standard se definește în condiții standard caracterizate prin parametrii :

- Accelerație gravitațională constantă: 9.807 m/s^2 ;
- Temperatura la nivelul mării: 15°C sau 288.1K ;
- Presiunea la nivelul mării: 101.325kPa ;
- Masa moleculară a aerului uscat: $28,965$.

În aplicațiile E.I.V.A.C, **mixtura diferitelor componente care constituie aerul uscat este considerată ca un gaz unic.**

Proprietatea reprezintă orice atribut sau caracteristică a materiei ce poate fi observată sau evaluată cantitativ, astfel ne vom referi în continuare la proprietățile aerului uscat:

a) Temperatura (Θ)

Indică starea termică a unui corp și abilitatea sa de a schimba energia cu alt corp în contact cu el. Puncte de referință :

0°Celsius sau 273.15K – punctul de înghețare al apei;

100°Celsius sau 373.15K – punctul de fierbere al apei;

În sistemul internațional avem scara Kelvin [4]:

$$T [K] = \Theta [^{\circ}C] + 273.15 \quad (5)$$

b) Presiunea (p)

Reprezintă forța normal exercitată de un fluid pe unitatea de suprafață. Presiunea absolută reprezintă valoarea măsurată deasupra lui zero. Presiunea relativă reprezintă valoarea măsurată deasupra presiunii atmosferice existente. În sistemul internațional, presiunea se măsoară în Pascal (Pa), iar presiunea atmosferică standard este de **101.325kPa**.

c) Densitatea (ρ)

Reprezintă masa unității de volum. Densitatea aerului la presiune atmosferică standard și 25 °C este de 1.2kg/m³. Densitatea vaporilor și a gazelor este afectată și de temperatură, și de presiune. Densitatea lichidelor este funcție doar de temperatură. Se mai folosește și *volumul specific (m³/kg)* care reprezintă volumul ocupat de unitatea de masă.

d) Energia internă (u)

Se referă la energia posedată de o substanță datorită mișcării și poziției moleculelor sau doar de poziția acestora. Astfel rezultă *energia internă cinetică* (datorită vitezei moleculelor) și *energie internă potențială* (datorită forțelor de atracție dintre molecule). Schimbări în viteza medie a moleculelor sunt indicate prin schimbări de temperatură a corpului.

e) Entalpia (h)

Entalpia reprezintă suma dintre energia internă (u) și lucrul mecanic aplicat fluidului (p*v), pentru a-l forța într-un volum controlat. Valorile entalpiei se dau la o temperatură specificată.

f) Căldura specifică (c)

Căldura specifică a unei substanțe este cantitatea de energie necesară pentru a-i crește temperatura cu 1 grad la unitatea de masă. Pentru gaze sunt două cazuri :

căldura specifică la **volum constant**: $c_v = du/dT$

căldura specifică la **presiune constantă**: $c_p = dh/dT$

Pentru aer uscat: $c_p = 1.00\text{kJ/kgK}$

Pentru apă (în stare lichidă): $c = 4.19\text{kJ/kgK}$

Pentru vapori de apă: $c_p = 1.86\text{kJ/kgK}$

g) Faza

Este o cantitate de materie omogenă în compoziția sa chimică și structură fizică.

O substanță pură este uniformă și invariabilă în compoziția sa chimică, dar ea poate să existe în mai multe faze, ca de exemplu: mixtură de apă lichidă și vapori de apă (aburi). Dar o mixtură de gaze (aerul) nu reprezintă o substanță pură. Totuși, dacă nu este implicată o schimbare de fază, aerul poate fi considerat ca o substanță pură.

h) **Legea gazelor ideale (perfecte)**

Este o relație între presiune, volum specific și temperatură absolută a substanței :

$$p * v = R * T \quad (6)$$

unde:

p [Pa] – presiunea absolută

v [m³/kg] – volumul specific

T [K] – temperatura absolută

R - constanta gazelor (pentru aer - 287 [J/kg*K])

1.2.2 **Proprietățile psihrometrice ale aerului umed**

Canțitatea de vapori de apă conținuți în aer poate varia de la aproape zero (aer uscat) până la un maxim (aer umed saturat) determinat de temperatura și presiunea mixturii.

Conținutul de umiditate (x) este raportul dintre masa vaporilor de apă m_v [kg] și masa aerului uscat m_a [kg] dintr-un volum dat V [m³] de aer umed :

$$x = m_v / m_a \quad (7)$$

Considerând aerul uscat ca un **gaz unic** ce ascultă de legea gazelor perfecte, presiunea totală (p) a aerului umed este egală cu contribuția individuală a presiunii parțiale (p_a) a aerului uscat și a presiunii parțiale (p_v) a vaporilor de apă, conform legii lui Gibbs-Dalton pentru o mixtură de gaze perfecte :

$$p = p_a + p_v \text{ [Pa]} \quad p_v \ll p_a \quad (8)$$

Presiunea parțială maximă a vaporilor de apă conținuți în aerul umed este *presiunea de saturație* (p_{vs}) care depinde numai de temperatura mixturii și este independentă de presiunea totală. Valori pentru p_{vs} se obțin din tabele sau din diagrame psihrometrice [3], funcție de Θ_{amb}. De exemplu la 20°Celsius **p_{vs}=2338.1Pa**, de circa 42 de ori mai mică decât p_a la presiunea atmosferică de **101.325kPa**.

