

GELU COMAN

**ÎNDRUMAR LABORATOR
TERMOTEHNIC**



2016

Copyright 2016

Toate drepturile asupra acestei ediții sunt rezervate autorului. Orice reproducere, total sau parțial, a acestei lucrări, fără acordul scris al editorului, este strict interzis și se pedepsește conform Legii dreptului de autor.

Editura *Zigotto* este recunoscută de Consiliul Național al
Cercetării Științifice din Învățământul Superior (cod 262)

ISBN 978-606-669-191-8

CUPRINS

Laboratorul 1

DETERMINAREA DEPENDENȚEI DINTRE PRESIUNEA ȘI TEMPERATURA DE VAPORIZARE	5
---	---

Laboratorul 2

DETERMINAREA CARACTERISTICILOR PRESIUNE-DEBIT PENTRU UN VENTILATOR CENTRIFUGAL	11
---	----

Laboratorul 3

MĂSURAREA PRESIUNILOR STATICE, DINAMICE ȘI TOTALE LA VITEZELOR ȘI DEBITELOR LA GAZE	17
--	----

Laboratorul 4

MĂSURAREA DEBITELOR CU AJUTORUL DIAFRAGMELOR	27
--	----

Laboratorul 5

DETERMINAREA PARAMETRILOR AERULUI UMED	37
--	----

Laboratorul 6

METODE DE MASURARE A TEMPERATURII	47
---	----

Laboratorul 7

ETALONAREA TERMOCUPLELOR	61
--------------------------------	----

Seminarul 1	67
-------------------	----

Seminarul 2	79
-------------------	----

Seminarul 3	87
-------------------	----

Seminarul 4	97
-------------------	----

Seminarul 5	107
-------------------	-----

Seminarul 6	117
-------------------	-----

Seminarul 7	121
-------------------	-----

Bibliografie	127
---------------------------	-----

ANEXE	129
--------------------	-----

Laboratorul 1

DETERMINAREA DEPENDENȚEI DINTRE PRESIUNEA ȘI TEMPERATURA DE VAPORIZARE

1. NOȚIUNI INTRODUCTIVE

Temperatura de vaporizare a unui lichid depinde de presiune, odată cu creșterea presiunii crește și temperatura de vaporizare (fig. 1).

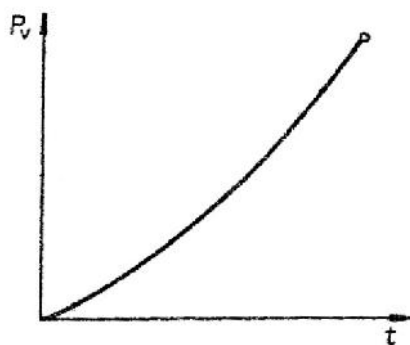


Fig. 1.

În tabelul 1 sunt date temperaturile de vaporizare pentru apă (din grad în grad), în funcție de presiunea absolută exprimată în mmHg. Pentru apă cu conținut de substanțe dizolvate, temperaturile de vaporizare sunt puțin mai mici decât ale apei pure la aceeași presiune. În instalația din laborator vaporizarea apei se realizează la presiuni mai mici decât presiunea atmosferică. Presiunea absolută corespunzătoare depresiunilor p , citite la vacuumetru, va fi:

$$p = p_o - \Delta p \quad [\text{mmHg}] \quad (1)$$

unde:

- $p_o = p_B - \Delta p_B$ (mm Hg) este presiunea barometrică ;
- p_B – presiunea citită la barometrul etalon în mmHg (torri);
- Δp_B – corecția de presiune care depinde de presiunea p_B și de temperatura din laborator t_B (Anexa nr. 2).

Temperatura corect indicată de termometru va fi:

$$t = t' + n \times \chi \times (t' - t_0) \quad [^\circ\text{C}] \quad (2)$$

unde:

- t' – temperatura citită la termometrul montat pe vasul de vaporizare;
- t_0 – temperatura corpului termometrului (se va lua $t_o = t_B$);
- n – numărul de grade de temperatură (diviziuni) cuprins între capatul (dopul) vasului și temperatura critică t' ;
- $\chi = \frac{1}{6100}$ – coeficientul relativ de dilatare sticlă-mercur.

Se calculează abaterea (eroarea) presiunii de vaporizare a apei față de a apei pure, luând drept corecte temperaturile corectate t :

$$e = \frac{P - p_v}{p_v} \times 100 \quad (\%) \quad (3)$$

unde:

p_v – presiunea de vaporizare a apei pure, la temperatura corectată t , care se calculează prin interpolări utilizând tabelul 1.

