

**Horățiu ALBU
Florin DOMNIȚA
Octavian POP**

INSTALAȚII DE VENTILARE ȘI CONDIȚIONARE

Îndrumător de lucrări de laborator



**Editura UTPRESS
Cluj-Napoca, 2023
ISBN 973-606-737-686-9**

**Horățiu ALBU
Florin DOMNIȚA
Octavian POP**

**INSTALAȚII
DE
VENTILARE ȘI CONDIȚIONARE**

Îndrumător de lucrări de laborator



**UTPRESS
Cluj-Napoca, 2023
ISBN 978-606-737-686-9**



Editura UTPRESS
Str. Observatorului nr. 34
400775 Cluj-Napoca
Tel.: 0264-401.999
e-mail: utpress@biblio.utcluj.ro
www.utcluj.ro/editura

Director: Dan COLȚEA

Recenzia: Conf.dr.ing. Ciprian Valentin Bacoțiu
Șf.lucr.dr.ing. Gelu Adrian Chisăliță

Pregătire format electronic on-line: Gabriela Groza

Copyright © 2023 Editura UTPRESS

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

ISBN 978-606-737-686-9

PREFAȚĂ

Prezenta lucrare se adresează în principal studenților Facultății de Inginerie a Instalațiilor, fiind necesară în timpul desfășurării orelor de laborator aferente disciplinei Instalații de ventilare și condiționare I.

Lucrarea cuprinde o serie de 8 aplicații practice care vor ajuta studenții atât la aprofundarea noțiunilor teoretice predate în timpul orelor de curs, precum și la îmbunătățirea competențelor practice inginerești. Aplicațiile practice prezentate în lucrarea de față se desfășoară în cadrul Laboratorului de Instalații de ventilare și condiționare al Facultății de Inginerie a Instalațiilor.

Fiecare lucrare de laborator este structurată pe 5 capitole, incluzând prezentarea standului experimental, a modului său de operare, relațiile de calcul, desfășurarea măsurărilor, completarea rezultatelor în tabele și interpretarea lor de către studenți. Prin parcurgerea fiecărei lucrări se vor stabili corelațiile utile cu noțiunile teoretice prezentate la orele de curs și se vor forma deprinderi de cunoaștere a instalațiilor de ventilare și condiționare.

Datorită noutăților cuprinse și a modului de prezentare, actuala lucrare devine un material util pentru pregătirea studenților care activează în domeniul instalațiilor de ventilare și condiționare.

Autorii

CUPRINS

Prefață	3
Cuprins	5
Norme de securitate și sănătate în muncă în Laboratorul de Instalații de ventilare și condiționare	7
Lucrarea 1: Măsurarea umidității relative a aerului cu ajutorul psicrometrului “Assmann”	11
Lucrarea 2: Trasarea curbelor caracteristice interioare în funcție de debit la un ventilator centrifugal	21
Lucrarea 3: Funcționarea ventilatoarelor cuplate în paralel	29
Lucrarea 4: Funcționarea ventilatoarelor cuplate în serie	35
Lucrarea 5: Studiul structurii unui jet liber rotund izoterm	41
Lucrarea 6: Studiul ventilării naturale bazate pe potențialul termic.....	51
Lucrarea 7: Dimensionarea aeraulică a tubulaturii de refulare și echilibrarea canalelor de aer	57
Lucrarea 8: Determinarea randamentului centralei de tratare aer cu recuperare de căldură.....	65
Bibliografie	69

Norme de securitate și sănătate în muncă în Laboratorul de Instalații de ventilare și condiționare

A. Înainte de începerea lucrării:

- Lucrările de laborator la care se utilizează echipamente alimentate cu energie electrică, la tensiuni ce pot fi periculoase, vor fi efectuate numai de către profesorul îndrumător;
- Planul de desfășurare a lucrării este dinainte stabilit, iar studenții vor fi instruiți în prealabil;
- Pardoseala din jurul locului unde se desfășoară lucrarea trebuie să fie uscată;
- Alimentarea de la rețea se va face de la un tablou cu întrerupătoare automate calibrate;
- Părțile metalice ale aparatelor care ar putea intra accidental sub tensiune vor fi legate la priza de pământ;
- Racordurile dintre părțile componente ale montajului se vor face, în mod obligatoriu, prin cordoane în bună stare, perfect izolate și corespunzătoare tensiunilor folosite în lucrarea respectivă;
- Înainte de conectarea instalației la sursa de energie electrică se va face o ultimă verificare generală a aparatelor, conexiunilor, izolației, sub supravegherea profesorului coordonator;
- Pentru alimentarea cu energie electrică se va utiliza de preferință un întrerupător special al montajului; scoaterea montajului de sub tensiune trebuie să poată fi efectuată cu ușurință printr-o singură manevră.

B. În timpul desfășurării lucrării:

- Studenții nu vor face legături la priză fără controlul profesorului;
- Studenții nu vor atinge prizele după ce au fost puse sub tensiune;
- Orice modificare în montajul electric se va face numai după ce a fost întreruptă alimentarea electrică a montajului;
 - Nu se vor conecta montajele decât după ce au fost verificate;
 - Nu se pune mâna pe părțile metalice ale montajelor când acestea sunt sub tensiune;
 - Montajele se conectează la rețeaua de alimentare numai prin intermediul prizelor indicate de profesor;
 - În timpul funcționării montajului, este interzisă atingerea părților neizolate (schimbarea legăturilor, atingerea becurilor, intercalarea aparatelor de măsură);
 - Pentru prevenirea accidentelor după terminarea lucrării, montajul va fi scos obligatoriu de sub tensiune. Activitatea este coordonată de către profesor;

C. Instrucțiuni suplimentare de securitate și sănătate în muncă

Dispoziții generale

- În prima ședință de lucrări de laborator cu studenții, cadrul didactic coordonator va face instructajul de securitate și sănătate în muncă. Instructajul va fi consemnat într-un proces verbal semnat de către profesor și de către toți studenții care efectuează lucrări practice în 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 cele defecte;

➤ Studenții nu vor pune sub tensiune instalația, înainte de a fi verificată de cadrele didactice;

➤ Pentru a evita distrugerea instrumentelor și aparatelor, studenții au obligația de a ține cont de următoarele:

- Cunoașterea caracteristicilor electrice ale aparatelor folosite în montaj;
- Condițiile în care funcționează instalația sau aparatul.

➤ În cazul în care se constată o funcționare anormală, care indică prezența unei defecțiuni, se va întrerupe imediat sursa de alimentare. Punerea în funcțiune se va face numai după identificarea și înlăturarea defecțiunii;

➤ Se interzice cu desăvârșire orice altă activitate a studenților cu instalația sau aparatele din laborator, în lipsa cadrelor didactice sau a unei persoane special calificată pentru supravegherea lucrării.

Reguli privind amenajarea locului de muncă

➤ Pe linie de securitate și sănătate în muncă se recomandă ca în timpul efectuării unei lucrări de laborator să nu se consume alimente;

➤ Îmbrăcămintea studentului să fie adecvată muncii de laborator:

- Părul strâns;
- Mânele să nu fie largi;
- Îmbrăcămintea să fie uscată.

➤ Pentru asigurarea condițiilor de igienă a muncii se va păstra curățenia la locul de muncă, iar la începutul și sfârșitul orelor de laborator se va aerisi bine laboratorul;

După prelucrarea și însușirea Normelor de Securitate și sănătate în muncă și pentru prevenirea accidentelor, studenții vor completa și semna un Proces Verbal, care are forma:

PROCES VERBAL DE SECURITATE ȘI SĂNĂTATE ÎN MUNCĂ

încheiat astăzi,...../...../....., cu ocazia prelucrării Instrucțiunii de Securitatea și sănătatea în muncă și a Normelor de prevenirea și stingerea incendiilor, specific activității din cadrul Laboratorului de Instalații de ventilare și condiționare.

Prelucrarea Normelor de Securitatea și sănătatea în muncă a fost efectuată de cătreîn calitate de responsabil cu activitatea de laborator, în cadrul primei ședințe de laborator cu grupa de studenți.....

Profesor,

.....

Am luat la cunoștință,

Nr. Crt.	Nume și prenume	Semnătura

Lucrarea 1

Măsurarea umidității relative a aerului cu ajutorul psihrometrului “Assmann”

1.1 Noțiuni introductive

Metoda psihometrică utilizează indicațiile a două termometre.

Primul termometru măsoară temperatura aerului a cărui umiditate relativă trebuie determinată și se numește termometru „uscat”. Al doilea termometru, identic cu primul, are rezervorul cu mercur învelit în tifon îmbibat cu apă; ca urmare a evaporării apei din tifon are loc o răcire a rezervorului cu mercur și poartă numele de termometru „umed”. Astfel, orice diferență între temperaturile celor două termometre este dependentă de umiditatea aerului.



Figura 1.1 Psihrometru Assmann

1.2 Descrierea psihrometrului

Metoda de determinare a umidității relative a aerului folosită în cadrul lucrării de laborator este metoda psihometrică.

Aparatul utilizat pentru executarea acestei lucrări este un psihometru de tip Assmann, identic celui prezentat în Figura 1.2. El este compus din două termometre cu mercur, cel „uscat” (1) și cel „umed” (2), gradate de la -25°C la $+50^{\circ}\text{C}$.

Aerul este aspirat prin psicrometru cu ajutorul unui microventilator acționat prin intermediul unui mecanism mecanic cu arc și cheie de armare (13). Aspirația se face prin tuburile de aspirație (3) și (4) și apoi este dirijat spre cele două termometre. Tuburile metalice (3) și (4) protejează părțile sensibile ale termometrelor de radiațiile din exterior. Inelele de ebonită (7) și (8), înșurubate la corpul psicrometrului, fac legătura cu tuburile de aspirație. În continuare aerul este dirijat prin coloana de aspirație (9) spre dispozitivul de aspirație (microventilator axial) cu mecanism de ceasornic introdus în carcasă (11). Partea activă a dispozitivului este ventilatorul axial care se poate pune în funcțiune cu ajutorul unei chei de armare (13).

Legendă:

- 1 – termometru „uscat”;
- 2 – termometru „umed”;
- 3, 4 – fante de aspirație a aerului
- 5, 6 – manșoane metalice;
- 7, 8 – inele din ebonită;
- 9 – canal de aspirație;
- 10 – carcasă de protecție;
- 11 – dispozitiv de aspirație a aerului;
- 12 – cârlig de susținere;
- 13 – cheie de armare.

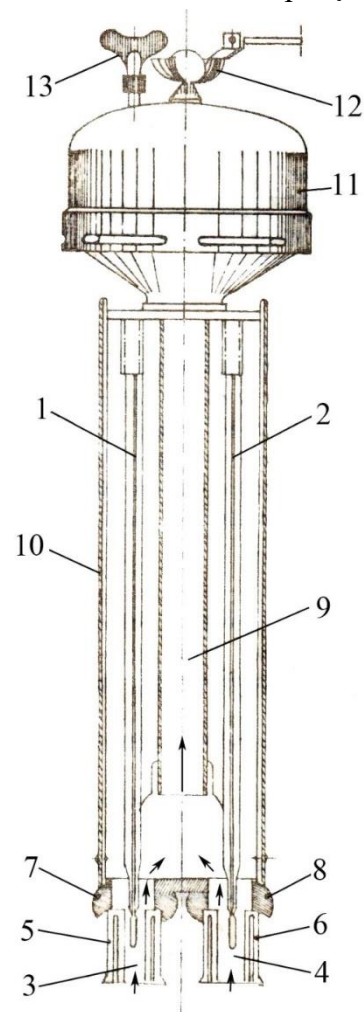


Figura 1.2 Psicrometru Assmann - secțiune

Ventilatorul aspiră aerul prin fantele de aspirație (3) și (4) și îl refulează prin ferestrele carcasei (11).

Corpul psicrometrului (10), are rolul de a susține cele două termometre.

Psicrometrul se poate așeza în poziție verticală cu ajutorul cârligului (12) înșurubat în perete.

1.3 Desfășurarea măsurătorilor

- a. Se scoate psicrometrul din cutie;
- b. Se umezește bulbul termometrului cu ajutorul unei pipete de sticlă cu pompă de cauciuc, în care s-a aspirat în prealabil apă distilată;
- c. Cu ajutorul cheii de armare (13) se întoarce arcul mecanismului dispozitivului de aspirație și se pune în funcțiune ventilatorul;
- d. După o funcționare de 2÷4 minute în interiorul sălii de laborator se citesc indicațiile celor două termometre;
- e. Se repetă determinarea în ordinea citată mai sus, cu psicrometrul în exteriorul laboratorului, în afara clădirii;
- f. Se citește presiunea atmosferică la barometru pentru fiecare dintre cele două determinări.

1.4 Relații analitice și interpretarea rezultatelor

Prima metodă de determinare a umidității relative a aerului este cea prin calcul, care de altfel este și cea mai exactă.

Diferența psicrometrică permite determinarea presiunii parțiale a vaporilor de apă din aer, cu ajutorul relației:

$$p_v = p'_{vs} - C \cdot B \cdot (t - t') \quad [\text{mmHg}] \quad (1.1)$$

în care: p_v - presiunea parțială a vaporilor de apă care se găsesc în aerul umed [mmHg];

- p'_{vs} - presiunea de saturație a vaporilor de apă la temperatura indicată de termometrul umed, t' [mm Hg];
- C - constanta care depinde de viteza medie de mișcare a aerului în aparat, v. Pentru acest psihrometru viteza este $v = 2,5$ m/s. Valorile $C = f(v)$ sunt date în Tabelul 1.1;
- B - presiunea atmosferică [mm Hg];
- t - temperatura indicată de termometrul uscat [°C];
- t' - temperatura indicată de termometrul umed [°C].