Aerul umed în care p_v<p_{vs} este aer umed nesaturat, iar la p_v=p_{vs} este **aer umed saturat**. Aplicând legea gazelor perfecte, **conținutul de umiditate (x)** în aceste cazuri se poate exprima sub forma :

$$x = 0.622 * p_v / (p - p_v) \quad (9)$$

$$x_{\max} = x_s = 0.622 * p_{vs} / (p - p_{vs}) \quad (10)$$

Deci conținutul de umiditate maxim (x_s) depinde de presiunea aerului umed și de temperatura aerului umed (prin p_{vs}, din tabele psihrometrice); la p = constant, x_s este cu atât mai mare cu cât temperatura este mai mare.

Răcirea izobară a aerului umed nesaturat conduce la atingerea stării de saturație; temperatura la care presiunea parțială a vaporilor devine egală cu presiunea de saturație (p_v = p_{vs}) **este temperatura punctului de rouă (DEW point)**. Răcirea izobară ulterioară a aerului (sub temperatura de rouă) conduce la condensarea unei părți din vapori, înseamnă că p_v scade.

Se definește **umiditatea absolută** ca fiind cantitatea de vapori de apă conținută în unitatea de volum de aer umed (adică densitatea vaporilor de apă din aerul umed) :

$$U = m_v / V = p_v / (R_v * T) \text{ [kg/m}^3] \quad (11)$$

unde:

R_v - constanta gazelor (pentru vapori de apă – 461.5 [J/kg*K])

Valoarea maximă a umidității absolute apare în starea de saturație a aerului umed (fie prin introducerea treptată de vapori de apă în aer, la temperatura dată, fie prin scăderea temperaturii T):

$$U_{\max} = U_s = p_{vs} / (R_v * T) \text{ [kg/m}^3] \quad (12)$$

Umiditatea relativă (RH [%]) se definește ca raport procentual între umiditatea absolută a aerului umed (U) și valoarea maximă corespunzătoare stării de saturație (U_s) la o temperatură dată.

$$RH [\%] = (U / U_s) * 100 [\%] = (p_v / p_{vs}) * 100 [\%] \quad (13)$$

Se mai poate defini ca raport între presiunea parțială a vaporilor de apă (p_v) și presiunea parțială de saturație a vaporilor de apă (p_{vs}) la aceeași temperatură. RH [%] este cel mai frecvent utilizat în aplicațiile comerciale pentru a indica nivelul de umiditate din aer: pentru aerul uscat $RH = 0\%$, iar pentru aerul umed saturat $RH = 100\%$.

Densitatea aerului umed se exprimă conform definiției :

$$\rho = (m_a + m_v) / V = (3.48 * p - 1.31 * p_v) * 10^{-3} / T \text{ [kg/m}^3] \quad (14)$$

făcând înlocuirile de rigoare, a doua expresie arată că la **$p = \text{constant}$** , densitatea aerului umed scade cu **umiditatea și cu temperatura**.



1.3 NOȚIUNI DE TERMODINAMICĂ

În literatura de specialitate legile termodinamicii se referă la interacțiunea dintre un sistem și mediul înconjurător. Legile termodinamicii se referă întotdeauna la starea de echilibru a sistemului și se folosesc pentru a determina cantitatea de energie cerută sau cedată de sistem pentru a schimba o stare de echilibru cu alta. Aceste legi nu cuantifică modul sau rata transferului de energie. Relațiile transferului de căldură completează legile termodinamicii prin ecuații care caracterizează rata transferului de căldură între sistem și mediul ambiant.

Transferul de căldură este un proces important, parte integrantă a mediului nostru ambiant și a vieții cotidiene. Procesul de transfer de căldură între două medii apare ca rezultat al diferenței de temperatură dintre ele (de la temperatura mai mare la temperatura mai mică) în trei moduri distincte: conducția, convecția și radiația. Fiecare dintre aceste moduri de transfer de căldură pot fi cuantificate prin ecuații specifice.

1.3.1 Transferul de căldură prin conducție

Conducția este procesul de transfer al căldurii care apare în solide, lichide și gaze prin interacțiunea moleculară ca rezultat al gradientului de temperatură. Transferul de energie între moleculele adiacente apare fără deplasări fizice semnificative ale moleculelor. Rata transferului de căldură prin conducție poate fi evaluată prin legea Fourier unde efectul interacțiunii moleculare în transferul de căldură este exprimat ca o proprietate a mediului numită conductivitate termică. Pentru caz staționar, unidimensional, legea Fourier:

$$\Phi_{\text{cond}} = \lambda * A * (dT/dx) \quad (15)$$

unde :

Φ_{cond} - rata transferului de căldură (fluxul termic) prin conducție [W]

λ - conductivitatea termică [W/mK]

A - aria suprafeței de schimb [m²]

dT/dx - gradientul de temperatură [K/m]

Studiul conducției termice este un domeniu bine dezvoltat în care sunt utilizate tehnici numerice și analitice sofisticate pentru a soluționa multe probleme în clădiri, inclusiv calculul sarcinii termice de încălzire sau răcire.

