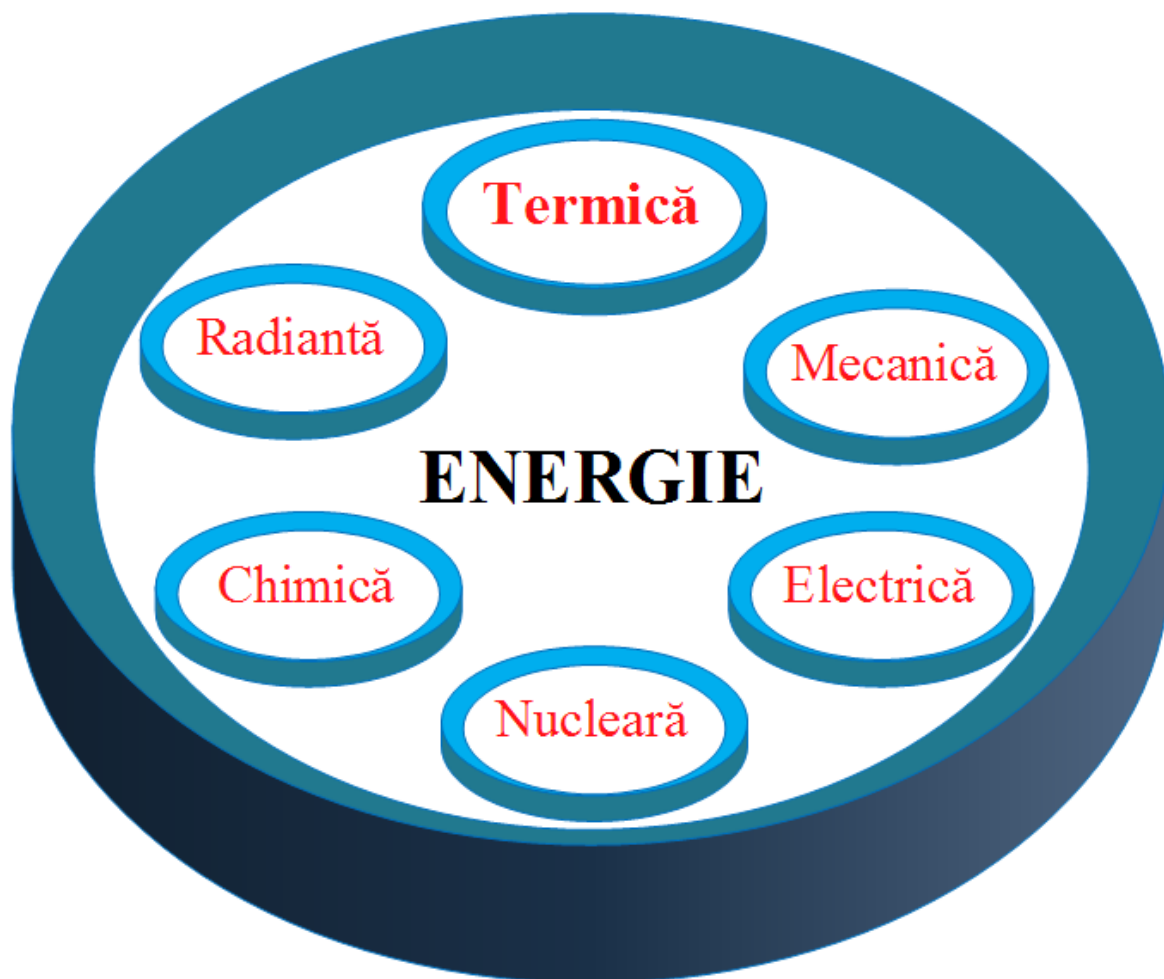


Lavinia SOCACIU

Oana GIURGIU

TERMOTEHNICĂ SINTEZĂ LUCRĂRI DE LABORATOR



UTPRESS

Cluj-Napoca, 2017

ISBN 978-606-737-227-4



Editura U.T.PRESS
Str. Observatorului nr. 34
C.P. 42, O.P. 2, 400775 Cluj-Napoca
Tel.:0264-401999; Fax: 0264 - 430408
e-mail: utpress@biblio.utcluj.ro
<http://www.utcluj.ro/editura>

Director: Ing. Călin D. Câmpean

Recenzia: Prof.dr.ing. Mugur Bălan
 Conf.dr.ing. Angela Pleșa
 Conf.dr.ing. Florin Bode
 Ș.L.dr.ing. Paula Ungureșan

Copyright © 2017 Editura U.T.PRESS

Reproducerea integrală sau parțială a textului sau ilustrațiilor din această carte este posibilă numai cu acordul prealabil scris al editurii U.T.PRESS.

ISBN 978-606-737-227-4

Bun de tipar: 24.02.2017

Introducere

Termotehnica este o disciplină fundamentală pentru toate ramurile tehnicii, fiind considerată știința energiei sub forma cea mai generală care studiază utilizarea căldurii în scopuri industriale sau casnice provenind din prescurtarea expresiei termodinamică tehnică [1]. Sfera aplicațiilor termodinamicii se lărgeste continuu, așa cum de altfel este întreaga cunoaștere umană [2]. Activitățile din natură implică anumite interacțiuni între energie și materie, de aceea este greu să ne imaginăm un domeniu care să nu aibă legătură cu termotehnica sub o formă sau alta [3], astfel termotehnica este întâlnită în toate sistemele ingineresti, dar și în viața de zi cu zi; fiind deosebit de utilă:

- inginerilor de la specializarea sisteme și echipamente termice în vederea înțelegerii și stăpânirii fenomenelor specifice instalațiilor de producere a energiei electrice și termice, a instalațiilor de încălzire, ventilare, condiționare și tratare a aerului, a sistemelor termice etc.;
- inginerilor de la specializarea mecanică fină și nanotehnologii pentru calculul, dimensionarea, studiul și modelarea proceselor de transfer termic ce intervin între diverse componente etc.;
- inginerilor de la specializarea mașini și instalații pentru agricultură și industrie alimentară pentru asigurarea condițiilor de transport din industria agro - alimentară etc.;
- inginerilor de la specializările de mecatronică și robotică pentru calculul, dimensionarea studiul și modelarea, proceselor de răcire a componentelor electrice etc.;
- inginerilor de la specializarea ingineria autovehiculelor în studiul proceselor de combustie din motoarele cu ardere internă a proceselor de transfer termic, modelarea ciclului termodinamic al motoarelor cu ardere internă, studiul aerodinamic al autovehiculelor etc.;
- inginerilor de la specializarea ingineria transporturilor și a traficului pentru asigurarea condițiilor optime de transport atât a produselor cât și a persoanelor etc.;
- inginerilor de la specializările design industrial, tehnologia construcțiilor de mașini, mașini, unelte și sisteme de producție pentru a putea concepe tehnologii rentabile din punct de vedere energetic și pentru a realiza siguranța în funcționare a mașinilor;
- inginerilor de la specializarea știința materialelor care nu pot conduce procesele de elaborare a diferitelor metale sau aliaje fără solide cunoștințe termice;
- inginerilor de la specializarea știința mediului care trebuie să cunoască aplicațiile termotehnicii atât în tehnică cât și în viața de zi cu zi pentru a putea identifica soluții menite să protejeze cât mai bine mediul înconjurător și să reducă cât mai mult posibil poluarea acestuia;
- tehnicienilor sau inginerilor din industrie și cercetare, precum și altor persoane interesate de acest domeniu și aplicațiile sale prezente la tot pasul.

Acest îndrumător prezintă lucrările de laborator într-o formă ușor accesibilă studenților care au în planul de învățământ disciplina *Termotehnică*. Această lucrare reprezintă o sinteză a îndrumătorului "*Termotehnică – lucrări de laborator*", autori: Socaciu L., Giurgiu O., apărută în anul 2015 la Editura UTPRESS, Cluj-Napoca, România, ISBN 978-606-737-089-8, precum și o ediție nouă, revăzută și completată a "*Îndrumătorului pentru lucrări de termotehnică și mașini termice*", autori: Mădărășan T., Apahidean B., Ghiran I., Teborean I., Bălan M., Ungureșan P., Duma B., Bode F., apărută în anul 2006 la Editura Todesco în format electronic, Cluj-Napoca, România, ISBN 973-7695-17-8. Au fost revăzute și îmbunătățite toate lucrările de laborator, s-au operat schimbările impuse de modificările aduse instalațiilor experimentale și s-au corectat unele scăpări strecurate în ediția precedentă.

Contribuția autorilor la elaborarea lucrărilor a fost următoarea:

- Lavinia Socaciu: introducerea și lucrările: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 10, 11 precum și aspecte privind coordonarea și redactarea întregului îndrumător;
- Oana Giurgiu: lucrările: 1, 5, 8, 9.

Mulțumim pe această cale tuturor acelor care prin observațiile și sugestiile făcute, au contribuit la îmbunătățirea conținutului lucrărilor de laborator.

Autorii

Motto:

“Energy cannot be created or destroyed, it can only be changed from one form to another.”

Albert Einstein

Cuprins

Introducere	3
Cuprins.....	4
1 Norme de protecție a muncii.....	5
2 Mărimi, unități de măsură și relații de conversie.....	8
3 Măsurarea temperaturilor.....	13
4 Măsurarea presiunilor	19
5 Determinarea debitelor prin metoda ștrangulării	25
6 Determinarea mărimilor de stare ale aerului umed.....	31
7 Determinarea curbei debitului în funcție de raportul presiunilor la un compresor cu piston	38
8 Trasarea curbelor caracteristice interioare ale ventilatoarelor centrifugale.....	44
9 Determinarea caracteristicilor principale ale pompelor de căldură	50
10 Determinarea coeficientului de convecție termică la un fascicul de țevi	57
11 Determinarea coeficientului global de transfer termic și a conductivității termice echivalente la un cuptor încălzit electric.....	62
Referințe bibliografice.....	67

1 Norme de protecție a muncii

Lucrarea de laborator prezintă noțiunile de bază prevăzute în normele de Protecție a Muncii. În cadrul instruirii se vor prelucra următoarele materiale: Legea 319/2006 și Hotărârile de Guvern: H.G. 1425/2006, H.G. 971/2006, H.G. 1091/2006, H.G. 1169/2011, H.G. 1051/2006, H.G. 1028/2006, H.G. 1146/2006, H.G. 1048/2006.

Scopul lucrării este însușirea noțiunilor fundamentale cu privire la utilizarea mașinilor și instalațiilor electrice, care necesită o atenție sporită în vederea evitării accidentelor cauzate de curentul electric și a echipamentelor aflate sub presiune.

1.1 Instrucțiuni de protecție a muncii specifice laboratorului de termotehnică

În cadrul laboratorului de Termotehnică, studenții trebuie să respecte următoarele cerințe:

- accesul în laborator se face numai în prezența cadrului didactic;
- în timpul lucrărilor de laborator trebuie să respecte în mod conștient o disciplină fermă impusă de necesitatea de a preveni orice posibilitate de accident sau de declanșare a unui incendiu;
- în cadrul laboratorului, studenții vor rămâne tot timpul la standul aferent lucrării de laborator propuse de cadrul didactic;
- nu vor atinge tabloul electric după ce a fost pus sub tensiune;
- este interzisă modificarea standurilor de lucru;
- în timpul funcționării standului experimental, este interzisă modificarea fără rost a robinetilor, butoanelor, comutatoarelor, întrerupătoarelor, de la aparatele și instalațiile din laborator;
- este interzisă acționarea butoanelor altor aparate aflate în apropiere și care nu sunt utilizate pentru acea lucrare de laborator;
- se interzice efectuarea lucrărilor de laborator cu aparate și instrumente sau alte accesorii ale acestora, defecte sau degradate; în acest sens se va organiza revizia periodică a tuturor instalațiilor, iar de la caz la caz se vor repara acele defecte;
- nu vor pune sub tensiune instalația înainte de a fi verificată de cadrul didactic;
- în cazul când se constată o funcționare anormală, care indică prezența unui deranjament, se va întrerupe imediat sursa de alimentare, iar punerea în funcțiune se va face numai după identificarea și înlăturarea deranjamentului;
- în caz de accidente prin electrocutare, se vor aplica măsurile de prim ajutor prevăzute în actele privind protecția muncii în vigoare;
- se interzice cu desăvârșire orice alt fel de activitate a studenților cu instalațiile sau aparatele din laborator în lipsa cadrului didactic sau a unei persoane special calificată pentru supravegherea lucrării;
- pentru asigurarea condițiilor de igienă a muncii se va păstra curățenia la locul de muncă, iar la începutul și sfârșitul orei de laborator se va aerisi bine laboratorul;
- toate tablourile principale de electroalimentare vor fi prevăzute cu prize cu pământare;
- în timpul lucrării se va respecta disciplina în muncă;
- iluminarea locului de muncă va fi de un nivel corespunzător și cât mai uniform;
- sălile de laborator vor fi menținute în bună stare de ordine și curățenie;
- la părăsirea laboratorului standurile trebuie lăsate în starea în care au fost găsite;
- nerespectarea acestor reguli va determina sancționarea celor vinovați: interzicerea accesului în laborator, sancțiuni administrative, sau chiar sancțiuni financiare!
- în prima sedință de lucrări de laborator cu studenții, conducătorul lucrării va face instructajul de protecția muncii [4-11].

Instructajul va fi consemnat într-un proces verbal semnat de conducătorul lucrărilor și de către toți studenții care efectuează lucrări practice în laborator.

1.2 Norme de prevenire și stingere a incendiilor

În laboratoarele de Termotehnică se vor respecta cu strictețe următoarele norme de prevenire și stingere a incendiilor:

- se interzice blocarea căilor de acces, accesul la hidranți, accesul la stingătoare;
- este interzisă blocarea ferestrelor cu pachete, materiale sau aparate;
- este interzisă depozitarea materialelor folosite la curățirea aparatelor pe calorifere sau în apropierea surselor de căldură;
- se va verifica periodic instalația electrică a aparatelor;
- nu se vor folosi întrerupătoare, prize defecte;
- este interzisă folosirea instalațiilor electrice improvizate;
- nu este permis a se lăsa aparatele electrice nesupravegheate sub tensiune;
- exploatarea utilajelor acționate de electromotoare se va face în limita sarcinilor, nefiind admisă suprasolicitarea lor;
- toate părțile mecanice ale mașinilor și utilajelor la care se poate produce electricitate statică, vor fi prevăzute cu instalație de pământare;
- tablourile electrice, releele, contactoarele etc. vor fi prevăzute cu carcase de protecție, iar la tablourile electrice se vor întrebuiți numai siguranțe calibrate;
- se interzice supraîncărcarea circuitelor prin racordarea mai multor consumatori decât cei prevăzuți pentru instalația respectivă;
- în caz de incendiu se va anunța unitatea de pompieri la telefon și totodată se vor lua măsuri de stingere cu materiale non-inflamabile (spumă, pulbere etc.);
- este interzisă folosirea materialelor non-inflamabile în alte scopuri;
- este interzisă blocarea accesului și circulației la utilaje, la panourile electrice, la materialele și la instalațiile pentru semnalizarea sau stingerea incendiilor.

1.3 Fișă de instruire colectivă privind securitatea și sănătatea în muncă și situațiile de urgență întocmită azi _____

Subsemnatul (a) _____, având funcția de _____ în cadrul Departamentului de Inginerie Mecanică a Facultății de Mecanică din cadrul Universității Tehnice din Cluj-Napoca, am procedat la instruirea unui număr de _____ studenți, conform tabelor nominale anexate, în domeniul securității și sănătății în muncă și situații de urgență pentru disciplina TERMOTEHNICĂ, în perioada _____.

În cadrul instruirii s-au prelucrat următoarele materiale: L. 319/2006, H.G. 1425/2006, H.G. 971/2006, H.G. 1091/2006, H.G. 1169/2011, H.G. 1051/2006, H.G. 1028/2006, H.G. 1146/2006, H.G. 1048/2006, reguli de comportare în situații de urgență, Măsuri de prevenire și stingere a incendiilor.

Prezenta fișă de instructaj se va păstra la Departamentul Inginerie Mecanică.

Verificat,

Semnătura persoanei care a efectuat instruirea,



UNIVERSITATEA TEHNICĂ
DIN CLUJ-NAPOCA

FACULTATEA DE MECANICĂ
DEPARTAMENTUL INGINERIE MECANICĂ

1.4 Tabel nominal cu persoanele participante la instruire

Subsemnații, studenți ai Universității Tehnice din Cluj-Napoca în grupa _____ am fost instruiți și am luat cunoștință de materialele prelucrate și consemnate în fișa de instruire colectivă privind securitatea și sănătatea în muncă și situații de urgență și ne obligăm să le respectăm întocmai.

Nr. crt.	Numele și prenumele	Act de identitate / grupa sanguină	Semnătura
1.			
2.			
3.			
4.			
5.			
6.			
7.			
8.			
9.			
10.			
11.			
12.			
13.			
14.			
15.			
16.			
17.			
18.			
19.			
20.			

Numele, prenumele și semnătura persoanei

care a primit un exemplar

care a efectuat instruirea

2 Mărimi, unități de măsură și relații de conversie

Lucrarea de laborator prezintă principalele mărimi, unități de măsură și relațiile de conversie a acestora utilizate în termotehnică și în studiul ciclurilor de funcționare ale mașinilor termice.

Scopul lucrării este însușirea principalelor mărimi, unități de măsură și relațiile de conversie ale acestora.

2.1 Mărimi și unități de măsură

În România, Sistemul Internațional (SI) de unități este singurul legal, reglementat prin legislație și prin standarde. Este totuși permis, ca în anumite condiții, să fie utilizate și alte unități aflate în afara sistemului internațional. Marea majoritate a statelor lumii a adoptat Sistemul Internațional de unități ca sistem oficial de unități. Numai câteva state (precum Marea Britanie și SUA) mențin în continuare sistemul anglo-saxon de unități, în paralel cu SI.

Mărimea este o proprietate a obiectelor, fenomenelor sau sistemelor care poate fi determinată cantitativ și deosebită calitativ [11]:

- ✓ sub aspect cantitativ pot exista mărimi determinate (concrete) care caracterizează individual un anumit obiect, fenomen sau sistem. Exemple: energia degajată prin arderea unei anumite cantități de combustibil, temperatura de solidificare a aurului etc.
- ✓ sub aspect calitativ pot exista mărimi care descriu proprietăți diferite (mărimi de naturi diferite), care se definesc în moduri diferite. Exemple: masă, energie, temperatură etc.

Orice cantitate fizică poate fi caracterizată prin mărimi (dimensiuni) [3]. Unitatea de măsură este o proprietate standard ce descrie o cantitate fizică [12].

Membrii comunităților științifice și ingineresti au depus eforturi pentru a unifica sistemele de unități de măsură, astăzi se folosesc două astfel de sisteme:

- sistemul anglo-saxon, cunoscut ca și United States Customary System (USCS) și
- sistemul metric SI, cunoscut ca și Sistemul Internațional (Le Système International d'unités).

Sistemul Internațional (SI) cuprinde două categorii de unități: unități fundamentale și unități derivate (tabelul 2.1) care formează împreună sistemul coerent de unități SI.

Tabel 2.1 Unități SI fundamentale

Mărime fundamentală		Unitate SI fundamentală	
Denumire	Simbol	Denumire	Simbol
Lungime	L	metru	m
Masă	m	kilogram	kg
Timp	τ	secundă	s
Intensitate curent electric	I	amper	A
Temperatură termodinamică	T	kelvin	K
Cantitate de substanță	n	mol	mol
Intensitate luminoasă	J	candela	cd

Unitățile SI fundamentale sunt unitățile corespunzătoare sistemului bazat pe următoarele șapte mărimi fundamentale:

- metrul este lungimea spațiului parcurs de lumină în vid într-un interval de timp de $1/299.792.458$ dintr-o secundă;
- kilogramul este egal cu masa prototipului internațional al kilogramului;
- secunda este durata a $9.192.631.770$ perioade ale radiației corespunzătoare tranziției dintre două nivele hiperfine a stării fundamentale a atomului de cesiu 133;

- amperul este intensitatea curentului care circulă prin două conductoare rectilinii paralele de lungime infinită, cu o secțiune circulară neglijabilă, aflate la o distanță de 1 metru în vid și între care se exercită o forță de atracție egală cu 2×10^{-7} newton pentru fiecare metru de lungime;
- kelvinul reprezintă fracția egală cu $1/273,16$ din temperatura termodinamică a punctului triplu al apei;
- molul este cantitatea de substanță dintr-un sistem care conține entități elementare egale cu numărul de atomi conținuți în 0,012 kg de carbon 12. La utilizarea molului, entitățile elementare trebuie specificate și ele pot fi atomi, molecule, ioni, electroni, alte particule sau grupuri specificate de aceste particule;
- candela este intensitatea luminii într-o direcție dată a unei surse care emite o radiație de frecvență monocromatică egală cu 540×10^{12} herți și are o intensitate a radiației în acea direcție de $1/683$ watt pe steradian [11, 13].

Unitățile SI derivate sunt acelea care se pot forma combinând unitățile fundamentale pe baza unor relații algebrice alese, care leagă mărimile corespunzătoare [13] și se împart în:

- ☞ unități derivate care se exprimă în funcție de unități fundamentale:
 - ☞ metru pătrat: $[m^2]$;
 - ☞ metru pe secundă: $[m/s]$;
 - ☞ kilogram metru pe secundă la pătrat: $[kg \cdot m/s^2]$;
 - ☞ kilogram pe metru cub: $[kg/m^3]$ etc.
- ☞ unități derivate care se exprimă în funcție de unități fundamentale și care au denumire speciale:
 - ☞ newton: $[N = kg \cdot m / s^2]$;
 - ☞ joule: $[J = N \cdot m = kg \cdot m^2 / s^2]$;
 - ☞ pascal: $[Pa = N / m^2 = kg / (m \cdot s^2)]$ etc.
- ☞ unități derivate care se exprimă în funcție de unități cu denumiri speciale și de unități fundamentale:
 - ☞ newton pe metru pătrat: $[N / m^2]$;
 - ☞ joule pe kilogram: $[J / kg]$ etc.

Pentru scrierea denumirilor unităților derivate s-au adoptat anumite prescripții:

- unitatea derivată care se definește prin produsul altor unități (fundamentale sau derivate) are denumirea formată din denumirile unităților respective, separate prin liniuță orizontală și simbolul se obține scriind simbolurile unităților componente separate prin punct:
 - ☞ joule = watt·secundă sau: $[J = W \cdot s]$;
 - ☞ joule = newton·metru sau: $[J = N \cdot m]$.
- unitatea derivată care se definește prin raportul altor unități (fundamentale sau derivate) au denumirea formată din denumirile unităților respective separate prin silaba “pe” :
 - ☞ pascal = newton pe metru pătrat: $[Pa = N / m^2]$;
 - ☞ metru pe secundă: $[m / s]$;
 - ☞ joule pe kilogram: $[J / kg]$;
 - ☞ joule pe kilogram - kelvin: $[J / (kg \cdot K)]$ etc.
- unitățile care poartă numele unui savant se scriu cu literă mică, iar simbolul cu literă mare:
 - ☞ newton: $[N]$;
 - ☞ joule: $[J]$;
 - ☞ kelvin: $[K]$;
 - ☞ watt: $[W]$ etc. [13].

Unitățile care nu se regăsesc în SI, dar se folosesc împreună cu acesta sunt prezentate în tabelul 2.2.

Totalitatea unităților fundamentale, precum și a celor derivate, se constituie în sisteme de unități de măsură [14]. În tabelul 2.3 sunt prezentați multiplii și submultiplii unităților SI, care se formează prin adăugarea prefixelor corespunzătoare la denumirea unității și respectiv a simbolurilor acestor prefixe la simbolurile unităților.

Tabel 2.2 Unități utilizate împreună cu SI [15]

Mărimea	Unitatea		
	Denumire	Simbol	Relația de transformare
Timp	Minute	min	1 min = 60 s
	Oră	h	1 h = 60 min
	Zi	d	1d = 24 h
Volum	Litru	L, ℓ	1 ℓ = 1 dm ³
Masa	Tonă	t	1 t = 1000 kg

Tabel 2.3 Multiplii și submultiplii unităților SI [15]

Factor	Prefix	Simbol
1 000 000 000 000 000 000 000 000 = 10 ²⁴	Yotta	Y
1 000 000 000 000 000 000 000 = 10 ²¹	Zeta	Z
1 000 000 000 000 000 000 = 10 ¹⁸	Exa	E
1 000 000 000 000 000 = 10 ¹⁵	Peta	P
1 000 000 000 000 = 10 ¹²	Tera	T
1 000 000 000 = 10 ⁹	Giga	G
1 000 000 = 10 ⁶	Mega	M
1 000 = 10 ³	Kilo	K
100 = 10 ²	Hecto	h
10 = 10 ¹	deca	da
0,1 = 10 ⁻¹	deci	d
0,01 = 10 ⁻²	centi	c
0,001 = 10 ⁻³	mili	m
0,000 001 = 10 ⁻⁶	micro	μ
0,000 000 001 = 10 ⁻⁹	nano	n
0,000 000 000 001 = 10 ⁻¹²	pico	p
0,000 000 000 000 001 = 10 ⁻¹⁵	femto	f
0,000 000 000 000 000 001 = 10 ⁻¹⁸	atto	a
0,000 000 000 000 000 000 001 = 10 ⁻²¹	zepto	z
0,000 000 000 000 000 000 000 001 = 10 ⁻²⁴	yocto	y

2.2 Relații de conversie

Mărimile pentru masă, lungime și timp sunt:

- în SI: kilogram (kg), metru (m) și respectiv secunda (s);
- în sistemul anglo-saxon (unități englezești): pound-mass (lbm), foot (ft) și secunda (s).

Simbolul pentru pound-mass este lbm, care provine de la abrevierea librei. Libra era unitatea pentru masă utilizată de romani [3]. Relațiile care se stabilesc între mărimile pentru masă și lungime în cele două sisteme de măsură sunt:

$$1 \text{ lbm} = 0,45359 \text{ kg} \quad (2.1)$$

$$1 \text{ ft} = 0,3048 \text{ m} \quad (2.2)$$

Forța poate fi considerată o mărime derivată din legea a doua a lui Newton: „*Accelerația unui obiect produsă de o forță efectivă este direct proporțională cu această forță în aceeași direcție și invers proporțională cu masa acestuia*” [16]. Adică:

$$F = m \cdot a \text{ [N]} \quad (2.3)$$

unde: F [N] este forța, m [kg] - masa și a [m/s^2] - accelerația.

Newtonul (N) este unitatea de măsură a forței în SI, fiind definit astfel: „*forța necesară pentru a imprima o accelerație de 1 m/s^2 unui corp cu masa de 1 kg* ” [17].

Unitatea de măsură a forței în sistemul englez este pound-force (lbf). Acesta este definit astfel: „*forța necesară pentru a imprima o accelerație de 1 ft/s^2 unui corp cu masa de $32,174 \text{ lbm}$ (1 slug)*” [3].

Relațiile care se stabilesc între unitățile de forță sunt:

$$1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (2.4)$$

$$1 \text{ lbf} = 32,174 \text{ lbm} \cdot \frac{\text{ft}}{\text{s}^2} \quad (2.5)$$

Lucrul mecanic este o formă de energie, fiind definit astfel: „*Lucrul mecanic efectuat de o forță constantă F , al cărei punct de aplicație se deplasează pe distanța d_x , în direcția și în sensul forței, este egal cu produsul dintre modulul forței și modulul deplasării*” [18].

$$L = F \cdot d_x \text{ [J]} \quad (2.6)$$

unde L [J] este lucrul mecanic, F [N] - forța și d_x [m] - distanța.

Unitatea de măsură în SI pentru lucru mecanic este joule (J):

$$1 \text{ J} = 1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.7)$$

În sistemul anglo-saxon unitatea de măsură a energiei este Btu (British thermal unit) definită astfel:

„*energia necesară pentru a crește temperatura unei cantități de 1 livră de apă aflată la temperatura de 68°F cu 1°F* ” [3].

În sistemul metric caloria (cal) este definită ca fiind: „*energia necesară pentru a crește temperatura unui gram de apă aflată la temperatura de $14,5^\circ\text{C}$ cu 1°C* ” [3].

Relațiile care se stabilesc între diferitele unități de măsură a energiei sunt:

$$1 \text{ cal} = 4,1868 \text{ J} \quad (2.8)$$

$$1 \text{ Btu} = 1055,1 \text{ J} \quad (2.9)$$

Un aparat electric ce are puterea de 1 kW consumă 1 kWh de energie electrică atunci când funcționează cotinuu timp de o oră. Energia electrică este exprimată în kilowattoră (kWh) și este echivalentă cu:

$$1 \text{ kWh} = 3600 \text{ kJ} \quad (2.10)$$

Unitatea de măsură a puterii în SI este wattul (W), iar în sistemul anglo-saxon este calul-putere (eng. Horsepower - hp) și reprezintă cantitatea de energie transferată în unitatea de timp:

$$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} \quad (2.11)$$

$$1 \text{ hp} = 746 \text{ W} \quad (2.12)$$

Relațiile de conversie în Sistemul Internațional a diferitelor unități măsură sunt date în tabelele următoare.

Tabel 2.5 Relații de conversie a unităților de lungime

	1 m	1 cm	1 mm	1 in	1 ft	1 yd
m	1	0,01	0,001	0,0254	0,3084	0,9144

Tabel 2.6 Relații de conversie a unităților de arie

	1 m^2	1 cm^2	1 mm^2	1 in^2	1 ft^2	1 yd^2
m^2	1	10^{-4}	10^{-6}	$6,452 \cdot 10^{-4}$	0,0929	0,836127

Tabel 2.7 Relații de conversie a unităților de volum și capacitate

	1 m ³	1 cm ³	1 dm ³	1 in ³	1 ft ³	1 yd ³
m ³	1	10 ⁻⁶	10 ⁻³	16,39·10 ⁻⁶	0,028	0,765

Tabel 2.8 Relații de conversie a unităților de forță

	1 N	1 kgf	1 lbf
N	1	9,80665	4,4484972

Tabel 2.9 Relații de conversie a unităților de presiune și eforturi

	1 Pa = 1 N/m ²	1 kgf/m ²	1 mmH ₂ O	1 at	1 kgf/cm ²
Pa = N/m ²	1	9,80665	9,80665	9,80665·10 ⁴	9,80665·10 ⁴

Tabel 2.9 Relații de conversie a unităților de presiune și eforturi – continuare

	1 atm	1 bar	1 daN/cm ²	1 mbar	1 hPa
Pa = N/m ²	101325	10 ⁵	10 ⁵	100	100

Tabel 2.9 Relații de conversie a unităților de presiune și eforturi – continuare

	1 mmHg	1 torr	1 lbf/ft ²	1 Psi	1 lbf/in ²
Pa = N/m ²	133,322	133,322	47,8803	6894,757	6894,757

Tabel 2.10 Relații de conversie a unităților de putere

	1 W = 1 J/s	1 kW	1 CP	1 hp	1 Btu/h
W = J/s	1	10 ³	735,5	745,7	0,293

Tabel 2.11 Relații de conversie a unităților de energie și lucru mecanic

	1 J	1 kJ	1 kWh	1 kgf·m	1 cal
J = W·s	1	10 ³	3,6·10 ⁶	9,81	4,186

Tabel 2.11 Relații de conversie a unităților de energie și lucru mecanic - continuare

	1 J	1 kcal	1 CPh	1 ft·lbf	1 Btu
J=W·s	1	4,186·10 ³	2,65·10 ⁶	1,356	1055,1

Tabel 2.12 Relații de conversie a unităților de masă

	1 kg	1 g	1 t	1 kgf·s ² /m	1 lb (pound)
kg	1	10 ⁻³	10 ³	9,80665	0,45359237

Tabel 2.13 Relații de conversie a unităților de timp

	1 s	1 min	1 h	1 zi	1 ms
s	1	60	3600	86400	10 ⁻³

3 Măsurarea temperaturilor

Lucrarea de laborator prezintă modul în care se realizează măsurătorile pentru determinarea temperaturii unor corpuri cu ajutorul mai multor aparate de măsurat temperatura, precum și procedura de prelucrare și interpretare a rezultatelor obținute.

Scopul lucrării este însușirea noțiunilor fundamentale cu privire la temperatură.

3.1 Noțiuni teoretice

Temperatura este o mărime de stare termică ce caracterizează gradul de încălzire al corpurilor, deci o măsură a agitației termice a moleculelor unui corp. Măsurarea temperaturii este mai dificilă decât măsurarea altor mărimi fizice, pentru că în natură nu există o mărime care să poată fi adoptată drept mărime etalon. Schimbul de căldură între două sisteme are loc conform principiului doi al termodinamicii, de la corpul cu temperatură mai mare la cel cu temperatură mai mică, el continuă până la stabilirea echilibrului termic, adică până la egalizarea temperaturilor [2].