Tabelul 1.1

Viteza aerului v [m/s]	0,13	0,2	0,4	0,8	2,5	4,0
Constanta C	0,0013	0,0011	0,0009	0,0008	0,0007	0,00067

Din Tabelul 1.2, pentru temperatura t' , se calculează prin interpolare presiunea de saturație corespunzătoare p'_{vs} .

Cunoscând presiunea atmosferică B, constanta C și presiunea p'_{vs} se determină din relația (1.1) presiunea parțială p_v .

Tot din Tabelul 1.2, se calculează prin interpolare presiunea de saturație p_{vs} la temperatura t, după care se determină umiditatea relativă cu relația următoare:

$$\phi = \frac{p_v}{p_{vs}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (1.2)$$

A doua metodă (metoda tabelară) de determinare a umidității relative a aerului este una mai directă, ce utilizează datele din Tabelul 1.3, indicațiile termometrului uscat t, precum și diferența psihrometrică Δt , $\Delta t = t - t'$ [°C].

Tabelul 1.2

Temperatura t [°C]	Presiunea parțială a vaporilor de apă în amestec la 760 mmHg		Temperatura t [°C]	Presiunea parțială a vaporilor de apă în amestec la 760 mmHg	
	p' vs, p _{vs} [mmHg]	p' vs, p _{vs} [at]		p' vs, p _{vs} [mmHg]	p' vs, p _{vs} [at]
-25	0,47	0,00064	40	55,3	0,0752
-20	0,77	0,00105	45	71,9	0,0977
-15	1,24	0,00168	50	92,6	0,1258
-10	1,95	0,00265	55	118,0	0,1605
-5	3,01	0,00409	60	149,4	0,2031
0	4,58	0,00633	65	187,5	0,2550
5	6,50	0,00885	70	233,7	0,3178
10	9,20	0,0125	75	289,1	0,3931
15	12,8	0,0174	80	355,1	0,4829
20	17,5	0,0238	85	433,6	0,5894
25	23,8	0,0323	90	525,8	0,7149
30	31,8	0,0433	95	633,9	0,8619
35	42,2	0,0573	100	760,0	1,332

Valorile rezultate prin intermediul metodei tabelare ar trebui să fie foarte apropiate de valorile umidității relative a aerului calculate cu ajutorul relațiilor (1.1) și (1.2).

Tabelul 1.3

Indicația termometrului uscat [°C]	Diferența psihrometrică Δt [°C]											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	0	81	63	45	28	11						
1	83	66	48	33	16							
2	84	68	51	37	20							
3	84	69	54	40	24	7						
4	85	70	56	42	28	14						
5	85	72	58	45	32	20	5					
6	86	73	60	47	35	23	10					
7	86	74	62	49	38	26	14					
8	87	75	63	51	40	28	18	7				
9	87	75	64	52	42	31	21	11				
10	88	76	65	54	44	34	24	14	4			
11	88	77	67	56	46	36	27	17	8			
12	89	78	68	57	48	38	29	20	11	2		
13	89	78	69	59	50	40	31	23	14	6		
14	90	79	70	60	51	42	33	25	17	9		
15	90	80	72	61	52	44	35	28	20	12	4	
16	90	81	72	62	54	45	37	30	22	15	9	
17	91	81	72	63	55	47	39	32	24	18	12	
18	91	82	72	64	56	48	41	34	27	20	14	
19	91	82	73	65	58	50	43	36	29	22	16	10
20	91	83	73	66	59	51	44	37	30	24	18	12
21	92	83	74	67	60	52	46	39	32	26	20	15
22	92	83	75	68	61	54	47	40	34	28	22	17
23	92	84	76	68	61	55	48	42	36	30	23	19
24	92	84	76	69	62	56	49	43	37	31	25	20
25	92	84	77	70	63	57	50	45	39	32	27	22
26	92	85	78	71	64	58	51	46	40	34	28	24
27	93	85	78	71	64	58	52	47	41	36	30	26
28	93	85	78	72	65	59	53	48	42	37	32	27
29	93	86	79	72	66	60	54	49	43	38	33	29
30	93	86	79	73	67	61	55	50	44	39	34	30
31	93	86	80	73	67	61	55	50	44	39	34	30
32	93	86	80	73	67	62	56	50	45	40	35	31
33	93	86	80	74	68	62	57	51	46	41	36	32

Tabelul 1.3- Continuare

Indicația termometrului uscat [°C]	Diferența psihrometrică Δt [°C]											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
34	93	86	80	74	68	63	57	52	47	42	38	33
35	94	87	81	75	69	63	58	53	48	43	39	34
36	94	87	81	75	70	64	59	54	49	44	40	35
37	94	88	82	76	70	65	60	55	50	46	42	37
38	94	88	82	76	71	65	60	55	51	47	43	38
39	94	88	82	77	71	66	61	56	52	48	44	40
40	94	88	82	77	72	67	62	57	52	48	44	41
41	94	88	82	77	72	67	62	58	53	49	45	41
42	-	88	83	77	72	67	63	58	53	49	45	41
43	-	-	83	78	73	68	63	58	54	50	46	42
44	-	-	83	78	73	68	64	59	55	50	46	43

A treia metodă de determinare a umidității relative a aerului este cea grafică (mai puțin exactă dar mai rapidă), care utilizează diagrama reprezentată în Figura 1.2. Citirea umidității relative se face direct, în funcție de temperaturile după termometrul uscat și după cel umed. Valorile citite ar trebui să fie apropiate de cele determinate prin cele două metode anterioare.

Cu perechea de valori ale temperaturii după termometrul uscat și ale umidității relative a aerului determinate după metoda prin calcul, se pot obține și alți parametri ai aerului umed din punctele de măsurare, și anume: conținutul de apă x , conținutul de căldură sau entalpia i și temperatura punctului de rouă t_r . Toate aceste valori se determină prin reprezentarea fiecărui punct caracteristic stării aerului în Diagrama I-x a aerului umed (Figura 1.3) în funcție de valorile temperaturii după termometrul uscat t și a umidității relative a aerului.

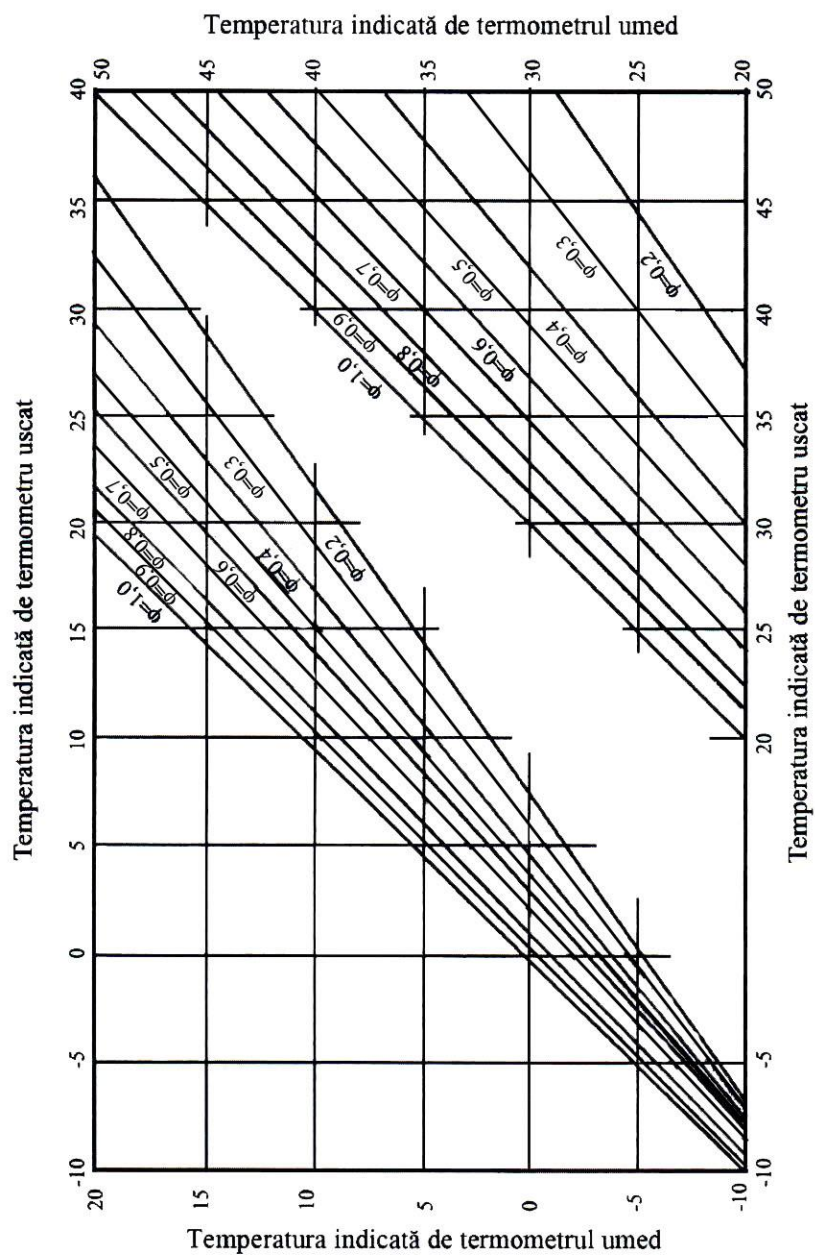


Figura 1.2 Diagrama pentru determinarea umidității relative a aerului în coordonate t și t'

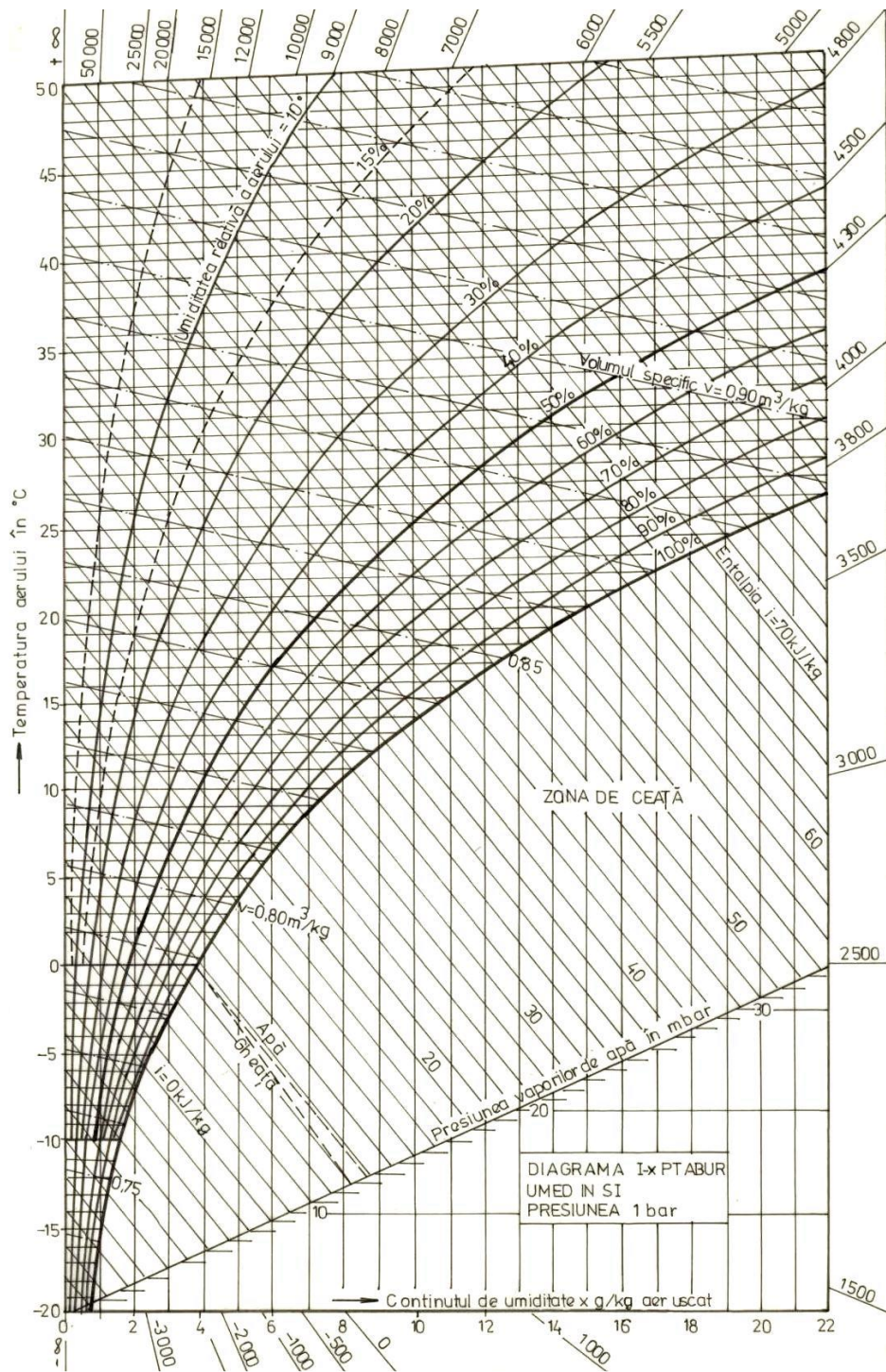


Figura 1.3 Diagrama I-x

1.5 Rezultatele măsurătorilor și calculelor

Cu valorile obținute se va completa Tabelul 1.4.