În continuare se tratează bazele transferului de căldură prin conducție în regim staționar, unidimensional, prin medii omogene. Legea Fourier spune că rata transferului de căldură prin conducție este direct proporțională cu gradientul de temperatură și cu aria suprafeței prin care trece fluxul termic.

Constanta de proporționalitate (λ) este conductivitatea termică a mediului (o proprietate fizică a acestuia) [6].

Fluxul termic unidirecțional staționar printr-un mediu omogen (de exemplu – perete plan de grosime L) este:

$$\Phi_{\text{cond}} = \lambda * A * (T_1 - T_2) / L \quad (16)$$

Pe seama analogiei formale între circuitele electrice și circuitele termice, se utilizează noțiunea de rezistență termică, exprimată din legea conducției Fourier ca :

$$R_{\text{term}} = L / (\lambda * A) \text{ [K/W]} \quad (17)$$

Rezistența termică pentru pereți neomogeni (stratificați), plani sau cilindrici se tratează în detaliu în literatura de specialitate pentru diferite cazuri întâlnite în practica inginerescă la soluționarea transferului termic. Se utilizează noțiunea de densitate de flux termic ca fiind rata transferului de căldură raportată la unitatea de suprafață:

$$q = \Phi / A \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (18)$$

1.3.2 Transferul de căldură prin convecție

Este procesul de transmitere al căldurii prin deplasarea particulelor materiale încălzite dintr-un loc în altul, dacă există o diferență de temperatură. Se formează deci un transport de materie și cu acesta un transport de căldură (încălzirea încăperilor de la sobe sau calorifere are loc prin transmiterea căldurii prin convecție naturală, iar când curentul de fluid se datorează unei forțe de altă natură, atunci transmiterea se face prin convecție forțată).

Fluxul termic transmis prin convecție (Φ_{conv}) de la un perete cald (T_p) la un fluid mai rece ($T_f < T_p$) se obține din formula lui Newton:

$$\Phi_{\text{conv}} = \alpha_c * A_c * (T_p - T_f) \text{ [W]} \quad (19)$$

unde :

α_c - coeficientul de transmisie al căldurii prin convecție [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]

T_p - temperatura peretelui [K]

T_f - temperatura medie a fluidului [K]

A_c - aria suprafeței de schimb termic [m^2]

Transmisivitatea căldurii prin convecție depinde de :

- *proprietățile fizice ale fluidului* (conductivitate termică, căldura masică, densitate etc)
- *natura mișcării fluidului* (liberă = circulație naturală a fluidului; forțată = circulația fluidului se datorează unei acțiuni mecanice – pompă, ventilator);
- *regimul de curgere al fluidului*, caracterizat de numărul Reynolds (Re):
 - curgere laminară - $\text{Re} < 2100$;
 - curgere în regim tranzitoriu - $2100 < \text{Re} < 6000$;
 - curgere turbulentă - $\text{Re} > 6000$.

Criteriile adimensionale (Re – Reynolds; Gr – Grashopf; Pr – Prandtl; Nu – Nusselt) sunt utilizate la evaluarea transmiterii căldurii prin convecție și se exprimă funcție de: viteza fluidului, lungimea caracteristică a curgerii, vâscozitatea cinematică sau dinamică, coeficientul de dilatare volumică a fluidului, densitatea fluidului, căldură masică, difuzivitatea termică a fluidului etc.

Datorită dificultății de rezolvare teoretică calculul transmiterii căldurii prin convecție se bazează pe rezultate experimentale, exprimate prin aceste criterii de similitudine.

Transportul de energie (transferul de căldură) în fluide apare uzual prin *mișcarea particulelor fluidului*. În multe probleme ingineresti, fluidele vin în contact cu suprafețe solide care sunt la temperaturi diferite de temperatura fluidului. Diferența de temperatură și mișcarea aleatoare sau volumică a particulelor fluidului conduc la un proces de transport de energie cunoscut cu numele de *transferul de*

căldură prin **convecție**. Convecția este mai complicată decât conducția deoarece mișcarea fluidului, precum și procesul de transport de energie trebuie să fie studiate simultan. Transferul de căldură prin convecție poate fi creat prin *forțe externe* (pompe, ventilatoare etc) într-un proces numit *convecție forțată*. În absența forțelor externe, procesul de convecție poate rezulta pe seama gradientului de temperatură sau de densitate în fluid, în acest caz procesul de transfer de căldură este numit *convecție naturală*.