Temperaturile empirice sunt determinate pe baza postulatului doi al termodinamicii, cu ajutorul unor proprietăți fizice ale corpurilor termometrice. Scările corespunzătoare măsurării temperaturilor empirice se numesc scări empirice. O scară de temperatură este definită printr-o relație între temperatură și proprietatea fizică a corpului termometric și prin anumite puncte fixe, reprezentând temperaturi de bază alese astfel încât să fie ușor reproductibile (de exemplu temperaturile de fierbere sau solidificare a substanțelor pure). Scările empirice de temperatură care se utilizează sunt: Celsius și Fahrenheit. Între acestea există relațiile:

$$t_F(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot t(^{\circ}\text{C}) + 32 \quad (3.1)$$

$$t(^{\circ}\text{C}) = [t_F(^{\circ}\text{F}) - 32] / 1,8 \quad (3.2)$$

Principiul al doilea al termodinamicii, cu ajutorul noțiunii de entropie, demonstrează existența unei scări de temperatură independentă de proprietățile termice ale corpurilor, numită scară absolută de temperatură, sau scară termodinamică. Temperatura termodinamică (absolută) este utilizată pentru măsurarea temperaturii corpurilor în Sistemul Internațional de unități de măsură și este stabilită pe baza a șase temperaturi fixe reproductibile definite de stările de echilibru ale unor materiale la presiunea normală de 101325 N/m^2 . În cadrul acestei scări, unitatea de temperatură termodinamică este Kelvinul [K] definit ca fracțiunea $1/273,16$ din temperatura termodinamică a punctului triplu al apei [2].

Scara absolută de temperatură corespunzătoare scării empirice Fahrenheit este scara Rankine, în timp ce scara absolută de temperatură corespunzătoare scării empirice Celsius este scara Kelvin. Scara Kelvin își are originea în punctul zero absolut, punct la care încetează mișcarea termică a moleculelor. Temperatura exprimată pe scara Kelvin se notează cu T și se măsoară în Kelvin [K]. Scara Kelvin este definită astfel încât variația cu o unitate pe scara Celsius produce variația cu o unitate pe scara Kelvin:

$$|1^{\circ}\text{C}| = |1 \text{ K}| \quad (3.3)$$

Relațiile care se stabilesc între scările de temperatură Celsius și Kelvin sunt:

$$t(^{\circ}\text{C}) = T(\text{K}) - 273,15 \quad (3.4)$$

$$T(\text{K}) = t(^{\circ}\text{C}) + 273,15 \quad (3.5)$$

Scara Rankine își are originea în punctul zero absolut, punct la care încetează mișcarea termică a moleculelor. Temperatura exprimată pe scara Rankine se notează cu T_R și se măsoară în grade Rankine [$^{\circ}\text{R}$]. Scara Rankine este definită astfel încât variația cu o unitate pe scara Fahrenheit produce variația cu o unitate pe scara Rankine, adică:

$$|1^{\circ}\text{F}| = |1^{\circ}\text{R}| \quad (3.6)$$

Relațiile care se stabilesc între scările de temperatură Fahrenheit și Rankine sunt:

$$t_F(^{\circ}\text{F}) = T_R(^{\circ}\text{R}) - 459,67 \quad (3.7)$$

$$T_R(^{\circ}\text{R}) = t_F(^{\circ}\text{F}) + 459,67 \quad (3.8)$$

Correspondența care se stabilește între scările de temperatură este prezentată în figura 3.1.

Celsius	Kelvin	Fahrenheit	Rankine	
100 °C	373,15 K	212 °F	671,67 °R	Punctul de fierbere al apei
100 unități	100 unități	180 unități	180 unități	$p=101325 \text{ N/m}^2$
0 °C	273,15 K	32 °F	491,67 °R	Punctul de îngheț al apei
-273,15 °C	0 K	-459,67 °F	0 °R	Temperatura la care încetează mișcarea termică a moleculelor

Fig. 3.1 Corespondența între diferite scări de temperatură

3.2 Aparate utilizate pentru măsurarea temperaturilor

Pentru măsurarea temperaturii se recurge la un corp termometric ale cărui proprietăți fizice variază cu temperatura. Indicarea temperaturii se obține prin stabilirea echilibrului termodinamic între corpul al cărui temperatură se dorește a fi stabilită și corpul termometric, stare în care, transferul de căldură dintre acestea se anulează [2]. Aparatele utilizate pentru măsurarea temperaturilor sub 660°C se numesc termometre, iar cele care măsoară temperaturi peste 660°C se numesc pirometre.

Clasificarea aparatelor utilizate pentru măsurarea temperaturilor în cadrul acestei lucrări de laborator (Fig. 3.2) a fost realizată în funcție de:

- metodele de măsurare prin care corpul termometric este adus în contact direct cu sistemul studiat

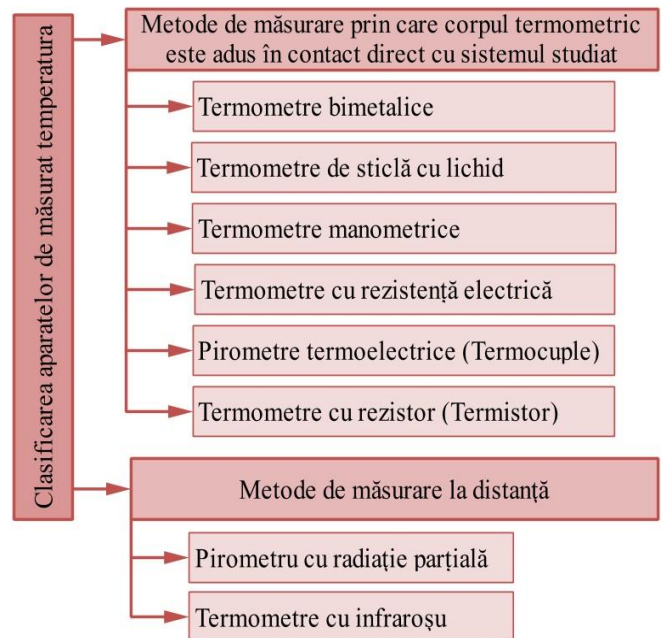


Fig. 3.2 Clasificarea aparatelor de măsurat temperatura

trebuie să aibă masa mică pentru a nu modifica temperatura sistemului și să realizeze echilibrul termic între corpul termometric și sistem. În general, se folosește variația următoarelor proprietăți fizice ale materialelor sau corpurilor termometrice în funcție de temperatură:

- ☞ variația dimensiunilor liniare ale unor corpuri solide cu temperatura, exemplu: termometru bimetalic;
- ☞ variația volumului în funcție de temperatura unor lichide închise în tuburi capilare [2], exemplu: termometre cu lichid;
- ☞ variația presiunii în funcție de temperatura unor vapori, gaze sau lichide aflate într-un volum închis [2], exemplu: termometre manometrice;
- ☞ variația rezistenței electrice în funcție de temperatură a unor conductoare, numite termorezistențe și a unor semiconductoare, numite termistoare, exemplu: termometre cu rezistență electrică și termometru cu rezistori;
- ☞ apariția unei tensiuni termoelectromotoare la capetele libere a două conductoare diferite, sudate între ele, când sudura se află la temperatura de măsurat, iar capetele libere la o temperatură cunoscută și constantă [2], exemplu: termocuplurile.

- metodele de măsurare a temperaturii la distanță se bazează pe radiația termică emisă de corpuri.

Aparatele măsoară radiația termică emisă de un corp (exemplu: termometre cu infraroșu) sau distribuția spectrală a energiei radiate de un corp încălzit (exemplu: pirometre cu radiație parțială).

Termometrul bimetalic are elementul sensibil format din două lamele metalice cu coeficienți de dilatare diferiți. Principiul de funcționare al termometrului bimetalic (figura 3.3) se bazează pe principiul dilatării diferite a două metale ce compun elementul sensibil al aparatului. Prima lamelă are coeficientul de dilatare foarte mare, iar cea de-a doua are un coeficient de dilatare mic. Lamelele îndoite și lipite își modifică curbura în funcție de temperatură, această modificare se va citi direct de pe cadranul aparatului în dreptul acului indicator.

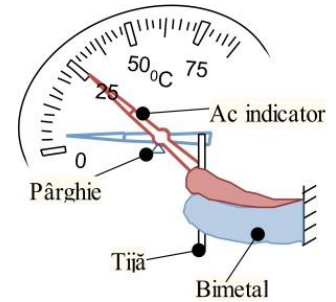


Fig. 3.3 Schema de principiu a termometrului bimetalic

Măsurarea temperaturii cu ajutorul termometrelor de sticlă cu lichid se bazează pe variația volumului unui lichid (ca de exemplu: mercur, toluen, alcool etilic, eter de petrol, pentan) închis într-un tub capilar de sticlă.

Din punct de vedere constructiv termometrele de sticlă cu lichid pot fi:

- termometre capsulate la care tubul capilar și scala gradată sunt introduse împreună într-un tub de protecție (Fig. 3.4);
- termometre tijă la care scala este gradată direct pe tubul capilar, sau pe suportul în care sunt încorporate (Fig. 3.5).

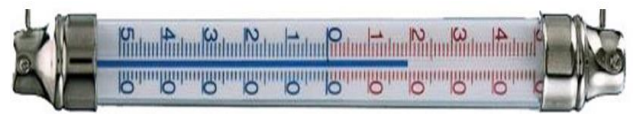


Fig. 3.4 Termometru capsulat cu lichid [19]



Fig. 3.5 Termometru cu tijă de sticlă cu lichid [20]

Termometrele de sticlă cu lichid nu sunt adecvate măsurării temperaturii în regim variabil, deoarece au

inerție termică mare. Termometrele cu lichid indică corect temperatura numai atunci când întreaga masă a lichidului termometric se află la temperatura care trebuie măsurată, deci când elementul sensibil este cufundat în întregime în mediul de măsurat [2].

Termometrele manometrice se bazează pe variația concomitentă a temperaturii și presiunii sau a temperaturii și volumului unui fluid (gaz, lichid, vapori saturați) aflat într-un recipient închis etanș. Variația de presiune rezultată ca și efect al variației temperaturii aplicate fluidului de lucru, este preluată cu elementele sensibile elastice de presiune și transformat într-o deplasare liniară sau unghiulară. Termometrele manometrice pot utiliza ca elemente elastice: membrane metalice, tuburi Bourdon etc. În cazul termometrului manometric cu tub Bourdon (Fig. 3.6) lichidul manometric din rezervor se dilată și urcă în tubul capilar, iar presiunea sa produce deformarea tubului Bourdon. Deplasarea capătului liber al tubului Bourdon se transmite printr-un mecanism cinematic de amplificare la angrenajul sector dințat-pinion care antrenează acul indicator. Acesta se deplasează în fața cadranului gradat în unități de temperatură [14].

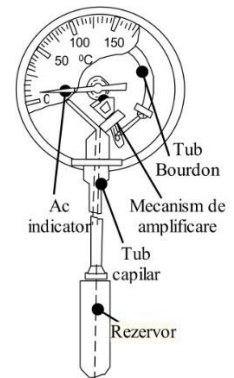


Fig. 3.6 Termometru manometric

Termometrul cu rezistență electrică se compune din elementul sensibil - termorezistența, conductoare de legătură și un aparat de măsură pentru determinarea rezistenței electrice. Funcționarea termometrelor cu rezistență electrică se bazează pe proprietatea conductoarelor de a-și modifica rezistența electrică în funcție de temperatura mediului de lucru în care sunt imersate. Variațiile de rezistență electrică sunt preluate de către un adaptor care le convertește în semnal electric de ieșire [14]. Pentru utilizarea în mediu industrial, termorezistența propriu-zisă se introduce într-o teacă de protecție (din cupru sau oțel) prevăzută cu un sistem de prindere (cu flanșă) pe peretele incintei în care se măsoară temperatura, și o cutie de borne.

Termorezistențele uzuale sunt senzori de temperatură realizați dintr-un fir subțire (0,01...0,1mm) înfășurat bifilar (Fig. 3.7) pe un suport izolant (sticlă, cuarț, ceramică, în funcție de domeniul de măsurare). Materialele din care sunt confecționate termorezistențele sunt: cupru, nichel, fier, platină, precum și unele aliaje.

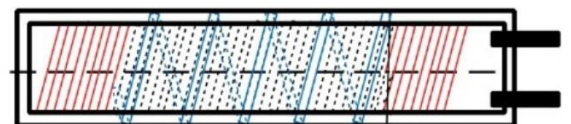


Fig. 3.7 Schema de înfășurare pentru rezistența electrică din cupru

Piometrul termoelectric este format din termocuplul și aparatul electric de măsurat temperatura. Termocuplul (Fig. 3.8) este alcătuit, în principiu, din senzorul de tip termocuplu, care face conversia din temperatură în tensiune termoelectromotoare, cablurile de prelungire, prin intermediul cărora joncțiunea de referință este adusă de la locul măsurării într-o zonă unde este posibilă menținerea constantă a temperaturii

și adaptorul prin intermediul căruia se obține semnalul unificat de ieșire [17]. Termocuplul reprezintă un mijloc de măsurare a temperaturii cu o largă răspândire datorită avantajelor pe care le oferă față de alte mijloace de măsurare a temperaturii: are o construcție simplă, interval mare de măsurare; poate fi conectat la diferite dispozitive indicatoare, înregistratoare și de comandă.

Termistorii (termorezistorii sau rezistențele termosensibile) sunt dispozitive semiconductoare utilizate pentru măsurarea temperaturii. Pentru confecționarea termistorilor se folosesc materiale semiconductoare speciale care au proprietatea de a-și varia accentuat rezistența electrică cu temperatura. Termistorii (Fig. 3.9) au dimensiuni foarte mici (de regulă de ordinul milimetrilor) și forme variate (disc, sferă, cilindru, placă etc.). Principiul de construcție al termistorilor este următorul: un mic eșantion dintr-un material semiconductor este prelucrat pentru a căpăta forma dorită; acesta constituie corpul termistorului. Doi electrozi metalici, care continuă cu doi conductori metalici, ajută la măsurarea rezistenței termistorului respectiv [21].

Funcționarea termometrelor cu rezistori se bazează pe proprietatea semiconductorilor de a-și modifica rezistența electrică în funcție de temperatura mediului de lucru în care sunt imersate. Odată cu creșterea temperaturii, crește și agitația termică a atomilor (ionilor) din nodurile rețelei cristaline, mai exact cresc vibrațiile termice ale rețelei cristaline, ceea ce conduce la creșterea rezistenței întâmpinate de purtătorii de sarcină din partea rețelei cristaline în mișcarea lor ordonată (sub formă de curent electric). La semiconductorii concentrația purtătorilor de sarcină este mică, dar crește puternic cu temperatura, ceea ce conduce la o creștere sensibilă a conductivității electrice cu temperatura. La temperaturi mai joase concentrația purtătorilor crește datorită ionizării impurităților, iar la temperaturi mai ridicate concentrația purtătorilor crește datorită trecerii electronilor din banda de valență în banda de conducție [22]. Măsurarea rezistenței electrice a elementului sensibil al termometrului cu rezistor se poate face cu ajutorul acelorași instrumente electrice folosite ca și în cazul termometrelor cu rezistență electrică. Micșorarea sau creșterea rezistenței este în strânsă corelație cu tipul termistorului, care poate fi: cu coeficient de temperatură negativ (CTN - cele mai utilizate) sau cu coeficient de temperatură pozitiv [23].

Piometrele cu radiație parțială sau cu dispariția filamentului sunt răspândite în practica industrială deoarece sunt simple, robuste și ușor de manevrat. Principiul de funcționare al piometrului constă în compararea strălucirii sursei cu strălucirea filamentului unei lămpi a aparatului, pentru radiații cu o anumită lungime de undă ($\lambda = 0,65 \mu\text{m}$), ținând cont că strălucirea este direct proporțională cu intensitatea radiației monocromatice. Principalul dezavantaj al aparatului constă în faptul că măsurătorile sunt subiective (depind de caracteristicile vizuale ale persoanei care efectuează măsurătorile) [24]. Piometru optic cu dispariția filamentului se compune dintr-o parte optică și una electrică, schema de principiu a acestuia fiind prezentată în figura 3.10. Partea optică se compune din: obiectiv, ocular, filtru, sticlă absorbantă și diafragmă. Partea electrică este formată din lampa pirometrică, reostat, aparat de măsură, bec pentru iluminarea scalei aparatului de măsură, scală, releu, baterii, buton pentru închiderea circuitului electric al aparatului de măsură și buton pentru alimentarea becului. Măsurarea temperaturii se face prin compararea intensității radiației

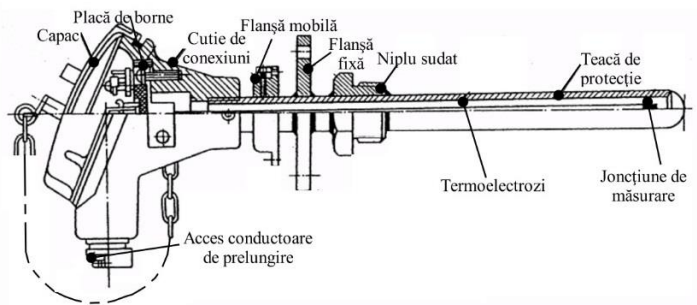


Fig. 3.8 Părțile componente ale unui termocuplu [17]

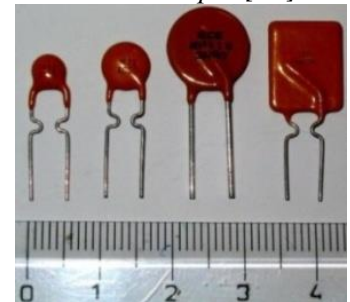


Fig. 3.9 Diferite tipuri de termistori [16]

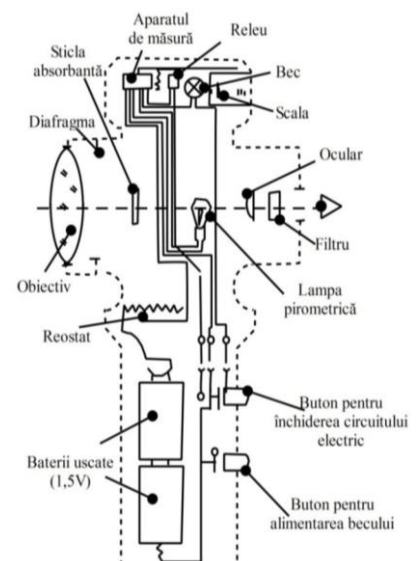


Fig. 3.10 Schema de principiu a unui piometru cu radiație parțială

emise de corpul cercetat cu intensitatea radiației filamentului lămpii pirometrice a cărei incandescență se reglează cu ajutorul reostatului. Citirea temperaturii se efectuează pe scala superioară a aparatului până la temperatura de 1400°C. Peste această valoare este necesar a se introduce între obiectiv și lampa pirometrică o sticlă absorbantă pentru evitarea volatilizării filamentului. În felul acesta se pot măsura temperaturi de până la 2000°C [2]. În figura 3.11 este prezentată dispariția filamentului la pirometrul cu radiație parțială. Temperatura unui corp care nu este negru, măsurată cu pirometrul optic monocromatic, este totdeauna mai mică decât temperatura reală a corpului. Corecțiile de temperatură ce se impun în asemenea cazuri se efectuează cu relația:

$$t_{\text{real}} = t_{\text{ind}} + \Delta t_c \quad [^{\circ}\text{C}]$$

unde: Δt_c este corecția de temperatură determinată din nomograma prezentată în figura 3.12, în care ϵ_{ec} reprezintă factorul de emisivitate al corpului a cărui temperatură se măsoară. Factorul de emisivitate al barelor de silită, utilizate în cadrul lucrării este $\epsilon_{ec}=0,7-0,8$.

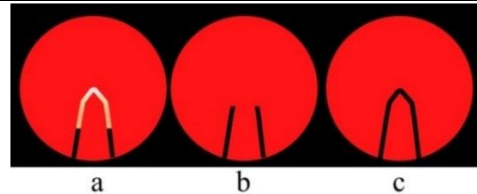
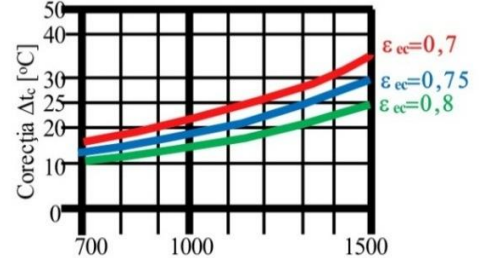


Fig. 3.11 Dispariția filamentului la pirometrul cu radiație parțială



Temperatura citită pe scala aparatului [°C]

Fig. 3.12 Nomograma pentru corecția temperaturii la pirometrul cu radiație parțială

Termometrul cu infraroșu determină temperatura prin măsurarea radiațiilor infraroșii emise de un obiect și a factorului de emisivitate. Senzorul termometrului înregistrează radiația de căldură emisă, reflectată și transmisă de obiect și o convertește în unități de temperatură. Termometrele cu infraroșu măsoară temperatura de suprafață a unui obiect [18].

Pentru a obține rezultate precise, obiectul măsurat trebuie să fie mai mare decât spotul de măsurare al termometrului cu infraroșu. Temperatura înregistrată este temperatura medie a ariei măsurate. Cu cât obiectul măsurat este mai mic, cu atât distanța până la termometru trebuie să fie mai mică [25]. Mărimea exactă a ariei de măsurat, denumit și sistemul optic este imprimat pe aparat și reprezintă raportul dintre diametrul punctului de măsură și distanță. Sistemul optic standard 10:1 cu 1 fascicul laser pentru vizare este prezentat în figura 3.13.

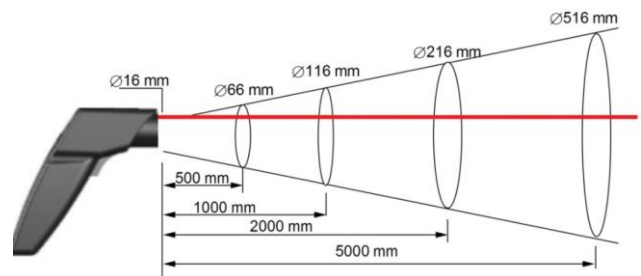


Fig. 3.13 Sistemul optic standard 10:1 cu 1 fascicul laser pentru vizare

3.3 Descrierea instalațiilor și desfășurarea lucrării

Lucrarea se va desfășura prin realizarea mai multor măsurători ale temperaturii prin utilizarea aparatelor de măsură aflate în dotarea laboratorului. Valorile măsurate vor fi centralizate în tabelul 3.2.

Temperatura aerului din laborator se va citi de pe termometrul de sticlă cu lichid, aflat în spatele cuptorului încălzit electric. Termometrul cu infraroșu se utilizează pentru măsurarea temperaturii diferitelor corpuri aflate în dotarea laboratorului. Instalația din figura 3.14 se cuplează la rețeaua de energie electrică cu ajutorul întrerupătoarelor. Se efectuează apoi:

- ✓ măsurarea temperaturii pe suprafața exterioară a cuptorului cu ajutorul termorezistenței din cupru și a celor trei termorezistențe din platină;
- ✓ măsurarea temperaturii aerului din interiorul cuptorului cu ajutorul pirometrului termoelectric (termocuplului) din Platină-RodiuPlatină;
- ✓ măsurarea temperaturii barelor de silită aflate în partea superioară a cuptorului cu ajutorul pirometrului cu radiație parțială.

Pentru măsurarea temperaturii aerului cu ajutorul termometrului cu rezistor (termistor) se va utiliza instalația din figura 3.15. Corespondența dintre rezistența electrică a termistorului utilizat în instalație și temperatura exprimată pe scara Celsius este dată în tabelul 3.1.

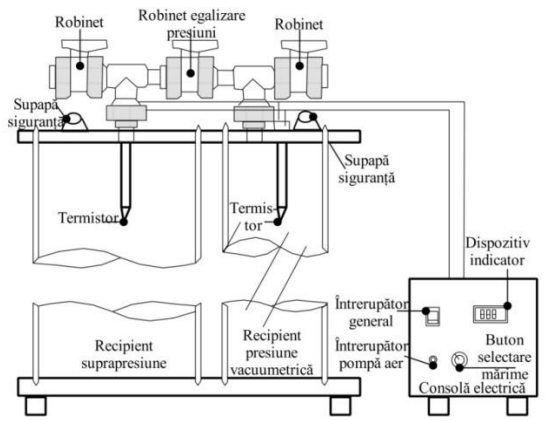
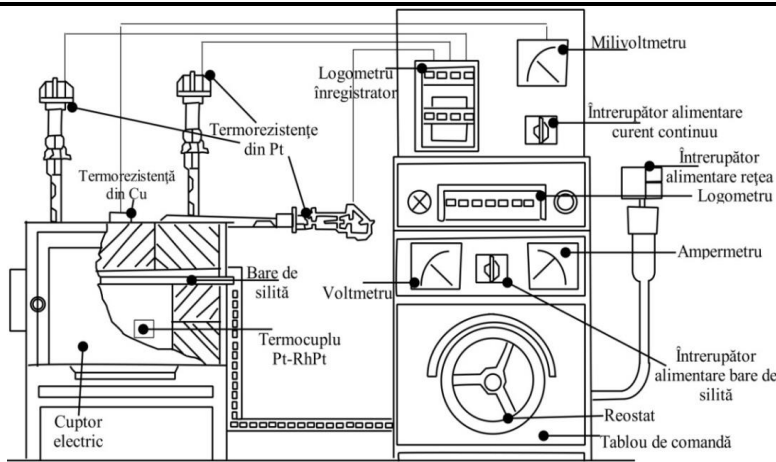


Fig. 3.14 Instalația utilizată pentru măsurarea unor temperaturi Fig. 3.15 Instalația utilizată pentru măsurarea temperaturii cu ajutorul termistorului

Tabel 3.1 Temperatura în funcție de rezistența electrică a termistorului [26]

$R_{et} [\Omega]$	$t [^{\circ}C]$	$R_{et} [\Omega]$	$t [^{\circ}C]$	$R_{et} [\Omega]$	$t [^{\circ}C]$	$R_{et} [\Omega]$	$t [^{\circ}C]$
2945	15	2533	19	2166	23	1845	27
2838	16	2437	20	2082	24	1772	28
2733	17	2344	21	2000	25	1702	29
2632	18	2253	22	1921	26	1635	30

Temperatura aerului din laborator se va citi de pe termometrul bimetalic (inclus în setul termo-higrobarometru). Cu ajutorul termomanometrului se va realiza măsurarea temperaturii apei calde de consum din conducta rețelei de termoficare la care este racordat laboratorul.

Tabel 3.2 Valori măsurate și calculate

Caracteristici	Elementul sensibil	Clasa de precizie	Limita de măsurare		Temperatura			
			min	max	$t [^{\circ}C]$	$T [K]$	$t_f [^{\circ}F]$	$T_R [^{\circ}R]$
Aparat								
Termometru cu lichid								
Termometru cu rezistență de cupru								
Termometre cu rezistență de platină	1							
	3							
	5							
Piometru termoelectric (termocuplu) Pt-RhPt								
Piometru cu radiație parțială	Corecția de temperatură							
	Temperatura corectată							
Termometru cu infraroșu								
Termometru bimetalic								
Termo-manometru								
Termometru cu rezistor (termistor)	1	Rezistența electrică măsurată $[\Omega]$						
	2	Rezistența electrică măsurată $[\Omega]$						

4 Măsurarea presiunilor

Lucrarea de laborator prezintă modul în care se realizează măsurătorile pentru determinarea diferitelor tipuri de presiune care pot exista atât în tehnică cât și în natură cu ajutorul mai multor aparate de măsurat presiunea, precum și procedura de prelucrare și interpretare a rezultatelor obținute.

Scopul lucrării este însușirea noțiunilor fundamentale cu privire la presiune.

4.1 Noțiuni teoretice

Presiunea este un parametru de stare important ce caracterizează starea unui fluid și reprezintă raportul dintre forța cu care un fluid acționează asupra unei suprafețe și aria acesteia [2]:

$$p = \frac{F}{A} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (4.1)$$

unde: p [$\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$] este presiunea, F [N] - forța normală ce acționează asupra suprafeței, iar A [m^2] – aria suprafeței.

În Sistemul Internațional presiunea se măsoară în [N/m^2] sau [Pa] (Pascal), iar unitatea de măsură tolerată este bar, respectiv PSI (pound per square inch). Relațiile de conversie a diferitelor unități de presiune sunt date în tabelul 4.1, iar tipurile de presiune care pot exista în natură și în instalațiile tehnice sunt detaliate în cele ce urmează.

Tabel 4.1 Relații de conversie a unităților de presiune

	1 Pa = 1 N/m ²	1 kgf/m ²	1 hPa = 1 mbar	1 at = kgf/cm ²	1 atm
Pa = N/m ²	1	9,80665	100	9,80665 · 10 ⁴	101325

Tabel 4.1 Relații de conversie a unităților de presiune - continuare

	1 Pa = 1 N/m ²	1 mmHg	1 mmH ₂ O	1 bar	1 Psi = 1 lbf/in ²
Pa = N/m ²	1	133,322	9,80665	10 ⁵	6894,757

Presiunea atmosferică (barometrică sau locală) este definită ca fiind forța exercitată de aerul atmosferic (învelișul gazos care înconjoară globul terestru) pe unitatea de suprafață. Presiunea atmosferică se măsoară cu barometrul, se notează cu p_b și variază în funcție de:

- ☞ altitudine - datorită greutateii aerului,
- ☞ de starea vremii - fiind rezultatul deplasării maselor de aer atmosferic,
- ☞ de poziția geografică de pe globul terestru.

Presiunea normală ($p_N=p_0$) corespunde nivelului mării la latitudinea de 45° și temperatura de 0° C. Presiunea normală a fost introdusă datorită variației densității aerului în funcție de presiune și este:

$$p_N = p_o = 760 \text{ mmHg} = 101325 \text{ Pa} \quad (4.2)$$

Presiunea absolută (p_a) are ca și nivel de referință vidul absolut și se utilizează în toate relațiile termotehnicii. Presiunea relativă (p_r) are ca și nivel de referință presiunea atmosferică a locului unde se efectuează măsurătorile [27].

Între cele trei tipuri de presiuni (absolută, relativă și barometrică) există următoarea relație:

$$p_a = p_b + p_r \quad (4.3)$$

Presiunea manometrică numită și suprapresiune (p_s) este o presiune mai mare decât presiunea barometrică. Presiunea vacuumetrică, depresiunea sau vacuumul (p_v) este o presiune mai mică decât presiunea barometrică. Presiunea manometrică și cea vacuumetrică sunt exprimate în raport cu presiunea atmosferică, deci se mai numesc și presiuni relative.

Relațiile care se stabilesc între presiunea absolută, presiunea barometrică și suprapresiune / presiune vacuumetrică (Fig. 4.1-4.2) sunt:

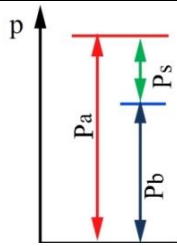


Fig. 4.1 Relația dintre p_a , p_b și p_s

$$p_a = p_b + p_s \quad (4.4)$$

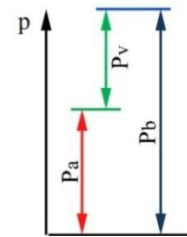


Fig. 4.2 Relația dintre p_a , p_b și p_v

$$p_a = p_b - p_v \quad (4.5)$$

Presiunea statică (p_{st}) se exercită pe suprafața plană de separare dintre două mase de fluid aflate în mișcare [2], pentru măsurarea acesteia se utilizează o priză de presiune statică (axa prizei este normală pe direcția curentului – Fig. 4.3).

Presiunea totală (p_{tot}) se poate defini astfel: dacă într-un curent de fluid se introduce un obstacol, atunci viteza fluidului devine zero, iar întreaga energie cinetică specifică fluidului se manifestă sub formă de presiune totală. Pentru măsurarea acestei presiuni se utilizează o priză a cărei axe este pe direcția curentului, pentru fluide aflate în mișcare (Fig. 4.4).

Tubul Pitot-Prandtl are forma literei L și este format din două țevi concentrice. Acesta se introduce în conductă perpendicular pe aceasta, astfel încât capul de măsură frontal să fie paralel cu pereții conductei și contrar fluxului de aer. În figura 4.5 este prezentat principiul tubului Pitot-Prandtl, unde cu albastru este reprezentată presiunea totală, cu roșu presiunea statică și cu galben traductorul de presiune [28]. Capul de măsură frontal măsoară presiunea totală a fluidului. Capul de măsură lateral are axele într-un plan perpendicular pe direcția de curgere a fluidului, ceea ce înseamnă că va măsura presiunea statică a acestuia. Cele două prize de presiune ale tubului Pitot-Prandtl pot fi legate la un manometru diferențial, putând citi direct presiunea dinamică.

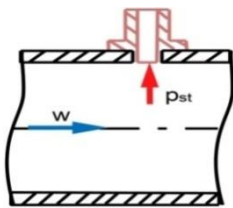


Fig. 4.3 Priză de presiune statică

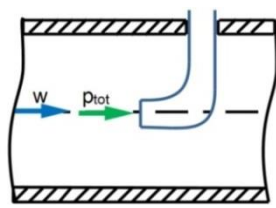


Fig. 4.4 Priză de presiune totală

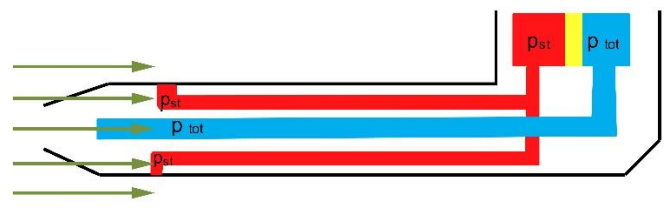


Fig. 4.5 Principiul tubului Pitot-Prandtl

Presiunea dinamică (p_{din}) este definită ca fiind diferența dintre presiunea totală și cea statică dintr-o secțiune transversală printr-un curent de fluid:

$$p_{din} = p_{tot} - p_{st} \quad (4.6)$$

$$p_{din} = \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad (4.7)$$

unde: w [m/s] este viteza fluidului, ρ [kg/m³] - densitatea fluidului, care se poate determina cu relația:

$$\rho = \rho_N \cdot \frac{p_b + p_{st}}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_N + t_{amb}} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (4.8)$$

unde: ρ_N este masa specifică a aerului în condiții normale, $\rho_N = 1,2928 \text{ kg/m}^3$; p_b [Pa] - presiunea barometrică; p_{st} [Pa]- presiunea statică; p_N - presiunea aerului la starea normală, $p_N = 101325 \text{ Pa}$;

T_N - temperatura aerului la starea normală, $T_N = 273,15 \text{ K}$, t_{amb} [°C]- temperatura mediului ambiant.