Tabelul 1.4

Nr.	Mărimi măsurate				Mărimi determinate									
	t_{us} [°C]	t_{um} [°C]	Δt [grd]	B [torr]	p'_{vs} [torr]	C [grd ⁻¹]	p_v [torr]	p_{vs} [torr]	φ_{calc} [%]	φ_{tab} [%]	φ_{graf} [%]	i [kcal/kg]	x [g/kg]	t_r [°C]
I														
II														

Lucrarea 2

Trasarea curbelor caracteristice interioare în funcție de debit la un ventilator centrifugal

2.1 Noțiuni introductive

Ventilatoarele sunt dispozitive mecanice care asigură debitul de aer într-o instalație și presiunea care acoperă pierderile de sarcină.

Din punct de vedere constructiv, ventilatoarele sunt de două tipuri:

- ventilatoare centrifugale (Figura 2.1)
- ventilatoare axiale (Figura 2.2)



Figura 2.1 Ventilator centrifugal



Figura 2.2 Ventilator axial

Ventilatoarele centrifugale se folosesc pentru vehicularea aerului la presiuni relativ mari, iar cele axiale la presiuni relativ mici.

În funcționarea lor, ventilatoarele trebuie să îndeplinească următoarele cerințe:

- să aibă un randament ridicat;
- să prezinte o formă constructivă corespunzătoare prin care să se elimine pierderile prin fenomenul de cavitație și prin turbulență;
- să aibă o curbă a variației randamentului cât mai aplatizată, pentru a oferi domeniul de funcționare cât mai largi;
- să fie silențioase în funcționare.

Un ventilator centrifugal se compune dintr-o carcasă în formă de spirală, în interiorul căreia se învârteste rotorul executat din palete ale căror număr, formă și dimensiuni variază în funcție de tipul ventilatorului.

Din punct de vedere al presiunii produse, ventilatoarele centrifugale se clasifică în trei categorii, și anume:

- ventilatoare de presiune joasă: $p < 100 \text{ mmH}_2\text{O}$;
- ventilatoare de presiune medie: $p = (100-300) \text{ mmH}_2\text{O}$;
- ventilatoare de presiune înaltă: $p = (300-1500) \text{ mmH}_2\text{O}$.

Pentru îmbunătățirea randamentului ventilatoarelor centrifugale, la instalațiile noi, se urmărește să se reducă la minimum posibil interstițiul dintre racordul de aspirație al statorului și rotor. Prin rotunjirea locului de îmbinare dintre butuc și rotor, randamentul acestor ventilatoare poate crește cu 5%. De asemenea, se recomandă adoptarea unei forme rotunjite a carcasei spirale a ventilatorului, aceasta fiind forma cea mai potrivită pentru vitezele de curgere subsonice ale fluidului.

Prin introducerea măsurilor constructive de mai sus și prin aplicarea unor metode noi de calcul, ventilatoarele pot funcționa cu randamente de până la 90%.

În general, în practică, ventilatoarele funcționează la o turație aproximativ constantă și la debite D variabile.

Pentru a cunoaște comportarea ventilatorului în asemenea condiții de lucru, se construiesc diagrame în care se reprezintă grafic variația caracteristicilor ventilatorului în funcție de debit, pentru anumite turații constante. Variația caracteristicilor ventilatorului depinde în special de forma paletelor rotorului. Acesta poate avea paletele curbate înapoi, înainte sau radiale. Ventilatoarele cu paletele curbate înapoi au avantajul unui randament mai ridicat, comparativ cu cele echipate cu palete radiale sau cu palete curbate înainte.

Caracteristicile principale ale unui ventilator sunt:

- presiunea (sarcina), notată cu H ;
- debitul de aer, D ;
- puterea utilă, P_u ;
- puterea consumată de motorul de antrenare, P_c ;
- randamentul ventilatorului, η .

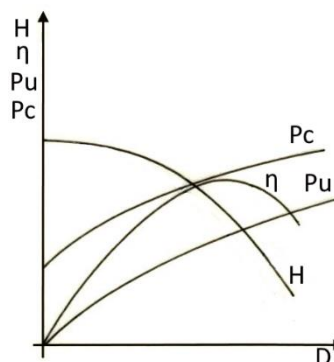


Figura 2.3 Curbele caracteristice (interne) ale unui ventilator

2.2 Prezentarea standului

Standul experimental utilizat (Figura 2.4) pentru trasarea curbelor caracteristice interioare ale unui ventilator centrifugal se compune din:

- 1- ventilator centrifugal;
- 2- fundație elastică;
- 3- motor electric pentru antrenarea ventilatorului;
- 4- conducta de aspirație din tubulatură SPIRO $\Phi 400$ mm;
- 5- conducta de refulare din tubulatură SPIRO $\Phi 400$ mm;

- 6- clapetă de reglare a debitului de aer;
- 7- tub manometric pentru măsurarea presiunilor statice și totale;
- 8 – ștuțuri de racord pentru măsurarea presiunilor statice și totale pe conducta de refulare și pe conducta de aspirație.

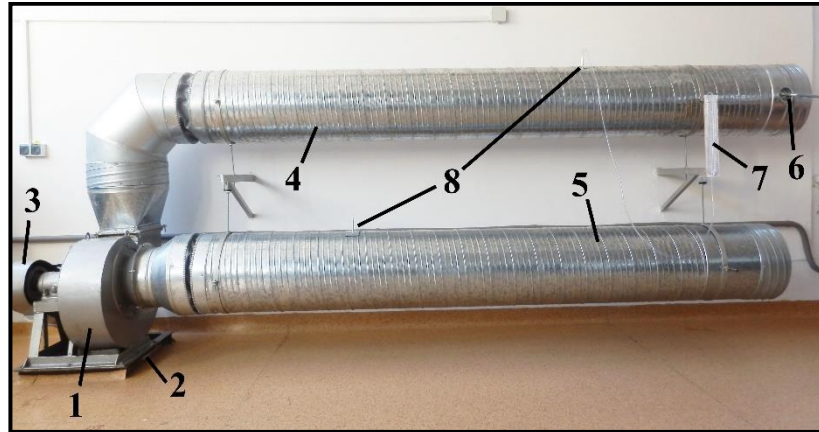


Figura 2.4 Stand experimental pentru trasarea curbelor caracteristice interioare ale unui ventilator centrifugal

2.3 Relații de calcul

Randamentul ventilatorului este raportul dintre puterea utilă și puterea consumată:

$$\eta = \frac{P_u}{P_c} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.1)$$

Puterea consumată se determină cu relația:

$$P_c = \frac{1}{n} \cdot \frac{3600}{\tau} \quad [\text{kW}] \quad (2.2)$$

în care: n - constanta contorului [rot/kWh] și are valoarea de 240 rot/kWh pentru contorul utilizat;

τ - timpul în care discul contorului efectuează o rotație completă.

Puterea consumată se determină pe fiecare fază de lucru citind energia consumată la o rotație a discului contorului. La n rotații ale discului contorului se consumă 1 kWh. Timpul τ [s] necesar unei rotații a discului va fi cronometrat.

Puterea utilă este dată de relația:

$$P_u = \frac{D \cdot H}{102} \quad [\text{kW}] \quad (2.3)$$

în care D este debitul masic furnizat de ventilator, [kg/s].

Debitul de aer D se determină pe baza ecuației continuității:

$$D = \rho_1 \cdot S \cdot v \quad [\text{kg/s}] \quad (2.4)$$

în care: ρ_1 – densitatea aerului în condițiile de lucru, [kg/m³];

S – secțiunea canalului, [m²];

v – viteza aerului, [m/s].

Viteza aerului în conducta de refulare se determină din expresia presiunii dinamice:

$$p_d = \frac{\rho_1 \cdot v^2}{2 \cdot g} \quad [\text{mmH}_2\text{O}] \quad (2.5)$$

în care: p_d – presiunea dinamică citită la punctul de măsurare de pe conducta de refulare, ca diferență între presiunea totală și presiunea statică măsurate, [mmH₂O];

ρ_1 – densitatea aerului în condițiile de lucru, [kg/m³].

Rezultă:

$$v = \sqrt{2 \cdot \frac{9,81 \cdot p_d}{\rho_1}} \quad [\text{m/s}] \quad (2.6)$$

Pentru determinarea densității aerului ρ_1 , se pleacă de la ecuația generală a gazului perfect aplicată la starea normală și la cea de lucru:

$$\frac{p_0}{\rho_0} = R \cdot T_0; \quad \frac{p_1}{\rho_1} = R \cdot T_1 \quad (2.7)$$

iar prin împărțire se obține:

$$\rho_1 = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T_1} \cdot \frac{p_1}{p_0} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.8)$$

în care: ρ_0 – densitatea aerului aflat în starea normală, ($\rho_0 = 1,293 \text{ kg/m}^3$);

T_0 – temperatura absolută în starea normală ($T_0 = 273,15 \text{ K}$);

T_1 – temperatura absolută în starea de lucru, ($T_1 = t + T_0$) [K];

p_0 – presiunea absolută în starea normală, ($p_0 = 760 \text{ mmHg}$);

p_1 – presiunea absolută în starea de lucru egală cu presiunea barometrică în momentul efectuării măsurătorilor [mmHg].

Sarcina sau presiunea totală p_t a aerului vehiculat rezultă din însumarea presiunilor totale măsurate pe conducta de aspirație și pe cea de refulare:

$$p_t = p_a + p_r \quad [\text{mmH}_2\text{O}] \quad (2.9)$$

în care: p_a – este presiunea totală de aspirație, [mmH₂O];

p_r – este presiunea totală de refulare, [mmH₂O].

Pentru a obține sarcina ventilatorului H exprimată în metri coloană de aer, se folosește expresia:

$$H \cdot \rho_{\text{aer}} = p_t \cdot \rho_{\text{apa}} \quad (2.10)$$

în care: $\rho_{\text{aer}} = \rho_1$ – densitatea aerului în condiții de lucru;

ρ_{apa} – densitatea apei; $\rho_{\text{apa}} = 1000 \text{ kg/m}^3$;

p_t – presiunea totală, [mmH₂O];

H – sarcina ventilatorului, [m.col.aer].

Explicitând H, se obține:

$$H = \frac{10^{-3} \cdot p_t \cdot 10^3}{\rho_1} = \frac{p_t}{\rho_1} \quad [\text{m.col.aer}] \quad (2.11)$$

2.4 Desfășurarea măsurătorilor

Dacă clapeta de reglare de pe conducta de refulare este complet închisă, ventilatorul nu livrează nici un debit ($D=0$), puterea utilă a ventilatorului fiind nulă, de asemenea $\eta=0$.

În acest caz, puterea absorbită de ventilator servește pentru formarea unor vârtejuri, care produc încălzirea aerului.

Deschiderea clapetei se face treptat, prin trei poziții intermediare, urmărind creșterea presiunii dinamice la tubul manometric. Pentru fiecare poziție a clapetei de reglare se citesc următoarele mărimi:

- presiunile totale la tubul manometric racordat pe rând la ștuțurile de măsurare de pe conductele de aspirație și de refulare;
- presiunea statică pe conducta de refulare, pe care scăzând-o din presiunea totală măsurată tot pe conducta de refulare se obține presiunea dinamică p_d ;
- energia electrică consumată la contorul electric prin cronometrarea timpului τ în care discul efectuează o rotație completă.

2.5 Prelucrarea rezultatelor măsurătorilor

Valorile citite și rezultatele calculelor se trec în Tabelul 2.1.

În funcție de domeniul de lucru ales, se obțin prin reprezentarea punctelor corespunzătoare parametrilor mășurați sau calculați, următoarele grafice ale curbelor, așa cum este prezentat ca model în Figura 2.3: caracteristica de sarcină, H ; caracteristica de randament, η ; caracteristica puterii utile, P_u ; caracteristica puterii consumate, P_c .

Toate cele patru reprezentări ale curbelor caracteristice se fac în funcție de debit, în consecință au în abscisă debitul de aer D .

2.6 Concluzii

Tabelul 2.1

Nr Crt.	Mărimi măsurate					Mărimi determinate						
	S [m ²]	τ [s]	p_d [mmH ₂ O]	p_a [mmH ₂ O]	p_r [mmH ₂ O]	ρ_1 [kg/m ³]	H [m.col.aer]	v [m/s]	D [kg/s]	P_u [kW]	P_c [kW]	η [%]

Lucrarea 3

Funcționarea ventilatoarelor cuplate în paralel

3.1 Noțiuni introductive

Montarea a două sau mai multe ventilatoare în paralel, pentru a funcționa în aceeași instalație, se practică fie în scopul măririi debitului de aer al unei instalații existente, fie când debitul celui mai mare ventilator ales din cataloage este insuficient, fie în cazul în care instalația trebuie să funcționeze cu debite alternative diferite. Acest mod de montare presupune faptul că toate ventilatoarele primesc de la gura de aspirație aer la aceeași presiune și toate refulează într-o cameră sau într-o conductă comună.

Când se prevede ca oricare dintre ventilatoarele legate în paralel să lucreze și singur în instalație, este necesar ca fiecare dintre ele să fie dotate cu un organ de închidere etanș, montat de preferință la gura de refulare, pentru a împiedeca circulații inverse de aer prin ventilator, în situațiile în care nu funcționează.