Principala necunoscută în procesul de convecție este coeficientul de transfer (α_c). Pentru a explica procesul de transfer de căldură prin convecție (Fig. 5) considerăm un fluid cu temperatura T_∞ și viteza volumică u_∞ care curge peste o suprafață fierbinte. Ca rezultat al forțelor vâscoase care interacționează între fluid și suprafața solidă, în fluid se creează o zonă numită **strat limită de viteză** (δ_u) în apropierea suprafeței solide.

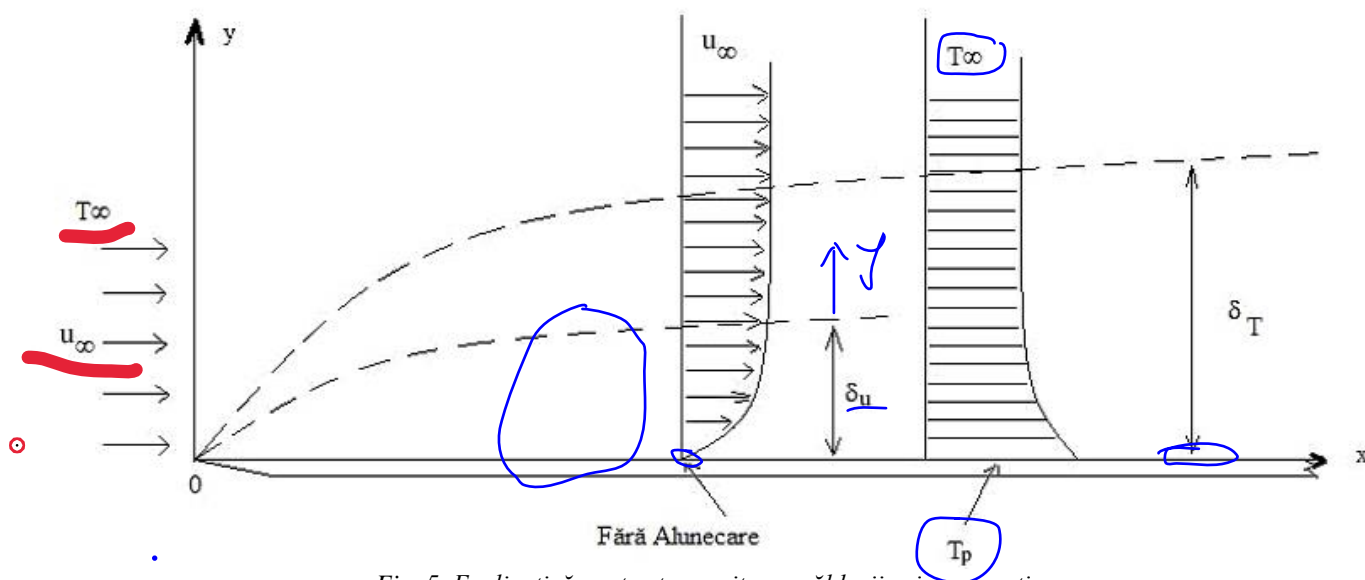


Fig. 5. Explicativă pentru transmiterea căldurii prin convecție
 δ - strat limită de viteză δ_T - strat limită de temperatură

În această zonă viteza fluidului este zero la suprafața solidă și crește la viteza volumică a fluidului u_∞ pentru $y > \delta_u$. Din cauza diferenței de temperatură dintre fluid și suprafață, în apropierea suprafeței se dezvoltă de asemenea o zonă numită strat limită de temperatură (δ_T) unde temperatura din fluid variază de la T_p (temperatura peretelui) la T_∞ (temperatura volumică a fluidului). În funcție de *difuzivitatea termică* și *vâscozitatea cinematică* a fluidului, grosimile straturilor limită pot fi egale sau diferite ($\delta_u >, =, < \delta_T$). În imediata vecinătate a suprafeței solide ($u=0$) fluidul este *staționar*, prin urmare transferul de căldură la interfață apare doar prin *conducție*. Dacă ar fi cunoscut gradientul de temperatură la interfață, schimbul de căldură solid-fluid s-ar putea calcula cu ecuația (15), unde λ_f este conductivitatea termică a fluidului, în acest caz, iar dT/dy (conform Fig. 5) este gradientul de temperatură la interfață. Totuși, gradientul de temperatură la interfață depinde de *mișcarea* macroscopică și microscopică a particulelor de fluid. Cu alte cuvinte, căldura transmisă la suprafață și de la suprafața solidă depinde de *natura curgerii*. Prin urmare, în soluționarea problemelor ingineresti de convecție este necesară determinarea *relației* dintre transferul de căldură prin interfața solid-lichid și diferența de temperatură între peretele corpului solid și volumul fluidului. Coeficientul mediu de transfer de căldură prin convecție (α_c) depinde de *geometria* suprafeței, de *viteza* fluidului precum și de *proprietățile fizice* ale fluidului.

În funcție de variația parametrilor menționați, evident că și coeficientul de transfer (α_c) poate varia în proces, astfel încât valorile *locale* pot fi diferite de cea medie. Totuși pentru majoritatea aplicațiilor practice, este de interes coeficientul mediu de transfer prin convecție.