Rezultă atunci că viteza fluidului se poate calcula cu relația:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{din}}{\rho}} \text{ [m/s]} \quad (4.9)$$

unde: p_{din} [N/m²] este presiunea dinamică a fluidului, ρ [kg/m³] - densitatea.

Presiunea hidrostatică este presiunea exercitată de un lichid aflat în echilibru datorită greutateii lui. Valoarea presiunii hidrostatice la adâncimea z într-un fluid de densitate constantă se poate calcula cu ajutorul relației [29]:

$$p_z = \rho \cdot g \cdot z \text{ [Pa]} \quad (4.10)$$

unde: ρ [kg/m³] este densitatea fluidului; g - accelerația gravitațională, $g=9,80665$ m/s²; z [m] - adâncimea.

În interiorul unui lichid în echilibru, fiecare strat servește ca suport pentru cele de deasupra și de aceea suferă o presiune cu atât mai mare, cu cât este mai departe de suprafața liberă [2, 30]. Gazele fiind compresibile, acțiunea dintre straturile care le compun face ca densitatea să fie cu atât mai mare cu cât stratul este plasat mai jos. Prin urmare și presiunea statică a gazului va crește în același sens. În practică, întrucât densitatea gazelor este foarte mică în comparație cu cea a lichidelor, se poate considera că presiunea gazelor dintr-un recipient este aceeași în orice punct al acestuia [2].

4.2 Aparare utilizate pentru măsurarea presiunilor

În figura 4.6 este prezentată o clasificare a aparatelor utilizate pentru măsurarea presiunilor în funcție de principiul de funcționare și de raportarea față de presiunea atmosferică utilizate în cadrul lucrării de laborator.

Aparatele care măsoară:

- presiunea atmosferică se numesc barometre,
- suprapresiuni se numesc manometre,
- presiuni vacuometrice se numesc vacuometre,
- atât suprapresiuni cât și presiuni vacuometrice se numesc manovacuumetre.

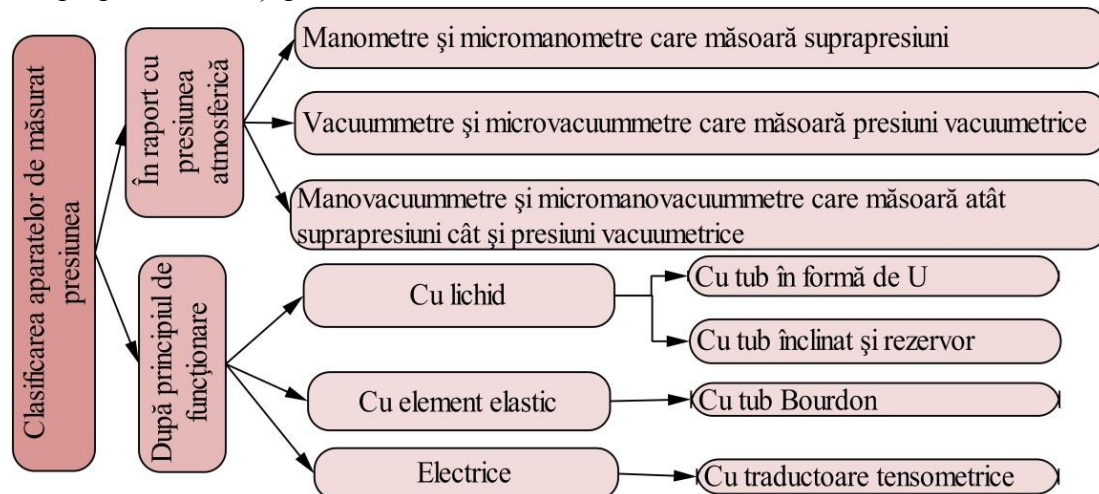


Fig. 4.6 Clasificarea aparatelor utilizate pentru măsurarea presiunilor

Aparatele de măsurat presiunea cu lichid sunt cele mai des utilizate deoarece au o construcție simplă. Principiul de funcționare se bazează pe legea fundamentală a hidrostatiei, comparându-se presiunea de măsurat cu presiunea hidrostatică a unei coloane de lichid (mercur, apă etc.) [2]. Aparatele de măsurat presiunea cu lichid cele mai utilizate sunt: cu tub în formă de U, cu tub înclinat și rezervor.

Aparatele cu tub U (Fig. 4.7) sunt cele mai simple din punct de vedere constructiv. Acestea sunt compuse dintr-un suport rigid pe care sunt fixate cele două brațe ale tubului din sticlă și o scară gradată. Întreg ansamblul este protejat de o cutie metalică prevăzută cu o sticlă de protecție. La partea superioară sunt prevăzute două robinete de izolare și un robinet pentru egalizarea presiunilor [2]. Dacă aparatul va măsura o suprapresiune atunci se va numi manometru, iar în cazul când măsoară o presiune vacuometrică se numește vacuometru. Pentru cazul în care poate măsura atât suprapresiuni cât și presiuni vacuometrice se numește manovacuumetru. Cazurile care pot fi întâlnite în practică (figura 4.8):

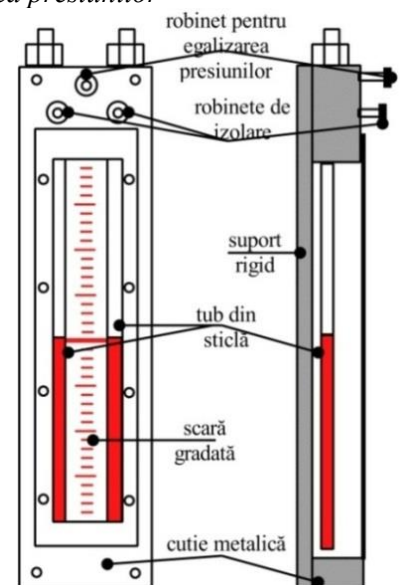


Fig. 4.7 Manometru diferențial cu tub în formă de U

➤ presiunea din instalație este egală cu presiunea atmosferică (Fig. 4.8a). Lichidul se află în dreptul reperului zero al riglei gradate atunci când instalația este oprită. Citirea indicației manometrului se face astfel:

$$p_{\text{citit}} = p_1 - p_2 \quad (4.11)$$

➤ în instalație avem o suprapresiune (Fig. 4.8b), atunci:

$$p_{s_citit} = p_1 - (-p_2) = p_1 + p_2 \quad (4.12)$$

➤ în instalație avem o presiune vacuumetrică (Fig. 4.8c), atunci:

$$p_{v_citit} = -p_1 - p_2 = -(p_1 + p_2) \quad (4.13)$$

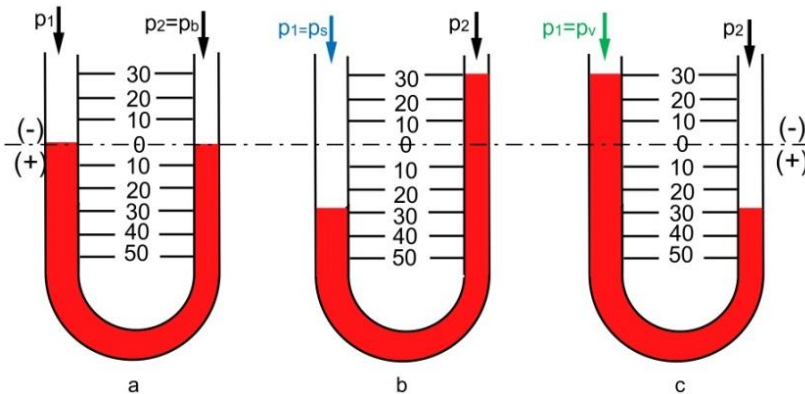


Fig. 4.8 Diferența de presiune pentru manovacuumetru cu tub U

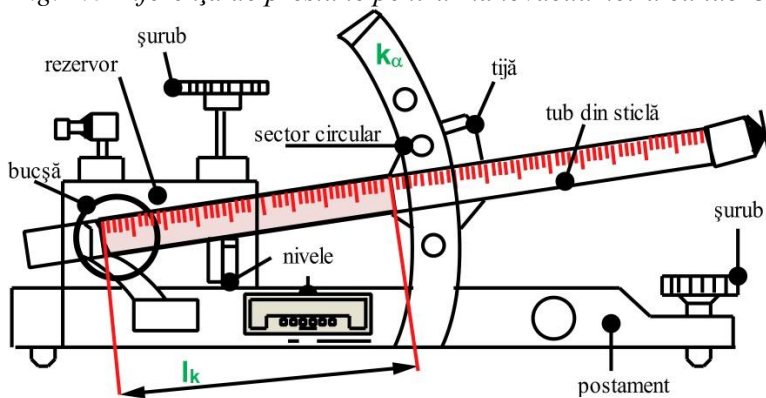


Fig. 4.9 Părțile componente ale micromanometrului cu rezervor și tub înclinat

Aparatele de măsurat presiunea cu element elastic sunt răspândite în diverse ramuri ale tehnicii având un domeniu foarte întins de măsurare, de la presiuni de ordinul milimetrilor coloană de apă la mai mult de 10.000 bar. Aceste aparate sunt compacte, robuste, se exploatează ușor, iar construcția elementului de măsurare, precum și construcția lor fiind relativ simplă, iar precizia satisfăcătoare. Elementul elastic poate fi de tip Bourdon, capsulă, membrană sau burduf. În figura 4.10 sunt prezentate părțile componente ale manometrului de tip Bourdon cu tub simplu curbat. Principiul de funcționare al acestor aparate se bazează pe deformarea elastică sub acțiunea suprapresiunii asupra suprafeței active a unui element de măsurare. Suprapresiunea determină deplasarea capătului liber al tubului transmițând mișcarea prin intermediul unei tije și a unui sistem dințat la un arc indicator care se deplasează în fața unei scări gradate [2]. Majoritatea manometrelor bazate pe deformația elastică au ca senzor un tub elastic sub forma unui arc de cerc cu un unghi la centru de circa 270°. În secțiune transversală, tubul elastic nu este circular, ci are una din formele prezentate în figura 4.11 [31].

Micromanometrul cu rezervor și tub înclinat (Fig. 4.9) se compune dintr-un postament pe care este montat rezervorul care se află în comunicație cu tubul din sticlă. Tubul se poate roti în plan vertical prin intermediul unei bușe, poziția acestuia fiind fixată pe sectorul circular cu ajutorul unei armături și a unei tije. Cu ajutorul șuruburilor, precum și a nivelelor se realizează reglarea la zero a aparatului [2]. Valoarea presiunii este dată de relația:

$$p = k_{\alpha} \cdot l_k \text{ [mmH}_2\text{O]} \quad (4.14)$$

unde k_{α} este o constantă pentru o anumită valoare a unghiului de înclinare a tubului față de orizontală, fiind scrisă pe sectorul circular al aparatului [2]. Ceea ce înseamnă că citirea se va face înmulțind valoarea citită de pe scara aparatului cu coeficientul k_{α} înscris pe sectorul circular.

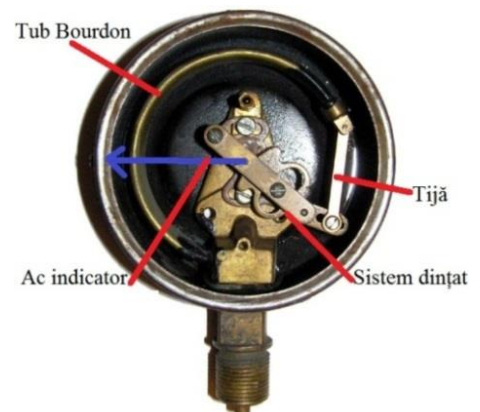


Fig. 4.10 Manometru cu tub Bourdon simplu curbat [32]

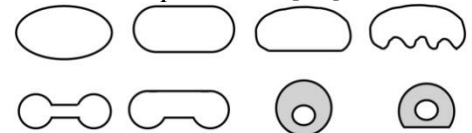


Fig. 4.11 Secțiuni transversale ale tubului elastic [31]

Traductoarele tensometrice permit măsurarea cu precizie ridicată și inerție redusă a presiunilor. Traductoarele tensometrice pentru presiune sunt alcătuite dintr-un cilindru metalic, gol în interior, pe care sunt fixate convenabil două, patru sau mai multe mărci tensometrice (Fig. 4.12). Fluidul din interior supune cilindrul unor solicitări mecanice mari, proporționale cu presiunea p a fluidului, solicitări care se transmit și mărcilor tensometrice. Funcționarea traductoarelor tensometrice se bazează pe dependența rezistenței unui conductor metallic de tensiunea mecanică la care acesta este supus. Atunci când un conductor de rezistență R este supus la întindere sau compresiune, el își modifică rezistivitatea electrică și, ca efect secundar, lungimea și secțiunea.

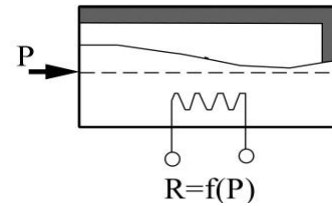


Fig. 4.12 Senzor de presiune tensometric

4.3 Descrierea instalațiilor și desfășurarea lucrării

Lucrarea se va desfășura prin realizarea mai multor măsurători ale tipurilor de presiune întâlnite în tehnică, prin utilizarea aparatelor de măsură montate pe standurile din laborator.

- măsurarea presiunii atmosferice cu ajutorul barometrului aneroid;
- măsurarea suprapresiunii dintr-un recipient, presiune realizată de o pompă de aer, utilizând un manometru cu traductor electric (folosind instalația din Fig. 4.13);
- măsurarea presiunii vacuummetrice dintr-un recipient, presiune realizată de către o pompă de vid, utilizând un manometru cu traductor electric (folosind instalația din Fig. 4.13);
- măsurarea presiunii statice și a presiunii dinamice a aerului dintr-o conductă utilizând instalația prezentată în figura 4.14 pentru diferite deschideri ale robinetului de reglare a debitului. Măsurarea presiunii statice se realizează cu ajutorul unui manometru cu tub U, lichidul manometric fiind apa. Măsurarea presiunii dinamice se realizează cu ajutorul unui micromanometru cu tub înclinat și rezervor, lichidul manometric fiind apa.

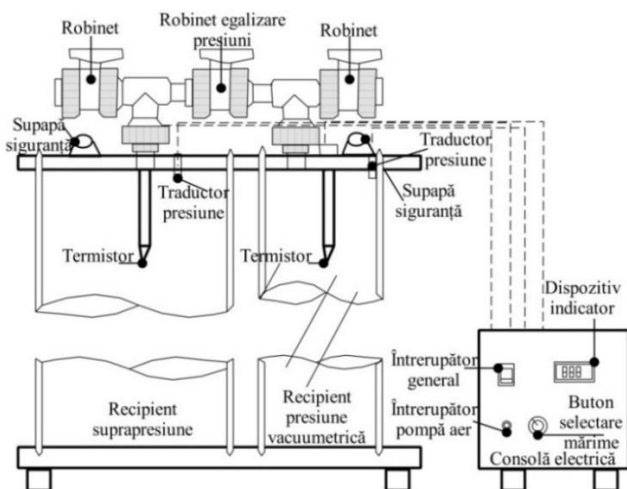


Fig. 4.13 Instalația pentru măsurarea suprapresiunii și a presiunii vacuumetrice

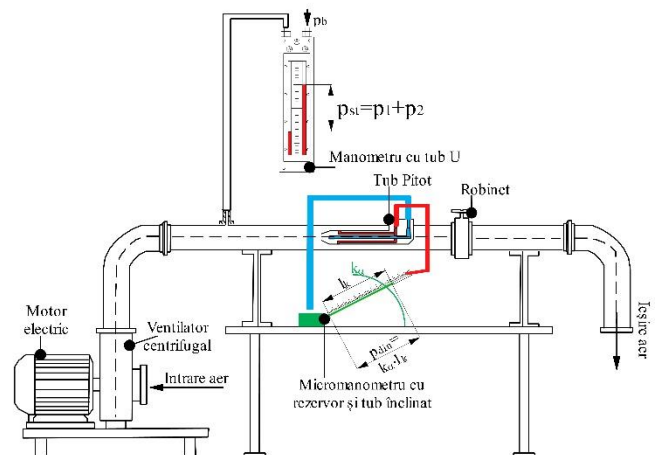


Fig. 4.14 Instalația pentru măsurarea presiunii statice și a presiunii dinamice

- măsurarea presiunilor manometrice ale aerului refulat de un compresor (folosind instalația din Fig. 4.15), utilizând două manometre cu tub Bourdon;
- măsurarea diferenței de presiune date de o diafragmă montată pe o conductă de aer, cu ajutorul manometrului electric conform figurii 4.16;

Valorile presiunilor măsurate cu aparatele indicate, se centralizează în tabelul 4.2, în unitățile de măsură în care au fost etalonate aparatele de măsură precum și valorile transformate în sistemul internațional de unități de măsură.

Se calculează apoi presiunile absolute. Se citește temperatura mediului ambiant de pe termometrul aflat în dotarea laboratorului. Se calculează presiunile totale și se determină vitezele de curgere ale aerului prin conductă, calculând totodată și densitatea aerului.

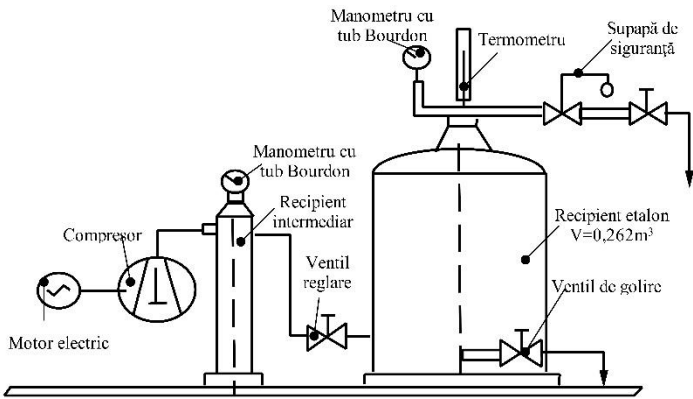


Fig. 4.15 Instalația pentru măsurarea presiunilor manometrice

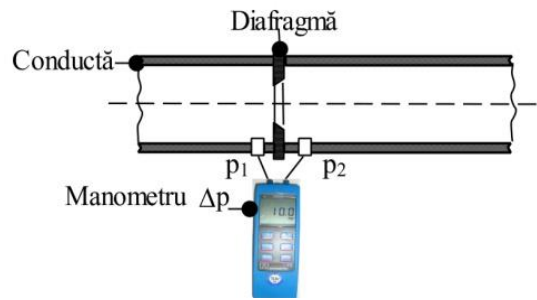


Fig. 4.16 Instalația pentru măsurarea diferenței de presiune

Tabel 4.2 Valori ale presiunii măsurate și calculate

Mărimea	Simbol	U.M.	Determinarea		
			1	2	3
Presiunea barometrică	p_b	[mbar]=[hPa]			
		[N/m ²]			
Suprapresiune	p_s	[kNm ⁻²]			
		[kgf/cm ²]			
		[bar]			
		[N/m ²]			
Presiune vacuometrică	p_v	[kNm ⁻²]			
		[N/m ²]			
Presiune absolută	p_{s_abs}	[N/m ²]			
	p_{v_abs}	[N/m ²]			
Diferența de presiune	Δp	[_____]			
		[_____]			
		[_____]			
		[N/m ²]			
Presiune statică	p_{st}	[mmH ₂ O]			
		[N/m ²]			
Presiune dinamică	p_{din}	[mmH ₂ O]			
		[N/m ²]			
Presiune totală	p_{tot}	[mmH ₂ O]			
		[N/m ²]			
Temperatura aerului	t	[°C]			
	T	[K]			
Densitatea aerului	ρ	[kg/m ³]			
Viteza de deplasare a aerului prin conductă	w	[m/s]			
		[km/h]			

5 Determinarea debitelor prin metoda ștrangulării

Lucrarea de laborator prezintă modul în care se realizează măsurătorile pentru determinarea debitelor cu ajutorul diafragmei, care este un dispozitiv de măsurare a debitului din conducte, bazat pe principiul ștrangulării secțiunii de curgere.

Scopul lucrării este însușirea noțiunilor fundamentale cu privire la debit și a algoritmului de calcul pentru determinarea debitelor prin metoda ștrangulării.

5.1 Noțiuni teoretice

Debitul unui fluid reprezintă mărimea fizică numeric egală cu cantitatea de fluid ce trece în unitatea de timp prin unitatea de suprafață, fiind una din principalele mărimi caracteristice ale fluidelor aflate în mișcare [31]. În tabelul 5.1 sunt prezentate tipurile de debit ce pot fi întâlnite în tehnică, definiția, simbolul și unitățile de măsură în SI.

Tabel 5.1 Tipuri de debit

Tipul de debit	Definiția	Simbol	UM în SI
Debitul volumic (debit de volum)	volumul de fluid ce trece printr-o secțiune în unitatea de timp	\dot{V}	[m ³ /s]
Debitul masic (debit de masă)	masa de fluid ce trece printr-o secțiune în unitatea de timp	\dot{m}	[kg/s]
Debitul gravimetric (debit de greutate)	greutatea fluidului care trece printr-o secțiune în unitatea de timp	\dot{g}	[N/s]

Debitul masic este dat de relația:

$$\dot{m} = \rho \cdot A_c \cdot w \quad [\text{kg/s}] \quad (5.1)$$

unde: ρ [kg/m³] este densitatea fluidului, A_c [m²] – aria secțiunii conductei, w [m/s] – viteza de deplasare a fluidului.

Relațiile care se stabilesc între debitul volumic și cel masic sunt:

$$\dot{V} = \dot{m} / \rho \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5.2)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \quad [\text{kg/s}] \quad (5.3)$$

Măsurarea debitului este legată de principiul conservării masei, care arată că o masă statică care intră într-un sistem în unitatea de timp este egală cu masa care iese din sistem în aceeași unitate de timp [33]. Determinarea debitului pe baza principiului fizic de variație a presiunii fluidului prin ștrangulări intercalate în conducte se poate realiza utilizând diafragme, ajutaje și tuburi Venturi. Această metodă este adecvată pentru măsurarea debitelor de aer, de gaz metan sau abur. Metoda ștrangulării fluidului constă în măsurarea diferenței de presiune între secțiunea din amonte și cea din aval de ștrangulare a curentului de fluid, care depinde de viteza de deplasare a fluidului și deci de debit [34]. Diafragmele (Fig. 5.1) constituie unul dintre cele mai simple dispozitive de ștrangulare care se montează pe conducte cu scopul de a crea o îngustare locală (Fig. 5.2). Diafragmele sunt piese care au forma unui disc cu grosime mică, în care este practicată o deschidere circulară și care se fixează cu ajutorul unor flanșe [35]. Această îngustare produce o cădere de presiune pe diafragmă.



Fig. 5.1 Diafragmă

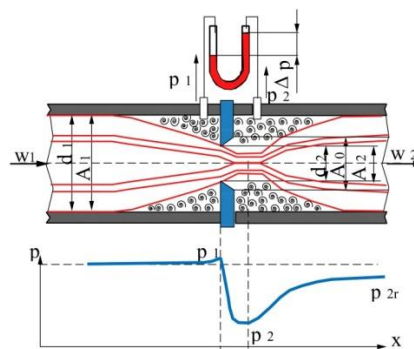


Fig. 5.2 Curgerea prin diafragmă

Diferența de presiune dintre amonte și avalul ștrangulării se măsoară cu un manometru diferențial, permițând astfel determinarea debitului volumic al fluidului [36]. Deoarece debitul de fluid este același prin toate secțiunile prin care trece, piesa de ștrangulare obligă fluidul să își crească viteza prin secțiunea de diametru redus [35], ceea ce înseamnă că va crește presiunea dinamică a fluidului după ștrangulare, în timp ce presiunea statică a fluidului va fi mai mare înainte de ștrangulare. Presiunea totală este constantă pentru debitul de fluid considerat pe parcursul unei măsurători.

Debitul masic al unui fluid incompresibil ce străbate o conductă se poate calcula cu relația [2]:

$$\dot{m} = \rho \cdot A_1 \cdot w_m \quad [\text{kg/s}] \quad (5.4)$$

când: ρ [kg/m^3] este densitatea fluidului incompresibil, A_1 [m^2] – aria secțiunii conductei, w_m [m/s] – viteza medie de deplasare a fluidului.

Masa fluidelor fiind aceeași în cele două secțiuni diferite ale conductei (în regim staționar), rezultă:

$$\rho \cdot A_1 \cdot w_1 = \rho \cdot A_2 \cdot w_2 \quad (5.5)$$

Ecuția lui Bernoulli în cele două secțiuni ale conductei este:

$$p_1 + \frac{\rho \cdot w_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho \cdot w_2^2}{2} \quad (5.6)$$

de unde rezultă că:

$$p_1 - p_2 = \rho \cdot \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) \quad (5.7)$$

Ținând seama că secțiunea A_2 din dreptul contracției maxime (Fig. 5.2), nu este egală cu secțiunea A_0 din dreptul orificiului diafragmei, atunci se poate scrie raportul subunitar numit coeficient de contracție a vânei de fluid:

$$\mu = \frac{A_2}{A_0} = \frac{A_2}{m \cdot A_1} = \frac{A_2}{\beta^2 \cdot A_1} \quad [-] \quad (5.8)$$

când coeficientul de ștrangulare este:

$$m = \beta^2 = \frac{A_0}{A_1} = \frac{d_0^2}{d_1^2} \quad [-] \quad (5.9)$$

Secțiunile de curgere fiind circulare, înseamnă că ariile acestora se pot calcula cu relațiile:

➤ pentru secțiunea conductei:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (5.10)$$

➤ pentru secțiunea orificiului diafragmei:

$$A_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (5.11)$$

deci:

$$w_1 = \mu \cdot m \cdot w_2 = \mu \cdot \beta^2 \cdot w_2 \quad [\text{m/s}] \quad (5.12)$$

Înlocuind, se obține:

$$p_1 - p_2 = \rho \cdot \frac{w_2^2}{2} (1 - \mu^2 \cdot m^2) = \rho \cdot \frac{w_2^2}{2} (1 - \mu^2 \cdot \beta^4) \quad (5.13)$$

respectiv:

$$w_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - (\mu^2 \cdot m^2)}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)} = \frac{1}{\sqrt{1 - (\mu^2 \cdot \beta^4)}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)} \quad (5.14)$$

Relația (5.14) exprimă valoarea vitezei în dreptul contracției maxime. Datorită viscozității fluidului și a frecării lui de pereții conductei și de diafragmă, apare o pierdere de viteză de care se ține seama prin coeficientul ξ . Deoarece μ și ξ nu sunt determinați în mod separat, se introduce în locul acestora coeficientul α_d , numit coeficient de debit, definit de expresia:

$$\alpha_d = \frac{\mu \cdot \xi}{\sqrt{1 - (\mu^2 \cdot m^2)}} = \frac{\mu \cdot \xi}{\sqrt{1 - (\mu^2 \cdot \beta^4)}} \quad [-] \quad (5.15)$$

În coeficientul de debit α_d se cuprind și influențele:

- ✓ vitezei fluxului de fluid dinaintea orificiului;
- ✓ neliniarității repartiției vitezelor de la ax la perete în secțiunea de măsurare;
- ✓ scăderii presiunii în unghiurile marginale înainte și după secțiunea de ștrangulare;
- ✓ rugozității;
- ✓ viscozității prin intermediul numărului Reynolds.

Astfel se consideră:

$$\alpha_0 = f(\text{Re}, m = \beta^2) \quad (5.16)$$

Numărul (criteriul de similitudine sau invariantul) Reynolds este definit de relația:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_1}{\nu_{\text{aer}}^{t(^{\circ}\text{C})}} [-] \quad (5.17)$$

Viscozitatea cinematică a aerului la temperatura aerului din conductă $\nu_{\text{aer}}^{t(^{\circ}\text{C})}$ este dată în tabelul 5.2.

Tabel 5.2 Viscositatea cinematică a aerului

t_a [$^{\circ}\text{C}$]	$\nu_{\text{aer}}^{t_a(^{\circ}\text{C})}$ [m^2/s]	t_a [$^{\circ}\text{C}$]	$\nu_{\text{aer}}^{t_a(^{\circ}\text{C})}$ [m^2/s]
10	$14,16 \cdot 10^{-6}$	25	$15,53 \cdot 10^{-6}$
15	$14,61 \cdot 10^{-6}$	30	$16,00 \cdot 10^{-6}$
20	$15,06 \cdot 10^{-6}$	35	$16,48 \cdot 10^{-6}$

Viteza de deplasare a aerului în conductă:

$$w = \frac{\dot{V}}{A_1} [\text{m/s}] \quad (5.18)$$

Pentru diafragma cu prize de presiune la față, coeficientul de debit se calculează cu relația:

$$\alpha_d = \alpha_0 \cdot r_{\text{Re}} [-] \quad (5.19)$$

unde: α_0 este coeficientul de debit pentru conducte netede, a cărui valoare se obține din tabelul 5.3; iar r_{Re} - factor de corecție care ține seama de rugozitatea relativă a conductei, de β^4 și de numărul Reynolds Re din amonte de diafragmă.

Valoarea lui r_{Re} se calculează cu relația:

$$r_{\text{Re}} = (r_0 - 1) \cdot \left[1 - \frac{(\lg \text{Re} - 6)^2}{4} \right] + 1 [-] \quad (5.20)$$

cu următoarele excepții:

- ↪ dacă $\text{Re} \geq 10^6$, se va considera $r_{\text{Re}} = r_0$; valoarea lui r_0 se obține din tabelul 5.4, în care $k_r = 0,05\text{mm}$ și reprezintă rugozitatea medie a țevilor, iar d_1 este diametrul conductei [mm].
- ↪ dacă $\text{Re} \leq 10^4$, se va considera $r_{\text{Re}} = 1$.

Tabel 5.3 Coeficientul de debit α_0 pentru diafragme cu prize de presiune la față

β^4	Re		
	$1 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$
0,0600	0,6370	0,63100	0,62700
0,0625	0,6385	0,63225	0,62825
0,0650	0,6400	0,63350	0,62950

Tabel 5.4 Valorile coeficientului de rugozitate relativă pentru diafragme cu prize de presiune la față

β^2	d_1 / k_r								
	400	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3400
0,20	1,0030	1,0020	1,0010	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
0,25	1,0045	1,0030	1,0015	1,0005	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
0,30	1,0060	1,0040	1,0020	1,0010	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000

Densitatea aerului se calculează cu relația:

$$\rho = 1,293 \cdot \frac{p_{1abs}}{p_N} \cdot \frac{T_N}{t + T_N} \left[\text{kg/m}^3 \right] \quad (5.21)$$

unde: p_N este presiunea fizică normală, $p_N=101325\text{N/m}^2$; T_N – temperatura fizică normală, $T_N=273,15\text{K}$; $t[^\circ\text{C}]$ – temperatura aerului din conductă și $p_{1abs} [\text{N/m}^2]$ - presiunea absolută măsurată înainte de ștrangulare:

$$p_{1abs} = p_{1,st} + p_b \left[\text{N/m}^2 \right] \quad (5.22)$$

Relația de calcul pentru abaterea coeficientului de debit $\Delta\alpha$ este:

$$\Delta\alpha = \frac{\alpha_d - \alpha_0}{\alpha_0} \cdot 100[\%] \quad (5.23)$$

Debitul volumic în dreptul contracției maxime se calculează cu relația:

$$\dot{V} = \alpha_d \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)} \left[\text{m}^3/\text{s} \right] \quad (5.24)$$

iar, debitul masic în dreptul contracției maxime:

$$\dot{m} = \rho \cdot A_2 \cdot w_2 = \alpha_d \cdot A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_1 - p_2)} \left[\text{kg/s} \right] \quad (5.25)$$

Pentru fluidele compresibile este necesar să se țină seama de variația densității și de procesul de detentă care are loc după dispozitivul de ștrangulare. Coeficientul ε_e , numit coeficient de expansiune ține seama de această corecție și se obține din nomograma prezentată în figura 5.3 în funcție de exponentul adiabatic k al gazului, de tipul aparatului de ștrangulare și de raportul presiunilor absolute $\Delta p/p_{1abs}$, respectiv $(p_1-p_2)/p_{1abs}$. În cazul fluidelor încălzite are loc și o creștere a secțiunii A_0 a dispozitivului de măsură. De această variație a secțiunii de trecere se ține seama prin coeficientul de corecție k_t , în cadrul acestei lucrări $k_t = 1$.

Debitul volumic va fi:

$$\dot{V}_{real} = \varepsilon_e \cdot k_t \cdot \alpha_d \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \left[\text{m}^3/\text{s} \right] \quad (5.26)$$

respectiv debitul masic:

$$\dot{m}_{real} = \varepsilon_e \cdot k_t \cdot \alpha_d \cdot A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p} \left[\text{kg/s} \right] \quad (5.27)$$

unde: $\varepsilon_e [-]$ este coeficient de expansiune; $k_t [-]$ - coeficient de corecție pentru diafragme; $\alpha_d [-]$ - coeficient de debit; $A_0 [\text{m}^2]$ – aria secțiunii orificiului diafragmei; $\rho [\text{kg/m}^3]$ – densitatea fluidului incompresibil; iar $\Delta p [\text{N/m}^2]$ – căderea de presiune pe diafragmă.