În Figura 3.1 este analizat modul de funcționare a două ventilatoare cu caracteristici identice montate în paralel în instalații având rezistențe diferite. Caracteristica globală H a grupului de ventilatoare se construiește prin puncte, însumând pe abscisă debite corespunzătoare unui număr oarecare de ordonate alese arbitrar. Racordarea acestui grup de ventilatoare la o instalație având caracteristica R_1 duce la deplasarea punctului de funcționare din punctul 1, corespunzător funcționării unui singur ventilator, în punctul 2, corespunzător funcționării în paralel a celor două ventilatoare. Debitul global

D_2 care rezultă este mai mic decât suma debitelor individuale pe care le-ar furniza ventilatoarele în cazul în care ar lucra independent în aceeași instalație. În ceea ce privește presiunea, se remarcă o creștere de la P_1 la presiunea globală P_2 .

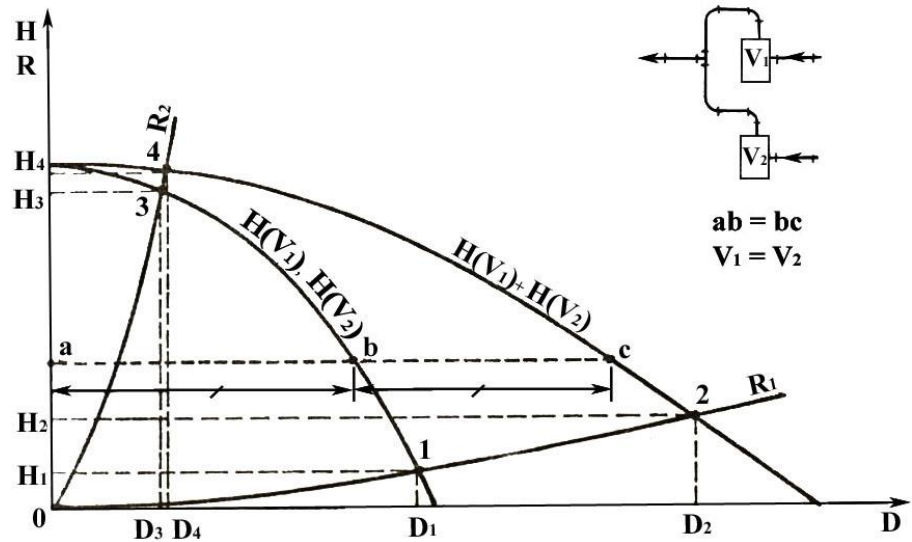


Figura 3.1 Stabilirea regimului de funcționare a unui ansamblu alcătuit din două ventilatoare identice cuplate în paralel

Racordarea aceluiași grup de ventilatoare la o instalație cu o rezistență mai mare având caracteristica R_2 deplasează punctul de funcționare din 3 în 4, punct la care, așa cum se observă în Figura 3.1, îi corespunde un debit global apropiat de cel furnizat de un singur ventilator. Într-o asemenea instalație, efectele produse de racordarea unui ventilator suplimentar sunt practic neînsemnate.

În concluzie, în cazul rețelelor având rezistențele aeraulice relativ mici, pentru sporirea debitului de aer se pot cupla ventilatoarele în paralel. La

valori mari ale rezistențelor se preferă executarea a două rețele identice pe care să debiteze ventilatoarele independent.

3.2 Descrierea standului experimental

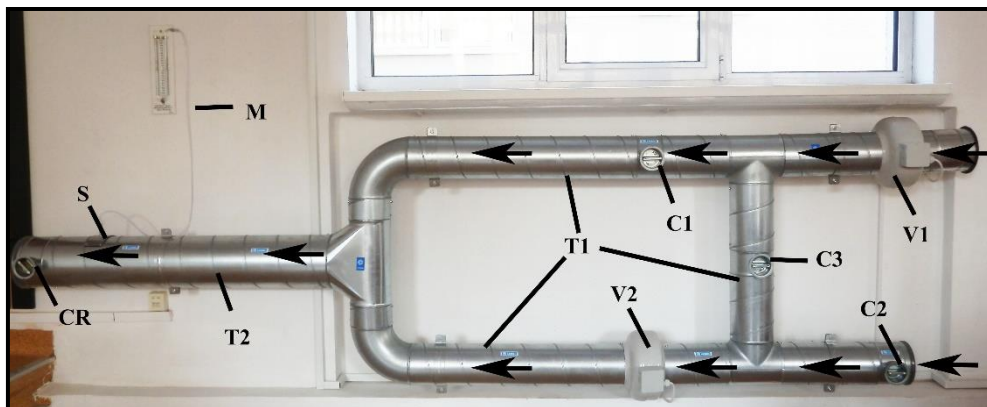


Figura 3.2 Standul experimental pentru studierea
cuplării ventilatoarelor în paralel

Legendă:

C1, C2, C3 – clapete închis-deschis;

CR – clapetă de reglare a debitului de aer;

T1 – tubulatură circulară SPIRO $\Phi 160$ mm;

T2 - tubulatură circulară SPIRO $\Phi 250$ mm;

V1, V2 – ventilatoare axial-centrifugale identice cu $\Phi 160$ mm;

M – tub manometric;

S – ștuțuri de racord pentru măsurarea presiunilor statice și totale pe conducta comună de refulare T2.

Efectuarea măsurătorilor

➤ Măsurători pentru un singur ventilator (V1) în funcțiune

a) Se poziționează clapetele de închidere-deschidere astfel:

- Clapeta C1 – deschisă;
- Clapetele C2 și C3 – închise.

b) Deschiderea clapetei de reglare CR se face treptat, prin patru poziții intermediare, urmărind creșterea presiunii dinamice la tubul manometric.

Pentru fiecare poziție a clapetei de reglare se citesc următoarele mărimi:

- presiunea totală p_t la tubul manometric M racordat la ștuțul de măsurare S de pe conducta T2;
- presiunea statică p_s la tubul manometric M racordat la ștuțul de măsurare S de pe conducta T2, pe care scăzând-o din presiunea totală p_t se obține presiunea dinamică p_d ;

➤ Măsurători pentru ventilatoarele V1 și V2 în funcțiune, cuplate în paralel

a) Se poziționează clapetele de închidere-deschidere astfel :

- Clapetele C1 și C2 – deschise;
- Clapeta C3 – închisă.

b) Deschiderea clapetei de reglare CR se face treptat, prin patru poziții intermediare, urmărind creșterea presiunii dinamice la tubul manometric.

Pentru fiecare poziție a clapetei de reglare se citesc aceleași presiuni ca și pentru măsurătorile efectuate pentru ventilatorul V1 în funcțiune.

3.3 Relații de calcul

Debitul de aer D rezultă din ecuația continuității:

$$D = 900 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot v \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (3.1)$$

în care: d – diametrul interior al conductei, [m];

v – viteza aerului calculată din presiunea dinamică, [m/s].

$$v = \sqrt{2 \cdot \frac{9,81 \cdot p_d}{\rho_1}} \quad [\text{m/s}] \quad (3.2)$$

în care: ρ_1 – densitatea aerului în starea de lucru [kg/m^3];

p_d – presiunea dinamică $p_d = p_t - p_s$ [mmH₂O].

$$\rho_1 = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T_1} \cdot \frac{p_1}{p_0} \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (3.3)$$

în care: ρ_0 – densitatea aerului aflat în starea normală, ($\rho_0 = 1,293 \text{ kg}/\text{m}^3$);

T_0 – temperatura absolută în starea normală ($T_0 = 273,15 \text{ K}$);

T_1 – temperatura absolută în starea de lucru, ($T_1 = t + T_0$) [K];

p_0 – presiunea absolută în starea normală, ($p_0 = 760 \text{ mmHg}$);

p_1 – presiunea absolută în starea de lucru egală cu presiunea barometrică în momentul efectuării măsurărilor [mmHg].

Sarcina H a ventilatorului, respectiv a ansamblului paralel are valoarea:

$$H = \frac{p_t}{\rho_1} \quad [\text{m.col.aer}] \quad (3.4)$$

Puterea utilă P_u a ventilatorului, respectiv a ansamblului format de cele două ventilatoare cuplate în paralel rezultă din relația:

$$P_u = \frac{\rho_1 \cdot D \cdot H}{3600 \cdot 102} \quad [\text{kW}] \quad (3.5)$$

3.4 Prelucrarea măsurărilor

Cu mărimile obținute prin măsurători, pe baza relațiilor de mai sus, se obțin, pentru cele patru poziții ale clapetei de reglare CR valorile trecute în Tabelul 3.1.

Tabelul 3.1

		Ventilator						Ansamblu paralel					
Nr.	Crt.	p_t [mmH ₂ O]	p_d [mmH ₂ O]	v [m/s]	D [m ³ /h]	H [m.c.aer]	P_u [kW]	p_t [mmH ₂ O]	p_d [mmH ₂ O]	v [m/s]	D [m ³ /h]	H [m.col.aer]	P_u [kW]
1													
2													
3													
4													

Lucrarea 4

Funcționarea ventilatoarelor cuplate în serie

4.1 Noțiuni introductive

Legarea în aceeași rețea a două sau mai multe ventilatoare montate în serie este utilizată în practică fie pentru a mări presiunea furnizată sistemului, fie pentru a satisface condițiile unei funcționări cu presiune variabilă și debit constant.

Funcționarea în serie a două ventilatoare cu caracteristici identice este prezentată în Figura 4.1. Fie $H(V_1)$, $H(V_2)$ caracteristicile individuale ale ventilatoarelor. Caracteristica globală $H(V_1+V_2)$ a grupului de ventilatoare cuplate în serie se obține prin însumarea ordonatelor ($ab+bc$). În cazul de față această însumare reprezintă dublarea presiunilor la fiecare valoare a debitelor înscrisă pe abscisă.

Dacă în aceeași figură se trasează și o curbă caracteristică a rețelei, notată cu R_1 , se obține punctul de funcționare 2, la intersecția caracteristicii R_1 cu caracteristica globală H . Punctul 1 indică regimul de funcționare care s-ar obține dacă instalația ar funcționa cu un singur ventilator. Din compararea condițiilor de funcționare reprezentate în Figura 4.1 rezultă că prin montarea în serie a două ventilatoare identice, presiunea a crescut de la H_1 la H_2 . Se remarcă, de asemenea, că debitul grupului D_2 este puțin mai mare decât debitul individual D_1 .

Dacă instalația are o rezistență mare, cu o curbă caracteristică de forma R_2 punctul de funcționare al sistemului se deplasează din 3 în 4.

Presiunea furnizată de grupul celor două ventilatoare în serie este apropiată de dublul presiunilor individuale, în schimb debitul de aer crește doar puțin. Rezultă că montarea ventilatoarelor în serie nu este justificată într-o instalație cu rezistență mică.

Aceleași concluzii rezultă și în cazul în care cele două ventilatoare sunt diferite.

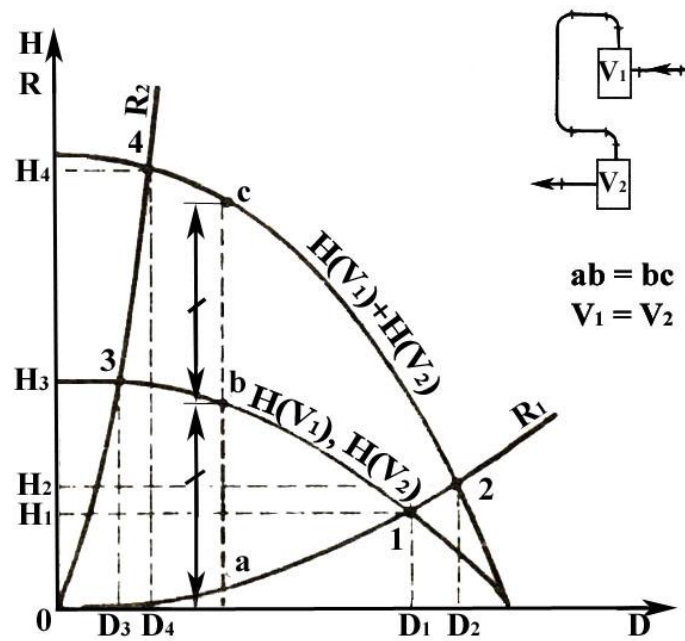


Figura 4.1 Stabilirea regimului de funcționare a unui ansamblu alcătuit din două ventilatoare identice cuplate în serie

4.2 Descrierea standului experimental

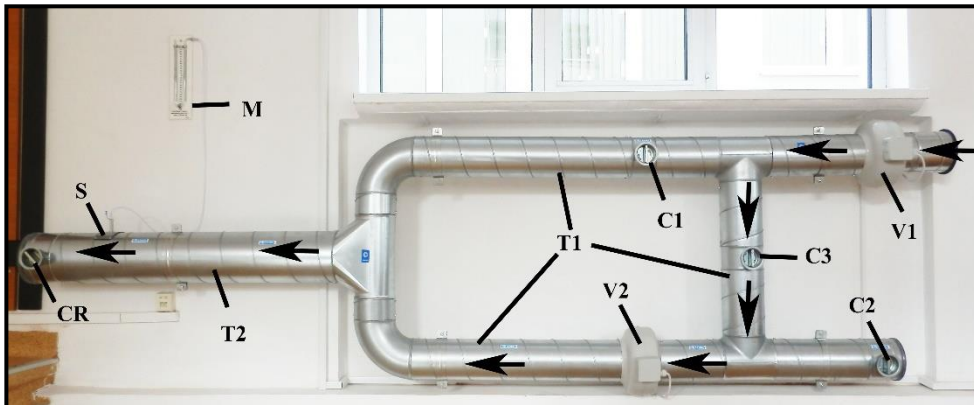


Figura 4.2 Standul experimental pentru studierea
cuplării ventilatoarelor în serie

Legendă:

C1, C2, C3 – clapete închis-deschis;

CR – clapetă de reglare a debitului de aer;

T1 – tubulatură circulară SPIRO $\Phi 160$ mm;

T2 - tubulatură circulară SPIRO $\Phi 250$ mm;

V1, V2 – ventilatoare axial-centrifugale identice cu $\Phi 160$ mm;

M – tub manometric;

S – ștuțuri de racord pentru măsurarea presiunilor statice și totale pe conducta comună de refulare T2.