Convecția Naturală

Transferul de căldură are loc datorită diferențelor de densitate în interiorul fluidului. Aceste diferențe pot rezulta din gradientii de temperatură care există în fluid. Când un corp încălzit (sau răcit) este plasat într-un fluid rece (sau cald), diferența de temperatură fluid-corp cauzează un flux de căldură


între ele, rezultând un gradient de densitate în fluid. *Ca rezultat al acestui gradient de densitate, fluidul de joasă densitate se ridică iar cel de înaltă densitate coboară.* Coeficientul de transfer de căldură este în general mai mic decât convecția forțată pentru că forțele care acționează pentru amestecarea sau curgerea fluidului sunt mai mici.

Convecția naturală este și ea de două feluri: convecția naturală externă și convecția naturală internă. Convecția naturală de transfer de căldură de la suprafețele exterioare ale corpurilor de diferite forme s-a studiat de mulți cercetători. Experimental, au rezultat ecuații de tipul :

$$Nu = \alpha_c * L / \lambda_f = f(Ra) \quad (19)$$

unde:

- Nu este numărul NUSSELT, acesta dă o măsură a transferului de căldură prin convecție care apare între o suprafață solidă și fluid.

- λ_f este conductivitatea termică a fluidului 

- Ra este numărul RAYLEIGH, reprezintă raportul între forțele de rezistență și rata de schimb a momentului.

- L este lungimea caracteristică de curgere.

Dacă se știe Nu , se poate calcula α_c .

Pentru diferite geometrii uzuale, în literatură se dau relațiile [5;7] concrete de calcul pentru convecție externă: *experimental* s-a constatat că pentru convecția naturală externă la corpuri de forme oarecare sau arbitrare, se pot utiliza relațiile de calcul pentru corpuri regulate (sferă, cilindru etc). O corelație extensivă pentru prezumtivul transfer de căldură prin convecție naturală de la corpuri de formă arbitrară este utilă pentru multe situații din cazul *clădirilor*. Transferul de căldură prin convecție naturală internă apare în multe probleme ingineresti ca: pierderi de căldură de la pereții clădirilor, ferestrelor cu două geamuri, colectoare solare tip placă plană, etc. Unele geometrii și numărul Nu corespunzător sunt date în literatură.

Convecția forțată

Transferul de căldură este creat prin *mijloace auxiliare*, ca de exemplu pompe sau ventilatoare, sau prin *fenomene naturale*, ca de exemplu vântul. Acest tip de procese apar în multe aplicații ingineresti ca de exemplu curgerea fluidelor fierbinți sau reci în conducte în variante cicluri termodinamice folosite pentru *refrigerare*, producere de energie electrică, *încălzirea* sau *răcirea* clădirilor. Ca și la convecția naturală, principala dificultate la soluționarea problemelor de convecție forțată este determinarea coeficientului de transfer de căldură (α_c).

Procese de transfer de căldură prin convecție forțată sunt de două categorii :

- convecție forțată cu curgere externă
- convecție forțată cu curgere internă

Problemele de convecție forțată externă sunt importante pentru că ele apar în variate aplicații ingineresti (pierderile de căldură de la pereții exterior ai clădirilor în condiții de vânt, pierderile de căldură de la radiatoarele cu aburi etc.). Pentru rezolvarea acestor probleme, cercetătorii au efectuat multe experimente pentru a dezvolta corelații pentru evaluarea transferului de căldură. Au rezultat ecuații de forma :

$$Nu = f(Re) * g(Pr) \quad (20)$$

unde:

f și g reprezintă dependența funcțională a numărului Nusselt de numerele Reynolds și Prandtl.

Re = numărul Reynolds, este adimensional și reprezintă raportul forțelor de inerție și forțele vâscoase.

Pr = numărul Prandtl, este raportul între difuzivitatea momentului și difuzivitatea termică.

Pentru *geometrii uzuale* întâlnite la proiectarea unor aplicații industriale ca de exemplu *schimbătoare de căldură* (care funcționează cu convecție forțată) se dau în literatură relațiile concrete de calcul (tabele) [5;7].

Convecția forțată în spații închise este de asemenea de mare interes și are multe aplicații ingineresti: curgerea fluidelor reci sau calde prin conducte și transferul de căldură asociat este important în multe procese ingineresti E.I.V.A.C. Transferul de căldură asociat convecției forțate interne se exprimă prin ecuații de forma :

$$Nu = f(Re) * g(Pr) * e(x/D_h) \quad (21)$$

unde:

f, g, e reprezintă dependențele funcționale ale numărului Nu de numerele Re, Pr și respectiv de x/D_h .

Dependența funcțională de x/D_h devine importantă pentru conducte scurte în curgere laminară.

D_h este *diametrul hidraulic* al conductei, definit ca :

$D_h = 4 * \text{aria secțiunii transversale de curgere} / \text{perimetrul ud}$ și este folosit ca *lungime caracteristică* pentru Nu, Re .