Prezenta lucrare se limitează numai la determinarea debitelor de aer prin metoda ștrangulării utilizând o diafragmă cu prize de presiune la față.

5.2 Descrierea instalației și desfășurarea lucrării

Standul experimental, prezentat în figura 5.4 pentru determinarea debitului de aer prin metoda ștrangulării este compus dintr-un compresor antrenat de motorul electric. Aerul refulat de compresor este stocat într-un rezervor tampon pentru atenuarea impulsurilor de presiune în vederea asigurării unui regim staționar de curgere prin conductă. Reglarea debitului de aer se realizează cu ajutorul robinetului de pe rezervorul tampon.

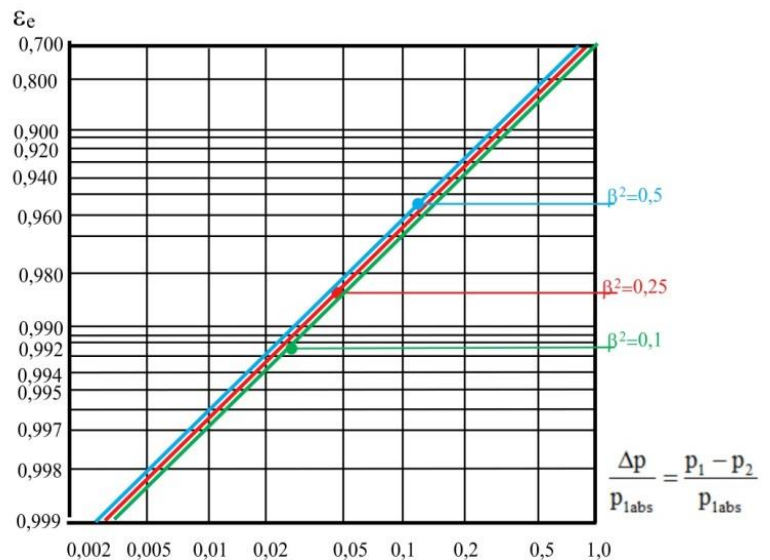


Fig. 5.3 Coeficientul de expansiune ε_e pentru diafragme utilizate în conducte prin care circulă aer cu coeficientul adiabatic $k=1,4$

Pe conducta circulară prin care circulă debitul de aer, este montată o diafragmă de bronz având dimensiunile $d_0=10$ mm, respectiv $d_1=20$ mm; un manometru diferențial pentru măsurarea căderii de presiune pe diafragmă (Δp), un manometru pentru măsurarea presiunii statice a aerului înainte de intrarea în diafragmă ($p_{1.st}$) și un termometru pentru măsurarea temperaturii aerului din conductă. După pornirea compresorului și atingerea unui regim staționar de curgere a aerului prin conductă (presiune constantă în rezervorul tampon) se trece la citirea indicațiilor aparatelor. Se citesc: temperatura aerului, presiunea statică și căderea de presiune pe diafragmă pentru diferite deschideri ale robinetului de reglare a debitului. Presiunea barometrică se citește de pe barometrul din laborator. Presiunile citite se vor converti în SI cu ajutorul tabelului 5.5.

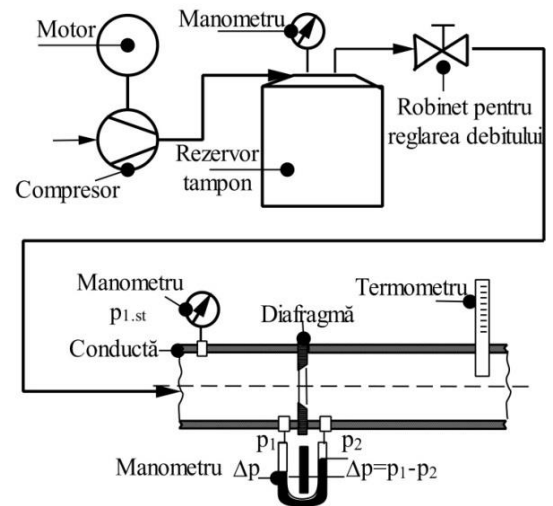


Fig. 5.4 Standul experimental pentru determinarea debitului prin metoda ștrangulării

Tabel 5.5 Relații de conversie a unităților de presiune

	1 Pa = 1 N/m ²	1 kgf/m ²	1 hPa = 1 mbar	1 at = kgf/cm ²	1 atm
Pa = N/m ²	1	9,80665	100	9,80665 · 10 ⁴	101325

Tabel 5.5 Relații de conversie a unităților de presiune - continuare

	1 Pa = 1 N/m ²	1 mmHg	1 mmH ₂ O	1 bar	1 Psi = 1 lbf/in ²
Pa = N/m ²	1	133,322	9,80665	10 ⁵	6894,757

5.3 Prelucrarea datelor și rezultatele măsurătorilor

Valorile măsurate experimental sunt trecute în tabelul 5.6, după care sunt transformate în SI cu ajutorul tabelului 5.5. Determinarea debitului prin această metodă, presupune parcurgerea unui algoritm complex de calcul. Acest algoritm de calcul are mai multe etape de evaluare a debitului. Următorul pas constă în alegerea și calcularea unor mărimi prezentate în descrierea lucrării și în partea de noțiuni teoretice, valorile obținute sunt sintetizate în tabelul 5.7 pentru ușurarea calculelor. În prima etapă de evaluare a debitului se pornește de la premisa că debitul volumic de aer este constant pe toată lungimea conductei și are valoarea $\dot{V} = 0,003$ [m³/s]. Pornind de la această ipoteză se urmează algoritmul de calcul prezentat în tabelul 5.8, până se ajunge la valoarea debitului volumic real \dot{V}_{real} [m³/s] ținând cont de secțiunea de ștrangulare, după care se calculează abaterea coeficientului de debit $\Delta\alpha$ cu relația (5.23).

Tabel 5.6 Mărimi măsurate și transformate în SI

Mărimea	Notăția	UM	Determinarea	
			1	2
Presiunea barometrică	p_b	[mbar]		
		[N/m ²]		
Presiunea aerului înainte de ștrangulare	$p_{1.st}$	[kgf/cm ²]		
		[N/m ²]		
Presiunea absolută a aerului înainte de ștrangulare	p_{1abs}	[N/m ²]		
Căderea de presiune pe diafragmă	$\Delta p = p_1 - p_2$	[_____]		
		[_____]		
		[N/m ²]		
Raportul presiunilor	$\Delta p / p_{1abs}$	[-]		
Temperatura aerului din conductă	t	[°C]		
	T	[K]		

Tabel 5.7 Mărimi date în cadrul lucrării și mărimi calculate

Mărimea	Notat	UM	Valoarea	
Presiunea fizică normală	p_N	[N/m ²]	101325	
Temperatura fizică normală	T_N	[K]	273,15	
Diametrul conductei	d_1	[mm]	20	
		[m]		
Diametrul orificiului diafragmei	d_0	[mm]	10	
		[m]		
Aria secțiunii conductei (relația 5.10)	A_1	[m ²]		
Aria secțiunii orificiului diafragmei (relația 5.11)	A_0	[m ²]		
Coeficient de strângulare (relația 5.9)	$m=\beta^2$	[-]		
Viscozitatea cinematică a aerului la temperatura t_a [°C] (Tabelul 5.2)	$\nu_{aer}^{t_a(^{\circ}C)}$	[m ² /s]		
Densitatea aerului (relația 5.21)	ρ	[kg/m ³]		
Rugozitatea medie a țevilor	k_r	[mm]	0,05	
Raportul d_1/k_r	d_1/k_r	[-]		
Rugozitatea relativă (Tabelul 5.4)	r_0	[-]		
Coeficient de expansiune (Fig. 5.3)	ϵ_e	[-]		
Coeficient de corecție pentru diafragmă de bronz	k_t	[-]	1,00	

Tabel 5.8 Prima evaluare a debitului

Mărimea	Notație	UM	Determinarea	
			1	2
Debitul volumic de aer	\dot{V}	[m ³ /s]	0,003	0,003
Viteza aerului din conductă (relația 5.18)	w	[m/s]		
Numărul Reynolds (relația 5.17)	Re	[-]		
Factorul de corecție al rugozității (relația 5.20)	r_{Re}	[-]		
Coeficient de debit pentru diafragme cu prize de presiune la față (tabelul 5.3)	α_0	[-]		
Coeficient de debit corectat (relația 5.19)	α_d	[-]		
Debitul volumic real (relația 5.26)	\dot{V}_{real}	[m ³ /s]		
Abaterea relativă (relația 5.23)	$\Delta\alpha$	[%]		
Debitul masic (relația 5.27)	\dot{m}_{real}	[kg/s]		

Dacă abaterea relativă, după prima evaluare a debitului, $\Delta\alpha$ este mai mare de 0,5%, se determină din nou debitul recalculând coeficienții de debit. În a doua etapă de evaluare a debitului se consideră că debitul volumic de aer din conductă este egal cu cel obținut la prima evaluare și se reia algoritmul de calcul prezentat în tabelul 5.9. Calculul se oprește când abaterea $\Delta\alpha$ este mai mică de 0,5%; indiferent de numărul de iterații a algoritmului.

Tabel 5.9 A doua evaluare a debitului

Mărimea	Notație	UM	Determinarea	
			1	2
Debitul volumic de aer	\dot{V}	[m ³ /s]		
Viteza aerului din conductă (relația 5.18)	w	[m/s]		
Numărul Reynolds (relația 5.17)	Re	[-]		
Factorul de corecție al rugozității (relația 5.20)	r_{Re}	[-]		
Coeficient de debit pentru diafragme cu prize de presiune la față (tabelul 5.3)	α_0	[-]		
Coeficient de debit corectat (relația 5.19)	α_d	[-]		
Debitul volumic real (relația 5.26)	\dot{V}_{real}	[m ³ /s]		
Abaterea relativă (relația 5.23)	$\Delta\alpha$	[%]		
Debitul masic (relația 5.27)	\dot{m}_{real}	[kg/s]		

6 Determinarea mărimilor de stare ale aerului umed

Lucrarea de laborator prezintă modul în care se realizează măsurătorile pentru determinarea mărimilor de stare ale aerului umed, precum și procedura de prelucrare și interpretare a rezultatelor obținute prin diferite metode.

Scopul lucrării este însușirea noțiunilor fundamentale cu privire la aerul umed.

6.1 Noțiuni teoretice

Atmosfera terestră reprezintă învelișul gazos, cunoscut sub numele de aer, care înconjoară globul terestru. Aerul este un amestec de diferite gaze, conținând în plus: vapori de apă, particule microscopice de origine minerală sau vegetală, ioni (corpusele încărcate cu sarcini electrice pozitive sau negative), microorganisme (bacterii, microbi), micrometeoriti și fum [37].

Din punct de vedere higrometric aerul se caracterizează în funcție de valoarea umidității relative (tabelul 6.1). În atmosferă, apa se poate afla în una din cele trei stări de agregare:

- ☞ în stare de vapori – apa este invizibilă;
- ☞ în stare lichidă – sub formă de ceață, burniță, ploaie și nori constituiți din picături de apă;
- ☞ în stare solidă – sub formă de zăpadă, cristale de gheață și grindină.

Tabel 6.1 Aerul caracterizat din punct de vedere higrometric

Dacă umiditatea relativă este:	Atunci aerul este:	
$\varphi > 100\%$	suprasaturat	
$\varphi = 100\%$	saturat	
$91 < \varphi < 99\%$	nesaturat	foarte umed
$81 < \varphi < 90\%$		umed
$51 < \varphi < 80\%$		normal
$31 < \varphi < 50\%$		uscat
$\varphi < 30\%$		Foarte uscat

Amestecul mecanic dintre aerul uscat și vaporii de apă formează aerul umed [2]:

$$\text{Aer umed} = \text{aer uscat} + \text{vapori de apă} \quad (6.1)$$

Aerul umed care conține cantitatea maximă de umiditate (de vapori de apă) se numește *aer saturat* [2]. Dacă la temperatura aerului umed ($t_{a,um}$) presiunea parțială a vaporilor ($p_{v,apă}$) este egală cu presiunea de saturație, iar vaporii se prezintă sub starea de vapori saturați uscați, spunem că aerul este saturat (cu vapori de apă). La temperatura aerului saturat ($t_{a,sat}$) acesta conține cantitatea maximă de umiditate sub formă de vapori. Orice exces de umiditate rămâne sub formă lichidă [38]:

$$\text{Aer saturat} = \text{aer uscat} + \text{vapori saturați uscați} \quad (6.2)$$

Aerul umed care conține o cantitate mai mică de vapori de apă decât cantitatea maximă se numește *aer nesaturat* [38]. Dacă la presiunea parțială a vaporilor de apă, temperatura aerului ($t_{a,um}$) este mai mare decât temperatura de saturație ($t_{a,sat}$), atunci umiditatea din aer este mai mică decât cantitatea maximă, adică aerul este nesaturat (cu vapori), iar starea acestora este de vapori supraîncălziți:

$$\text{Aer nesaturat} = \text{aer uscat} + \text{vapori supraîncălziți} \quad (6.3)$$

Aerul umed care conține o cantitate mai mare de vapori de apă decât cantitatea maximă se numește *aer suprasaturat*. Dacă temperatura aerului umed ($t_{a,um}$) coboară sub temperatura de saturație ($t_{a,sat}$) a vaporilor cu presiunea parțială ($p_{v,apă}$), excesul de umiditate se condensează sub starea de apă saturată, care poate fi înlăturată prin mijloace mecanice, așadar [38]:

$$\text{Aer suprasaturat} = \text{aer uscat} + \text{vapori saturați uscați} + \text{lichid saturat} \quad (6.4)$$

$$\text{Aer suprasaturat} = \text{aer uscat} + \text{vapori umezi} \quad (6.5)$$

Aerul umed este considerat un amestec de gaze ideale atâta timp cât nu condensează și ca urmare ecuația de stare este ecuația de stare a gazului ideal:

$$p_{a.um} \cdot V_{a.um} = m_{a.um} \cdot R_{a.um} \cdot T_{a.um} \quad (6.6)$$

unde: $p_{a.um}$ [N/m²] este presiunea aerului umed, $V_{a.um}$ [m³] - volumul ocupat de aerul umed, $m_{a.um}$ [kg] - masa aerului umed, $R_{a.um}$ [J/kg·K] - constanta de gaz perfect a aerului umed și $T_{a.um}$ [K] - temperatura aerului umed.

În conformitate cu legea lui Dalton:

$$p_{a.um} = p_{a.us} + p_{v.apa} \quad (6.7)$$

se pot defini următoarele tipuri de presiuni:

- presiunea totală sau presiunea aerului umed ($p_{a.um}$) este presiunea exercitată de aerul umed, deci de amestecul dintre aerul uscat și vaporii de apă;
- presiunea parțială a aerului uscat ($p_{a.us}$) este presiunea pe care ar exercita-o aerul uscat din amestec, dacă la aceeași temperatură ar ocupa singur întregul volum al amestecului, sau:

$$p_{a.us} = p_{a.um} \cdot r_{a.us} \quad (6.8)$$

unde: $r_{a.us}$ [-] este participația volumică a aerului uscat.

- presiunea parțială a vaporilor de apă ($p_{v.apa}$) este presiunea pe care ar exercita-o vaporii de apă, dacă la aceeași temperatură ar ocupa singuri întregul volum al amestecului, sau:

$$p_{v.apa} = p_{a.um} \cdot r_{v.apa} \quad (6.9)$$

unde: $r_{v.apa}$ [-] este participația volumică a vaporilor de apă.

Presiunea parțială a vaporilor de apă, este cu atât mai mare cu cât cantitatea de vapori conținută de aerul umed este mai mare [39]. Presiunea parțială a vaporilor de apă în aerul atmosferic este foarte mică și în consecință este posibilă evaporarea apei la o temperatură mult inferioară temperaturii de vaporizare la presiunea normală fizică de 101325N/m², când $t=100^{\circ}\text{C}$. Pe fenomenul de evaporare superficială se bazează existența vaporilor de apă din aerul atmosferic la temperaturi scăzute (chiar sub 0°C) [2].

În cele mai multe aplicații, presiunea totală a aerului umed este considerată de fapt egală cu presiunea barometrică (p_b) a locului unde se desfășoară măsurătoarea și care este influențată de: altitudine, condițiile meteorologice și poziția geografică pe globul terestru:

$$p_{a.um} = p_b \quad (6.10)$$

Presiunea parțială a aerului uscat se poate determina și în funcție de umiditatea absolută (x):

$$p_{a.us} = \frac{0,622 \cdot p_{a.um}}{0,622 + x} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (6.11)$$

Presiunea parțială a vaporilor de apă se poate determina și în funcție de umiditatea absolută (x), adică de raportul dintre masa vaporilor de apă și masa aerului uscat, sau în funcție de umiditatea relativă (φ) și presiunea de saturație:

$$p_{v.apa} = \frac{p_{a.um} \cdot x}{0,622 + x} = \varphi \cdot p_{sat} \quad (6.12)$$

Umiditatea absolută (x) denumită și *gradul de umiditate* sau *conținutul de umiditate* este raportul dintre masa vaporilor de apă ($m_{v.apa}$) și masa aerului uscat ($m_{a.us}$):

$$x = \frac{m_{v.apa}}{m_{a.us}} \left[\frac{\text{kg umiditate}}{\text{kg a.us}} \right] \quad [-] \quad (6.13)$$

$$x = \frac{M_{v.apa}}{M_{a.us}} \cdot \frac{p_{v.apa}}{p_{a.um} - p_{sat}} \left[\frac{\text{kg umiditate}}{\text{kg a.us}} \right] \quad [-] \quad (6.14)$$

unde: x [-] este umiditatea absolută, $M_{v.apa}$ și $M_{a.us}$ sunt masele molare ale vaporilor de apă și ale aerului uscat, $p_{v.apa}$ și p_{sat} sunt presiunea parțială respectiv presiunea de saturație a vaporilor de apă [2]. Semnificația fizică a umidității absolute este cantitatea de vapori de apă conținută într-un volum de aer umed, în care există 1 kg de aer uscat [39].

Umiditatea absolută la starea de saturație se determină cu relația:

$$x_{\text{sat}} = 0,622 \cdot \frac{p_{\text{sat}}}{p_{\text{a.um}} - p_{\text{sat}}} \left[\frac{\text{kg umiditate}}{\text{kg a.us}} \right] [-] \quad (6.15)$$

Umiditatea relativă (φ) a aerului umed este raportul dintre cantitatea de vapori existentă în aer și cantitatea maximă de vapori de apă pe care o poate absorbi aerul la acea temperatură [2]:

$$\varphi = \frac{p_{\text{v.apa}}}{p_s} \cong \frac{p_{\text{v.apa}}}{p_{\text{sat}}} [-] \quad (6.16)$$

sau raportul dintre presiunea parțială a vaporilor de apă și presiunea de saturație [38].

Gradul de saturație (ψ) se definește cu relația:

$$\psi = x/x_{\text{sat}} [-] \quad (6.17)$$

în practică se consideră $\psi = \varphi$. De unde rezultă că umiditatea absolută se poate determina și cu relația:

$$x = x_{\text{sat}} \cdot \varphi [-] \quad (6.18)$$

Densitatea aerului umed se determină din relația:

$$\rho_{\text{a.um}} = \frac{34,83 \cdot p_{\text{a.um}} - 13,15 \cdot p_{\text{v.apa}}}{10^4 \cdot T_{\text{a.um}}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (6.19)$$

Volumul specific (masic) al aerului umed se definește cu relația:

$$v_{\text{a.um}} = \frac{1}{\rho_{\text{a.um}}} = \frac{10^4 \cdot T_{\text{a.um}}}{34,83 \cdot p_{\text{a.um}} - 13,15 \cdot p_{\text{v.apa}}} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] \quad (6.20)$$

Pentru că aerul umed, la fel ca și aerul uscat, poate fi considerat un amestec de gaze perfecte pot fi definite mai multe tipuri de temperaturi:

- ☞ temperatura termometrului uscat (t_{uscat}) este temperatura aerului umed, măsurată cu un termometru uzual, indiferent de principiul de funcționare al acestuia. În principiu, atunci când nu se fac precizări specifice, prin temperatura aerului umed se înțelege temperatura termometrului uscat.
- ☞ temperatura termometrului umed (t_{umed}) sau temperatura de saturație (t_{sat}) este temperatura măsurată cu ajutorul unui termometru având elementul termosensibil înfășurat într-o pânză sau într-un tifon umezit și care reprezintă o sursă de umiditate. Prezența tifonului umezit, face ca acest termometru să fie denumit termometru umed [39].

Temperatura termometrului umed este mai mică decât cea indicată de termometrul uscat, deoarece până la saturație, aerul preia vapori de la tifonul îmbibat cu apă și implicit de la rezervorul termometrului umed. Temperatura termometrului umed va fi cu atât mai coborâtă cu cât aerul este mai sărac în vapori de apă și va indica aceeași temperatură cu cea a termometrului uscat când aerul este saturat cu vapori de apă [40]. Aerul umed are întotdeauna tendința de a deveni saturat. Astfel, dacă există o sursă de umiditate (ca de exemplu apa conținută de tifonul din jurul elementului termosensibil al termometrului umed) în jurul acestei surse de umiditate are loc un proces de evaporare parțială a apei. Ca efect se va constata creșterea locală a presiunii parțiale a vaporilor de apă [39].

- ☞ temperatura punctului de rouă ($t_{\text{rouă}}$) este temperatura la care vaporii de apă din aer ating saturația (temperatura de condensare) [41], sau temperatura de saturație a aerului umed care se răcește, păstrându-și umiditatea absolută (x) constantă [2]:

$$t_{\text{rouă}} = t_{\text{sat}} = t_{\text{umed}} \quad (6.21)$$

Temperatura punctului de rouă ($t_{\text{rouă}}$) este temperatura de saturație a aerului umed care se răcește, păstrându-și umiditatea absolută (x) constantă. Punctul de rouă se poate calcula astfel: cunoscându-l pe x , se determină $p_{\text{v.apă}}$ cu relația (6.12), iar din tabelul 6.3 se citește temperatura corespunzătoare acestei presiuni, considerand-o egală cu p_{sat} .

Căldura specifică la presiune constantă a aerului umed este:

$$c_p = \frac{c_{\text{pa.us}} + x \cdot c_{\text{pv.apa}}}{1 + x} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (6.22)$$

unde: $c_{\text{pa.us}}$ este căldura specifică medie a aerului uscat între 0 și 50°C, $c_{\text{pa.us}} = 1,0106 \text{kJ}/(\text{kgK})$; $c_{\text{pv.apă}}$ - căldura specifică medie a vaporilor de apă între 0 și 75°C, $c_{\text{pv.apă}} = 1,866 \text{kJ}/(\text{kgK})$.

Entalpia amestecului a 1 kg aer uscat și x kg vapori de apă este:

$$H_{1+x} = c_{pa.us} \cdot t_{uscat} + x \cdot (c_{pa.us} \cdot t_{uscat} + 2512) \quad [\text{kJ}/(1+x)\text{kg amestec}] \quad (6.23)$$

Entalpia specifică a 1 kg de aer umed va fi:

$$h = \frac{H_{1+x}}{1+x} = \frac{c_{pa.us} \cdot t_{uscat} + x \cdot (c_{pa.us} \cdot t_{uscat} + 2512)}{1+x} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg a.um}} \right] \quad (6.24)$$

Termenul (1+x) semnifică faptul că la 1kg de aer uscat corespund x kg vapori, aerul umed rezultat din amestec având (1+x) kg.

6.2 Aparate utilizate pentru determinarea mărimilor aerului umed

Higrometrul este aparatul cu care se poate măsura umiditatea relativă a aerului umed. Principiul de măsură se bazează pe proprietatea materialelor higroscopice de a se deforma în funcție de umiditate. Materialul higroscopic utilizat de obicei este firul de păr uman, blond degresat [42]. Când umiditatea este crescută, firul de păr utilizat ca și element sensibil, se întinde foarte mult.

Psicrometrul măsoară temperatura aerului umed cu ajutorul termometrului uscat, respectiv o temperatură apropiată de temperatura adiabatică cu ajutorul termometrului umed. Mărimile de stare ale aerului umed se obțin prin calcul, din tabele sau din diagrame.

Psicrometrul cu ventilator de tip Asmann (Fig. 6.1) este cel mai utilizat și se compune dintr-un termometru uscat (în partea stângă) și un termometru umed (în partea dreaptă). Elementul sensibil al termometrului umed este înfășurat într-o pânză higroscopică (tifon) care se umezește înainte de efectuarea măsurătorilor. Ambele termometre sunt protejate lateral față de radiațiile termice prin ecrane cu indice de reflexie ridicat, ceea ce înseamnă că se pot efectua determinări chiar dacă instrumentul este expus la soare. Nu are însă protecție frontală [43]. Carcasa are în partea de jos o deschidere inelară, întreruptă din loc în loc, care servește pentru evacuarea aerului aspirat. Lateral, carcasa prezintă un orificiu circular [44]. Capetele termometrelor sunt scaldate de curentul de aer umed aspirat de către un mic ventilator, acționat cu ajutorul unui resort metalic. Datorită evaporării, temperatura indicată de termometrul umed (t_{umed}) este mai mică decât temperatura indicată de termometrul uscat (t_{uscat}). Pentru pornirea psicrometrului cu ventilator de tip Asmann, se armează arcul din partea superioară a aparatului cu ajutorul cheii. După aproximativ trei minute se pot efectua citirile celor două termometre. Psicrometrul se va opri singur după derularea completă a arcului.

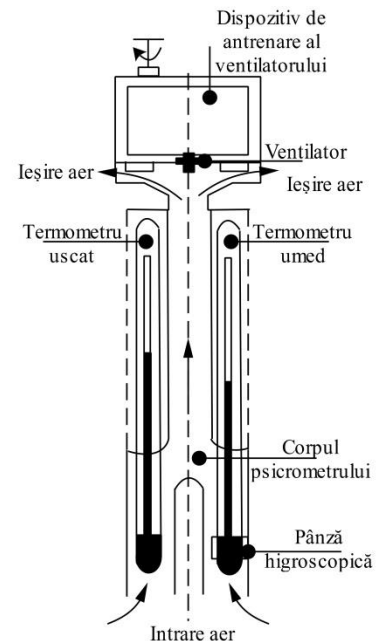


Fig. 6.1 Psicrometru cu ventilator de tip Asmann

Dacă t_{uscat} este temperatura indicată de termometrul uscat, iar t_{umed} reprezintă temperatura indicată de termometrul umed în timpul măsurătorii, atunci diferența psicrometrică de temperatură (Δt_{psi}) va fi:

$$\Delta t_{psi} = t_{uscat} - t_{umed} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6.25)$$

Diferența psicrometrică de temperatură și temperatura indicată de termometrul uscat servesc la determinarea umidității relative din tabelul 6.2.

Umiditatea relativă a aerului umed se poate determina și cu relația:

$$\varphi = \frac{p_{sat} - C \cdot \frac{p_b}{p_N} \cdot \Delta t_{psi}}{p_{sat}} \quad [-] \quad (6.26)$$

unde: p_{sat} [N/m^2] este presiunea parțială a vaporilor de apă saturați conținuți de aer, la temperatura t_{umed} (tabelul 6.3); p_{sat} [N/m^2] - presiunea parțială a vaporilor de apă saturați conținuți de aer însă la temperatura t_{uscat} (tabelul 6.3); $p_b = p_{a.um}$ [N/m^2] - presiunea barometrică și totodată și presiunea totală a aerului umed; p_N - presiunea la starea normală fizică, $p_N = 101325 \text{ N}/\text{m}^2$; $C = 85 \text{ N}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ - coeficient psicrometric care depinde de viteza de circulație a aerului, în cadrul lucrării se consideră că $w = 0,6 \text{ m/s}$.

Tabel 6.2 Umiditatea relativă a aerului [45]

Indicația termometrului uscat $t_{\text{uscat}} [^{\circ}\text{C}]$	Diferența psicrometrică $\Delta t_{\text{psi}} [^{\circ}\text{C}]$									
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
10	94	88	82	77	71	66	60	55	50	44
12	94	89	84	78	73	68	63	58	53	48
14	95	90	85	79	75	70	65	60	56	51
16	95	90	85	81	76	71	67	63	58	54
17	95	90	86	81	76	72	68	64	60	55
18	95	91	86	82	77	73	69	65	61	57
19	95	91	87	82	78	74	70	65	62	58
20	96	91	87	83	78	74	70	66	63	59
21	96	91	87	83	79	75	71	67	64	60
22	96	92	87	83	80	76	72	68	64	61
23	96	92	88	84	80	76	72	69	65	62
24	96	92	88	84	80	77	73	69	66	62
25	96	92	88	84	81	77	74	70	67	63
26	96	92	88	85	81	78	74	71	67	64
27	96	92	89	85	82	78	75	71	68	65
28	96	93	89	85	82	78	75	72	69	65

Tabel 6.3 Umiditatea absolută și presiunea parțială a vaporilor de apă saturați conținuți de aer [2]

Temperatura termometrului $t_{\text{umed}} [^{\circ}\text{C}], t_{\text{uscat}} [^{\circ}\text{C}]$	Umiditatea absolută $x_{\text{sat}} \left[\frac{\text{kg umiditate}}{\text{kg a.us}} \right]$	Presiunea parțială a vaporilor de apă saturați conținuți de aer $p_{\text{sat}}, p_{\text{sat}} \left[\text{N/m}^2 \right]$
10	0,00788	1228,0
12	0,00902	1402,6
14	0,01030	1598,6
16	0,01174	1817,3
17	0,01254	1937,3
18	0,01337	2064,0
19	0,01425	2197,3
20	0,01519	2338,6
21	0,01618	2486,6
22	0,01724	2644,0
23	0,01833	2809,3
24	0,01951	2984,0
25	0,02077	3168,0
26	0,02209	3361,2
27	0,02347	3565,2
28	0,02493	3780,0

6.3 Desfășurarea lucrării, prelucrarea datelor și rezultatele măsurătorilor

Lucrarea se va desfășura prin realizarea unor măsurători practice utilizând un higrometru (inclusiv în termo-higro-barometru) și un psicrometru cu ventilator de tip Asmann. Mărimile citite de pe termo-higro-barometru se vor centraliza în tabelul 6.4, iar cu ajutorul diagramei h-x se vor determina parametrii de stare caracteristici valorii măsurate. În tabelul 6.5 se trec valorile măsurate pentru determinarea parametrilor de stare ai aerului umed cu psicrometrul cu ventilator de tip Asmann.