4.3 Efectuarea măsurărilor

➤ Măsurători pentru un singur ventilator (V1) în funcțiune

b) Se poziționează clapetele de închidere-deschidere astfel:

- Clapeta C1 – deschisă;

- Clapetele C2 și C3 – închise.

c) Deschiderea clapetei de reglare CR se face treptat, prin patru poziții intermediare, urmărind creșterea presiunii dinamice la tubul manometric. Pentru fiecare poziție a clapetei de reglare se citesc următoarele mărimi:

- presiunea totală p_t la tubul manometric M racordat la ștuțul de măsurare S de pe conducta T2;
- presiunea statică p_s la tubul manometric M racordat la ștuțul de măsurare S de pe conducta T2, pe care scăzând-o din presiunea totală p_t se obține presiunea dinamică p_d ;

➤ **Măsurători pentru ventilatoarele V1 și V2 în funcțiune, cuplate în serie**

b) Se poziționează clapetele de închidere-deschidere astfel :

- Clapetele C1 și C2 – închise;
- Clapeta C3 – deschisă.

c) Deschiderea clapetei de reglare CR se face treptat, prin patru poziții intermediare, urmărind creșterea presiunii dinamice la tubul manometric. Pentru fiecare poziție a clapetei de reglare se citesc aceleași presiuni ca și pentru măsurătorile efectuate pentru ventilatorul V1 în funcțiune.

4.4 Relații de calcul

Debitul de aer D rezultă din ecuația continuității:

$$D = 900 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot v \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4.1)$$

în care: d – diametrul interior al conductei, [m];

v – viteza aerului calculată din presiunea dinamică, [m/s].

$$v = \sqrt{2 \cdot \frac{9,81 \cdot p_d}{\rho_1}} \quad [\text{m/s}] \quad (4.2)$$

în care: ρ_1 – densitatea aerului în starea de lucru [kg/m^3];

p_d – presiunea dinamică $p_d = p_t - p_s$ [mmH_2O].

$$\rho_1 = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T_1} \cdot \frac{p_1}{p_0} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (4.3)$$

în care: ρ_0 – densitatea aerului aflat în starea normală, ($\rho_0 = 1,293 \text{ kg/m}^3$);

T_0 – temperatura absolută în starea normală ($T_0 = 273,15 \text{ K}$);

T_1 – temperatura absolută în starea de lucru, ($T_1 = t + T_0$) [K];

p_0 – presiunea absolută în starea normală, ($p_0 = 760 \text{ mmHg}$);

p_1 – presiunea absolută în starea de lucru egală cu presiunea barometrică în momentul efectuării măsurătorilor [mmHg].

Sarcina H a ventilatorului, respectiv a ansamblului serie are valoarea:

$$H = \frac{p_t}{\rho_1} \quad [\text{m.col.aer}] \quad (4.4)$$

Puterea utilă P_u a ventilatorului, respectiv a ansamblului format de cele două ventilatoare cuplate în serie rezultă din relația:

$$P_u = \frac{\rho_1 \cdot D \cdot H}{3600 \cdot 102} \quad [\text{kW}] \quad (4.5)$$

4.5 Prelucrarea măsurătorilor

Cu mărimile obținute prin măsurători, pe baza relațiilor de mai sus, se obțin, pentru cele patru poziții ale clapetei de reglare CR valorile trecute în Tabelul 4.1.

Tabelul 4.1

		Ventilator					Ansamblu serie						
Nr.	Crt.	p_t [mmH ₂ O]	p_d [mmH ₂ O]	v [m/s]	D [m ³ /h]	H [m.c.aer]	P_u [kW]	p_t [mmH ₂ O]	p_d [mmH ₂ O]	v [m/s]	D [m ³ /h]	H [m.col.aer]	P_u [kW]
1													
2													
3													
4													

Lucrarea 5

Studiul structurii unui jet liber, rotund și izoterm

5.1 Noțiuni introductive

Prin jet se înțelege masa de aer introdusă sub presiunea unui dispozitiv mecanic (ventilator, ejector sau compresor) într-un spațiu cu aer stagnant sau aflat în mișcare. Jetul este considerat ca aflat în mișcare liberă dacă se desfășoară într-un mediu cu aer stagnant, dacă nu există suprafețe care să îi stânjenească dezvoltarea și dacă este respectată condiția:

$$x \leq 1,5 * \sqrt{A_c} \quad [\text{m}] \quad (5.1)$$

în care: x – distanța față de planul de refulare al jetului, [m];

A_c - aria liberă a secțiunii transversale a construcției, [m²];

La ieșirea aerului din gura de refulare și pătrunderea lui într-un spațiu cu aer stagnant, acesta din urmă este antrenat de jet prin inducție, pe măsură ce masa de aer în mișcare avansează. În acest mod, energia cinetică de care dispunea inițial jetul este consumată treptat, scăzând și viteza aerului în mișcare, iar la o anumită distanță se consideră încetată acțiunea jetului. Distanța de la planul de refulare până la secțiunea de stingere a acțiunii jetului se numește bătaie. Literatura de specialitate definește ca zonă de stingere a jetului aceea în care viteza aerului din jet atinge limitele de confort. Definiții mai recente acceptă ca limite recomandate pentru viteza aerului în zona de stingere a jetului v_1 , în axa de curgere, valori între 0,15 m/s și 0,25 m/s. În consecință, în lucrarea prezentă se acceptă ca valoare de referință $v_1 = 0,2$ m/s.

De asemenea, din cercetările asupra individualității jeturilor s-au reținut, în principal, trei modele care circumscriu comportarea majorității jeturilor libere:

- jetul rotund provenit de la o gură de refulare circulară, pătrată sau dreptunghiulară, cu raportul laturilor $\leq 1:10$;
- jetul plan provenit de la o gură de refulare dreptunghiulară, cu raportul laturilor $> 1:10$;
- jetul radial, obținut prin refularea unui jet rotund sau plan pe o placă așezată frontal față de jet la distanța H și având lățimea de $1,5...2$ ori mai mare decât înălțimea.

Presiunea în jetul liber izoterm poate fi considerată constantă și egală cu cea din mediul ambiant. Cantitatea de mișcare în toate secțiunile transversale ale jetului trebuie să fie aceeași.

În porțiunea inițială limitele jetului sunt nete, dar pe măsura depărtării de planul de refulare se disting tot mai greu. Prelungind spre gura de refulare limitele unui jet rotund se obține punctul numit pol al jetului, iar unghiul de divergență format, α , este funcție de viteza de refulare v_0 , fiind cu atât mai mic cu cât viteza este mai mare.

Experimentele au arătat că indiferent de forma deschiderilor sau de direcția de propagare, jeturile au o structură similară, și anume cea prezentată în Figura 5.1.

Un jet liber, turbulent, este alcătuit dintr-o masă de aer variabilă turbionară, într-o mișcare generală de translație, având forma unui curent divergent. Formarea jetului propriu-zis se explică în modul următor: din gura de refulare izvorăște o masă de aer primar, dispunând de o energie cinetică inițială, care în pofida strangulării pe care o suportă datorită inerției mai păstrează forma gurii din care provine. Odată cu pătrunderea particulelor de

aer, în masa de aer imobil din proximitatea gurii de refulare, datorită mișcării turbionare, ele antrenează particulele de aer stagnant. Se formează astfel, un strat limită la periferia jetului, prin care se face antrenarea (inducerea) aerului ambiant stagnant. Jetul de aer devine divergent, căpătând formă conică, debitul de aer indus crescând cu distanța.

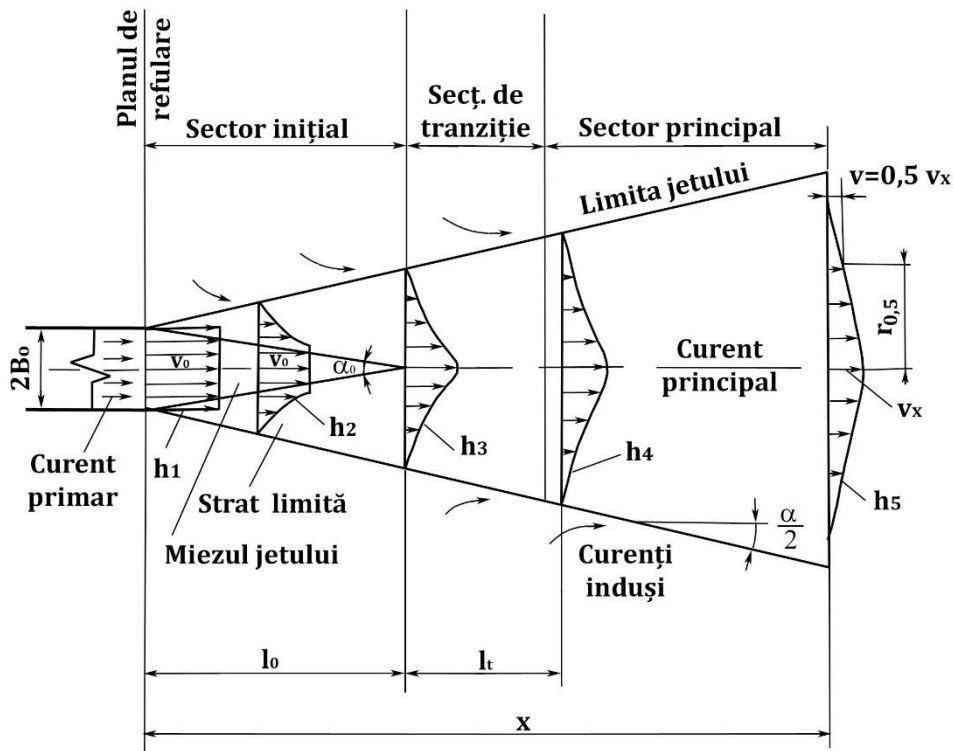


Figura 5.1 Structura jetului liber rotund izoterm

Analizând comportarea jeturilor, sub aspectul variației vitezei aerului în funcție de distanță, se disting trei zone:

- o zonă inițială în care jetul mai păstrează individualitatea gurii de refulare din care a provenit;
- o zonă de tranziție;

- o zonă principală, mai mare decât precedentele, care cuprinde porțiunea conică a jetului și care realizează propriu-zis ventilarea.

Din cercetările experimentale întreprinse asupra jeturilor au rezultat următoarele valori aproximative ale lungimilor zonelor jeturilor în funcție de dimensiunea caracteristică d_c a gurii de refulare:

- zona inițială : $(4-8) \cdot d_c$;
- zona de tranziție: $(8-4) \cdot d_c$;
- zona principală: $(25-100) \cdot d_c$.

În zona inițială, datorită inerției, particulele caută să mai păstreze viteza v_0 din planul de refulare. Datorită ciocnirii cu particulele de aer imobile din apropierea gurii, această mișcare este frânată, în special în partea periferică a masei de aer în mișcare. Rezultă o formă spațială pentru toate particulele din jet care se deplasează cu viteza v_0 , numită miez al jetului. Acesta are forma unui con pentru guri de refulare rotunde și de piramidă, pentru guri de refulare având formă de poligon. Hodografele vitezelor din această zonă se modifică cu distanța: de la dreptunghi (h_1), prin trapez curbiliniu (h_2), la triunghi curbiliniu (h_3 , h_4 și h_5) (Figura 5.1). Curbura acestor triunghiuri hodografe este apreciată prin distanța axială $r_{0,5}$, care măsoară depărtarea axială până în punctul în care viteza devine jumătate față de cea din axul curgerii (Figura 5.1).

În urma unor măsurători efectuate asupra unor jeturi vizualizate cu fum, s-a constatat că unghiul de convergență al miezului jetului are la toate jeturile valoarea $8,8^\circ$.

Depășind lungimea miezului jetului l_0 , turbioanele aerului indus inundă complet masa jetului. Aceste turbioane, pentru a se forma și a-și menține mișcarea, împrumută energia cinetică inițială a curentului de aer primar, reducând astfel viteza de translație a masei de aer ce formează jetul. Fiecare

turbion este supus forțelor vâscozității care tind să-i micșoreze viteza. După parcurgerea unei anumite distanțe, energia cinetică este redusă, astfel încât nu mai este capabilă să învingă forțele de vâscozitate și turbionul se oprește. Această zonă, considerată ca zonă de stingere a jetului, este apreciată doar teoretic. Practic, zona de stingere a unui jet se apreciază în funcție de viteza rezultată din senzația de curent produsă asupra oamenilor (0,15 m/s...0,25 m/s).