În literatură se dau soluții analitice pentru calculul transferului de căldură și al coeficienților de frecare pentru curgere laminară prin conducte de diferite secțiuni. Deoarece rata transferului de căldură este direct proporțională *cu aria suprafeței* de schimb, în tehnică se folosesc pe scară largă *țevi cu aripioare* pentru a crește rata transferului de căldură în scopuri de încălzire sau răcire.

1.3.3 Transferul de căldură prin radiație

Radiația termică este un proces de transfer de căldură care apare între oricare două obiecte care sunt la temperaturi diferite. Toate obiectele emit radiație termică în virtutea temperaturii lor. Științific, se consideră că radiația de energie termică emisă de o suprafață se propagă prin mediul înconjurător, fie prin unde electromagnetice fie prin fotoni. În vid, radiația se propagă cu viteza luminii ($c_0 = 3 \cdot 10^8$ m/s), iar într-un mediu fizic oarecare, cu viteza $c < c_0$ funcție de indicele de refracție al mediului :

$$c = \lambda * \nu = c_0 / n \quad (22)$$

unde :

λ = lungimea de undă [m]

ν = frecvența [s^{-1}]

n = indicele de refracție a mediului

Lungimea de undă a radiației depinde de frecvența sursei și de indicele de refracție a mediului prin care se propagă. Radiația termică poate apărea într-un domeniu larg de lungimi de undă: 0.7-100 μ m.

Radiația incidentă pe suprafața unui obiect (Fig. 6) este parțial reflectată, parțial absorbită și transmisă. Frațiunea reflectată este numită ρ – reflectivitate (reflectanță), cea transmisă prin “transparență” τ – transmisivitate (transmitanță) și cea absorbită α – absorbitivitate (absorbitanță), iar:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (23)$$

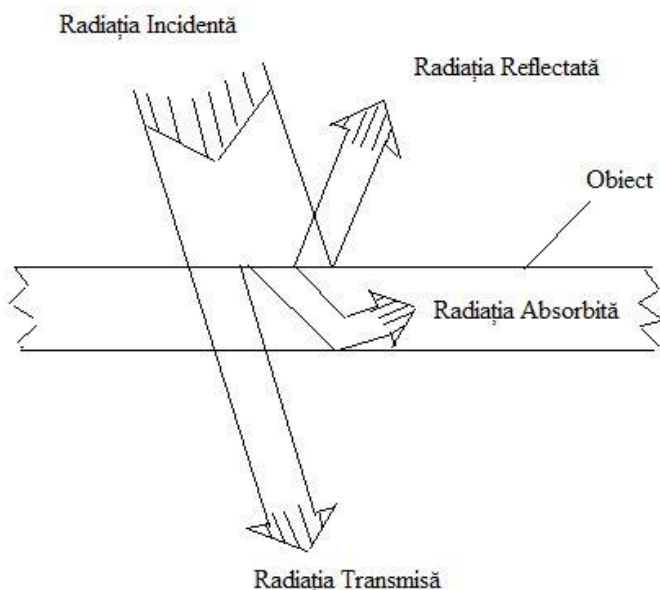


Fig. 6 Propagarea radiațiilor

Reflexia poate fi regulată (cazul suprafețelor oglindate) sau difuză (cazul suprafețelor rugoase uzuale). Mărimea relativă a acestor factori poate fi :

- Obiect opac ($\tau = 0$ și $\alpha + \rho = 1$)
- Obiect reflector perfect ($\rho = 1$, $\alpha = 0$ și $\tau = 0$)

De exemplu, la temperatura de suprafață a soarelui (5800 K), majoritatea energiei este emisă în jurul lungimii de undă de 0,8μm. Procesele termice în cadrul clădirilor (industriale și civile) au loc la 10μm. Încălzirea globală este o consecință a cantității crescute de CO₂ în atmosferă. Acest gaz absoarbe radiația solară la lungimi de undă mai mici, dar este opac față de radiația emisă de pe pământ la lungimi de undă mari, astfel captează energia termică și cauzează o încălzire graduală a atmosferei, ca în seră.

Procesul radiației termice se abordează teoretic pe baza conceptului de „corp negru” (radiator perfect, care emite și absoarbe cantitatea maximă de radiație la orice lungime de undă) cu setul de relații: Legea Stefan – Boltzmann, Legea Planck și Wien, Legea lui Kirchhoff.