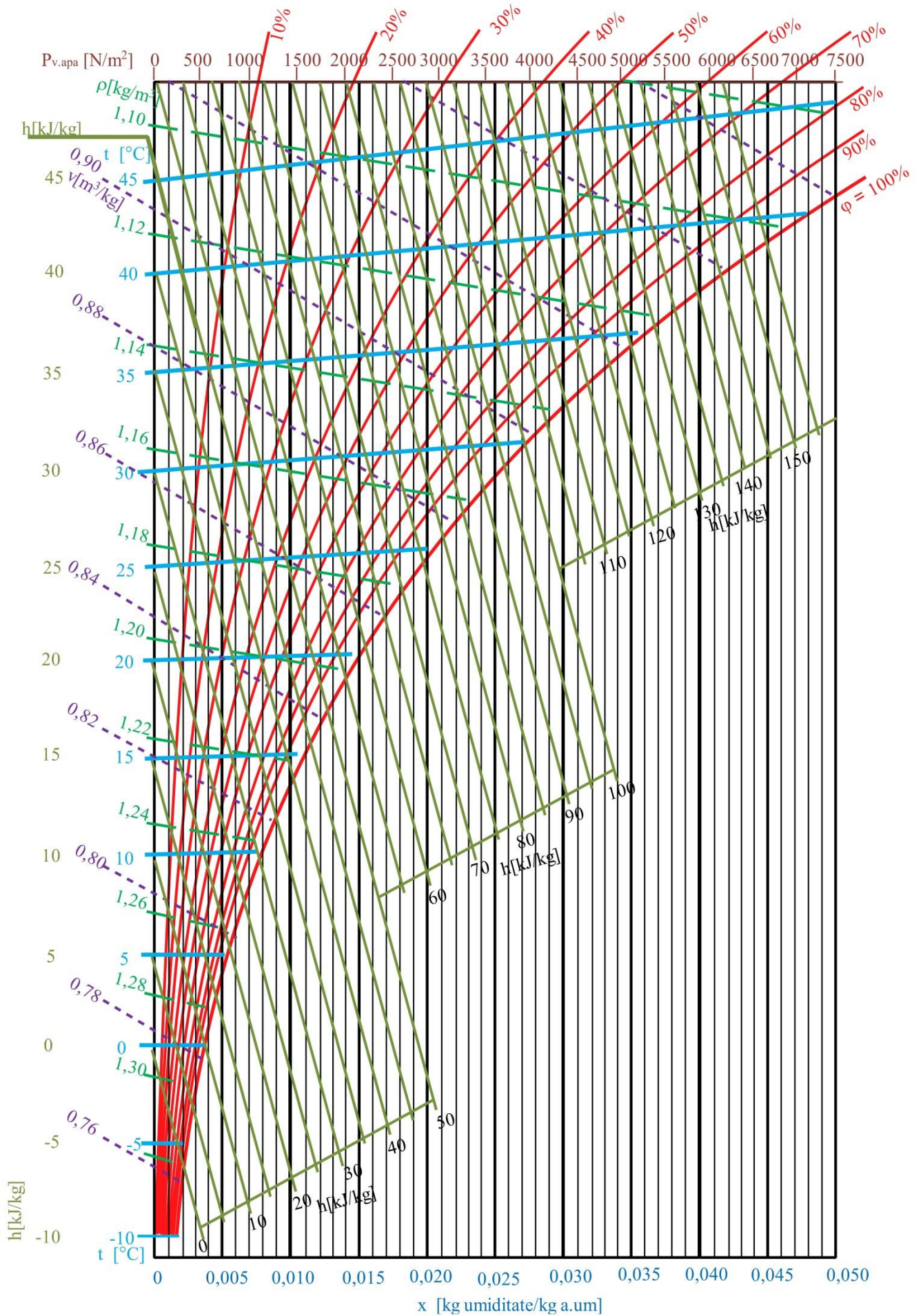


Fig. 6.2 Diagrama Mollier ($h-x$) a aerului umed

Tabel 6.4 Mărimile de stare ale aerului umed determinate cu termo-higro-barometru și digrama h-x

Nr.	Mărimia	Simbol	U.M.	Determinare
1.	Presiunea barometrică respectiv presiunea totală a aerului umed	$p_{a.um}=p_b$	[mbar], [hPa]	
			[N/m ²]	
2.	Temperatura termometrului uscat	t_{uscat}	[°C]	
3.	Umiditatea relativă a aerului umed citită	Φ_{higro}	[%]	
4.	Entalpia masică a 1 kg de aer umed	h	[kJ/kg a.um]	
5.	Umiditatea absolută	x	[kg um / kg a.us]	
6.	Densitatea aerului umed	ρ	[kg/m ³]	
7.	Volumul specific al aerului umed	v	[m ³ /kg]	
8.	Presiunea parțială a vaporilor de apă	$p_{v.apă}$	[N/m ²]	

Tabel 6.5 Mărimile de stare ale aerului umed determinate cu psicrometrul cu ventilator de tip Asmann

Nr. crt.	Mărimia	Simbol mărime	U.M.	Determinarea	
				1	2
1	Presiunea barometrică	$p_b=p_{a.um}$	[N/m ²]		
2	Temperatura aerului umed	t_{uscat}	[°C]		
3	Temperatura de saturație a aerului umed	t_{umed}	[°C]		
4	Diferența psicrometrică de temperatură (relația 6.25)	Δt_{psi}	[°C]		
5	Umiditatea absolută în funcție de t_{umed} (tabelul 6.3)	x_{sat}	[kg um/kg a.us]		
6	Presiunea parțială a vaporilor de apă saturați în funcție de t_{umed} (tabelul 6.3)	p'_{sat}	[N/m ²]		
7	Presiunea parțială a vaporilor de apă saturați în funcție de t_{uscat} (tabelul 6.3)	p_{sat}	[N/m ²]		
8	Umiditatea relativă calculată a aerului umed (relația 6.26)	φ	[-]		
			[%]		
9	Umiditatea relativă a aerului umed (tabelul 6.2)	Φ_{psi}	[-]		
			[%]		
10	Umiditatea absolută (relația 6.18)	x	[kg um/kg a.us]		
11	Presiunea parțială a aerului uscat (relația 6.11)	$p_{a.us}$	[N/m ²]		
12	Presiunea parțială a vaporilor.apă (relația 6.12)	$p_{v.apă}$	[N/m ²]		
13	Densitatea aerului umed (relația 6.19)	$\rho_{a.um}$	[kg/m ³]		
14	Volumul specific (relația 6.20)	$v_{a.um}$	[m ³ /kg]		
15	Căldura specifică la presiune constantă (relația 6.22)	c_p	[kJ/kg·K]		
16	Entalpia amestecului a 1 kg aer uscat și x kg vapori de apă (relația 6.23)	H_{1+x}	[kJ/(1+x)kg.am]		
17	Entalpia specifică a 1 kg de aer umed (relația 6.24)	h	[kJ/kg.a.um]		

7 Determinarea curbei debitului în funcție de raportul presiunilor la un compresor cu piston

În cadrul acestei lucrări de laborator sunt prezentate noțiunile teoretice cu privire la un compresor cu piston, instalația utilizată pentru determinarea curbei debitului în funcție de raportul presiunilor, modul de lucru precum și procedura de prelucrare și interpretare a rezultatelor obținute.

Scopul lucrării este trasarea curbei debitului în funcție de raportul presiunilor utilizând instalația din dotarea laboratorului.

7.1 Noțiuni teoretice

Compressoarele sunt mașini termice generatoare, care prin consum de lucru mecanic realizează mărirea presiunii gazelor sau a vaporilor [36].

Compresorul aspiră aer dintr-o sursă de joasă presiune, îi mărește presiunea și îl refulează într-o încălț de presiune ridicată. Compresorul este acționat de un motor electric, energia electrică fiind transformată în energie potențială de presiune a aerului [46]. Compressoarele se întâlnesc în aproape toate ramurile industriale: la transportul fluidelor, în instalațiile de turbine cu gaze, în instalațiile frigorifice, de uscare, de ardere, pompe de căldură, acționarea unor agregate, sisteme de reglaj și comandă etc. [36].

Compresorul cu piston (Fig. 7.1) se compune, în principiu, din următoarele elemente: cilindru, piston, chiulasa în care sunt montate supapa de aspirație (care permite intrarea gazului în cilindru) și supapa de refulare (care permite evacuarea gazului din cilindru după comprimare), camera de aspirație, respectiv camera de refulare.

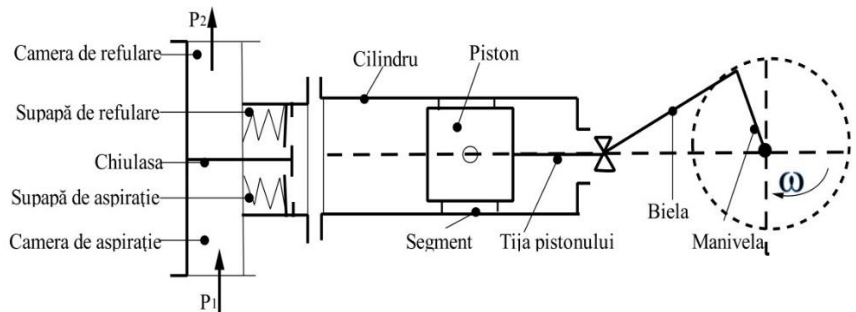


Fig. 7.1 Părțile componente ale unui compresor cu piston

Principiul de funcționare al compresorului cu piston constă în mărirea și micșorarea succesivă a volumului de gaze dintr-un cilindru cu ajutorul unui piston care execută o mișcare alternativă [47]. Arborele cotit antrenează sistemul bielă manivelă, care face ca pistonul să execute o mișcare rectilinie alternativă. La două curse simple ale pistonului se realizează un ciclu de funcționare complet [48]. Ciclul de funcționare al compresorului cu piston cuprinde patru faze distincte: aspirația, comprimarea, refularea și destinderea.

Digrama teoretică a compresorului tehnic este prezentată în figura 7.2, iar ipotezele care stau la baza construirii acesteia sunt:

- ☞ fluidul de lucru este un gaz perfect;
- ☞ transformările suferite de gaze sunt reversibile;
- ☞ masa de gaz rămâne constantă;
- ☞ nu există pierderi de presiune prin laminare în cadrul procesului de aspirație și refulare;
- ☞ nu există frecare între piston și cilindru [48].

Aspirația începe în punctul 4, în momentul în care se deschide supapa de aspirație (SA) și durează până în punctul 1 când se închide supapa. În această etapă are loc umplerea cilindrului cu gaz (V_a).

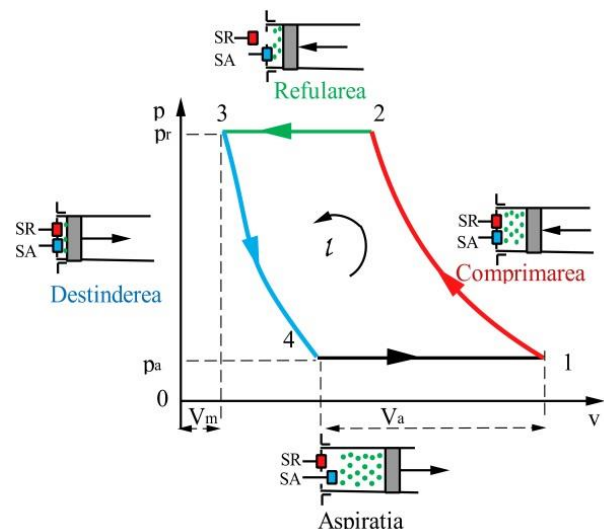


Fig. 7.2 Digrama teoretică a compresorului tehnic cu piston

Comprimarea începe în punctul 1, după închiderea supapei de aspirație și durează până în punctul 2 când se deschide supapa de refulare (SR). În timpul acestei faze, gazul își micșorează volumul și își mărește treptat presiunea până la valoarea necesară refulării. În timpul comprimării volumul gazului se micșorează, iar presiunea și temperatura lui se măresc.

Refularea începe în punctul 2 în momentul în care se deschide supapa de refulare, sub acțiunea presiunii gazului din cilindru. În timpul acestei faze, presiunea rămâne constantă deoarece cilindrul comunică direct cu conducta de refulare.

Destinderea are loc din momentul în care s-a închis supapa de refulare din punctul 3, până când se deschide supapa de aspirație în punctul 4. Când se închide supapa de refulare gazul cuprins în spațiul mort V_m , la presiunea de refulare, își mărește volumul și își micșorează presiunea până când ajunge puțin sub limita de aspirație. În acest moment se deschide supapa de aspirație și reîncepe un nou ciclu. În timpul destinderii volumul gazului se mărește, iar presiunea și temperatura lui se micșorează.

Dacă se înlătură ipoteza conform căreia nu există pierderi de presiune prin laminare în cadrul procesului de aspirație și refulare (conform căreia supapele se deschid instantaneu) se obține diagrama indicată a compresorului tehnic cu piston (Fig. 7.3). Influența laminării gazului în timpul aspirației se manifestă prin pierderi gazodinamice, care fac ca presiunea medie din cilindru în timpul aspirației să fie mai mică decât presiunea din galeria de admisie. În timpul refulării, pentru acoperirea pierderilor gazodinamice din supapă, presiunea medie din cilindru trebuie să fie mai mare decât presiunea din galeria de refulare. La începutul admisiei și la începutul refulării, când supapele încă nu sunt complet deschise, diferențele de presiune au valorile maxime [49].

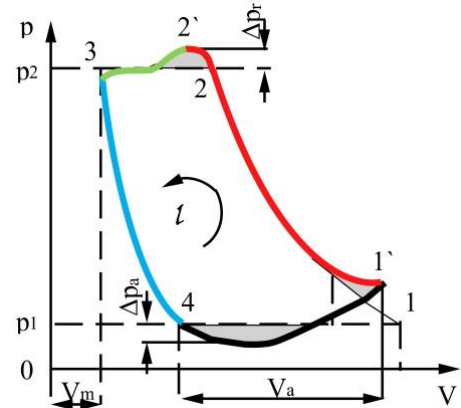


Fig. 7.3 Diagrama indicată a compresorului tehnic cu piston

La începutul cursei de aspirație gazul deschide supapa de aspirație când presiunea din cilindru este inferioară presiunii p_1 din conducta de aspirație cu o diferență Δp_a necesară pentru deschiderea supapei la începutul cursei de aspirație, jocul supapei înainte de deschiderea completă apare ca oscilații neregulate ale curbei în vecinătatea punctului 4. În punctul 4 se deschide supapa simultan cu schimbul cursei pistonului, între punctele 1 și 2 gazul este comprimat după o curbă politropă, până la o presiune superioară p_2 cu o diferență Δp_r necesară pentru deschiderea supapei de refulare. În punctul 2 apar oscilații neregulate datorită jocului supapei de refulare [50].

Pentru a evita lovitura pistonului în capacul compresorului (care ar da dilatări neegale ale cilindrului) lungimea cursei pistonului trebuie să fie mai mică. Se observă că la sfârșitul cursei de evacuare, în cilindru mai rămâne volumul V_m , volum care ocupă spațiul mort. Rolul acestui volum de gaz neevacuat este de a proteja compresorul la suprasolicitări mecanice cauzate de o eventuală blocare a supapelor sau de incompresibilitatea lichidelor pătrunse întâmplător în cilindru [46].

Modul de determinare a presiunii maxime la un compresor cu piston cu o singură treaptă de comprimare, sau influența spațiului mort asupra volumului de gaz aspirat este prezentat în figura 7.4. Pentru determinarea presiunii maxime, la compresorul cu piston cu o singură treaptă de comprimare, se impune ca volumul de gaz aspirat și coeficientul volumic (gradul de umplere) să fie nul. Rezultă astfel că și debitul compresorului este nul. Se observă că gazul din cilindru compresorului se comprimă și se destinde după aceeași curbă (se confundă). În concluzie, valoarea presiunii de refulare p_r trebuie să aibă valori strict mai mici decât p_{2max} . Prin mărirea raportului de comprimare, respectiv a presiunii de refulare, ciclul de funcționare al compresorului real se modifică, în sensul că volumul de gaz aspirat se diminuează; ceea ce conduce la reducerea de gaz vehiculat. Diminuarea volumului de gaz aspirat se datorează faptului că destinderea gazului rămas ocupă o cantitate mai mare din cursa efectuată de piston. Raportul de comprimare

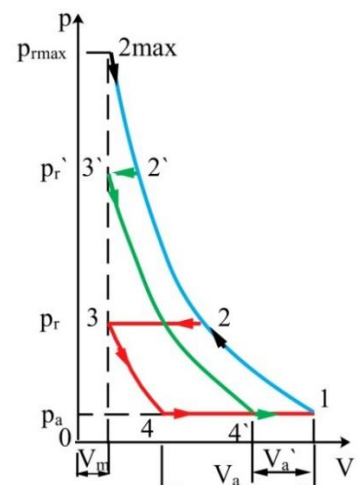


Fig. 7.4 Modul de determinare a presiunii maxime

influențează în mod semnificativ valoarea coeficientului volumic, adică a gradului de umplere. Valoarea coeficientului volumic (a gradului de umplere) este influențată de mărimea spațiului mort, de raportul de comprimare și de natura gazului vehiculat în compresor. Odată cu creșterea spațiului mort scade valoarea coeficientului volumic, și invers, reducerea spațiului mort conduce la creșterea coeficientului volumic [47]. În realitate, presiunea maximă p_{2max} depinde și de temperatura de refulare a gazului, care în general nu poate depăși 453K deoarece uleiul utilizat pentru ungere se cocsifică la 470K [2, 49].

În figura 7.5 sunt prezentate principalele mărimi care caracterizează compresorul:

- ☞ volumul total al cilindrului (V_1) este volumul cuprins între chiulasă și piston, când acesta se află în punctul mort superior (P_{ms});
- ☞ volumul spațiului mort (V_3 sau V_m) este volumul cilindrului cuprins între chiulasă și piston, când acesta se află în punctul mort inferior;
- ☞ volumul cursei sau cilindreea (V_c) este volumul cilindrului cuprins între cele două poziții extreme ale pistonului: punctul mort inferior (P_{mi}) și punctul mort superior (P_{ms}).

Cilindreea se poate exprima cu relațiile:

$$V_c = (\pi \cdot d^2 \cdot x) / 4 \text{ [m}^3/\text{cil.rot]} \quad (7.1)$$

$$V_c = V_1 - V_3 = V_1 - V_m \quad (7.2)$$

unde: d [m] este diametrul cilindrului, iar x [m] - cursa pistonului.

Volumul aspirat (V_a) de compresor:

$$V_a = V_1 - V_4 \text{ [m}^3] \quad (7.3)$$

Volumul refulat (V_r) de compresor:

$$V_r = V_2 - V_3 = V_2 - V_m \text{ [m}^3] \quad (7.4)$$

Raportul de comprimare (ϵ_c):

$$\epsilon_c = p_r / p_a \text{ [-]} \quad (7.5)$$

Coeficientul spațiului mort sau spațiul mort relativ sau gradul volumetric de compresie (m_m) ne arată cât la sută din volumul cilindreei reprezintă volumul spațiului mort:

$$m_m = \frac{V_m}{V_c} = \frac{V_3}{V_c} = \frac{V_3}{V_1 - V_3} \text{ [-]} \quad (7.6)$$

Gradul de umplere sau coeficientul de debit sau coeficientul de umplere (μ_u) ne arată cât la sută din volumul cilindreei reprezintă volumul de gaz aspirat:

$$\mu_u = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_m} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \text{ [-]} \quad (7.7)$$

Randamentul de debit (λ_d) al compresorului influențează raportul de comprimare, coeficientul spațiului mort relativ și coeficientul de umplere. Acesta se definește cu relația:

$$\lambda_d = \mu_u \cdot \frac{T_a}{T_{sa}} \text{ [-]} \quad (7.8)$$

unde: T_a [K] este temperatura aerului la aspirație; T_{sa} [K] - temperatura aerului la sfârșitul aspirației.

Influența grupată a parametrilor: gradul de umplere (μ_u), randamentul de debit (λ_d), coeficientul spațiului mort (m_m) și raportul de comprimare (ϵ_c) asupra debitului de refulare se determină experimental, folosind metoda determinării debitului prin umplerea unui rezervor etalonat de volum V .

Cantitatea de gaz ce se găsește într-un astfel de recipient la T_1 și p_1 este dată de relația:

$$m_1 = \frac{p_1 \cdot V}{R \cdot T_1} \text{ [kg]} \quad (7.9)$$

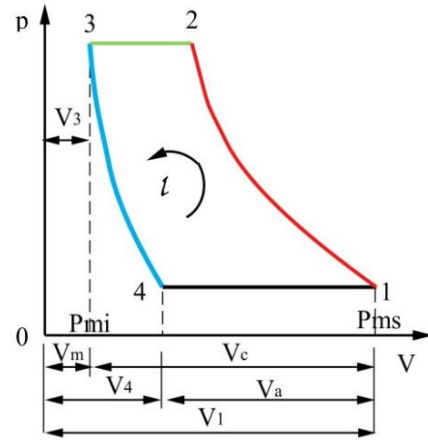


Fig. 7.5 Ciclul de funcționare și mărimile caracteristice ale compresorului

Dacă în acest recipient se introduce o cantitate de m kg de gaz, presiunea și temperatura vor crește la p_2 și T_2 . Cantitatea de gaz ce rezultă în recipient este:

$$m_2 = \frac{p_2 V}{R \cdot T_2} = m + \frac{p_1 V}{R \cdot T_1} \quad [\text{kg}] \quad (7.10)$$

unde: p_1 [N/m^2] este presiunea în recipient la începutul măsurătorii; p_2 [N/m^2] - presiunea în recipient la sfârșitul măsurătorii; T_1 [K] - temperatura aerului din rezervor la începutul măsurătorii; T_2 [K] - temperatura aerului din rezervor la sfârșitul măsurătorii; V [m^3] - volumul ocupat de gaz; R - constanta de gaz perfect pentru aer, $R=287,14\text{J}/(\text{kgK})$. Rezultă că:

$$m = \frac{V}{R} \left(\frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) \quad [\text{kg}] \quad (7.11)$$

$$m = m_2 - m_1 \quad [\text{kg}] \quad (7.12)$$

Debitul compresorului reprezintă cantitatea de gaz refulată, în regim normal de funcționare, în unitatea de timp. Se distinge astfel debitul masic \dot{m} [kg/s], \dot{V}_N [m^3_N/s] debitul volumic la condiția stării normale, \dot{V} [m^3/s] debitul volumic exprimat în funcție de condițiile de presiune și temperatură la refulare [49]. Pentru o variație a presiunii și temperaturii de la p_1, T_1 la p_2, T_2 în τ secunde, debitul masic este dat de relația:

$$\dot{m} = \frac{m}{\tau} \quad [\text{kg}/\text{s}] \quad (7.13)$$

iar debitul volumic este dat de relația:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (7.14)$$

cunoscând că:

$$\rho = \rho_N \cdot \frac{p_b + p_2}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_2} \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (7.15)$$

unde: ρ_N este densitatea aerului la starea normală, $\rho_N=1,2928\text{kg}/\text{m}^3$; p_b [N/m^2] - presiunea barometrică; p_2 [N/m^2] - presiunea din recipientul etalon la finalul fiecărei măsurători; p_N - presiunea aerului la starea normală, $p_N=101325\text{N}/\text{m}^2$, T_N - temperatura la starea normală, $T_N=273,15\text{K}$, T_2 [K] - temperatura aerului din rezervor la sfârșitul fiecărei măsurători.

Debitul volumic la condițiile stării normale, se determină cu relația:

$$\dot{V}_N = \dot{V} \cdot \frac{p_b + p_2}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_2} = \dot{V} \cdot \frac{\rho}{1,2928} \quad [\text{m}^3_N/\text{s}] \quad (7.16)$$

Pe baza rezultatelor obținute se trasează un grafic asemănător cu cel prezentat în figura 7.6:

$$\dot{m} = f(\varepsilon_c) \quad (7.17)$$

unde: ε_c este raportul presiunilor:

$$\varepsilon_c = \frac{p_r}{p_a} = \frac{p_r}{p_b} \quad (7.18)$$

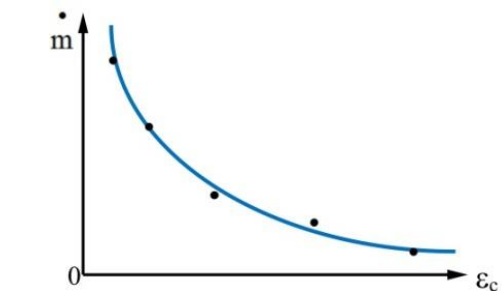


Fig. 7.6 Curba de variație a debitului masic în funcție de raportul presiunilor

7.2 Descrierea instalației și desfășurarea lucrării

Instalația experimentală utilizată pentru determinarea curbei debitului în funcție de raportul presiunilor la un compresor cu piston este compusă din: compresorul acționat de un motor electric, un recipient intermediar prevăzut cu un manometru pentru citirea presiunii de refulare, un ventil de reglare, un recipient etalonat cu $V=0,262\text{m}^3$ echipat cu un manometru, termometru, o supapă de siguranță și două ventile de golire. Schema instalației pentru determinarea curbei debitului în funcție de raportul presiunilor este redată în figura 7.7.

Lucrarea se va desfășura astfel:

- ☞ se citește presiunea barometrică (p_b) de pe barometrul montat în laborator și care este egală presiunea de aspirație (p_a);
- ☞ se pune în funcțiune compresorul și se aduce la regim normal de lucru;
- ☞ se menține o presiune de refulare (p_r) constantă în recipientul intermediar cu ajutorul ventilului de reglare (pentru început se poate alege 2 sau 3 kgf/cm^2 , la fiecare nouă măsurătoare aceasta se mărește cu 1 kgf/cm^2);
- ☞ se citesc parametrii inițiali p_1 și t_1 din recipientul etalon, pornind în același timp cronometru. Se cronometrează timpul în care se ajunge la valoarea aleasă pentru p_2 , citind apoi și temperatura t_2 ;
- ☞ în acest interval de timp, presiunea în recipientul intermediar se menține constantă prin manevrarea ventilului de reglare. Se impune ca diferența de presiune dintre recipientul etalon și recipientul intermediar să fie de cel puțin 1 kgf/cm^2 (când se ajunge la citirea finală p_2);
- ☞ se repetă măsurătorile pentru diferite presiuni realizate în recipientul intermediar, notându-se de fiecare dată p_1 , p_2 , t_1 , t_2 și τ ;
- ☞ pe baza rezultatelor obținute se trasează curba debitului în funcție de raportul presiunilor.

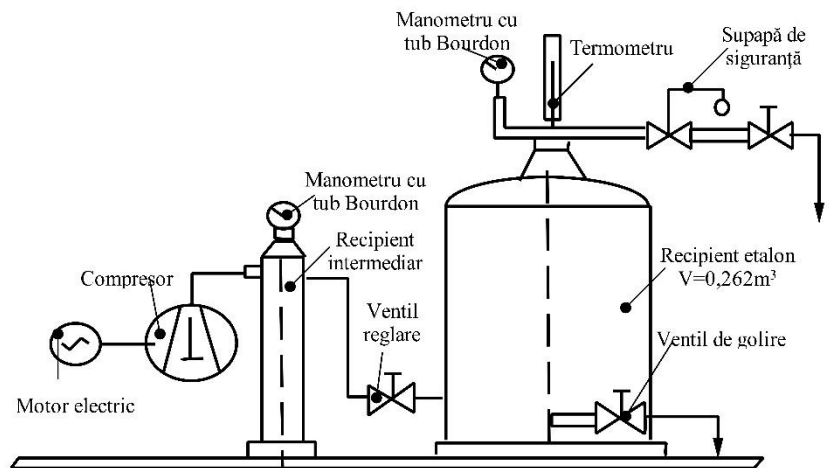


Fig. 7.7 Schema instalației experimentale pentru determinarea curbei debitului în funcție de raportul presiunilor la un compresor cu piston

7.3 Prelucrarea datelor și rezultatele măsurătorilor

Valorile măsurate sunt transformate în sistem internațional și centralizate în tabelul 7.1. Mărimile calculate sunt centralizate în tabelul 7.2, iar apoi se trasează curba de variație a debitului în funcție de raportul presiunilor în figura 7.8.

Tabel 7.1 Valori măsurate

1	Mărimea	Simbol mărime	U.M.	Determinarea				
				1	2	3	4	5
1.	Presiunea de aspirație (presiunea barometrică)	$p_a=p_b$	[mbar]					
			[N/m ²]					
2.	Presiunea de refulare (presiunea din recipientul intermediar)	p_r	[kgf/cm ²]					
			[N/m ²]					
3.	Presiunea în recipientul etalon la începutul măsurătorii	p_1	[bar]					
			[N/m ²]					
4.	Presiunea în recipientul etalon la sfârșitul măsurătorii	p_2	[bar]					
			[N/m ²]					
5.	Timpul în care presiunea crește de la p_1 la p_2	τ	[s]					
6.	Temperatura aerului în recipientul etalon la începutul măsurătorii		t_1	[°C]				
			T_1	[K]				
7.	Temperatura aerului în recipientul etalon la sfârșitul măsurătorii		t_2	[°C]				
			T_2	[K]				

Tabel 7.2 Mărimi calculate

Nr. Crt.	Mărimea	Sim-bol	U.M.	Determinarea				
				1	2	3	4	5
1.	Masa de aer din recipient la începutul măsurătorii (relația 7.9)	m_1	[kg]					
2.	Masa de aer din recipient la finalul măsurătorii (relația 7.10)	m_2	[kg]					
3.	Masa de aer introdusă la fiecare nouă măsurătoare (relația 7.12)	m	[kg]					
4.	Debitul masic de aer (relația 7.13)	\dot{m}	[kg/s]					
			[kg/h]					
5.	Densitatea aerului din rezervor (relația 7.15)	ρ	[kg/m ³]					
6.	Debitul volumic de aer (relația 7.14)	\dot{V}	[m ³ /s]					
			[m ³ /h]					
7.	Debitul volumic de aer la condițiile stării normale (relația 7.16)	\dot{V}_N	[m ³ _N /s]					
			[m ³ _N /h]					
8.	Raportul de comprimare (relația 7.18)	ε_c	[-]					

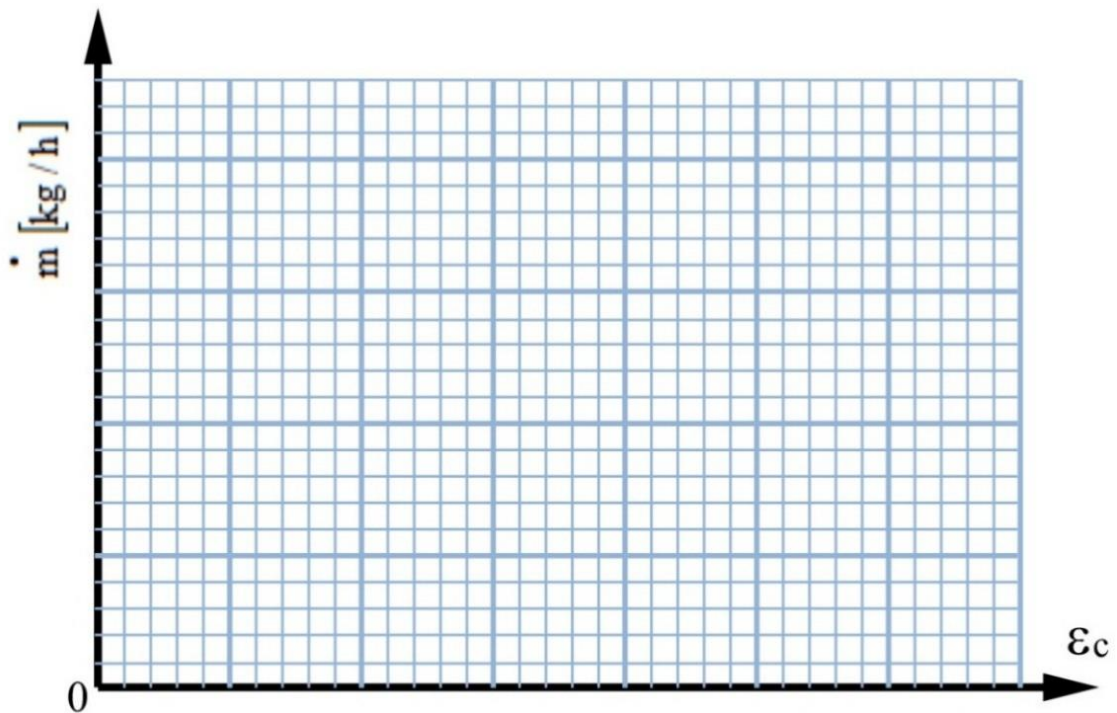


Fig. 7.8 Curba de variație a debitului masic în funcție de raportul presiunilor

8 Trasarea curbelor caracteristice interioare ale ventilatoarelor centrifugale

Lucrarea de laborator prezintă modul în care se realizează măsurătorile pentru determinarea caracteristicilor interioare ale unui ventilator centrifugal, precum și procedura de prelucrare și interpretare a rezultatelor obținute.

Scopul lucrării este de a reprezenta grafic curbele de variație a presiunii, a puterii și a randamentului unui ventilator centrifugal în funcție de debitul volumic furnizat de acesta.

8.1 Noțiuni teoretice

Ventilatoarele sunt dispozitive mecanice folosite în instalațiile de ventilare pentru vehicularea aerului. Ventilatoarele transformă energia mecanică, preluată de la motorul de antrenare, în energie pneumatică, manifestată sub forma creșterii presiunii totale a gazului între aspirație și refulare. În funcție de caracteristicile constructive, ele asigură debitul de aer necesar într-o instalație și acoperirea pierderilor de presiune [51].

Scopul ventilatoarelor în funcție de domeniul de utilizare este:

- ☞ să realizeze confortul termic în clădiri industriale sau comerciale, acolo unde climatizarea nu este posibilă sau este prea costisitoare;
- ☞ să circule aerul pentru destratificarea zonelor de căldură și / sau umezeală sau chiar pentru zone cu aer stagnat;
- ☞ să ventileze (adică să evacueze aerul interior și să introducă aer proaspăt) incinte comerciale și industriale, inclusiv: fabrici, depozite, săli de sport, parcări subterane etc.;
- ☞ să transporte materiale solide sau gazoase, rezultate din procese tehnologice;
- ☞ să răcească medii (apa din turnurile de răcire etc.) sau echipamente (compresoare din chillere etc.); să realizeze circulația aerului prin sisteme centralizate de condiționare a aerului (centrale de tratare a aerului, roof-top etc.) sau prin aparate de climatizare (ventilo-convectoare, splituri etc.) [52].

Ventilatorul centrifugal (Fig. 8.1) este o mașină derivată din compresorul centrifugal și are în construcția sa un rotor și un stator. Rotorul este format din arbore, disc și capac, între disc și capac fiind plasate paletetele. Rotorul este antrenat în mișcare de rotație de către un motor electric; datorită depresiei create, aerul exterior intră prin orificiul (sau orificiile) de aspirație și sub acțiunea forței centrifuge, provocate de învârtirea rotorului, aerul este dirijat către orificiul de refulare [49]. Paletetele sunt repartizate echidistant pe circumferință, putând fi drepte, curbate înainte sau curbate înapoi. Statorul este construit dintr-o carcasă având secțiunea transversală în formă de spirală, fiind prevăzut cu orificiul de aspirație axial și orificiul de refulare radial. Curentul de aer intră în ventilator paralel cu axul de rotație și iese perpendicular pe acesta. Ventilatorul centrifugal realizează creșteri de presiune mici, de ordinul zecilor sau sutelor de mmH₂O și debite volumice ce ajung la zeci de mii de m³/h [53].

Ventilatoarele se construiesc din tablă de oțel, iar acționarea lor se face cu motoare electrice de curent alternativ, de regulă de tipul asincron cu rotor în scurtcircuit. Transmiterea puterii se face fie direct (în marea majoritate a cazurilor), fie indirect prin intermediul unor curele de transmisie [53].