5.2 Descrierea standului experimental

Instalația experimentală (Figura 5.2) permite măsurarea vitezei aerului în diferite puncte din zona spațială a jetului. Astfel, un cadru metalic având un caroiaj din sârmă de cupru, cu laturile pătratelor de 8 cm, se deplasează la diferite distanțe față de planul de refulare.



Figura 5.2 Standul experimental

Legendă:

T – tubulatură circulară tip SPIRO, $\Phi 400$ mm;

GR – gură de refulare liberă a aerului de secțiune circulară, $\Phi 400$ mm;

CM – cadru metalic de susținere a caroiajului pentru măsurarea vitezelor aerului;

C – caroiaj din sârmă de cupru cu laturile pătratelor de 8 cm, cu 25 de noduri marcate pentru măsurarea vitezelor aerului.

Pentru măsurarea vitezelor aerului în nodurile caroiajului se utilizează un anemometru cu cupe cu precizie de $\pm 0,2$ m/s (Figura 5.3).



Figura 5.3 Modul de măsurare a vitezei aerului în dreptul nodurilor caroiajului cu ajutorul anemometrului cu cupe

5.3 Efectuarea măsurărilor

Se fixează cadrul de măsură la diferite distanțe, începând cu planul gurii de refulare ($x=0$) și apoi din 40 cm în 40 cm ($x = 0,4$ m, $x = 0,8$ m, ..., $x = 3,2$

m). Pentru fiecare dintre aceste poziții ale cadrului, se măsoară vitezele aerului în 25 de noduri ale caroiajului (5 pe orizontală x 5 pe verticală), având grijă ca nodul din mijloc să corespundă cu axa jetului (Figura 5.4). Notarea vitezelor se va face pe nouă caroiaje cu câte 25 de noduri fiecare, caroiaje desenate în prealabil pe hârtie milimetrică ca în Figura 5.4.

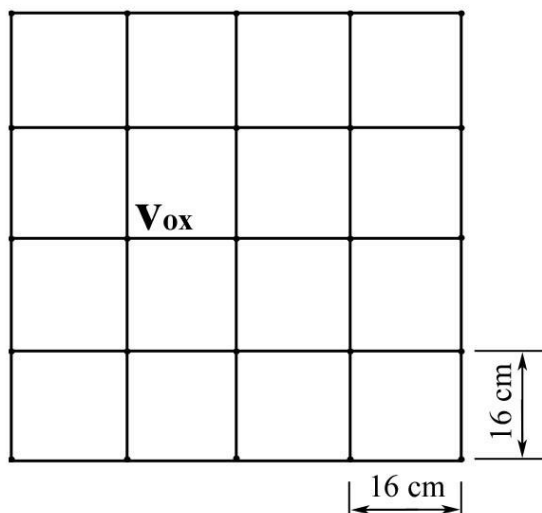


Figura 5.4 Modul de notare a vitezelor aerului în dreptul nodurilor caroiajului

5.4 Relații de calcul ale elementelor jetului izoterm

Considerând desfășurarea spațială a jetului de același tip cu cea prezentată mai sus, se calculează elementele jetului în exprimare adimensională cu relațiile:

- Raza jetului:

$$\bar{R}_x = \frac{R_x}{R_0} = 0,22 \cdot (\bar{x} - \bar{x}_0) \quad (5.2)$$

- Viteza medie în secțiunea transversală:

$$\bar{v}_{xm} = \frac{v_{xm}}{v_0} = \frac{3,2 \cdot \sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0} \quad (5.3)$$

- Viteza medie în planul de refulare:

$$\bar{v}_{0M} = \frac{v_{0M}}{v_0} = \frac{6,45 \cdot \sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0} \quad (5.4)$$

- Viteza axială:

$$\bar{v}_{0x} = \frac{v_{0x}}{v_0} = \frac{12,4 \cdot \sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0} \quad (5.5)$$

- Debitul volumetric:

$$\bar{D}_x = \frac{D_x}{D_0} = 0,155 \cdot \sqrt{\beta_0} \cdot (\bar{x} - \bar{x}_0) \quad (5.6)$$

- Energia cinetică medie

$$\bar{E}_x = \frac{E_x}{E_0} = \frac{6,42 \cdot \sqrt{\beta_0}}{(3\beta_0 - 2) \cdot (\bar{x} - \bar{x}_0)} \quad (5.7)$$

În aceste relații s-au folosit următoarele mărimi:

β_0 – coeficient de viteză al gurii de refulare;

R_0 – raza hidraulică a gurii de refulare;

$\bar{x} = \frac{x}{R_0}$ – distanță adimensională;

$\bar{x}_0 = \frac{x_0}{R_0}$ – distanță adimensională a polului jetului;

Coeficientul β_0 în funcție de x_0 rezultă din Tabelul 5.1

Tabelul 5.1

x_0	0	0...-4	-4...-5,2
β_0	1,0...1,04	1,04...1,10	1,10...1,20

5.5 Prelucrarea măsurătorilor

- a) Utilizând relațiile de calcul, se determină elementele jetului izoterm și se trec în Tabelul 5.2;
- b) Cu ajutorul celor nouă carioaje desenate în prealabil pe hârtie milimetrică, având vitezele măsurate notate în dreptul celor 25 de noduri, se trasează, pe baza principiului proporționalității, curbele izocinetice (de viteză egală) corespunzătoare fiecărei poziții a cadrului de măsură;
- c) Tot pe hârtie milimetrică se trasează hodografele vitezelor în două plane perpendiculare (vertical și orizontal) de-a lungul jetului, plane ce intersectează axa jetului;
- d) Se trasează curba de variație a vitezei aerului în axa jetului v_{0x} cu distanța x față de planul de refulare.

Tabelul 5.2

Nr. Crt.	Distanța x	Mărimi calculate				
		\bar{V}_{xm}	\bar{V}_{0M}	\bar{V}_{0x}	\bar{D}_x	\bar{E}_x
1	0					
2	0,4					
3	0,8					
4	1,2					
5	1,6					
6	2,0					
7	2,4					
8	2,8					
9	3,2					

5.6 Concluzii

Lucrarea 6

Studiul ventilării naturale bazate pe potențialul termic

5.1 Noțiuni introductive

Depinzând de modul în care acționează forțele (potențialele) naturale, ventilarea naturală favorizează apariția unor efecte variabile în funcție de anotimp sau chiar în decursul unei zile. Cu toate acestea, printr-o organizare judicioasă a deschiderilor dintr-o clădire care pune în legătură spațiul încăperii ventilate cu mediul exterior, se pot obține rezultate satisfăcătoare în majoritatea perioadei în care este necesară ventilarea. Pe acest principiu se bazează sistemele prevăzute în halele industriale sau în alte încăperi cu degajări de căldură, în locuințe, școli, încăperi zootehnice, care reprezintă exemple de clădiri cu potențial de ventilare pe cale naturală.

Calcululele de ventilare naturală se efectuează fie pentru determinarea la proiectare a formei și dimensiunilor elementelor de construcție care condiționează funcționarea ventilării naturale, fie pentru verificarea modului în care se realizează acestea într-o clădire dată. În ambele situații, elementele de construcție considerate sunt: ferestrele, luminatoarele, ușile și golurile, elemente care fac ca ventilarea clădirii respective să devină una natural organizată.

Pentru o clădire cu degajări importante de căldură, considerarea vântului ca acțiune simultană conduce la efecte practic minore în ceea ce privește efectul de ventilare, mai ales în cazul clădirilor aflate în zone cu

potențial eolian scăzut sau mediu, zone care ocupă cea mai mare parte a teritoriului României.

Potențialul termic Δp_t care determină deplasarea unui debit de aer între două deschideri (una de aspirație și cealaltă de evacuare) a căror axe sunt depărtate pe verticală la distanța h are valoarea:

$$\Delta p_t = g \cdot h \cdot (\rho_1 - \rho_2) \quad [\text{N/m}^2] \quad (6.1)$$

în care: g – accelerația gravitațională ($g = 9,8065 \text{ m/s}^2$);

ρ_1 – densitatea aerului exterior (mai rece), $[\text{kg/m}^3]$;

ρ_2 – densitatea aerului evacuat (mai cald), $[\text{kg/m}^3]$.

Potențialul termic se formează într-o hală cu degajări de căldură ca urmare a deplasării în sens ascendent a aerului care se încălzește de la sursele de căldură amplasate în zona de lucru, la nivelul pardoselii. Bazat pe acest fenomen se formează un câmp spațial de presiuni relative (față de presiunea atmosferică) care determină pătrunderea aerului exterior în încăpere pe la partea inferioară și evacuarea aerului viciat pe la partea superioară (Figura 6.1).

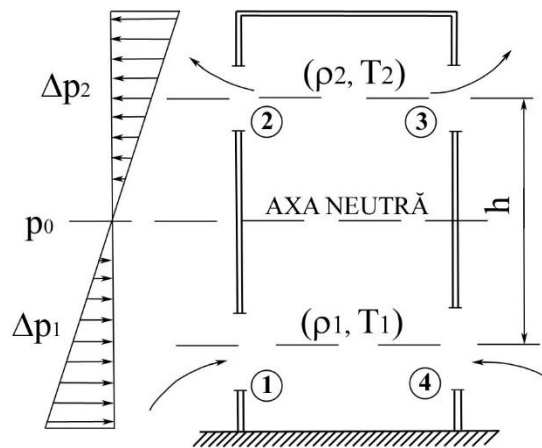


Figura 6.1 Participarea potențialului termic la realizarea ventilării naturale

6.2 Descrierea standului experimental

Standul permite simularea, cu ajutorul a două grupuri de rezistențe electrice R_1 și R_2 (50% și 100% din puterea maximă), a unor surse de căldură prezente la nivelul pardoselii. Cu termometrele t_1 și t_2 se măsoară temperaturile aerului la intrare, în deschiderile 1 și 4, respectiv la ieșire, în deschiderile 2 și 3. Deoarece nu intervin alte potențiale în desfășurarea verticală a mișcării aerului, standul funcționează simetric față de axa sa verticală (Figura 6.2).

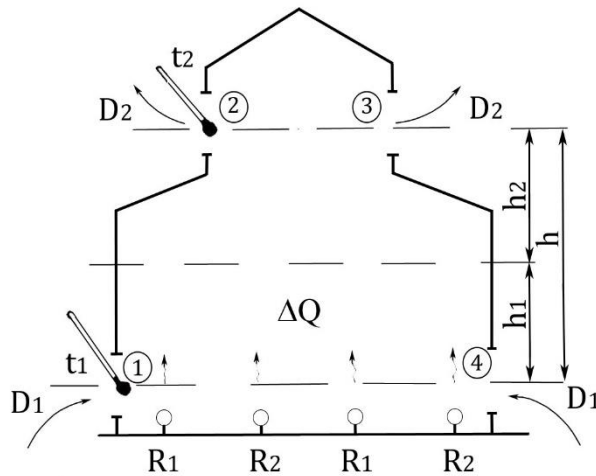


Figura 6.2 Standul experimental pentru studiul ventilării naturale bazate pe potențial termic

6.3 Relații de calcul

Pentru că instalația funcționează simetric, se poate scrie pentru debitele ce străbat cele patru deschideri următoarea egalitate:

$$D_1 = D_2 = D_3 = D_4 \quad [\text{kg/s}] \quad (6.2)$$

Poziția axei neutre este dată de distanțele h_1 și h_2 (Figura 6.2).

$$h_1 = h \cdot \frac{S_2^2}{S_1^2 + S_2^2} \quad (6.3)$$

$$h_2 = h \cdot \frac{S_1^2}{S_1^2 + S_2^2} \quad (6.4)$$

Diferența de presiune (potențialul) care determină intrarea aerului este Δp_1 . Diferența de presiune (potențialul) care determină evacuarea aerului este Δp_2 :

$$\Delta p_2 = g \cdot h \cdot (\rho_1 - \rho_2) - \Delta p_1 \quad (6.5)$$

Debitul de aer D_1 , intrat prin deschiderea 1 are valoarea:

$$D_1 = \mu_1 \cdot S_1 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_1 \cdot \Delta p_1} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.6)$$

în care: μ_1 – coeficient subunitar de debit al deschiderii 1, care depinde de forma deschiderii 1;

S_1 – aria deschiderii 1, $[\text{m}^2]$;

ρ_1 – densitatea aerului exterior, $[\text{kg/m}^3]$.

Debitul de aer D_2 , ieșit prin deschiderea 2 are valoarea:

$$D_2 = \mu_2 \cdot S_2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_2 \cdot \Delta p_2} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.7)$$

în care: μ_2 – coeficient subunitar de debit al deschiderii 2, care depinde de forma deschiderii 2;

S_2 – aria deschiderii 2, $[\text{m}^2]$;

ρ_2 – densitatea aerului exterior, $[\text{kg/m}^3]$.

În funcție de condițiile de lucru, densitățile aerului ρ_1 și ρ_2 se calculează cu relațiile:

$$\rho_{1,2} = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{273,15 + t_{1,2}} \cdot \frac{p}{p_0} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (6.8)$$

în care: ρ_0 – densitatea aerului în condiții normale:

$$\rho_0 = 1,293 \text{ kg/m}^3; T_0 = 273,15 \text{ K};$$

$t_{1,2}$ – temperaturile măsurate la cele două termometre t_1 și t_2 , $[\text{°C}]$;

p – presiunea absolută în condiții de lucru, egală cu presiunea barometrică din momentul efectuării măsurătorilor.