Distribuția spectrală și amplitudinea radiației termice emise de un obiect depinde esențial de temperatura sa absolută și de natura suprafeței sale :

(Legea Stefan – Boltzmann a radiației)

$$\Phi_{\text{rad}} = A_1 * F_{1-2} * \sigma * (T_1^4 - T_2^4) \text{ [W]} \quad (24)$$

unde:

A_1 - aria suprafeței emițătoare [m²]

F_{1-2} - factor de formă a radiației (radiația emisă de A_1 și receptată de A_2 / radiația totală emisă de A_1)

σ - 5,676 * 10⁻⁸ [W/m²*K⁴] – constanta Stefan – Boltzmann (coeficientul de radiație a „corpului negru”)

T - temperatura absolută a corpului emițător (1) și a receptorului (2) [K]

Emisivitatea (ϵ) unei suprafețe la temperatura T este definită ca raport între energia totală emisă de obiect și energia pe care ar emite-o corpul negru la aceeași temperatură T . Pentru corpul negru ideal avem: $\epsilon_{\text{CN}} = 1$ și absorbția $\alpha_{\text{CN}} = 1$

Un caz special este așa numitul *corp gri* a cărui suprafață are emisivitatea spectrală și absorbitivitatea independente de lungimea unde :

$$\epsilon_\lambda = \epsilon_{\text{med}} \text{ și } \alpha_\lambda = \alpha_{\text{med}} .$$

În aplicațiile tehnice corpurile și suprafețele reale *nu* sunt *negre*, *nu* sunt *gri*, dar în anumite cazuri pot fi echivalate aproximativ. Pentru cazurile din practică, în literatură se dau valori pentru ϵ tabelar [7].

Factorul de formă (F_{1-2}) al radiației (factor de vizare) se abordează doar în cazul suprafețelor caracterizate prin reflexie difuză. Multe suprafețe reale din cadrul aplicațiilor industriale se regăsesc în acest caz. Factorul de formă soluționează problema: cât de mult din radiația emisă de o suprafață este receptat de o alta suprafață. În literatură, se dau tabelar, relații particulare sau concrete de calcul al factorului de formă pentru diferite configurații geometrice uzuale în practică.

1.4 Elemente de mecanica fluidelor

Distribuția fluidelor încălzite și răcite prin conducte, tuburi, canale este o parte esențială a tuturor proceselor și sistemelor E.I.V.A.C. Fluidele întâlnite în aceste procese sunt: gaze, vapori, lichide sau mixturi de lichide și vapori.

Fluidul care curge printr-o conductă va întâlni forțe de forfecare care rezultă datorită vâscozității fluidului. Acesta suferă deformații continue când este supus acțiunii acestor forțe. În plus, fluidul în curgere prin conductă va suferi pierderi de presiune datorită acestor forțe. Vâscozitatea (η [Ns/m²]) este o proprietate a fluidelor definită cel mai bine de legea lui Newton:

$$F = \eta * A * du / dy \quad (25)$$

unde:

$\tau = F / A$ - efortul fricțional de forfecare [N/m²]

du/dy – măsura variației vitezei mișcării unei lame de fluid relativ la o lamă de fluid adiacentă [s⁻¹]

Pentru a explica legătura între η și τ considerăm două plăci paralele foarte lungi cu un fluid între ele (Fig. 7). Presupunem ca presiunea din fluid este uniformă. Placa superioară se mișcă cu o viteză constantă (u_0) și placa inferioară este fixă. Experimental se constată că fluidul adiacent la placa mobilă va adera la placă și se va mișca odată cu placa cu viteza u_0 pe când fluidul adiacent cu placa staționară va avea viteza zero. Distribuția vitezelor în fluid este liniară și poate fi exprimată ca:

$$u = y * u_0 / l \quad (26)$$

unde:

l – distanța dintre cele două plăci.

Iar forța de frecare pe unitatea de suprafață (efortul de forfecare (τ)) este proporțională cu du / dy , constanta de proporționalitate fiind tocmai **vâscozitatea dinamică a lichidului (η)**.

Vâscozitatea lichidului depinde de temperatură și presiune. La gaze, vâscozitatea crește cu temperatura, pe când la cele lichide aceasta scade cu temperatura. Fluidele cu vâscozitate zero sunt numite „nevâscoase” sau fluide ideale; în realitate fluidele cu vâscozitatea scăzută (aer, aburi, apa etc.) sunt numite fluide „newtoniene”. Exemple de fluide cu vâscozitate mare: smoala, mierea etc.