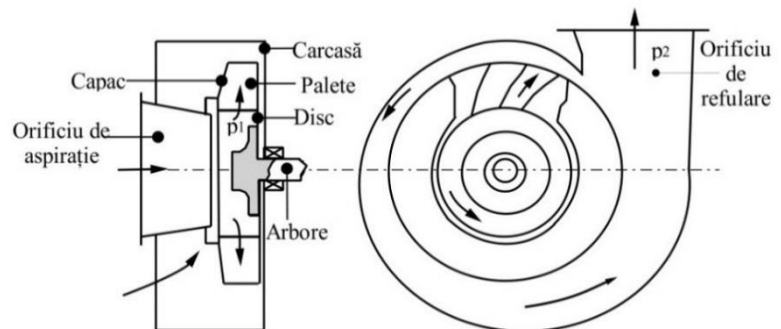


Fig. 8.1 Părțile componente ale ventilatorului centrifugal

Pentru a cunoaște cât mai bine comportarea ventilatoarelor, se construiesc diagrame în care se reprezintă grafic variația caracteristicilor ventilatorului în funcție de debitul volumic pentru anumite turații constante. Principalele caracteristici ale ventilatoarelor (Fig. 8.2) sunt: presiunea realizată (p_{tot}), puterea

electrică absorbită din rețea (P_a) și randamentul ventilatorului (η) [2]. Selecția unui ventilator pentru un sistem de distribuție a aerului particular impune corespondența între caracteristicile de presiune ale ventilatorului și ale sistemului [54].

Practic ventilatoarele funcționează la turație constantă și la debite variabile.

Cerințele principale care trebuie îndeplinite de ventilatoare în timpul funcționării lor sunt:

- ☞ să fie silențioase;
- ☞ să aibă un randament cât mai ridicat;
- ☞ să aibă o curbă de variație a randamentului cât mai aplatisată, pentru a oferi domenii de funcționare cât mai largi (cu alte cuvinte de a funcționa pe o plajă cât mai întinsă de debite la randamente maxime);
- ☞ să prezinte o formă constructivă care să elimine pierderile prin fenomenul de cavitație și turbulență [2, 51].

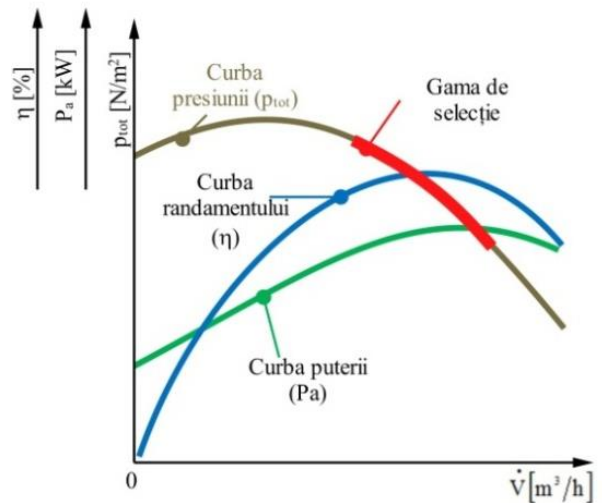


Fig. 8.2 Curbele caracteristice ale ventilatoarelor centrifugale

8.2 Descrierea instalației și desfășurarea lucrării

Schema instalației pentru determinarea caracteristicilor principale ale unui ventilator centrifugal este redată în figura 8.3. Instalația experimentală se compune din: ventilatorul centrifugal, motorul electric care antrenează ventilatorul, racordul de aspirație, robinet de reglare a debitului de aer, tub manometric de tip "U" cu apă pentru determinarea presiunii statice a aerului din conductă, tub "Pitot" cuplat la un micromanometru cu rezervor și tub înclinat

pentru determinarea presiunii dinamice a aerului refulat și un contor electric trifazat. Pentru poziția robinetului închisă, ventilatorul nu livrează aer, ceea ce înseamnă că debitul este nul, puterea utilă $P_u=0$, iar randamentul $\eta=0$. Acesta corespunde regimului de mers în gol la care presiunea statică este în același timp și presiunea totală (se citește la tubul manometric de tip U), iar presiunea dinamică (se citește la micromanometru cu rezervor și tub înclinat) este nulă. Se contorizează consumul de energie electrică la mersul în gol.

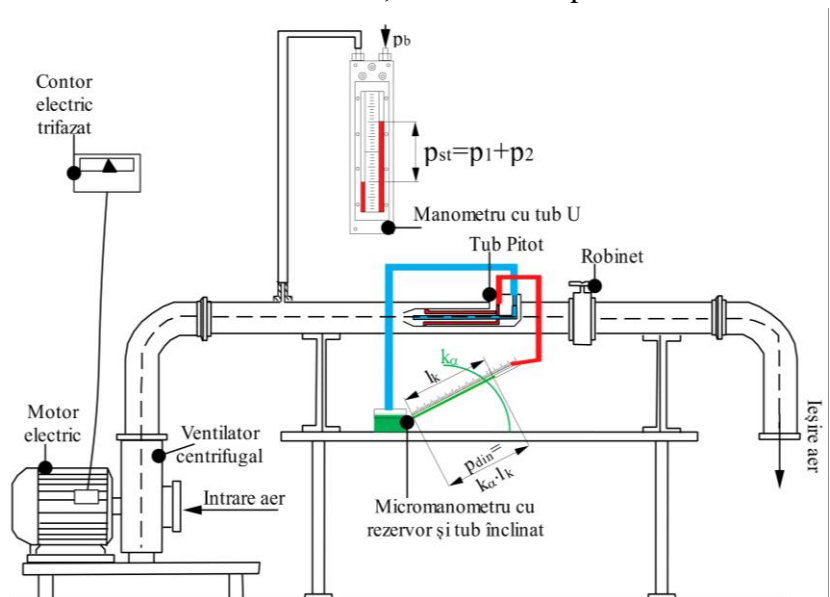


Fig. 8.3 Schema instalației experimentale pentru determinarea curbelor caracteristice interioare la un ventilator centrifugal

Pentru determinarea caracteristicilor menționate anterior se vor efectua mai multe măsurători, determinându-se presiunea statică p_{st} , presiunea dinamică p_{din} , și puterea absorbită de motorul electric P_a , pentru diferite deschideri ale robinetului de reglare a debitului de aer. De asemenea se mai citesc: presiunea barometrică p_b , temperatura aerului din conducta de refulare a ventilatorului (care pentru simplificare în cazul de față este aproximativ egală cu cea a mediului ambiant) în $^{\circ}\text{C}$, iar pentru măsurarea puterii absorbite de motorul electric se va cronometra timpul în care discul contorului face un anumit număr de rotații z_r .

Presiunea totală creată de ventilator se determină cu relația:

$$P_{tot} = P_{st} + P_{din} \quad (8.1)$$

Densitatea aerului se calculează astfel:

$$\rho = \rho_N \cdot \frac{p_{st} + p_b}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (8.2)$$

unde: ρ_N este densitatea aerului la starea normală, $\rho_N=1,2928\text{kg/m}^3$; p_b [N/m²] - presiunea barometrică; p_{st} [N/m²] - presiunea statică; p_N - presiunea aerului la starea normală, $p_N=101325$ N/m², T_N – temperatura la starea normală, $T_N=273,15\text{K}$, T [K] - temperatura aerului din conducta de refulare a ventilatorului (care pentru simplificare în cazul de față este aproximativ egală cu cea a mediului ambiant).

Viteza de deplasare a aerului în conducta de refulare:

$$w = \sqrt{2 \cdot p_{din} / \rho} \quad [\text{m/s}] \quad (8.3)$$

unde: p_{din} [N/m²] este presiunea dinamică a fluidului, ρ [kg/m³] - densitatea.

Debitul volumic se determină astfel:

$$\dot{V} = A \cdot w = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{din}}{\rho}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (8.4)$$

unde: A [m²] este aria secțiunii conductei de refulare; w [m/s] – viteza de deplasare a fluidului; d - diametrul conductei de refulare, $d = 0,077$ m.

Debitul masic:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \quad [\text{kg/s}] \quad (8.5)$$

Puterea utilă:

$$P_u = \dot{V} \cdot p_{tot} \quad [\text{W}] \quad (8.6)$$

unde: \dot{V} [m³/s] este debitul volumic; p_{tot} [N/m²] - presiunea totală.

Puterea electrică absorbită din rețea se determină din relația:

$$P_a = \frac{z_r}{240} \cdot \frac{3600}{\tau} \quad [\text{kW}] \quad (8.7)$$

unde: z_r [-] este numărul de rotații ale discului de la contorul electric; τ [s] – timpul cronometrat în care s-au efectuat cele z_r rotații.

Contorul indică 1 kWh la 240 rotații complete ale discului. Pentru a se obține din relația (8.7) puterea consumată direct în W, se utilizează relația sub forma:

$$P_a = \frac{15000 \cdot z_r}{\tau} \quad [\text{W}] \quad (8.8)$$

Randamentul ventilatorului:

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} \cdot 100 \quad [\%] \quad (8.9)$$

În baza acestor măsurători se pot trasa cele trei curbe caracteristice interioare ale ventilatorului și care vor avea alurile din figura 8.2.

Lucrarea se va desfășura astfel:

- prima măsurătoare se va efectua cu robinetul de reglare a debitului închis când debitul de aer vehiculat în instalație este nul, puterea utilă $P_u=0$, iar randamentul $\eta=0$.
- pentru diferite valori ale presiunii dinamice (p_{din}) și ale numărului de rotații a discului contorului electric (z_r) se determină: presiunea statică (p_{st}) și timpul (τ) în care discul contorului electric efectuează cele z_r rotații complete.
- după finalizarea măsurătorilor se citește presiunea barometrică și temperatura aerului din laborator.

8.3 Prelucrarea datelor și rezultatele măsurătorilor

Valorile măsurate sunt transformate în sistem internațional și centralizate în tabelul 8.1. De asemenea tot în acest tabel, sunt centralizate și mărimile calculate. Se trasează apoi curbele caracteristice: randamentul, puterea electrică absorbită din rețea și presiunea totală realizată de ventilatorul centrifugal supus studiului în funcție de debitul volumic vehiculat în figura 8.4.

Tabel 8.1 Valori măsurate și calculate

Nr · Crt	Mărimea	Simbol mărime	U.M.	Determinarea				
				1	2	3	4	5
1.	Presiunea barometrică	p_b	[mbar]					
			[N/m ²]					
2.	Temperatura mediului ambiant	t	[°C]					
			T	[K]				
3.	Numărul de rotații cronometrate ale discului contorului electric	z_r	[rot]					
4.	Timpul în care discul contorului realizează cele z_r rotații	τ	[s]					
5.	Presiunea statică	p_{st}	[mmH ₂ O]					
			[N/m ²]					
6.	Presiunea dinamică	p_{din}	[mmH ₂ O]					
			[N/m ²]					
7.	Presiunea totală (relația 8.1)	p_{tot}	[mmH ₂ O]					
			[N/m ²]					
8.	Densitatea aerului (relația 8.2)	ρ	[kg/m ³]					
9.	Viteza de deplasare a aerului în conductă (relația 8.3)	w	[m/s]					
			[km/h]					
10.	Debitul volumic de aer refulat (relația 8.4)	\dot{V}	[m ³ /s]					
			[m ³ /h]					
11.	Debitul masic de aer refulat (relația 8.5)	\dot{m}	[kg/s]					
			[kg/h]					
12.	Puterea utilă (relația 8.6)	P_u	[W]					
			[kW]					
13.	Puterea absorbită de la rețea (consumată) (relația 8.8)	P_a	[W]					
			[kW]					
14.	Randamentul ventilatorului (relația 8.9)	η	[%]					

Tabel 8.1 Valori măsurate și calculate - continuare

Nr · Crt	Mărimea	Simbol mărime	U.M.	Determinarea				
				6	7	8	9	10
1.	Presiunea barometrică	p_b	[mbar]					
			[N/m ²]					
2.	Temperatura mediului ambiant	t	[°C]					
		T	[K]					
3.	Numărul de rotații cronometrate ale discului contorului electric	z_r	[rot]					
4.	Timpul în care discul contorului realizează cele z_r rotații	τ	[s]					
5.	Presiunea statică	p_{st}	[mmH ₂ O]					
			[N/m ²]					
6.	Presiunea dinamică	p_{din}	[mmH ₂ O]					
			[N/m ²]					
7.	Presiunea totală (relația 8.1)	p_{tot}	[mmH ₂ O]					
			[N/m ²]					
8.	Densitatea aerului (relația 8.2)	ρ	[kg/m ³]					
9.	Viteza de deplasare a aerului în consuctă (relația 8.3)	w	[m/s]					
			[km/h]					
10.	Debitul volumic de aer refulat (relația 8.4)	\dot{V}	[m ³ /s]					
			[m ³ /h]					
11.	Debitul masic de aer refulat (relația 8.5)	\dot{m}	[kg/s]					
			[kg/h]					
12.	Puterea utilă (relația 8.6)	P_u	[W]					
			[kW]					
13.	Puterea absorbită de la rețea (consumată) (relația 8.8)	P_a	[W]					
			[kW]					
14.	Randamentul ventilatorului (relația 8.9)	η	[%]					

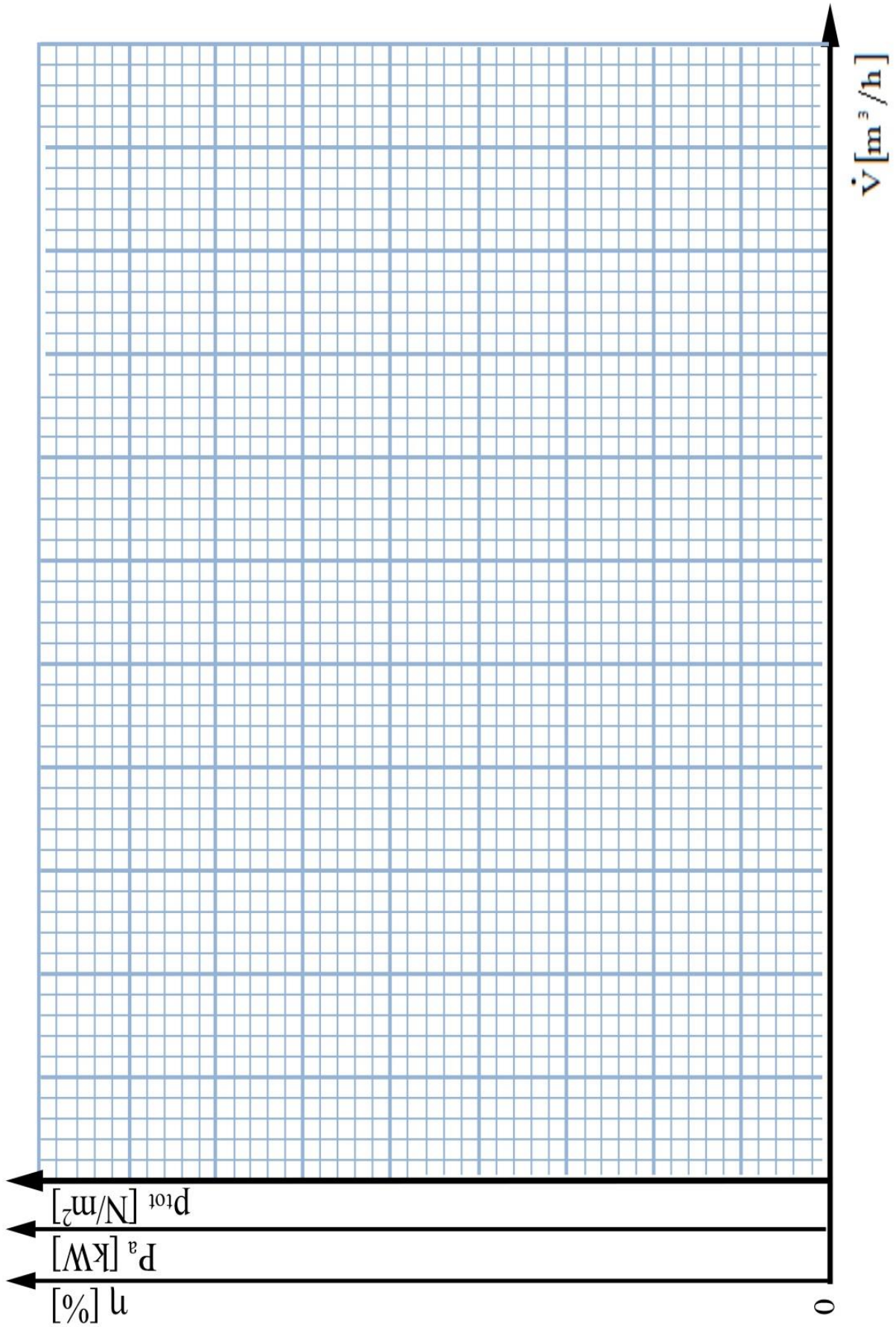


Fig. 8.4 Curbele caracteristice ale ventilatorului centrifugal supus studiului

9 Determinarea caracteristicilor principale ale pompelor de căldură

Lucrarea de laborator prezintă modul în care se realizează măsurătorile pentru determinarea caracteristicilor principale ale pompelor de căldură, diagrama lgp - h specifică agenților frigorifici precum și procedura de prelucrare și interpretare a rezultatelor obținute.

Scopul lucrării este de a determina experimental eficiența termică reală a unei pompe de căldură, de a pune în evidență diferența dintre aceasta și eficiența termică teoretică, de a calcula randamentul exergetic și de a stabili măsura în care eficiența termică exprimă procesele reale din instalație.

9.1 Noțiuni teoretice

Pompele de căldură sunt instalații termice destinate valorificării potențialului termic al surselor cu temperaturi egale sau cu puțin mai mare decât cele ale mediului ambiant [2].

Pompele de căldură sunt mașini termice care au rolul de a prelua căldură de la un mediu având temperatura mai scăzută și de a o ceda unui mediu având temperatura mai ridicată, așa cum se observă și pe schema energetică din figura 9.1 [30]. Mediul cu temperatura mai scăzută, de la care se preia căldură este denumit sursă rece, iar mediul cu temperatura mai ridicată, căruia i se cedează căldură, este denumit sursă caldă. Deoarece au capacitate termică infinită, temperaturile surselor de căldură rămân constante chiar dacă acestea schimbă căldură [55]. Conform principiului doi al termodinamicii, pentru transportul căldurii, în condițiile prezentate, este necesar un consum de energie, notat cu P_{comp} . Fluxul de căldură absorbit de la sursa rece a fost notat cu \dot{Q}_{vap} , iar fluxul de căldură cedat sursei calde, a fost notat cu \dot{Q}_{cond} .

Pompa de căldură funcționează după același principiu ca și instalațiile frigorifice, având aceleași echipamente componente, fiind de fapt derivată din instalația frigorifică.

Pompele de căldură se deosebesc de instalațiile frigorifice prin nivelul de temperatură al surselor de căldură și efectul urmărit. Efectul util urmărit la instalațiile frigorifice este răcirea unei incinte, în timp ce efectul util al pompelor de căldură este încălzirea unei incinte. În cazul instalațiilor frigorifice, sursa rece se găsește sub temperatura mediului ambiant, iar procesul de coborâre a temperaturii sub această valoare, este denumit răcire artificială. Domeniile de utilizare a pompelor de căldură sunt foarte variate. Ele au căpătat o largă răspândire odată cu apariția crizei energetice. Pompele de căldură au aplicații nelimitate atât în domeniul rezidențial cât și în domeniul industrial. Cu o pompă de căldură se poate asigura: încălzirea clădirilor prin intermediul radiatoarelor, ventiloconvectoarelor, încălzire în pardoseală; preparare apă caldă menajeră (de consum); ventilație, dezumidificare și aport de aer proaspăt cu recuperarea căldurii din aerul viciat evacuat; răcirea clădirilor prin intermediul ventiloconvectoarelor, răcire în pardoseală, în pereți și în tavan; încălzirea apei din piscină [56].

Clasificarea pompelor de căldură se poate realiza în funcție de felul surselor de căldură utilizate, astfel avem pompe de căldură de tip:

- aer - apă: folosesc ca sursă de căldură aerul, iar ca agent purtător de căldură apa (Fig. 9.2);
- apă - apă: folosesc ca sursă de căldură apa din pânza freatică, din lacuri, râuri sau apa de mare, iar purtătorul de căldură este tot apa (Fig. 9.3);
- sol - apă: folosesc ca sursă de căldură solul, iar ca purtător de căldură apa (Fig. 9.4).



Fig. 9.2 Pompă de căldură de tip aer – apă montată în interiorul, respectiv în exteriorul locuinței [57]

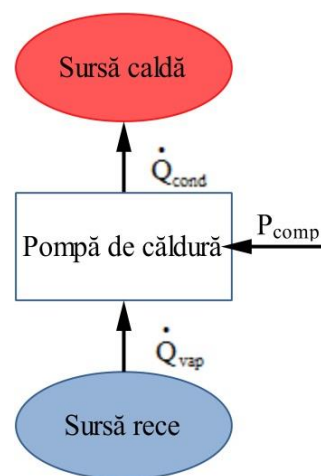


Fig. 9.1 Schema energetică a pompelor de căldură

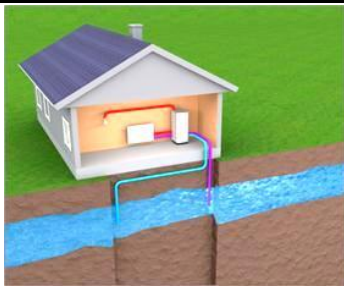


Fig. 9.3 Pompă de căldură de tip apă – apă [58]

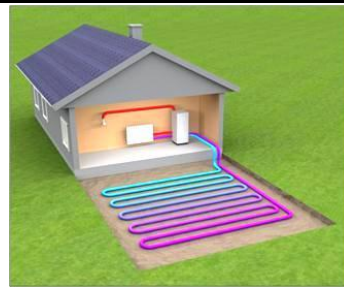
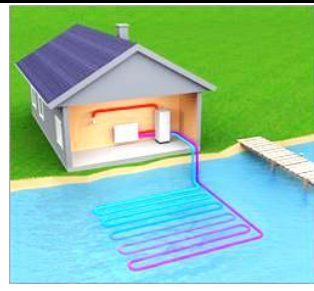
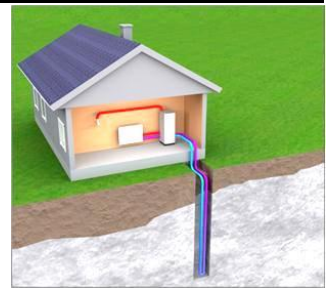


Fig. 9.4 Pompă de căldură de tip sol – apă [58]



Pompele de căldură de tip sol - apă sunt cele mai utilizate deoarece prezintă următoarele avantaje:

- temperatură constantă în timp, de la o adâncime dependentă de zona climatică și natura terenului,
- temperatură destul de ridicată, chiar și în sezonul rece;

iar dezavantajele principale sunt:

- investiție ridicată, datorată acestor mari suprafețe ale captatoarelor plasate în sol;
- conductivitate termică a solului foarte scăzută, care conduce la suprafețe mari pentru captarea căldurii [59].

Schema de principiu a pompelor de căldură este prezentată în figura 9.5. Pompele de căldură au în componență cel puțin patru echipamente componente:

- ☞ un schimbător de căldură denumit vaporizator (unde are loc vaporizarea agentului frigorific prin preluarea căldurii de la sursa rece la temperatura și presiunea de vaporizare, care sunt constante);
- ☞ un compresor (care asigură condițiile de lucru pentru condensator);
- ☞ un schimbător de căldură denumit condensator (unde are loc condensarea agentului frigorific prin cedarea căldurii către sursa caldă la temperatura și presiunea de condensare, care sunt constante);
- ☞ un detentor sau ventil de laminare (care asigură condițiile de lucru pentru vaporizator).

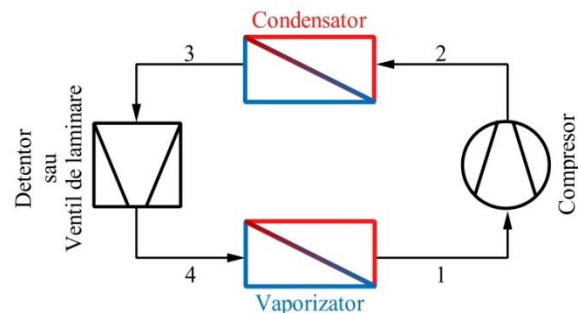


Fig. 9.5 Schema de principiu a pompelor de căldură

În vaporizator are loc preluarea de căldură de la sursa rece. Acest proces se realizează prin vaporizarea agentului frigorific în vaporizator. Vaporii rezultați sunt apoi absorbiți de compresor și comprimați adiabatic de la presiunea din vaporizator (p_{vap}) la presiunea necesară în condensator (p_{cond}). În condensator are loc cedarea de căldură către sursa caldă. Acest proces se realizează prin condensarea agentului frigorific în condensator. În urma cedării de căldură către sursa caldă, vaporii revin în starea de lichid. Pentru ca lichidul obținut în condensator să poată să preia din nou căldură de la sursa rece prin vaporizare, acesta trebuie să revină la presiunea de vaporizare, micșorarea presiunii realizându-se cu ajutorul unui detentor sau ventil de laminare. Acest proces este însoțit și de o vaporizare parțială a agentului frigorific. În acest fel, printr-un consum de lucru mecanic (necesar antrenării compresorului) se realizează un transport de căldură de la o sursă rece de temperatură t_{vap} , la o sursă caldă de temperatură t_{cond} . Cantitatea de căldură cedată mediului mai cald este mai mare decât cea preluată de agentul de lucru de la sursa rece și anume cu echivalentul termic al lucrului mecanic consumat [60]. Efectul util al pompelor de căldură, se realizează în condensator, prin cedare de căldură sursei calde. Efectul util al instalațiilor frigorifice, se realizează în vaporizator, prin preluare de căldură de la sursa rece.

Procesele care compun ciclul de funcționare al pompelor de căldură (Fig. 9.6) sunt:

- procesul 1 - 2 comprimare teoretic adiabatică, are loc în compresor;
- procesul 2 - 3 condensarea izobară a vaporilor, are loc în condensator;
- procesul 3 - 4 destindere izentalpă (entalpie constantă), are loc în ventilul de laminare;
- procesul 4 - 1 vaporizarea izobară, are loc în vaporizator.

Fluxul de căldură preluat de agentul frigorific în vaporizator se determină astfel:

$$\dot{Q}_{vap} = \dot{m}_{agent} \cdot (h_1 - h_4) \text{ [kW]} \quad (9.1)$$

unde: \dot{m}_{agent} [kg/s] este debitul masic de agent frigorific; h_1 [kJ/kg] - entalpia agentului frigorific la ieșirea din vaporizator, h_4 [kJ/kg] - entalpia agentului frigorific la intrarea în vaporizator.

Puterea compresorului:

$$P_{\text{comp}} = \dot{m}_{\text{agent}} \cdot (h_2 - h_1) \text{ [kW]} \tag{9.2}$$

unde: h_2 [kJ/kg] – entalpia agentului frigorific la ieșirea din compresor.

Fluxul de căldură cedat de agentul frigorific în condensator se determină cu relația:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{agent}} \cdot (h_2 - h_3) \text{ [kW]} \tag{9.3}$$

unde: h_3 [kJ/kg] – entalpia agentului frigorific la ieșirea din condensator.

Performanța pompelor de căldură se exprimă utilizând termenul de eficiență sau coeficient de performanță (coefficient of performance –COP):

$$\varepsilon_{\text{PC}} = \text{COP}_{\text{PC}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{P_{\text{comp}}} \text{ [-]} \tag{9.4}$$

Termenul de eficiență termică al pompei de căldură (de exemplu $\varepsilon_{\text{pc}} = \text{COP}_{\text{PC}} = 4$) poate fi interpretat astfel: la 1 kW electric consumat de compresor se obțin 4 kW termici.

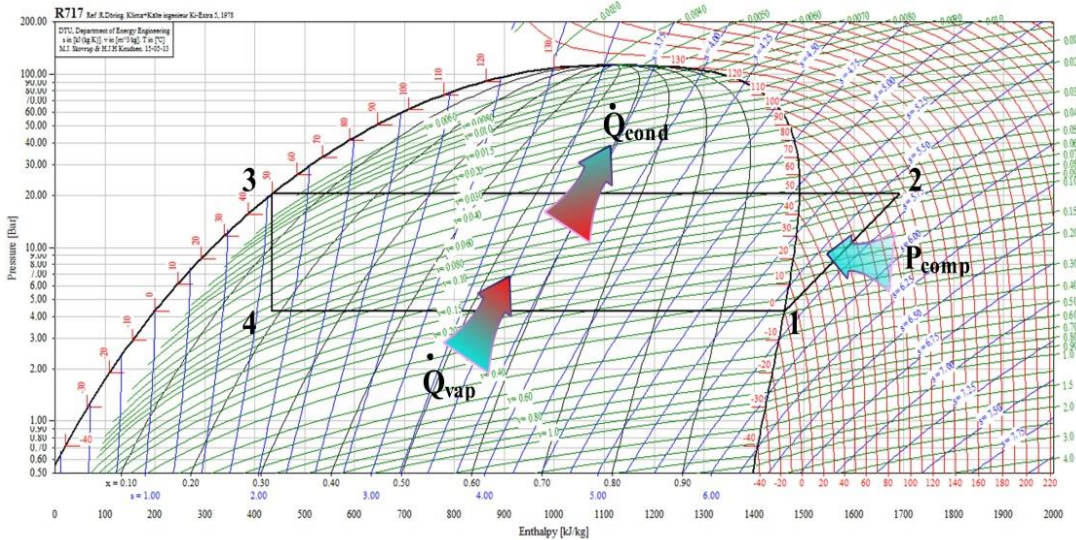


Fig. 9.6 Ciclu teoretic al pompelor de căldură – adaptat după [61]

9.2 Descrierea instalației și desfășurarea lucrării

Instalația experimentală s-a realizat prin inversarea rolului funcțional al unui frigider (Fig. 9.7). Astfel, vaporizatorul a fost montat în mediul exterior, care materializează sursa rece, iar condensatorul a fost plasat în incinta ce urmează a fi încălzită. Pentru măsurarea mărimilor care intervin în calcule, instalația este prevăzută cu un termometru pentru măsurarea temperaturii sursei reci (T_{SR}) și cu un multimetru care indică temperatura sursei calde (T_{SC}). De asemenea, pe standul experimental s-a montat și un contor de energie destinat determinării consumului de energie electrică pentru antrenarea compresorului. În vederea calculului căldurii cedate sursei calde, s-a determinat

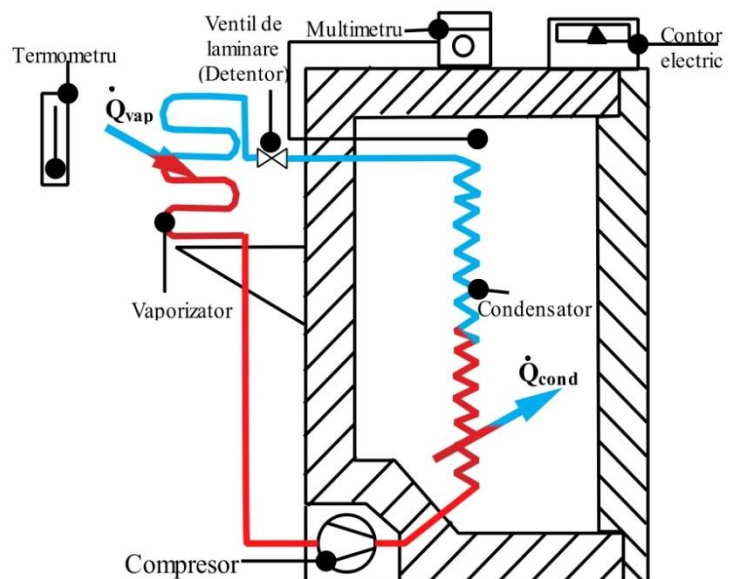


Fig. 9.7 Instalația experimentală pentru determinarea caracteristicilor principale ale pompelor de căldură

experimental capacitatea calorică a întregului sistem ce compune și delimitează sursa caldă, obținându-se $C_c = 25,5 \text{ kJ/K}$, deci:

$$Q_i = \sum m_i \cdot c_{p_i} \cdot \Delta t_{SC_i} \text{ [kJ]} \quad (9.5)$$

unde: $\Delta t_{SC_i} = t_i - t_{i-1}$ este variația temperaturii sursei calde [$^{\circ}\text{C}$]; iar $C_c = m_i \cdot c_{p_i} = 25,5 \text{ kJ/K}$.

Înainte de pornirea instalației se curăță vaporizatorul de eventualele depuneri, se verifică starea instrumentelor de măsură, conexiunile circuitului electric și se închide ușa. Măsurătorile se fac din momentul $\tau_0 = 0 \text{ min}$. Pentru început se citește temperatura sursei reci T_{SR} de la termometrul amplasat în laborator. Din cinci în cinci minute, adică la momentele $\tau_0 = 0 \text{ min}$, $\tau_1 = 5 \text{ min}$, ..., $\tau_6 = 30 \text{ min}$, se citesc simultan:

- ☞ temperatura sursei calde T_{SC} [K] la multimetru digital;
- ☞ indicația contorului I_i [kWh] cu o precizie de trei zecimale.

Rezultatele se centralizează în tabelul 9.1, subliniind încă odată importanța deosebită a citirii simultane a indicațiilor contorului și a termometrului T_{SC} , la fiecare moment τ_i .