Pe baza ecuației continuității rezultă:

$$\mu_1 \cdot S_1 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_1 \cdot \Delta p_1} = \mu_2 \cdot S_2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_2 \cdot [g \cdot h(\rho_1 - \rho_2) - \Delta p_1]} \quad (6.9)$$

În condițiile unei instalații date, necunoscuta din relația de mai sus este suprapresiunea (față de presiunea atmosferică) Δp_1 și ea rezultă:

$$\Delta p_1 = \frac{\mu_2^2 \cdot S_2^2 \cdot 2 \cdot \rho_2 \cdot g \cdot h(\rho_1 - \rho_2)}{\mu_1^2 \cdot S_1^2 \cdot 2 \cdot \rho_1 + \mu_2^2 \cdot S_2^2 \cdot 2 \cdot \rho_2} \quad (6.10)$$

Cu această valoare se pot calcula debitele D_1 și D_2 cu relațiile (6.6) și (6.7).

6.4 Desfășurarea măsurătorilor

Pentru fiecare dintre cele două trepte de rezistență R_1 și R_2 se măsoară temperaturile t_1 și t_2 , presiunea p , aria suprafețelor deschiderilor S_1 și S_2 și distanța între axele deschiderilor h .

Valorile coeficienților de debit μ_1 și μ_2 pot avea valori între 0,65 și 0,90 în funcție de tipul ferestrei.

6.5 Prelucrarea rezultatelor măsurătorilor

Se calculează suprapresiunile Δp_1 și Δp_2 în dreptul deschiderii de intrare și respectiv a celei de evacuare și se verifică poziția axei neutre cu relațiile (6.3) și (6.4).

Se calculează debitele de aer D_1 și D_2 care realizează ventilarea naturală. În cazul în care calculele au fost corect efectuate, D_1 și D_2 trebuie să aibă valori foarte apropiate.

6.6 Concluzii

Lucrarea 7

Dimensionarea aeraulică a tubulaturii de refulare și echilibrarea canalelor de aer

7.1 Noțiuni introductive

Dimensionarea aeraulică a tubulaturii aferente instalației de ventilare și condiționare constă în dimensionarea geometrică (constructivă) a tuturor tronsoanelor care alcătuiesc rețeaua de tubulatură și calculul pierderilor totale de sarcină în rețea. Pierderile de sarcină totale cumulate ale tubulaturii sunt egale cu suma dintre pierderile de sarcină locale și cele liniare.

Tubulaturile de aer trebuie dimensionate respectând următoarele reguli:

- Micșorarea vitezelor de la centrala de ventilare – climatizare către gurile de introducere, cu respectarea valorilor recomandate în Normativul I5/2022;
- Asigurarea debitelor de aer necesare la fiecare ramificație;
- Asigurarea posibilităților de reglare a instalației;
- Realizarea unei instalații economice, silențioase.

Forma tubulaturii se alege în funcție de spațiul disponibil, de posibilitatea de a se îngloba în structura spațiului și de condiții economice. Cele mai des folosite sunt tubulaturile rotunde SPIRO și cele rectangulare.

Pentru dimensionarea canalelor de aer sunt necesare a fi cunoscute:

- numărul, dimensiunile și locul de amplasare a gurilor de introducere sau evacuare;

- alcătuirea centralei de ventilare - climatizare și locul ei de amplasare;
- tipul, dimensiunile, poziția de montaj și locul de amplasare a prizei de aer proaspăt;
- dimensiunile și locul de amplasare a gurii pentru evacuarea aerului viciat în atmosferă.

7.2 Prezentarea standului

Standul experimental utilizat (Figura 7.1) se compune din:

- 1– ventilator axial de tip EL 315 E2 01;
- 2– clapete de închidere și reglaj, grilă de ventilare RGS 625x125;
- 3– ștuțuri de racord pentru măsurarea presiunilor statice și totale pe conducta de refulare;
- 4 grile de ventilare RGS 625x125;
- 5 canale de aer cu secțiune variabilă, de formă circulară.

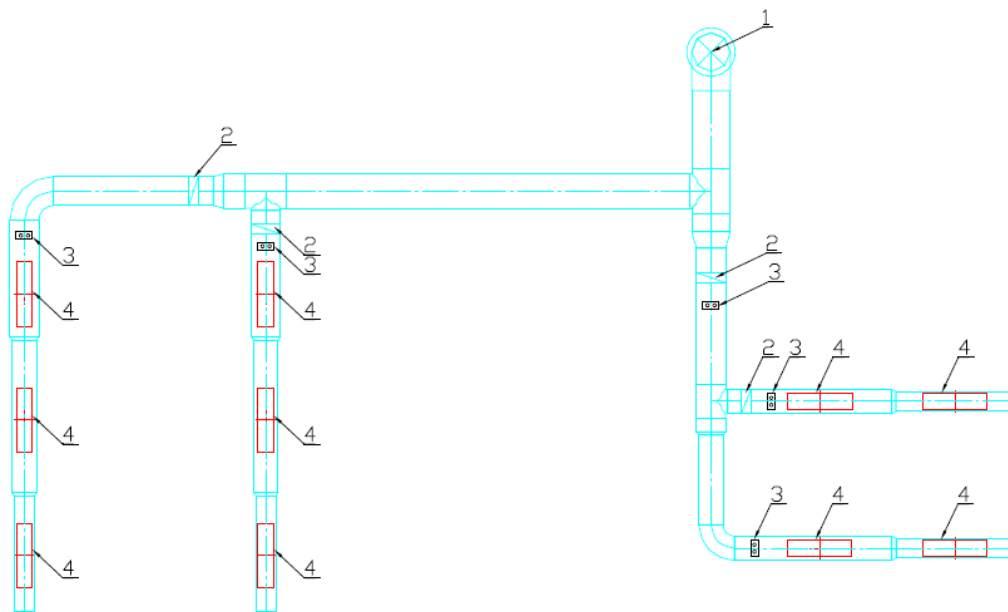


Figura 7.1 Standul experimental

7.3 Relații de calcul

Se stabilește traseul cel mai dezavantajat din rețeaua de tubulatură și se dimensionează ca și tronson principal până la centrală. Se numerotează punctele de ramificare și de capăt a rețelei, începând cu traseul cu cea mai mare rezistență până la centrală; apoi se numerotează tronsoanele secundare de la grilele de ventilare la piesele de ramificare. În acest mod se împarte rețeaua de canale de aer în tronsoane (o porțiune de canal de aer având debitul și viteza aerului constante).

Se calculează debitul de aer aferent primului tronson:

$$D_a = \frac{D_T}{n_{anemostat}} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (7.1)$$

Pentru tronsonul i , debitul va fi:

$$D_i = i \cdot D_{grila} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (7.2)$$

unde D_{grila} – debitul de aer aferent unei grile.

Viteza economică: v_{ec-i} [m/s], cu valori între 3 și 8 m/s:

- pentru primul tronson se consideră viteza de 3 m/s după care

$$\text{pentru fiecare tronson se adaugă } \Delta_v = \frac{(8-3)}{N-1} \quad [\text{m/s}]$$

unde N – numărul total de tronsoane.

- viteza aerului aferentă tronsonului i este egală cu

$$V_{ec-i} = 3 + i \cdot \Delta_v \quad [\text{m/s}] \quad (7.3)$$

unde V_{ec-i} – viteza economică aferentă tronsonului i

Secțiunea tronsonului:

$$S_i = D_i / (3600 \cdot V_{ec-i}) \quad [\text{m}^2] \quad (7.4)$$

Diametrul tronsonului:

$$d_{i,calc} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_i}{\pi}} \quad [\text{m}] \quad (7.5)$$

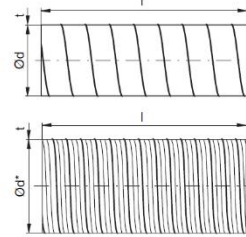
Din catalogul Lindab, pentru conducte SR, au fost alese diametre cât mai apropiate de cele calculate cu relația de mai sus, rezultând astfel diametrul real, $d_{i,real}$.



Description

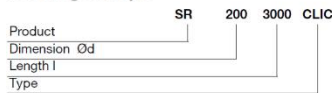
Circular duct.
 Ducts are always produced locally and can therefore have different thicknesses and other specifications per country.
 The ducts can be produced both with and without click function (notches).
 Please specify when ordering.

Dimensions



Ød std nom	O rd m	A rd ² /4 m ²	t std [mm]	l std [mm]	ml std kg/m
63	0,198	0,003	0,45	3000	0,85
80	0,251	0,005	0,45	3000	0,91
100	0,314	0,008	0,45	3000	1,14
112	0,352	0,010	0,45	3000	1,28
125	0,393	0,012	0,45	3000	1,41
140	0,440	0,015	0,5	3000	1,76
150	0,471	0,018	0,5	3000	1,89
160	0,503	0,020	0,5	3000	2,02
180	0,565	0,025	0,5	3000	2,26
200	0,628	0,031	0,5	3000	2,56
224	0,704	0,039	0,5	3000	2,87
250 *	0,785	0,049	0,5	3000	3,18
280 *	0,880	0,062	0,55	3000	3,92
300 *	0,942	0,071	0,55	3000	4,20
315 *	0,990	0,078	0,55	3000	4,41
355 *	1,115	0,099	0,55	3000	4,96
400 *	1,257	0,126	0,55	3000	6,01
450 *	1,414	0,159	0,6	3000	7,37
500 *	1,571	0,196	0,7	3000	9,54
560 *	1,759	0,246	0,7	3000	10,7
600 *	1,885	0,283	0,7	3000	11,4
630 *	1,979	0,312	0,7	3000	12,0
710 *	2,231	0,396	0,8	3000	15,5
800 *	2,513	0,503	0,8	3000	17,4
900 *	2,827	0,636	0,9	3000	21,7
1000 *	3,142	0,785	0,9	3000	24,1
1120 *	3,519	0,985	0,9	3000	27,0
1250 *	3,927	1,227	0,9	3000	30,2
1400 *	4,398	1,539	1,25	2400	48,0
1500 *	4,712	1,767	1,25	2400	51,4
1600 *	5,027	2,011	1,25	2400	54,8

Ordering example



* With outturned stiffening corrugation.

Figura 7.2 Diametre ale conductelor SR (catalog Lindab)

Suprafața reală a tronsonului:

$$S_{i,real} = \frac{\pi * d_{i,real}^2}{4} [m^2] \quad (7.6)$$

Viteza reală a tronsonului:

$$v_{i,real} = \frac{D_i}{3600 * S_{i,real}} [m/s] \quad (7.7)$$

Lungimea tronsonului: l_i [m]

Pierderea de presiune liniară per metru R s-a citit din nomograma de mai jos, în funcție de debitul tronsonului curent, respectiv diametrul tronsonului:

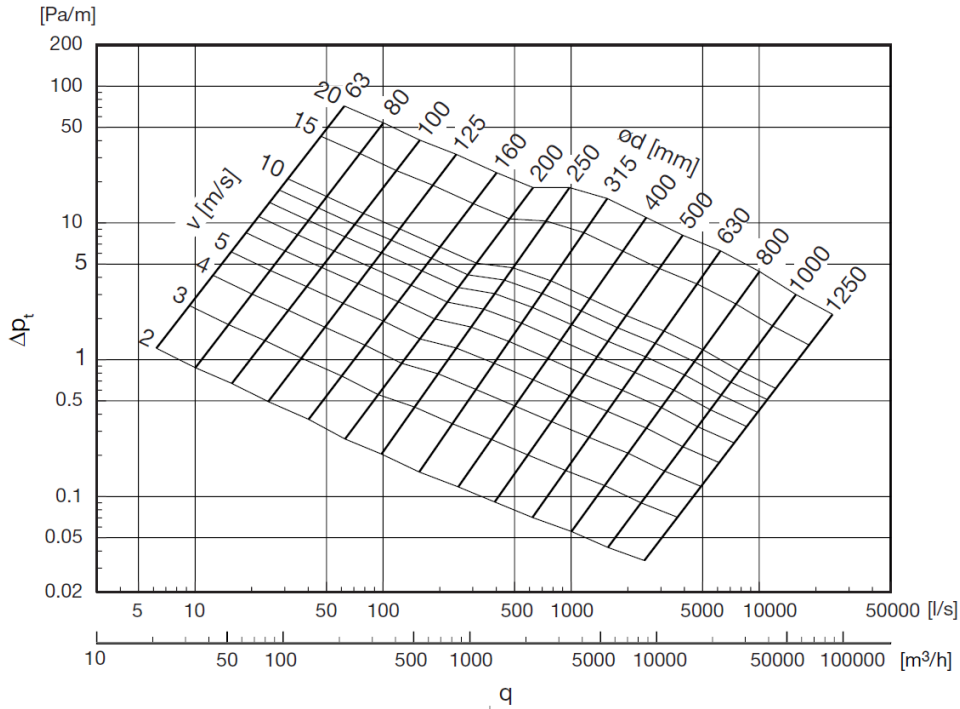


Figura 7.3 Pierderile de sarcină liniară pentru conductele SR (catalog Lindab)

Pierderea de sarcină liniară pentru fiecare tronson:

$$\Delta_{p,lin} = \frac{R}{g} \cdot l; [\text{mmH}_2\text{O}] \quad (7.8)$$

Coefficienții de rezistență locală:

Piesa	ξ
curba la 90°; R/D = 1	0,33
ramificație la 90°; R/D = 1	0,8
confuzor (reducție)	0,1
Piesă cruce (x)	1,4

Pierderea de sarcină locală pentru fiecare tronson:

$$\Delta_{p,loc} = \sum \xi \frac{\rho * v_{i,real}^2}{2 * g} \quad [\text{mmH}_2\text{O}] \quad (7.9)$$

unde:

- $\rho = 1,293 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ este densitatea aerului;
- $g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ este accelerația gravitațională.