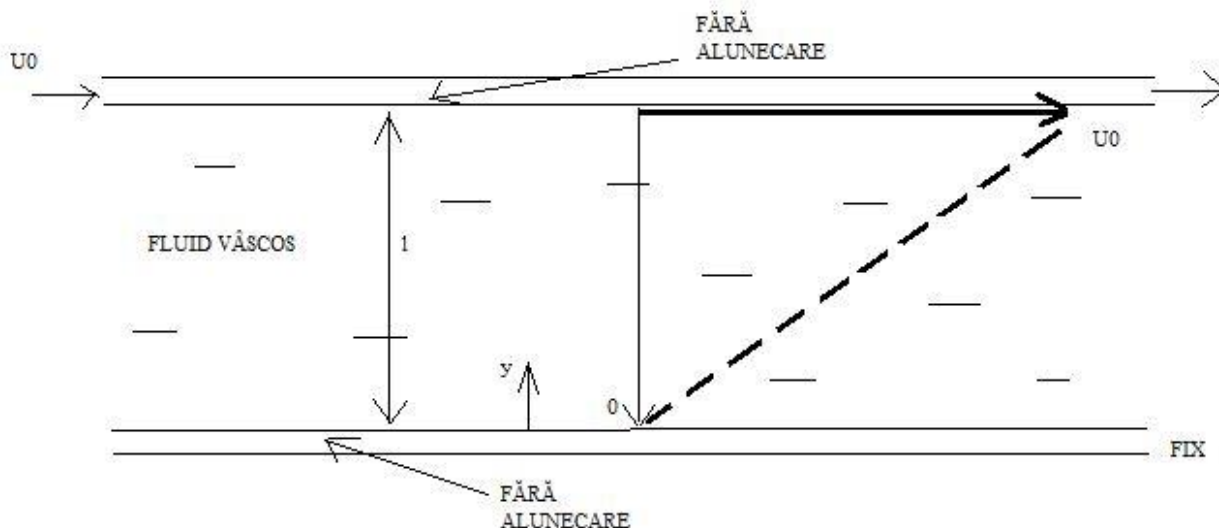


Fig. 7. Explicativă la vâscozitatea fluidelor

Caracteristicile curgerii

Curgerea unui fluid poate fi caracterizată prin una sau o combinație a următoarelor perechi de descriptori: laminar sau turbulent, staționar sau nestaționar, uniform sau neuniform, reversibil sau ireversibil, rațional sau irațional.

În *curgerea laminară* particulele de fluid se mișcă de-a lungul unor traiectorii netede în lame, o lamă alunecând ușor peste lama adiacentă fără o amestecare macroscopic semnificativă. Curgerea laminară este guvernată de legea lui Newton a vâscozității.

În procesele tehnice, *curgerea turbulentă* prevalează față de curgerea laminară. În curgerea turbulentă particulele de fluid se mișcă pe traiectorii neregulate, cauzând un schimb de moment între diferite porțiuni ale fluidului; lame adiacente de fluid se amestecă și acest mecanism de amestecare se numește *mișcare turbionară* (miscare în vârtej). În acest tip de curgere viteza în orice punct dat, în condiții staționare, fluctuează în toate direcțiile în jurul unor valori medii momentane. Curgerea turbulentă cauzează eforturi de forfecare mai mari prin fluid, producând mai multe ireversibilități și pierderi.

Pentru curgerea turbulentă se poate scrie o ecuație similară cu legea lui Newton:

$$\tau = (\mu + \eta) * du / dy \quad (27)$$

unde:

μ – vâscozitatea aparentă [Ns/m^2]

Vâscozitatea aparentă nu corespunde unor proprietăți fizice ale fluidului, ci depinde de turbulență și variază de la un punct la altul în interiorul fluidului devenind zero în zona de curgere laminară.

Tipul curgerii este în principal determinat de valoarea unui număr adimensional: nr. Reynolds care este raportul între forțele de inerție și forțele vâscoase :

$$Re = \gamma * u_{med} * Dh / \eta \quad (28)$$

unde:

u_{med} - viteza medie.

γ - densitatea fluidului.

Dh - $4 * \text{aria secțiunii transversale de curgere} / \text{perimetrul ud}$ - diametrul hidraulic al conductei.

η - vâscozitatea dinamică.

Valoarea numărului Reynolds poate fi folosită ca un criteriu pentru a determina dacă curgerea este laminară sau turbulentă. În general pentru conducte închise avem:

- Curgere laminară – $Re < 2100$
- Regim tranzitoriu – $2100 < Re < 6000$
- Curgere turbulentă – $Re > 6000$

Pentru curgerea unui fluid peste plăci plane, se consideră în general curgere laminară. Dacă curgerea în apropierea plăcii plane este turbulentă va rămâne turbulentă de la muchia de ghidare a plăcii înainte. Dacă un fluid curge peste o suprafață solidă, viteza lamei de fluid în imediata vecinătate cu suprafața este influențată de forfecarea vâscoasă; această regiune a fluidului este numită *lama (strat) limită*. Stratul limită poate fi laminar sau turbulent, depinde de lungimea sa, de vâscozitatea fluidului, de viteza volumului de fluid și de rugozitatea suprafeței corpului solid. În sistemele tehnice, ca o consecință a vâscozității și a caracteristicilor curgerii fluidelor, apar pierderi de presiune care trebuie evaluate.

Bibliografie

- [1] Jan F. Kreider (ed.): Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning 2001, CRC Press LLC, USA;
- [2] *** www.ashrae.org;
- [3] *** www.truetex.com/psychrometric_chart.htm;
- [4] *** Sistemul Internațional de unități SI, ediția a 2-a, Ed Didactică și Pedagogică, București 1982 (traducere din limba franceză);
- [5] Chiriac Florea: Mașini Și Instalații frigorifice, Ed AGIR, București 2006;
- [6] Kuzman Raznjevic: Tabele și diagrame termodinamice, Ed Tehnică, București 1978;
- [7] D. Comșa: Instalații electrotermice industriale, vol 1, Ed Tehnică, București 1986;