Pentru a pune în evidență pierderile ireversibile de energie, se calculează randamentul exergetic:

$$\eta_{e_i} = \frac{E_{Q_i}}{L} = 1 - \frac{\pi_e}{L} \text{ [-]} \quad (9.6)$$

unde: E_{Q_i} [kJ] este exergia căldurii cedate sursei calde; L [kJ] - lucrul mecanic consumat; π_e [kJ] - pierderile de exergie.

Exergia căldurii este partea maximă din căldura respectivă, care se poate transforma în lucru mecanic, pentru o stare dată a mediului ambiant. Relația de calcul este :

$$E_{Q_i} = \theta_{em} \cdot Q_i \text{ [kJ]} \quad (9.7)$$

unde: θ_{em} [-] este factorul exergetic de temperatură definit prin relația:

$$\theta_{em} = 1 - (T_{SR}/T_m) \text{ [-]} \quad (9.8)$$

în care: T_m [K] este temperatura medie la care are loc schimbul de căldură; T_{SR} [K] - temperatura sursei reci (a mediului ambiant în cadrul lucrării).

Din relațiile (9.6), (9.7) și (9.8) se obține eficiența termică:

$$\varepsilon_{PC} = \text{COP}_{PC} = \eta_e / \theta_{em} \text{ [-]} \quad (9.9)$$

unde: η_e [-] este randamentul exergetic, iar θ_{em} [-] - factorul exergetic de temperatură.

În cazul ciclului teoretic, fără pierderi ireversibile $\eta_e = 1$, eficiența termică teoretică este:

$$\varepsilon_t = \text{COP}_t = 1/\theta_{em} \text{ [-]} \quad (9.10)$$

9.3 Prelucrarea datelor și rezultatele măsurătorilor

În prelucrarea datelor experimentale trebuie să se țină seama de faptul că procesele termodinamice din instalație se desfășoară într-un regim variabil de temperatură. Calculele se fac cu valori medii ale mărimilor măsurate într-un interval $\tau_i - \tau_{i-1}$, unde indicele i arată numărul măsurătorilor, cu observația că primele citiri se fac la $\tau_0 = 0 \text{ min}$ și $i = 0$.

Valorile mărimilor măsurate și a celor calculate sunt centralizate în tabelul 9.1. Considerând că:

- I_i și I_{i-1} [kWh] este indicația contorului la momentul τ_i , respectiv la momentul τ_{i-1} ;
- T_{SC_i} , $T_{SC_{i-1}}$ [K] este temperatura sursei calde la momentul τ_i , respectiv la momentul τ_{i-1} , atunci pentru intervalul de timp $\tau_i - \tau_{i-1}$ se va obține:

☞ Lucrul mecanic L_i consumat:

$$L_i = 3600 \cdot (I_i - I_{i-1}) \text{ [kJ]} \quad (9.11)$$

☞ Căldura cedată sursei calde Q_i :

$$Q_i = 25,5 \cdot (T_{SC_i} - T_{SC_{i-1}}) \text{ [kJ]} \quad (9.12)$$

Tabel 9.1 Valori măsurate și calculate

Nr.c rt.	Mărimea	Simbol mărime	U.M.	Determinarea							
				1	2	3	4	5	6	7	
1.	Numărul măsurătorii	i	[-]	i=0	i=1	i=2	i=3	i=4	i=5	i=6	i=6
2.	Timpul la care se realizează citurile	τ	[min]								
3.	Temperatura sursei reci	t_{SR}	[°C]								
		T_{SR}	[K]								
4.	Temperatura sursei calde	t_{SC}	[°C]								
		T_{SC}	[K]								
5.	Indicația contorului	I_i	[kWh]								
6.	Lucrul mecanic consumat	L_i	[kJ]								
7.	Căldura cedată sursei calde	Q_i	[kJ]								
8.	Eficiența termică reală	$\epsilon_{real} = COP_{real}$	[-]								
9.	Temperatura medie a sursei calde	T_{msc}	[K]								
10.	Factorul exergetic de temperatură	θ_i	[-]								
11.	Exergia căldurii	E_{Qi}	[kJ]								
12.	Randamentul exergetic	η_{ei}	[-]								
13.	Eficiența termică teoretică	$\epsilon_{ti} = COP_{ti}$	[-]								
14.	Puterea consumată de compresor	P_{comp}	[kW]								

- ✓ Eficiența termică reală exprimă cantitatea de căldură transferată de la sursa rece la sursa caldă pe unitatea de lucru mecanic consumat:

$$\varepsilon_{\text{real}} = \text{COP}_{\text{real}} = Q_i / L_i \quad [-] \quad (9.13)$$

- ✓ Temperatura medie a sursei calde:

$$T_{\text{m}_{\text{sc}}} = (T_{\text{SCi}} + T_{\text{SCi-1}}) / 2 \quad [\text{K}] \quad (9.14)$$

- ✓ Factorul exergetic de temperatură:

$$\theta_i = 1 - (T_{\text{SR}} / T_{\text{m}_{\text{sc}}}) \quad [-] \quad (9.15)$$

- ✓ Exergia căldurii:

$$E_{Q_i} = \theta_i \cdot Q_i \quad [\text{kJ}] \quad (9.16)$$

- ✓ Randamentul exergetic:

$$\eta_{e_i} = E_{Q_i} / L_i \quad [-] \quad (9.17)$$

- ✓ Eficiența termică teoretică:

$$\varepsilon_{\text{ti}} = \text{COP}_{\text{ti}} = 1 / \theta_i \quad [-] \quad (9.18)$$

Cunoscând lucrul mecanic consumat de compresor, se poate determina puterea acestuia:

$$P_{\text{comp}} = L_i / [(\tau_i - \tau_{i-1}) \cdot 60] \quad [\text{kW}] \quad (9.19)$$

Pentru valorile obținute la ultima măsurătoare ($i=6$) se trasează ciclul de funcționare al pompei de căldură în diagrama $\ln p - h$ redată în figura 9.8 în funcție de temperaturile celor două surse de căldură. Agentul frigorific utilizat în pompa de căldură de tip aer - aer prezentată în această lucrare de laborator este freon 12 (R12). De pe diagramă se citesc mărimile corespunzătoare și se centralizează în tabelul 9.2, respectiv 9.3. Se calculează apoi debitul de agent frigorific cu relația:

$$\dot{m}_{\text{agent}} = P_{\text{comp}} / (h_2 - h_1) \quad [\text{kg/s}] \quad (9.20)$$

unde: P_{comp} [kW] este puterea necesară comprimării; h_1 [kJ/kg] – entalpia agentului frigorific la intrarea în compresor; h_2 [kJ/kg] – entalpia agentului frigorific la ieșirea din compresor.

Tabel 9.2 Valori necesare construirii diagramei $\ln p - h$

Nr.	Mărime	Simbol	U.M.	Determinarea 7
1.	Numărul măsurătorii	i	[-]	i=6
2.	Temperatura sursei reci	t_{SR}	[°C]	
3.	Temperatura sursei calde	t_{SC}	[°C]	

Tabel 9.3 Valori obținute din diagrama $\ln p - h$ în punctele caracteristice ciclului de funcționare

Nr. crt.	Mărimea	Simbol mărime	U.M.	Starea agentului frigorific în punctele caracteristice			
				1	2	3	4
1.	Presiunea	p	[bar]				
2.	Titlul vaporilor	x_v	[-]				
3.	Entalpia	h	[kJ/kg]				
4.	Entropia	s	[kJ/kgK]				

Tabel 9.4 Mărimi calculate cu ajutorul diagramei $\ln p - h$

Nr.	Mărime	Simbol	U.M.	Determinarea 7
1.	Debitul de agent frigorific (relația 9.20)	\dot{m}_{agent}	[kg/s]	
2.	Fluxul de căldură preluat de agentul frigorific în vaporizator (relația 9.1)	\dot{Q}_{vap}	[kW]	
3.	Fluxul de căldură cedat de agentul frigorific în condensator (relația 9.3)	\dot{Q}_{cond}	[kW]	
4.	Coeficientul de performanță al pompei de căldură (relația 9.4)	$\varepsilon_{\text{pc}} = \text{COP}_{\text{PC}}$	[-]	

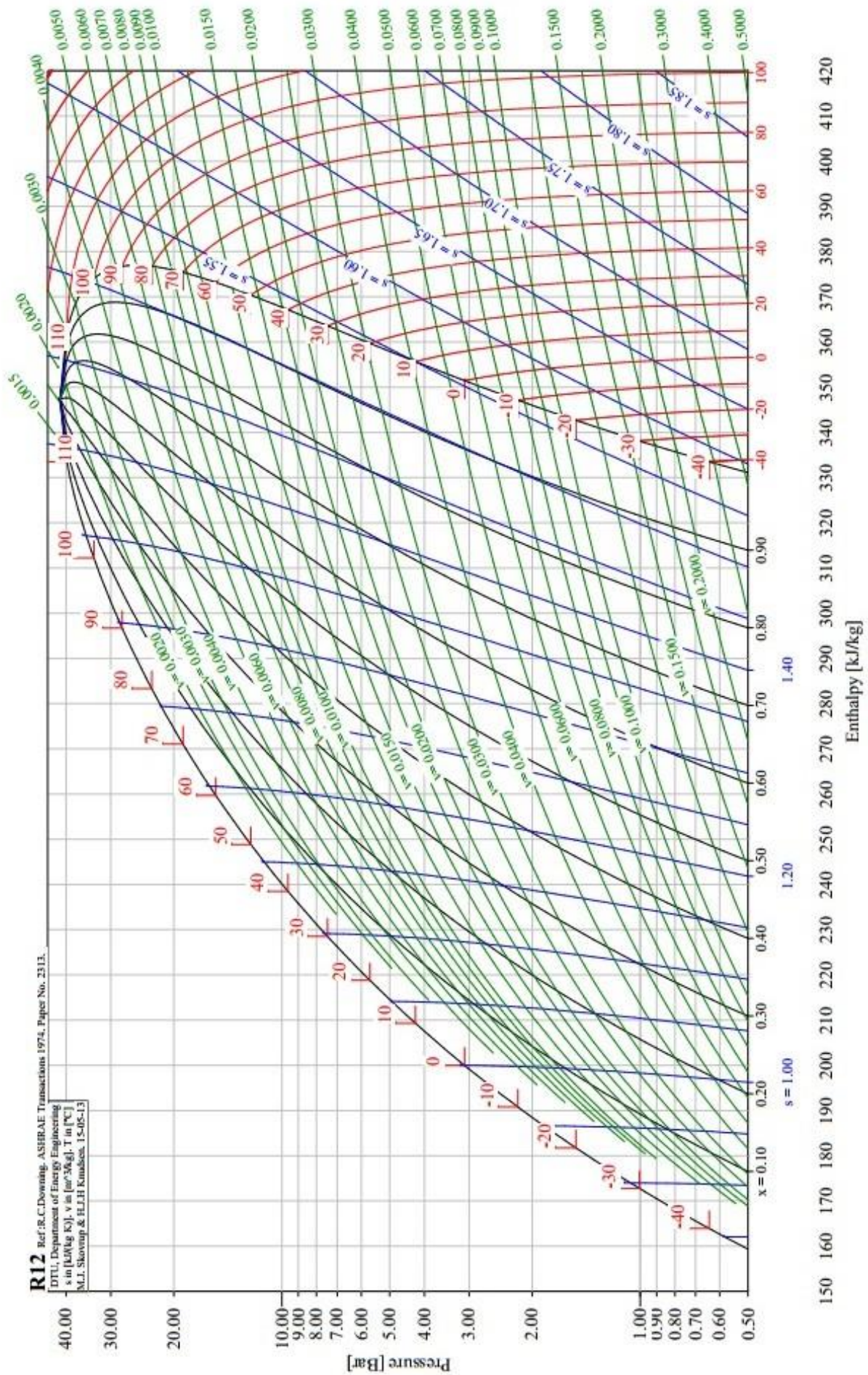


Fig. 9.8 Ciclul de funcționare al pompei de căldură de tip aer-aer [61]

10 Determinarea coeficientului de convecție termică la un fascicul de țevi

Lucrarea de laborator prezintă modul în care se determină coeficientul de convecție termică la un fascicul de țevi.

Scopul lucrării este însușirea noțiunilor fundamentale cu privire la transferul de căldură prin convecție și a algoritmului de calcul.

10.1 Noțiuni teoretice

Convecția termică este procesul de transmitere a căldurii prin intermediul unui fluid în mișcare care vehiculează energia termică din zonele cu temperatură mai ridicată în altele de temperatură mai scăzută [62].

Propagarea căldurii prin convecție reprezintă un proces complex de transmitere a căldurii, proces care are loc între un fluid aflat în mișcare și un corp solid [2].

Convecția presupune acțiunea combinată a conducției termice în stratul limită de fluid de lângă perete, a acumulării de energie internă și a mișcării de amestec a particulelor de fluid [63].

Transferul de căldură convectiv (convecția) se realizează concomitent cu mișcarea unei mase de fluid. Căldura se transmite ca efect al deplasării macroscopice a fluidelor calde în interiorul aceleiași faze, sau între faze diferite aflate în contact. În majoritatea cazurilor practice, mișcarea fluidului are loc într-un aparat sau într-o conductă. Se poate deci afirma că transferul de căldură convectiv are loc la deplasarea fluidului de-a lungul unui contur solid mai cald sau mai rece [64].

Intensitatea procesului de convecție depinde în mare măsură de mișcarea de amestec a fluidului. După natura mișcării se disting două tipuri de mișcare cărora le corespund două tipuri de convecție:

- *convecție liberă (naturală)* – mișcarea fluidului este determinată numai de diferențele de densitate din masa fluidului, apărute ca urmare a diferențelor de temperatură existente între diferite puncte ale fluidului [64]. La încălzirea fluidului densitatea lui scade și el se ridică; la răcire, densitatea crește și fluidul coboară pe lângă suprafața de schimb de căldură. Intensitatea mișcării libere este determinată de natura fluidului, diferența de temperatură între fluid și perete, volumul ocupat de fluid și câmpul gravitațional [63].
- *convecție forțată* – fluidul este pus în mișcare prin mijloace externe [65]. Mișcarea fluidului apare sub acțiunea unor gradienti de presiune produși de acțiunea mecanică a unui dispozitiv de transport (pompa, ventilator, compresor etc.) sau a unui dispozitiv de amestecare (agitator, injector etc.) [64].

Pentru exprimarea fluxului de căldură convectiv se utilizează relația lui Newton :

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (t_f - t_p) [\text{W}] \quad (10.1)$$

unde: \dot{Q} [W] este fluxul de căldură transmis prin convecție, α [W/(m²·K)] – coeficient de convecție termică ce caracterizează intensitatea transferului de căldură convectiv, A [m²] – aria suprafeței de contact dintre fluid și corpul solid, t_p [°C] – temperatura medie a suprafeței corpului solid, t_f [°C] – temperatura medie a fluidului care scaldă suprafața corpului solid.

Dintre mărimile care intră în alcătuirea relației lui Newton, determinarea coeficientului de convecție termică α prezintă dificultățile cele mai mari, întrucât acesta depinde de o serie de factori printre care:

- ☞ viteza de mișcare a fluidului;
- ☞ temperatura fluidului și a peretelui corpului solid;
- ☞ conductivitatea termică a stratului limită de fluid;
- ☞ căldura specifică a fluidului;
- ☞ densitatea fluidului;
- ☞ viscozitatea fluidului;
- ☞ forma și dimensiunile suprafeței de contact etc.

Pentru determinarea coeficientului de convecție termică α nu se pot folosi relații analitice ci numai relații deduse cu ajutorul teoriei similitudinii.

Principiul similitudinii arată că două sisteme au o comportare similară dacă raportul dimensiunilor lor liniare, a forțelor, a vitezelor, este același. Similitudinea în studiul proceselor de transfer de căldură presupune asemănare: geometrică; mecanică și termică.

În cazul convecției forțate în sisteme geometrice similare, câmpurile vitezelor vor fi similare dacă raportul dintre forțele de inerție și forțele de frecare vâscoase este același în ambele fluide [66]. Astfel, pentru anumite cazuri practice, particulare, s-au determinat relațiile criteriale care guvernează fenomenele respective [2].

Această teorie permite utilizarea relațiilor obținute pe model la fenomenul real, care este similar cu modelul, relații în care intervin ca variabile mărimi independente de unitățile de măsură, numite invarianți, numere sau criterii de similitudine.

Cele mai utilizate criterii de similitudine sunt:

- ☞ criteriul Nusselt (Nu) - reprezintă raportul dintre gradientul temperaturii fluidului la suprafața peretelui și un gradient de referință al temperaturii. Acesta este cel mai important invariant deoarece include coeficientul de convecție α care trebuie determinat:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_e}{\lambda} [-] \quad (10.2)$$

unde: λ [W/mK] este coeficientul de conducție termică a fluidului în stratul limită; iar d_e [m] - diametrul exterior al conductei [66].

- ☞ criteriul Reynolds (Re) – caracterizează regimul de curgere al fluidului și reprezintă raportul dintre forțele de inerție și forțele de viscozitate:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot l_c}{\nu} [-] \quad (10.3)$$

unde: w [m/s] este viteza de curgere a fluidului; ν [m²/s] – viscozitatea cinematică a fluidului; l_c [m] - lungimea caracteristică (în cazul pereților plani) sau diametrul exterior al conductei [66].

- ☞ criteriul Prandtl (Pr) - caracterizează proprietățile fizice ale fluidului și reprezintă raportul dintre distribuția vitezei și cea a temperaturii:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\lambda / (\rho \cdot c_p)} [-] \quad (10.4)$$

unde: λ [W/mK] este coeficientul de conducție termică a fluidului în stratul limită; ρ [kg/m³] - densitatea fluidului; c_p [J/kgK] - căldura specifică la presiune constantă a fluidului [66].

Schimbul de căldură între un agent termic primar și un altul secundar prin intermediul unui fascicul de țevi este un caz de transmitere a căldurii des utilizat în practica industrială. În proiectarea și verificarea schimbătoarelor de căldură care folosesc astfel de fascicule de țevi, una dintre mărimile principale care trebuie determinate este coeficientul de convecție termică α de la țevile fasciculului la agentul secundar, coeficient ce intră în alcătuirea relației coeficientului global de schimb de căldură k [2].

10.2 Descrierea instalației și desfășurarea lucrării

Instalația experimentală pentru determinarea coeficientului mediu de transmitere a căldurii prin convecție termică de la țevile unui fascicul la agentul termic secundar, aerul, este prezentată în figura 10.1. Instalația se compune dintr-un ventilator centrifugal antrenat de un motor electric, care aspiră aerul din mediul înconjurător și îl refulează în rezervorul tampon. Pe rezervorul tampon este montată o priză de presiune statică. Din rezervorul tampon aerul trece mai departe într-un canal paralelipipedic, care în tronsonul din mijloc are montat un fascicul de țevi. Acesta este compus din țevi cu diametrul exterior $d_e = 22$ mm și de lungime $l = 250$ mm. Dispoziția țevilor în fascicul este în eșichier, valorile pasurilor transversale și longitudinale, precum și dimensiunile canalului, fiind date în figura 10.2. Agentul termic primar, cu circulație intratubulară este înlocuit în instalație cu rezistențe electrice, introduse în interiorul țevilor și legate la rețeaua de energie electrică prin intermediul unor borne [2].

Viteza aerului înainte și după fasciculul de țevi este aceeași. Ea se modifică numai în secțiunea minimă de trecere. Pentru determinarea vitezei de circulație a aerului după fasciculul de țevi, se utilizează

un anemometru cu cupe. Instalația mai este prevăzută cu două termometre cu lichid pentru măsurarea temperaturii aerului înainte de fasciculul de țevi, respectiv temperatura medie din fascicul. După verificarea instalației se pune sub tensiune motorul care antrenează ventilatorul și asigură circulația unui debit de aer prin instalație.

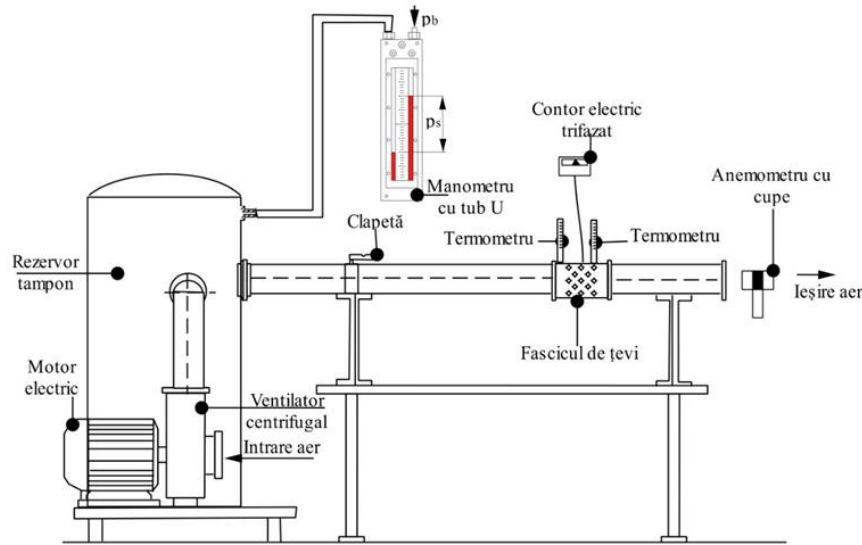


Fig. 10.1 Instalația experimentală pentru determinarea coeficientului de convecție termică la un fascicul de țevi

Cu ajutorul clapetei se stabilește un anumit regim de curgere al aerului. În continuare, se pun sub tensiune rezistențele electrice din țevile fasciculului.

Pentru prevenirea accidentelor este obligatoriu ca manevrele să se efectueze în ordinea amintită mai sus. După stabilirea unui regim staționar de transfer de căldură se notează presiunea statică a aerului înainte de fasciculul de țevi p_{st} , temperatura t_a a aerului înainte de fascicul și temperatura aerului în fascicul t_f [2]. Presiunea barometrică p_b se citește de pe barometrul aflat în dotarea laboratorului. Mărimile citite se notează în tabelul 10.2, fiind apoi transformate în SI.

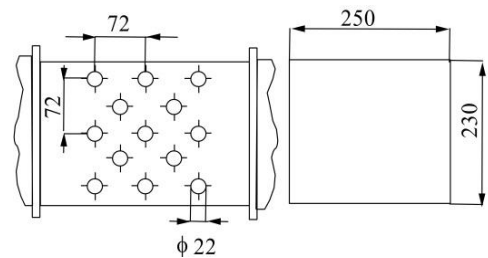


Fig. 10.2 Parametrii geometrici ai fasciculului de țevi

Densitatea aerului înainte de fascicul se determină cu relația:

$$\rho = \rho_N \cdot \frac{T_N}{T_a} \cdot \frac{p_{st} + p_b}{p_N} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (10.5)$$

unde: ρ_N este densitatea aerului în condiții normale, $\rho_N = 1,2928 \text{ [kg/m}^3\text{]}_N$; T_N - temperatura la starea normală, $T_N = 273,15 \text{ K}$; T_a [K] - temperatura aerului înainte de fasciculul de țevi; p_{st} [N/m^2] - presiunea statică a aerului înainte de fasciculul de țevi; p_b [N/m^2] - presiunea barometrică; p_N - presiunea aerului în condiții normale, $p_N = 101325 \text{ N/m}^2$.

Presiunea dinamică a aerului înainte de fasciculul de țevi:

$$p_{din} = \frac{w^2 \cdot \rho}{2} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (10.6)$$

unde: w [m/s] este viteza de deplasare a aerului înainte / după fasciculul de țevi, ρ [kg/m^3] - densitatea aerului înainte de fascicul.

Densitatea aerului din fascicul se determină cu relația:

$$\rho_f = \rho_N \cdot \frac{T_N}{T_f} \cdot \frac{p_{st} + p_b}{p_N} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (10.7)$$

unde: T_f [K] este temperatura medie a aerului din fascicul.

Aria secțiunii transversale a canalului:

$$A = L \cdot l \left[\text{m}^2 \right] \quad (10.8)$$

unde: $L = 250 \text{ mm}$ și $l = 230 \text{ mm}$.

Aria secțiunii minime de trecere a aerului prin fascicul rezultă din figura 10.2:

$$A_{\min} = L \cdot l - n \cdot d_e \cdot l \quad [\text{m}^2] \quad (10.9)$$

unde: n [-] este numărul de țevi din secțiunea transversală prin fascicul, $n=3$; d_e [m] - diametrul exterior al țevilor, $d_e=22\text{mm}$.

Viteza aerului în secțiunea minimă de trecere prin fascicul se determină cu relația:

$$w_{\min} = w \cdot \frac{A}{A_{\min}} \cdot \frac{T_a}{T_f} \quad [\text{m/s}] \quad (10.10)$$

Debitul masic de aer, care este vehiculat prin instalație și care este același atât înainte de fasciculul de țevi cât și în secțiunea minimă de trecere a aerului prin fascicul, este dat de relația:

$$\dot{m} = A \cdot w \cdot \rho = A_{\min} \cdot w_{\min} \cdot \rho_{\min} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (10.11)$$

Temperatura determinantă, utilizată în stabilirea mărimilor care intră în componența criteriilor de similitudine Nusselt (Nu), Reynolds (Re) și Prandtl (Pr), este temperatura medie din fascicul (t_f). Proprietățile aerului uscat la presiunea stării normale în funcție de temperatura medie din fascicul se obțin din tabelul 10.1.

Tabel 10.1 Proprietățile aerului uscat la presiunea stării normale

t_f [°C]	λ [W/mK]	ν [m ² /s]	Pr [-]
25	0,02348	$15,530 \cdot 10^{-6}$	0,7020
26	0,02412	$15,624 \cdot 10^{-6}$	0,7018
27	0,02477	$15,718 \cdot 10^{-6}$	0,7016
28	0,02541	$15,812 \cdot 10^{-6}$	0,7014
29	0,02606	$15,906 \cdot 10^{-6}$	0,7012
30	0,02670	$16,000 \cdot 10^{-6}$	0,7010
31	0,02679	$16,096 \cdot 10^{-6}$	0,7008
32	0,02688	$16,192 \cdot 10^{-6}$	0,7006
33	0,02697	$16,288 \cdot 10^{-6}$	0,7004
34	0,02706	$16,384 \cdot 10^{-6}$	0,7002
35	0,02715	$16,480 \cdot 10^{-6}$	0,7000

Criteriul Reynolds (Re) se determină cu ajutorul relației:

$$\text{Re} = \frac{w_{\min} \cdot d_e}{\nu} \quad [-] \quad (10.12)$$

unde: w_{\min} [m/s] este viteza de curgere a aerului în secțiunea minimă de trecere prin fascicul; ν [m²/s] – viscozitatea cinematică a fluidului; d_e [m] - diametrul exterior al conductei.

Figura 10.3 prezintă dependența coeficientului C de regimul de curgere. Determinarea criteriului Nusselt pentru acest caz particular se efectuează utilizând relația criterială:

$$\text{Nu} = 0,32 \cdot C \cdot \text{Re}^{0,61} \cdot \text{Pr}^{0,31} \quad [-] \quad (10.13)$$

unde: C este un coeficient a cărui valoare se obține din figura 10.3.

Coeficientul de convecție se determină din relația:

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_e} \cdot \text{Nu} \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right] \quad (10.14)$$

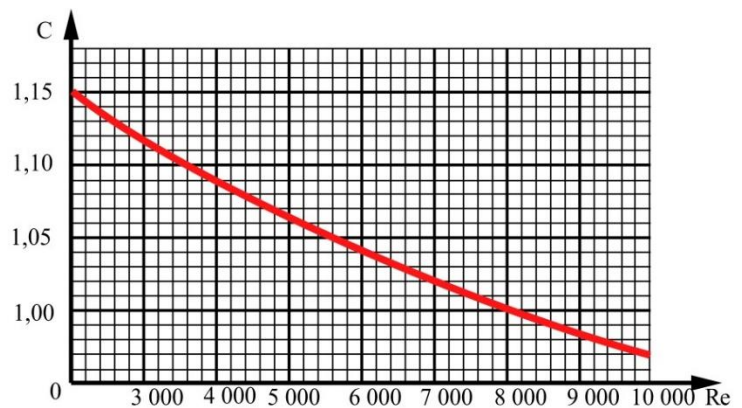


Fig. 10.3 Dependența coeficientului C de regimul de curgere

10.3 Prelucrarea datelor și rezultatele măsurătorilor

Valorile măsurate se centralizează în tabelul 10.2 pentru fiecare măsurătoare în parte. Acestea vor fi apoi transformate în SI. Valorile calculate se vor centraliza în tabelul 10.3.

Tabel 10.2 Valori măsurate pentru determinarea coeficientului de convecție

Nr. crt.	Mărimea	Simbol	U.M.	Determinarea		
				1	2	3
1.	Presiunea barometrică	p_b	[mbar]			
			[N/m ²]			
2.	Presiunea statică a aerului înainte de fascicul	p_{st}	[mmH ₂ O]			
			[N/m ²]			
3.	Temperatura aerului înainte de fascicul	t_a	[°C]			
		T_a	[K]			
4.	Temperatura medie a aerului în fascicul	t_f	[°C]			
		T_f	[K]			
5.	Viteza aerului înainte/ după fascicul	w	[m/s]			

Tabel 10.3 Mărimi calculate

Nr. crt.	Mărimea	Simbol	U.M.	Determinarea		
				1	2	3
1.	Densitatea aerului înainte de fascicul	ρ	[kg/m ³]			
2.	Presiunea dinamică a aerului înainte de fascicul	p_{din}	[N/m ²]			
3.	Densitatea aerului din fascicul	ρ_f	[kg/m ³]			
4.	Aria secțiunii transversale a canalului	A	[m ²]			
5.	Aria secțiunii minime de trecere a aerului prin fascicul	A_{min}	[m ²]			
6.	Viteza aerului în secțiunea minimă de trecere prin fascicul	w_{min}	[m/s]			
7.	Debitul masic de aer	\dot{m}	[kg/s]			
8.	Coeficientul de conductivitate termică a aerului	λ	[W/mK]			
9.	Viscozitatea cinematică a aerului	ν	[m ² /s]			
10.	Criteriul Prandtl	Pr	[-]			
11.	Criteriul Reynolds	Re	[-]			
12.	Coeficientul C	C	[-]			
13.	Criteriul Nusselt	Nu	[-]			
14.	Coeficientul de convecție termică	α	[W/m ² K]			

11 Determinarea coeficientului global de transfer termic și a conductivității termice echivalente la un cuptor încălzit electric

Lucrarea de laborator prezintă modul în care se determină coeficientul global de transfer termic și a conductivității termice echivalente a unui cuptor încălzit electric.

Scopul lucrării este însușirea noțiunilor fundamentale cu privire la schimbul global de căldură, transferul de căldură prin conducție și a algoritmului de calcul.

11.1 Noțiuni teoretice

Necesitatea cunoașterii coeficientului global de transfer termic k și a conductivității termice echivalente λ_e se impune în multe domenii ale tehnicii și în special în cazul:

- ☞ izolațiilor termice pentru alegerea corectă a materialelor necesare construcției diferitelor aparate, instalații;
- ☞ construcțiilor civile, industriale, comerciale;
- ☞ autovehiculelor, construcției de mașini - unelte pentru echilibrarea schimburilor de căldură între diferite componente.

Schimbul de căldură dintre părțile componente ale diverselor instalații și mediul înconjurător constituie o problemă deosebit de importantă [2]. Deși transferul de căldură este structurat în cele trei moduri fundamentale de schimb de căldură: conducție, convecție și radiație, în majoritatea cazurilor practice, căldura este transmisă între corpuri prin două sau chiar prin toate cele trei procese combinate simultan [66].

Fluxul de căldură reprezintă cantitatea de căldură transmisă printr-o suprafață în unitatea de timp:

$$\dot{Q} = Q/\tau \text{ [W]} \quad (11.1)$$

unde: Q [J] reprezintă cantitatea de căldură; iar τ [s] – timpul [67].

Fluxul unitar de căldură reprezintă fluxul de căldură transmis prin unitatea de suprafață [67]:

$$\dot{q} = \dot{Q}/A \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (11.2)$$

unde: A [m²] reprezintă aria suprafeței de schimb de căldură.

Prin schimb global de căldură se înțelege transferul termic între două fluide de temperaturi diferite, despărțite printr-un perete omogen sau compus din mai multe straturi. În acest schimb termic sunt prezente

simultan: conducția, convecția și radiația termică în proporții diferite [66]. Transferul global de căldură indirect între două fluide este cel mai întâlnit în practică: două fluide, separate de un perete schimbă căldură între ele, prin intermediul peretelui, fluidul cu temperatura mai ridicată cedând căldura fluidului cu temperatura mai coborâtă [64]. Schimbul global de căldură are loc între două fluide despărțite printr-un perete (Fig.11.1).