Pierderea de presiune totală:

$$\Delta_{p,tot i} = \Delta_{p,lin} + \Delta_{p,loc} \quad [\text{mmH}_2\text{O}] \quad (7.10)$$

Pierderea de presiune cumulată:

$$\Delta_{p,cum i} = \Delta_{p,cum (i-1)} + \Delta_{p,tot i} \quad [\text{mmH}_2\text{O}] \quad (7.11)$$

Pentru ramurile secundare 2 și 3 s-a realizat echilibrarea aerulică, prin modificarea diametrelor conductelor și respectarea condiției de creștere a vitezei aerului, marja de presiune dintre ramurile echilibrate păstrându-se în limita a 5%. Pe celelalte tronsoane s-au prevăzut clapete pentru reglarea debitului.

Rezultatele calculului sunt prezentate în Tabelul 7.1.

7.4 Desfășurarea măsurătorilor

Dimensionarea hidraulică

Dispozitivele de reglare a debitului de aer de la ramificații și de la gurile de aer vor trebui setate în poziția deschis. Se vor identifica prizele de măsurare și se va măsura debitul în fiecare grilă de ventilare. Se vor compara valorile măsurate cu cele din proiect, și se va calcula „procentul realizat din debitul proiectat”:

$$P_d = \frac{D_{masurat}}{D_{proiect}} * 100 \text{ [%]}$$

Reglarea proporțională a debitului de ramuri și guri de aer, astfel încât să rezulte aceeași valoare a P_d pe toate ramificațiile și gurile de aer. Se va începe

cu ramura care are procentul P_d cel mai mare, prin închiderea treptată a elementelor de reglare ale gurilor de aer. După echilibrarea primei ramificații se trece la reglarea următoarelor ramificații și, în continuare, la echilibrarea ramurilor după aceeași metodă.

La reglarea aerului a instalațiilor de ventilare și climatizare sunt admise următoarele toleranțe față de debitul calculat: guri de ventilare: $0 \div 10\%$; ramificații: $0 \div 5\%$; debit ventilator: $0 \div 5\%$.

7.5 Prelucrarea rezultatelor

Valorile calculate se vor trece în Tabelul 7.1.

7.6 Concluzii

Tabelul 8.1

Nr.	D	V_{ec}	S_{calc}	d_{calc}	d_{real}	S_{real}	V_{real}	l	R^*l	ΔP_{lin}	$\Sigma \zeta$	ΔP_{loc}	ΔP_{tot}	ΔP_{cum}
Crt.	[m ³ /h]	[m/s]	[m ²]	[mm]	[mm]	[m ²]	[m/s]	[m]	[Pa/m]	[mmH ₂ O]		[mmH ₂ O]	[mmH ₂ O]	[mmH ₂ O]
1												1		
2														
3														
4														

Lucrarea 8

Determinarea randamentului centralei de tratare aer cu recuperare de căldură

8.1 Noțiuni introductive

Centrala de tratare aer cu recuperare de căldură este un echipament proiectat pentru a realiza recuperarea energiei calorice din interiorul încăperilor.

Recuperarea de căldură sau de frig din aerul extras se recomandă ori de câte ori este posibil, pentru a realiza economie de energie. În recuperator poate avea loc un transfer de căldură, unul de masă sau un transfer de căldură și de masă. Recuperatoarele de căldură pot fi cu plăci, de tip rotativ, de tip rotativ-regenerativ sau regenerative cu clapete și regiștri și flux alternant. În funcție de sistemul de recuperare a căldurii ales și de condițiile de funcționare, centrala poate conține o baterie de încălzire încorporată pentru încălzirea aerului introdus din exterior, pentru evitarea riscului de îngheț în sezonul rece. Unitatea poate conecta, de asemenea, echipamente suplimentare: hota peste aragaz, comutator de impuls pentru controlul ventilației forțate - camere umede sau băi, senzor de umiditate pentru controlul umidității, senzor pentru gestionarea carbonului și funcția de gestionare a comutatorului departe / acasă.

8.2 Prezentarea standului

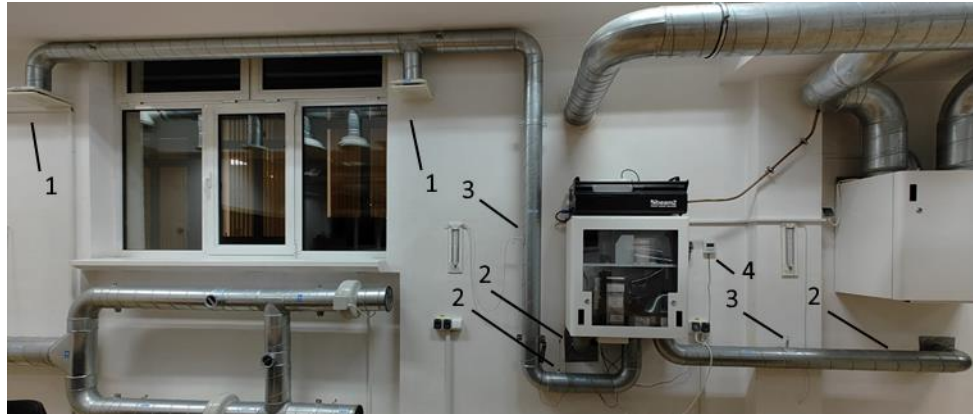


Figura 8.1. Standul experimental: 1 - anemostate introducere aer; 2 -puncte de măsură a temperaturii; 3 - ștuțuri de racord pentru măsurarea presiunilor statice și totale; 4 - sistem de control integrat.

Standul experimental utilizat (Figura 8.1) se compune din:

- Centrala de tratare aer cu recuperare de caldură:
 - Schimbător de căldură rotativ cu recuperare de căldură până la 85% eficiență;
 - Baterie electrică de încălzire;
 - Ventilatoare EC de înaltă eficiență și zgomot redus. Viteză reglabilă de la 30 la 100%.
 - Temperatura aerului de alimentare reglabilă până la 21°;
 - Carcasă izolată fonic și termic;
 - Sistem de control integrat cu „Touch Panel” pentru controlul unității furnizate standard (4);
 - Unitatea este proiectată pentru conectarea opțională a unei hote;
 - Ieșire pentru conectarea la senzorul CO₂;

- canale de aer, de formă circulară Ø125 mm, pentru introducerea aerului.
- anemostate pentru refularea aerului în încăperea (1);
- puncte de măsură a temperaturilor aerului în conductele de ventilație (2);
- ștuțuri de racord pentru măsurarea presiunilor statice și totale pe conducta de refulare (3).

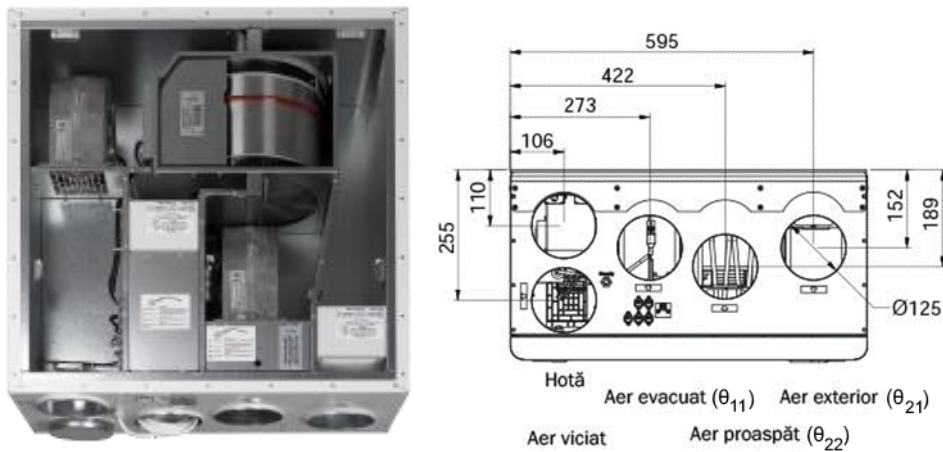


Figura 8.2. Centrala de tratare aer cu recuperare de căldură și schimbător de căldură rotativ (<https://ensy.no/en/products/inovent-ahu-300-bh-and-bv/>)

8.3 Relații de calcul

Eficiența recuperării de căldură se stabilește pe baza raportului diferențelor de temperatură ϵ_{Φ_t} (pentru recuperatoarele în care are loc doar un schimb de căldură). Energia din aerul evacuat este transferată aerului introdus prin schimbătorul de căldură rotativ, unde fluxurile de aer trec unul peste celălalt fără a face contact.

Eficiența unui echipament de recuperare a căldurii (ϵ_{Φ_t}) indică raportul dintre variația de temperatură a aerului exterior la trecerea prin

recuperator și variația de temperatură maximă posibilă în recuperator (diferența dintre temperatura aerului exterior și temperatura aerului extras, pentru debite masice egale):

$$\varepsilon_{\Phi t} = \frac{\theta_{22} - \theta_{21}}{\theta_{11} - \theta_{21}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (8.1)$$

unde:

- θ_{22} este temperatura aerului proaspăt la ieșirea din recuperatorul de căldură [$^{\circ}\text{C}$]; [K];
- θ_{21} este temperatura aerului proaspăt la intrarea în recuperatorul de căldură [$^{\circ}\text{C}$]; [K];
- θ_{11} este temperatura aerului extras la intrarea în recuperator [$^{\circ}\text{C}$]; [K];.

8.4 Desfășurarea măsurărilor

Se vor realiza măsurători succesive ale temperaturii aerului - θ_{22} , θ_{21} , θ_{11} la diferite trepte de funcționare a ventilatorului centralei de tratare a aerului (30%, 50%, 100%).

8.5 Prelucrarea rezultatelor măsurărilor

Pentru fiecare caz în parte, se va determina eficiența recuperatorului de căldură și se va completa Tabelul 8.1.

Tabelul 8.1.

Nr. crt.	θ_{22}	θ_{21}	θ_{11}	$\varepsilon_{\Phi t}$

8.6 Concluzii

BIBLIOGRAFIE

1. POPOVICI T., DOMNIȚA F., HOȚUPAN A. – Instalații de ventilare și condiționare; Volumul I – Ed. U.T.PRESS Cluj-Napoca, 2010;
2. ASHRAE HANDBOOK 2019 - HVAC Applications;
3. ASHRAE HANDBOOK 2020 - HVAC Systems and Equipment;
4. CRISTEA A., NICULESCU N. – Ventilarea și condiționarea aerului; Vol. I – Ed. Tehnică București, 1971;
5. CRISTEA A., NICULESCU N. – Ventilarea și condiționarea aerului; Vol. II – Ed. Tehnică București, 1976;
6. CRISTEA A., NICULESCU N. – Ventilarea și condiționarea aerului; Vol. III – Ed. Tehnică București, 1982;
7. DOMNIȚA F. – Ventilarea și condiționarea aerului în spitale - Ed. U.T.PRESS Cluj-Napoca, 2009;
8. DUȚĂ G., COLDA I., STOIENESCU P., ENACHE D., ZGAVAROGEA M., HERA D., DUȚĂ A. – Manualul de instalații; Instalații de ventilare și climatizare – Ed. Artecno București, 2010;
9. ETHERIDGE D., SANDBERG M. – Building ventilation. Theory and measurement. - Ed. Wiley, 1996;
10. FANGER P. O. – Efficient Ventilation for Human Comfort – ISRACVE Tokyo, 1992;
11. FANGER P. O. – Thermal Comfort – Ed. McGraw-Hill New York, 1980;

12. GRIMM N.R., ROSALER R.C. – HVAC Systems and Components Handbook – Ed. McGraw-Hill, 1997;
13. HAINES R.W., WILSON C.L. – HVAC Systems Design Handbook – Ed. Mc-Graw-Hill, 1996;
14. NICULESCU N., DUȚĂ G., STOENESCU P., COLDA I. – Instalații de ventilare și climatizare – Ed. Didactică și Pedagogică București, 1983;
15. Normativ privind proiectarea și executarea instalațiilor de ventilare și climatizare – Indicativ I 5/1 - 2022;
16. Instrucțiuni tehnice de proiectare și execuție privind organizarea camerelor curate utilizate în domeniul sănătății - Indicativ C 253/0-94;
17. Instrucțiuni tehnice de proiectare și executare a elementelor de construcții și de instalații pentru camere curate utilizate în domeniul sănătății - Indicativ C 253/1-94;
18. POPOVICI T. – Instalații de ventilare și climatizare; Curs litografiat – Institutul Politehnic Cluj-Napoca, 1980;
19. Recknagel, SPRENGER, SCHRAMEK – Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik – R. Oldenburg Verlag München, 1998;
20. KAJL, S. – Climatisation et Refrigeration Industrielle – Ecole de technologie superieure – Universite de Quebec, 1999;
21. VOICU V. – Agenda pentru combaterea noxelor în industrie – Ed. Tehnică București, 1994;
22. BRUJAN E. A. – Ventilația și condiționarea aerului – Ed. Printech București, 2004;
23. Catalog Lindab 2023 – www.lindab.ro.