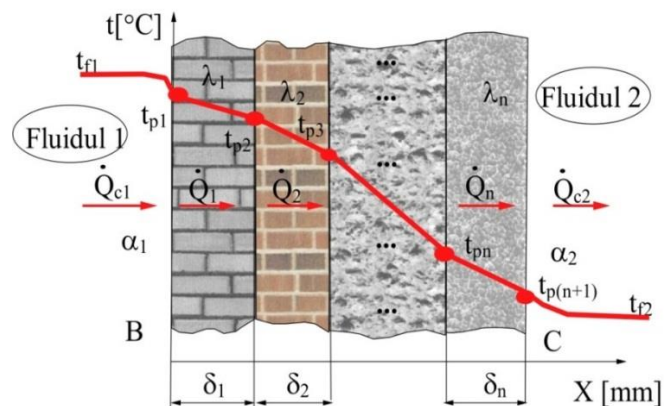


Fig. 11.1 Distribuția temperaturii între fluide despărțite printr-un perete plan neomogen

Schimbul global de căldură este realizat din succesiunea transferului termic prin:

- ☞ convecție și radiație între fluidul 1 de temperatură $t_{f1} > t_{p1}$ și suprafața B a peretelui;
- ☞ conducția termică prin peretele neomogen (format din straturile de grosime $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ având conductivitățile termice $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$);
- ☞ convecție și radiație între suprafața C a peretelui și fluidul 2, având temperatura $t_{f2} < t_{p(n+1)}$.

În cadrul schimbului global de căldură, aportul radiației termice la transmiterea căldurii se ia în considerare prin coeficientul de transfer termic de suprafață prin radiație, rezultând valoarea coeficientului de transfer termic de suprafață α :

$$\alpha = \alpha_{\text{conv}} + \alpha_{\text{rad}} \left[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \right] \quad (11.3)$$

unde: α_{conv} [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$] este coeficientul de transfer termic prin convecție; α_{rad} [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$] - coeficientul de transfer termic de suprafață prin radiație [2].

În acest fel, transferul de căldură prin convecție și radiație între fluidul 1 și peretele B, respectiv între peretele C și fluidul 2, se înlocuiește cu un transfer de căldură de suprafață [2].

Transferul de căldură dintre fluidul 1 și suprafața B a peretelui, se poate exprima cu ajutorul legii lui Newton:

$$\dot{Q}_{c_1} = \alpha_1 \cdot A \cdot (t_{f1} - t_{p1}) [\text{W}] \quad (11.4)$$

unde: \dot{Q}_{c_1} [W] este fluxul de căldură transmis prin convecție; α_1 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$] – coeficient de transfer termic de suprafață de la fluidul 1 la peretele B; A [m^2] – aria suprafeței de contact dintre fluid și corpul solid; t_{p1} [$^{\circ}\text{C}$] – temperatura medie a suprafeței corpului solid; t_{f1} [$^{\circ}\text{C}$] – temperatura medie a fluidului care scaldă suprafața corpului solid.

Conform legii lui Fourier, fluxul de căldură transmis prin conducție în primul strat al peretelui este dat de relația:

$$\dot{Q}_1 = \frac{A \cdot (t_{p1} - t_{p2})}{R_{t1}} [\text{W}] \quad (11.5)$$

unde: A [m^2] este suprafața de schimb de căldură; t_{p1} , t_{p2} [$^{\circ}\text{C}$] – temperaturile medii ale suprafeței primului strat al corpului solid; R_{t1} [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$] - rezistența termică a primului strat de perete:

$$R_{t1} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right] \quad (11.6)$$

Transferul de căldură dintre suprafața C a peretelui și fluidul 2 se poate exprima cu ajutorul legii lui Newton:

$$\dot{Q}_{c_2} = \alpha_2 \cdot A \cdot (t_{p2} - t_{f2}) [\text{W}] \quad (11.7)$$

unde: \dot{Q}_{c_2} [W] este fluxul de căldură transmis prin convecție; α_2 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$] – coeficient de transfer termic de suprafață de la peretele C la fluidul 2; A [m^2] – aria suprafeței de contact dintre fluid și corpul solid; t_{p2} [$^{\circ}\text{C}$] – temperatura medie a suprafeței corpului solid, t_{f2} [$^{\circ}\text{C}$] – temperatura medie a fluidului care scaldă suprafața corpului solid.

Din relațiile (11.4)-(11.7) rezultă că:

- diferența de temperatură dintre fluidul 1 și temperatura medie a suprafeței B a corpului solid:

$$t_{f1} - t_{p1} = \frac{\dot{Q}_{c_1}}{\alpha_1 \cdot A} [^{\circ}\text{C}] \quad (11.8)$$

- diferența de temperatură pe stratul de grosime δ_1 :

$$t_{p1} - t_{p2} = R_{t1} \cdot \frac{\dot{Q}_1}{A} [^{\circ}\text{C}] \quad (11.9)$$

- diferența de temperatură pe stratul de grosime δ_2 :

$$t_{p2} - t_{p3} = R_{t2} \cdot \frac{\dot{Q}_2}{A} [^{\circ}\text{C}] \quad (11.10)$$

...

- diferența de temperatură pe stratul de grosime δ_n :

$$t_{pn} - t_{p(n+1)} = R_{tn} \cdot \frac{\dot{Q}_n}{A} [^{\circ}\text{C}] \quad (11.11)$$

➤ diferența de temperatură dintre suprafața C a corpului solid și fluidul 2:

$$t_{p(n+1)} - t_{f2} = \frac{\dot{Q}_{c_2}}{\alpha_2 \cdot A} [^{\circ}\text{C}] \quad (11.12)$$

Considerând procesul de transmitere a căldurii staționar, adică:

$$\dot{Q}_{c_1} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dots = \dot{Q}_n = \dot{Q}_{c_2} = \dot{Q} \quad (11.13)$$

și adunând relațiile (11.8) - (11.12), rezultă:

$$t_{f1} - t_{f2} = \frac{\dot{Q}}{A} \left[\frac{1}{\alpha_1} + R_{t1} + R_{t2} + \dots + R_{tn} + \frac{1}{\alpha_2} \right] [^{\circ}\text{C}] \quad (11.14)$$

sau:

$$t_{f1} - t_{f2} = \frac{\dot{Q}}{A} \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} \right] [^{\circ}\text{C}] \quad (11.15)$$

De unde rezultă că:

$$\dot{Q} = A \cdot (t_{f1} - t_{f2}) \cdot \frac{1}{\left[\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right]} = k \cdot A \cdot (t_{f1} - t_{f2}) [\text{W}] \quad (11.16)$$

unde: k [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$] este coeficientul global de transfer termic:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n R_{ti} + \frac{1}{\alpha_2}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right] \quad (11.17)$$

Coeficientul global de transfer de termic k reprezintă cantitatea de căldură transferată între două medii pe unitatea de suprafață și în unitatea de timp, sub acțiunea unui potențial termic de 1K. Acesta depinde de: natura și proprietățile mediilor prin care se transferă căldura; condițiile geometrice și hidrodinamice în care decurge procesul; temperatura mediilor; valoarea potențialului termic la care decurge transferul [64].

Dacă se consideră numai procesul de transmitere a căldurii prin conducție în interiorul peretelui, din însumarea relațiilor (11.9) - (11.11), rezultă:

$$t_{p1} - t_{p(n+1)} = \frac{\dot{Q}}{A} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} [^{\circ}\text{C}] \quad (11.18)$$

de unde:

$$\dot{Q} = A \cdot (t_{p1} - t_{p(n+1)}) \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = A \cdot (t_{p1} - t_{p(n+1)}) \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_{ti}} [\text{W}] \quad (11.19)$$

$$\dot{Q} = A \cdot (t_{p1} - t_{p(n+1)}) \cdot \frac{\lambda_e}{\delta} [\text{W}] \quad (11.20)$$

când: λ_e [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$] reprezintă conductivitatea termică echivalentă a peretelui:

$$\lambda_e = \frac{\delta}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right] \quad (11.21)$$

iar δ [m] este grosimea totală a peretelui.

11.2 Descrierea instalației și desfășurarea lucrării

Instalația experimentală (Fig. 11.2) se compune din cuptorul electric încălzit prin intermediul barelor de silită și aparatura de reglare și măsurare a temperaturii din cuptor. Fluxul de căldură ce ia naștere în cuptor se reglează cu ajutorul reostatului. Dimensiunile cuptorului sunt date în

figura 11.2 și 11.3. Lucrarea se efectuează numai după ce cuptorul a ajuns în stare de echilibru termic. În acest scop, întrucât inerția termică este destul de mare, încălzirea cuptorului începe cu câteva ore înainte, prin acționarea întrerupătoarelor. După obținerea regimului staționar de transfer de căldură, se determină consumul de energie electrică prin măsurarea intensității I și a tensiunii U a curentului electric cu ajutorul ampermetrului și a voltmetrului plasate pe panoul de comandă.

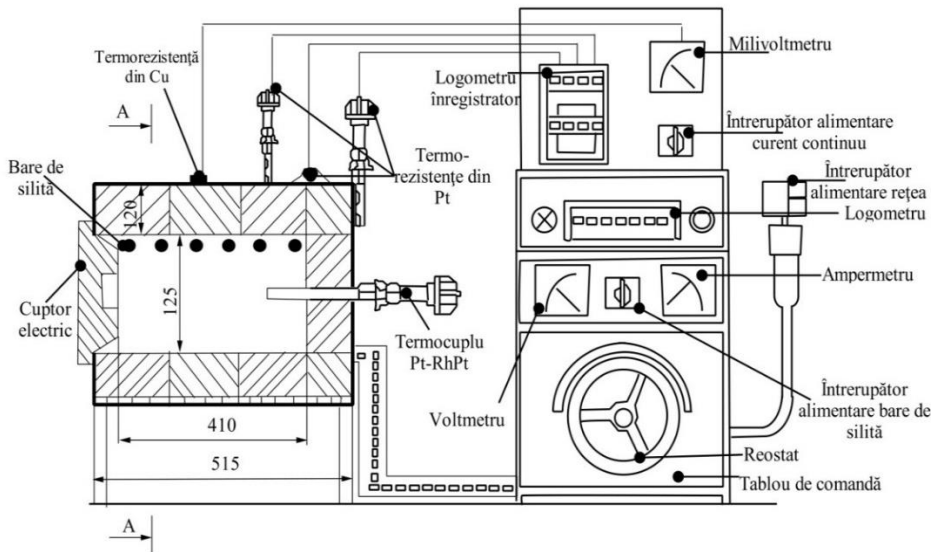


Fig. 11.2 Instalația utilizată pentru determinarea coeficientului de global de transfer termic și a conductivității termice echivalente

Fluxul de căldură se determină cu relația:

$$\dot{Q} = 0,85 \cdot I \cdot U \quad [\text{W}] \quad (11.22)$$

unde: U [V] este tensiunea curentului electric și I [A] - intensitatea curentului electric.

Temperatura aerului din laborator se citește de pe termometrul cu lichid aflat în spatele cuptorului încălzit electric.

Temperatura din interiorul cuptorului se măsoară cu un termocuplu Platină-Rhodium-Platină, prin intermediul logometrului. Se efectuează corecția temperaturii cu relația:

$$t_{c_real} = t_{c_ind} + k_t \cdot (t_{amb} - t_0) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (11.23)$$

unde: t_{c_real} [$^{\circ}\text{C}$] este temperatura reală; t_{c_ind} [$^{\circ}\text{C}$] - temperatura indicată de aparat; t_0 - temperatura sudurii reci la etalonare ($t_0=0^{\circ}\text{C}$ în cadrul lucrării); t_{amb} [$^{\circ}\text{C}$] - temperatura sudurii reci în timpul măsurării (adică temperatura mediului ambiant); k_t [-] - coeficient care depinde de tipul termocuplului și de intervalul de referință. Pentru termocuplul Platină-Rodiu-Platină coeficientul $k_t=0,006$.

Se măsoară în continuare temperatura suprafețelor exterioare ale cuptorului cu ajutorul celor trei termorezistențe de platină, temperaturi indicate de logometrul indicator și a termorezistenței de cupru, temperatura indicată de milivoltmetru. Temperatura medie pe suprafața exterioară a cuptorului se determină cu relația:

$$t_e = \frac{(t_{Cu} + t_{Pt1} + t_{Pt3} + t_{Pt5})}{4} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (11.24)$$

unde: t_{Cu} [$^{\circ}\text{C}$] este temperatura indicată de termorezistența de cupru și citită pe milivoltmetru; t_{Pt1} , t_{Pt3} , t_{Pt5} [$^{\circ}\text{C}$] - temperaturile indicate de cele trei termorezistențele de platină (1, 3, 5) și citită pe logometrul indicator.

Aria suprafeței medii de transfer de căldură (A_m) se calculează luând în considerare forma și dimensiunile cuptorului:

$$A_m = A_i + 0,54 \cdot \delta \cdot \sum y_i + 1,2 \cdot \delta^2 \quad [\text{m}^2] \quad (11.25)$$

unde: A_i [m^2] este aria suprafeței interioare a cuptorului; δ - grosimea pereților, se poate adopta $\delta = 0,120$ m; y_i - suma muchiilor interioare ale cuptorului, $\sum y_i = 0,175$ m.

Aria suprafeței interioare a cuptorului se calculează cu relația:

$$A_i = 2 \cdot [(L \cdot l) + (L \cdot h) + (l \cdot h)] \quad [\text{m}^2] \quad (11.26)$$

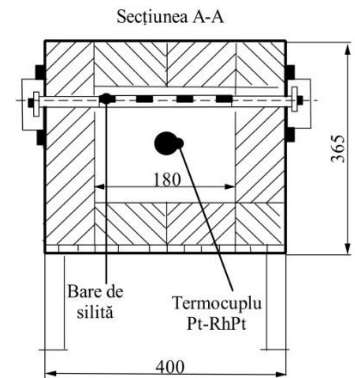


Fig. 11.3 Secțiunea A-A a cuptorului încălzit electric

unde: $L = 410 \text{ mm}$, $l = 180 \text{ mm}$ și $h = 125 \text{ mm}$.

Coeficientul global de transfer termic k se calculează cu relația (11.16) care, prin transformare și adaptarea notațiilor de mai sus, devine:

$$k = \frac{\dot{Q}}{A_m \cdot (t_{c_real} - t_{amb})} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (11.27)$$

Conductivitatea termică echivalentă rezultă din relația (11.20) în care s-a ținut seama de notațiile de mai sus și în ipoteza că $\alpha_1 = \infty$:

$$\lambda_e = \frac{\dot{Q} \cdot \delta}{A_m \cdot (t_{c_real} - t_e)} \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (11.28)$$

unde termenii au semnificațiile de mai sus.

11.3 Prelucrarea datelor și rezultatele măsurătorilor

Rezultatele măsurătorilor și mărimile obținute prin calcul se centralizează în tabelele 11.1 și 11.2.

Tabel 11.1 Valori măsurate

Nr. crt.	Mărimea	Simbol	U.M.	Determinarea
1.	Temperatura aerului din laborator	t_{amb}	[°C]	
2.	Temperatura din interiorul cuptorului	t_{c_ind}	[°C]	
3.	Temperaturi măsurate pe suprafața exterioară a cuptorului	$t_e \text{ Cu}$	[°C]	
		$t_e \text{ Pt1}$	[°C]	
		$t_e \text{ Pt3}$	[°C]	
		$t_e \text{ Pt5}$	[°C]	
4.	Intensitatea curentului electric	I	[A]	
5.	Tensiunea curentului electric	U	[V]	

Tabel 11.2 Mărimi calculate

Nr. crt.	Mărimea	Simbol	U.M.	Determinarea
1.	Temperatura din interiorul cuptorului corectată (reală)	t_{c_real}	[°C]	
2.	Temperatura medie pe suprafața exterioară a cuptorului	t_e	[°C]	
3.	Fluxul de căldură	\dot{Q}	[W]	
4.	Aria suprafeței medii de transfer de căldură	A_m	[m ²]	
5.	Coeficientul global de transfer termic	k	[W/m ² ·K]	
6.	Conductivitatea termică echivalentă	λ_e	[W/m·K]	

Referințe bibliografice

- [1] Socaciu L., Giurgiu O., Termotehnică - lucrări de laborator, ISBN 978-606-737-089-8, Editura UTPRESS, Cluj-Napoca, România, 2015.
- [2] Mădărășan T., Apahidean B., Ghiran I., Teborean I., Bălan M., Ungureșan P., Duma B., Bode F., Îndrumător pentru lucrări de termotehnică și mașini termice, format electronic, ISBN 973-7695-17-8, Editura Todesco, Cluj-Napoca, Romania, 2006.
- [3] Cengel Y.A., Boles M.A., Thermodynamics an engineering approach, seventh edition in SI units, McGrawHill, Singapore, 2011.
- [4] Hotărârea nr. 1091 din 16 august 2006 - privind cerințele minime de securitate și sănătate pentru locul de muncă.
- [5] Hotărârea nr. 1146 din 30 august 2006 - privind cerințele minime de securitate și sănătate pentru utilizarea în muncă de către lucrători a echipamentelor de muncă.
- [6] Legea nr. 319 din 14 iulie 2006 - a securității și sănătății în muncă.
- [7] Hotărârea nr. 1425 din 11 octombrie 2006 - Norme Metodologice de aplicare a prevederilor Legii securității și sănătății în muncă nr. 319/2006.
- [8] Hotărârea nr. 1169/2011 pentru modificarea și completarea Hotărârii Guvernului nr. 355/2007 privind supravegherea sănătății lucrătorilor.
- [9] Hotărârea nr. 1051 din 9 august 2006 - privind cerințele minime de securitate și sănătate pentru manipularea manuală a maselor care prezintă riscuri pentru lucrători, în special de afecțiuni dorsolombare.
- [10] Hotărârea nr. 1.028 din 9 august 2006 - privind cerințele minime de securitate și sănătate în muncă referitoare la utilizarea echipamentelor cu ecran de vizualizare.
- [11] Hotărârea nr. 1.048 din 9 august 2006 - privind cerințele minime de securitate și sănătate pentru utilizarea de către lucrători a echipamentelor individuale de protecție la locul de muncă.
- [12] Milea A., În lumea măsurărilor și a unităților de măsură, Editura Agir, București, Romania, 2008, Disponibil la: <https://www.scribd.com/doc/203100503/59353991-in-Lumea-Masurarilor-Si-a-Unitatilor-de-Masura> (accesat 15.11.2014).
- [13] Bejan M., În lumea unităților de măsură, Editura Academiei Române și Editura Agir, București, Romania, 2005.
- [14] Bratu C., Curs 004 –ST - Măsurarea temperaturii (continuare), Senzori și traductoare, disponibil la: [http://retele.elth.ucv.ro/Bratu%20Cristian/\(accesat25.06.2012\)](http://retele.elth.ucv.ro/Bratu%20Cristian/(accesat25.06.2012)).
- [15] SR EN ISO 80000-1. Mărimi și unități. Partea 1: Generalități, Asociația de standardizare din România, 2013.
- [16] Termistori, disponibil la: <http://de.wikipedia.org/wiki/Thermistor#/media/File:Photo-Polyswitch.jpg> (accesat 08.04.2015).
- [17] Senzorul termoelectric (termocuplu), disponibil la: <http://www.rasfoiesc.com/inginerie/electronica/Senzorul-termoelectric-termocu21.php> (accesat 26.07.2014).
- [18] Termometru non-contact, disponibil la: http://www.germanelectronics.ro/pdf/100912-an-01-ro-Termometru_non_contact.pdf (accesat 26.07.2014).
- [19] Termometru fereastră analog, disponibil la: <http://www.spiterie.ro/images/laica-koch-termometru-fereastr-analog.jpg> (accesat 26.07.2014).
- [20] Termometru de interior-exterior cu alcool, disponibil la: <http://www.malvi.ro/termometru-de-interior-exterior-cu-alcool-200mm-p339> (accesat 26.07.2014).
- [21] Măsurarea temperaturii cu ajutorul termometrului cu rezistență și a termistorilor, Facultatea de Fizică, laboratorul de fizică moleculară, disponibil la: <https://ro.scribd.com/doc/39207069/L2-1-Termometrul-Cu-Rezistenta-Termistorul> (accesat 08.04.2015).
- [22] Lucrarea 1 – Măsurarea temperaturii, disponibil la: <http://ebooks.unibuc.ro/Fizica/Sabina/lucr1.pdf> (accesat 08.04.2015).
- [23] Rezistoare neliniare, termistoare, varistoare, disponibil la: http://www.cetti.ro/v2/curs_ccp/materiale_ccp/TERMISTOARE/Termistoare_Varistoare_2013_revG.pdf (accesat 09.04.2015).
- [24] Măsurarea temperaturilor, disponibil la: http://www.geocities.ws/termo_utcb/termo1/masur_temp.pdf (accesat 26.07.2014).

- [25] Termometru infraroșu, disponibil la: <http://www.conrad.com/ce/en/product/100917/> Voltcraft-IR-800-20D-Infrared-Thermometer-50-to-800-C (accesat 26.07.2014).
- [26] Venegas Riera V.G., Elaboration e implementation de las guias de practicas para los laboratorios de mecanica de fluidos, maquinas termicas, maquinas hidraulicas, termodinamica, transferencia de calor, automatismos, metrologia, fundicion, tratamientos termicos, y CNC, Thesis previa a la obtencion del titulo de ingeniero mecanico, Universidad Politecnica Salesiana Sede Cuenca, Facultad de ingenierias, carrera de Mecanica, Director Calle W., Cuenca-Ecuador, 2012, disponibil la: <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/2331/13/UPS-CT002365.pdf>, (accesat 12.01.2015).
- [27] Băran N., Marinescu M., Radcenco V., Dobrovocescu A., Chisacof A., Grigoriu M., Răducanu P., Popescu G., Ganea I., Duicu T., Dimitriu S., Papadompol C., Bădescu V., Blusalis T., Boriaru N., Apostol V., Vasilescu E., Stanciu D., Isvoranu D., Dănescu R., Dinu C., Costea M., Mălăncioiu O., Mladin C., Crăciunescu O., Termodinamică tehnică –teorie și aplicații, volumul I, Editura Matrix Rom, București, 1998.
- [28] Tub Pitot, disponibil la: http://ro.wikipedia.org/wiki/Tub_Pitot, (accesat la 11.03.2012).
- [29] Presiunea hidrostatică, disponibil la: http://referat.clopotel.ro/Presiunea_hidrostatica-10954.html, (accesat la 04.04.2015).
- [30] Bălan M., Instalații frigorifice – teorie și programe pentru instruire, Universitatea Tehnică din Cluj Napoca, disponibil la: <http://www.termo.utcluj.ro/if/if.pdf>, (accesat la 06.05.2015).
- [31] Măsurare presiuni, manometre, senzori, traductoare, disponibil la: <https://www.scribd.com/doc/50439901/capitol-10-final>, (accesat la 02.10.2011).
- [32] Manometru cu tub Bourdon, disponibil la: http://en.wikipedia.org/wiki/Pressure_measurement#/media/File:Manometer_inside.jpg, (accesat la 22.03.2015).
- [33] Traductoare de debit și nivel, disponibil la: http://ep.etti.tuiasi.ro/site/Senzori_si_Traductoare/Cursuri/senzori_10.pdf, (accesat 18.04.2015).
- [34] Curs hidraulică, disponibil la: http://ccia.ubm.ro/index_files/Discipline/HIDRAULICA/cursuri/Curs%2014.pdf, (accesat 14.04.2015).
- [35] Probleme speciale de hidraulică, disponibil la: <http://www.scribub.com/tehnica-mecanica/PROBLEME-SPECIALE-DE-HIDRAULIC12462.php>, (accesat 12.04.2015).
- [36] Mădărășan T., Bălan M., Termodinamică tehnică, Ed. Sincron, Cluj-Napoca, Romania, 1999.
- [37] Aeroclubul României, Manual de pregătire teoretică pentru licență de pilot privat (PPLA), București, 2011, disponibil la: <http://aeroclubul-iasi.ro/download/planorism/meteorologie.pdf>, (accesat la 02.03.2015).
- [38] Deshidratarea legumelor și fructelor, Dezvoltarea antreprenoriatului rural prin promovarea tehnologiilor de deshidratare a legumelor și fructelor, Proiect cofinanțat din Fondul Social European prin Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013, Investește în oameni!, disponibil la: <http://www.ccivl.ro/~ccivlro/images/documents/Diana/tehnologii%20de%20deshidratare%20a%20legumelor%20si%20fructelor.pdf>, (accesat la 15.01.2015).
- [39] Bălan M., Aerul umed, disponibil la: <http://www.termo.utcluj.ro/termo/05curs.pdf>, (accesat la 20.12.2014).
- [40] Termotehnica, disponibil la: <https://ro.scribd.com/doc/203106596/TERMOTEHNICA-1>, (accesat la 02.12.2014).
- [41] SR EN ISO 80000-5. Mărimi și unități. Partea 5: Termodinamică, Asociația de standardizare din România, 2013.
- [42] Opriș I., Blaga P., Măsurarea mărimilor neelectrice – Îndrumar de laborator, disponibil la: http://dpue.energ.pub.ro/files/indrumare/indrumar_mne.pdf, (accesat la 27.04.2015).
- [43] Determinarea parametrilor aerului umed, disponibil la: http://www.tmt.ugal.ro/Items/Infrastructura/Termotehnica/L11-aerul_umed.pdf, (accesat la 10.01.2015).
- [44] Umiditatea aerului, disponibil la: <https://ro.scribd.com/doc/78836711/Umiditatea-aerului-completa>, (accesat la 13.03.2015).
- [45] Novalynx Corporation, Assmann psychrometer- Instruction manual: <http://novalynx.com/products/download/225-5230-5231-manual.pdf>, (accesat la 13.05.2015)
- [46] Compresoare, disponibil la: <http://idd.univ-ovidius.ro/tutorials/cursuri/FIM/ING9/08Compresoare.pdf>, (accesat la 09.10.2012).
- [47] Compresoare cu piston, disponibil la: <http://biblioteca.regielive.ro/download-70507.html>, (accesat la 11.10.2013).
- [48] Compresoare volumice, disponibil la: http://www.mecanica.pub.ro/id62399/indrumare_62399/compresoare_volumice.pdf, (accesat la 11.10.2013).
- [49] MITH_Compresoare, disponibil la: http://www.mec.tuiasi.ro/diverse/MITH_Compresoare.pdf, (accesat la

11.10.2013).

[50] Transportul și comprimarea gazelor, disponibil la:

http://www.acuz.net/html/Transportul_si_comprimarea_gazelor.html, (accesat la 12.10.2013).

[51] Bancea O., Ventilarea și climatizarea clădirilor, disponibil la:

http://www.ct.upt.ro/users/OlgaBancea/Indrumator_ventilatii.pdf, (accesat la 06.05.2015).

[52] Clasificarea ventilatoarelor, disponibil la: http://ro.instalbiz.com/resources/43-resource-clasificarea-ventilatoarelor_4.html, (accesat la 09.05.2015).

[53] Aparate și materiale folosite la realizarea instalațiilor de ventilare și climatiare, disponibil la:

<http://cfcem.ee.tuiasi.ro/pdf/Capitolul%205%20Aparate%20si%20materiale.pdf>, (accesat în 15.04.2015).

[54] Urban Incd Incerc, Ghid de bună practică pentru proiectarea instalațiilor de ventilare și condiționare în clădiri, disponibil la: http://www.mdrt.ro/userfiles/constructii_ancheta_publica_ghid_proiectare_instalatii_ventilare.pdf, (accesat în 15.05.2015).

[55] Bălan M., Principiul de funcționare a instalațiilor frigorifice și a pompelor de căldură, disponibil la:

http://www.termo.utcluj.ro/regenerabile/3_2.pdf, (accesat la 12.04.2015).

[56] Cum funcționează o pompă de căldură, disponibil la:

<http://www.roidm.ro/index.php/component/content/article/18-sisteme-cu-pompe-de-caldura/47-functionarea-pompe-de-caldura-articol?Itemid=191>, (accesat la 15.04.2015).

[57] Pompă de căldură de tip aer-apă, disponibil la: <http://pompedecaldura2005.ro/echipamente/pompe-de-caldura/pompa-de-caldura-aer-apa/#.VVNcwwntmko>, (accesat la 10.10.2014).

[58] Pompe de căldură, disponibil la: http://panoultau.ro/itechsol/diferite_tipuri_de_surse_de_caldura/92.html, (accesat la 10.04.2015).

[59] Ungureșan P., Termotehnică II – Suport de curs, disponibil la: <https://ro.scribd.com/doc/246941114/Curs3-4-2015>, (accesat la 20.04.2015).

[60] Iosifescu C., Iosifescu C., Calculul și construcția instalațiilor frigorifice, Ed. BREN, București, 2002.

[61] Coolpack software, disponibil la: <http://coolpack.software.informer.com/1.5/>, (accesat la 14.05.2015).

[62] Transmiterea căldurii, disponibil la: <https://ro.scribd.com/doc/53665947/Caldura-Transmiterea-caldurii>, (accesat la 12.04.2014).

[63] Badea A., Bazele transferului de căldură și de masă- Inițiere în transferul de căldură și masă, Editura Academiei Române, 2004, disponibil la: http://dpue.energ.pub.ro/files/carte/bazele_tcm.pdf, (accesat la 15.04.2014).

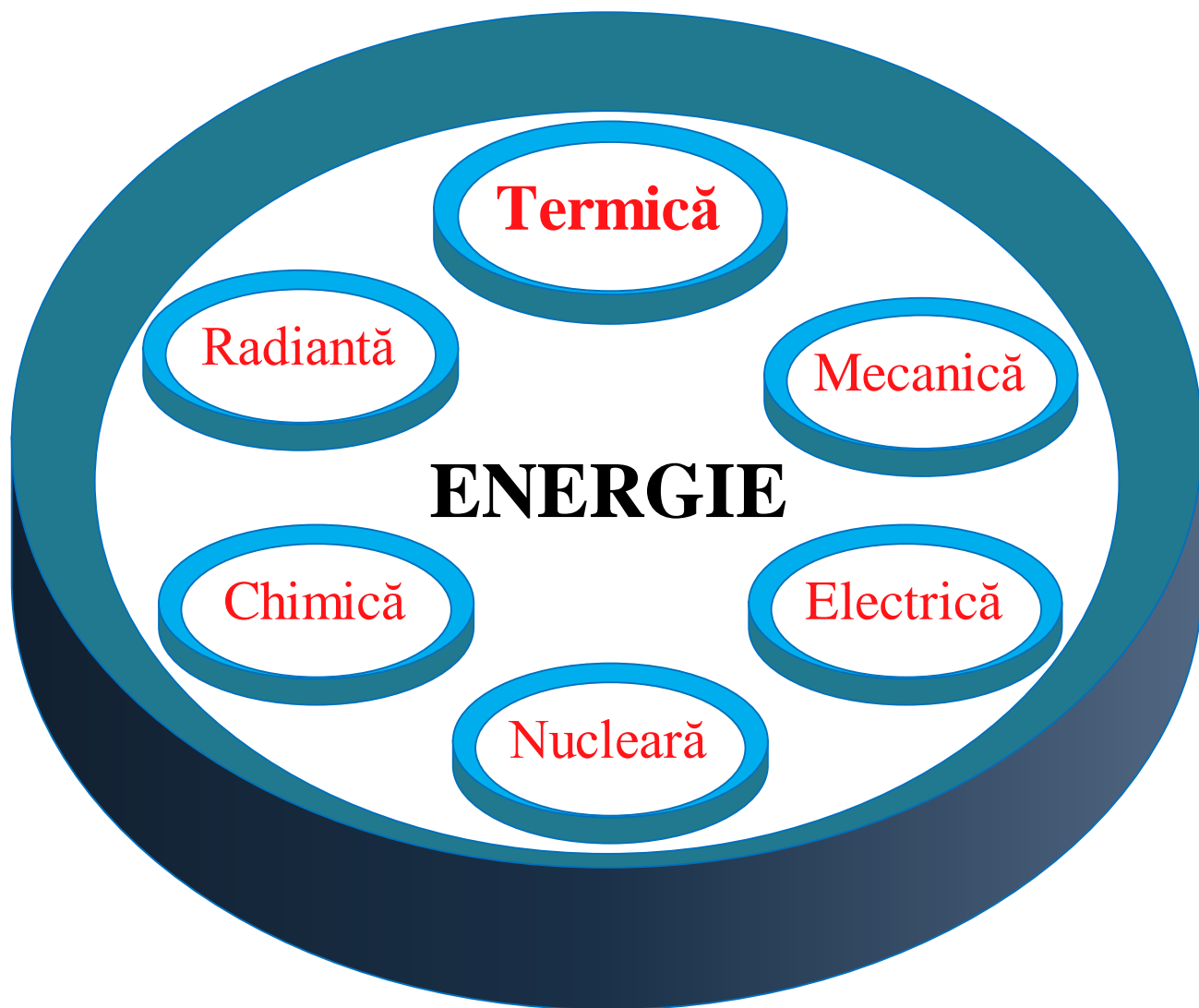
[64] Găvrilă L., Fenomene de transfer, vol II, Transfer de căldură și de masă, Editura Alma Mater, Bacău, România, 2000, disponibil la: <http://cadredidactice.ub.ro/gavrilalucian/files/2011/03/fenomene-de-transfer-2.pdf>, (accesat la 02.05.2014).

[65] Diunea A. M., Transfer de căldură și masă –suport de curs, disponibil la:

<http://retele.elth.ucv.ro/Duinea%20Adelaida/Transfer%20de%20caldura%20si%20masa/Transfer%20de%20caldura%20si%20masa%20-%20suport%20de%20curs.pdf>, (accesat la 28.04.2015).

[66] Ungureșan P., Termotehnică II – Suport de curs, disponibil la: <https://www.scribd.com/doc/246941227/Curs7-2014>, (accesat la 20.04.2015).

[67] Soroca M.D., Termodinamică, disponibil la: <http://www.bp-soroca.md/pdf/termodinamica.pdf>, (accesat la 02.05.2013).



UTPRESS
Cluj-Napoca, 2017
ISBN 978-606-737-227-4

<http://biblioteca.utcluj.ro/editura>