Tabelul 1.

t (°C)	p (mm Hg)	t (°C)	p (mm Hg)	t (°C)	p (mm Hg)	t (°C)	p (mm Hg)	t (°C)	p (mm Hg)	t (°C)	p (mm Hg)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	4,9245	18	15,465	35	42,165	52	102,09	69	223,8	86	450,82
2	5,2905	19	16,47	36	44,55	53	107,19	70	233,77	87	468,67
3	5,6812	20	17,527	37	47,077	54	112,507	71	244,05	88	478,12
4	6,0974	21	18,645	38	49,68	55	118,05	72	254,7	89	506,17
5	6,5392	22	19,822	39	52,43	56	123,825	73	265,72	90	525,82
6	7,0102	23	21,06	40	55,312	57	129,84	74	277,2	91	546,07
7	7,5097	24	22,365	41	58,32	58	136,094	75	289,12	92	567
8	8,041	25	23,745	42	61,485	59	142,605	76	301,42	93	588,6
9	8,6047	26	25,2	43	64,792	60	149,377	77	314,17	94	610,87
10	9,2078	27	26,73	44	68,257	61	156,45	78	327,37	95	633,82
11	9,8285	28	28,34	45	71,88	62	163,8	79	341,02	96	657,52
12	10,512	29	30,03	46	75,66	63	171,375	80	355,2	97	681,97
13	11,2252	30	31,807	47	79,605	64	179,32	81	364,97	98	707,17
14	11,9805	31	33,682	48	83,72	65	187,57	82	384,97	99	733,12
15	12,7807	32	35,647	49	88,02	66	196,12	83	400,65	100	759,9
16	13,6275	33	37,717	50	92,512	67	204,97	84	416,85	101	787,42

2. INSTALAȚIA DE LABORATOR

Schema instalației de laborator este prezentată în fig. 2.

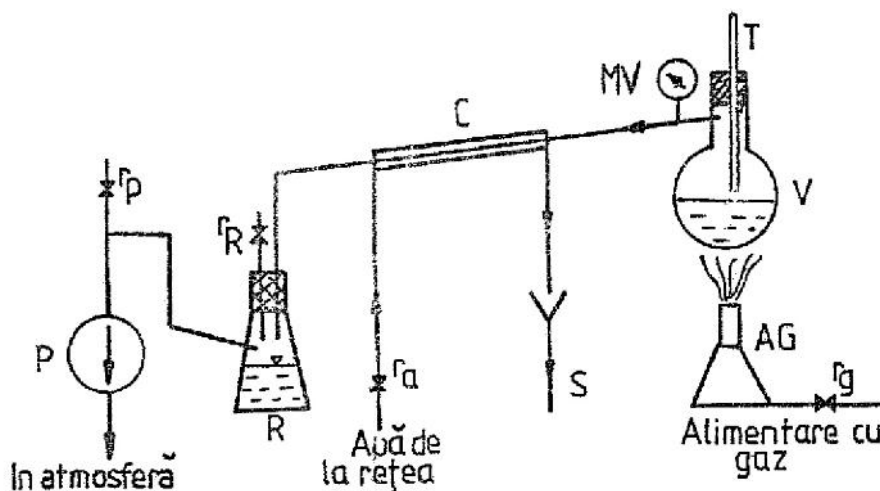


Fig. 2.

V – vas închis; C – condensator; AG – arz torul de gaz; r_g – robinet de gaz;
 T – termometru; r_a – robinet ap ; S – scurgere; MV – manovacuumetru;
 R – vas pentru condens; r_R – robinet de aerisire; P – pomp de vid; r_p – clem .

Fluidul studiat este un amestec de ap distilat cu ap de la rețea. Vaporizarea are loc în vasul închis V , izolat cu nisip. Încalzirea se face cu arz torul de gaz AG , utilizând gaz metan din rețeaua laboratorului. Vasul este prevăzut cu un dop prin care este montat termometrul T ce măsoară temperatura de vaporizare; presiunea relativă Δp , față de presiunea barometrică p_B , se citește la manovacuumetrul MV . Vaporii formați în vasul V sunt condensați în condensatorul C și culeși cu ap de la rețea, reglajul debitului de ap fiind cându-se prin robinetul r_a , apa fiind apoi evacuată la scurgerea S .

Picăturile de condens sunt colectate în vasul R prevăzut cu un robinet de aerisire r_R ; acest vas are rolul de amortizor al pulsațiilor pompei de vid. Pompa de vid P menține în instalație presiunea impusă care este reglabilă cu ajutorul clemei r_p .

3. EFECTUAREA LUCRĂRII

Se completează nivelul apei în vasul V astfel încât acesta să fie cu 2 cm deasupra bazei izolate cu nisip. Vasul de vaporizare trebuie să fie curat, în caz contrar se demontează legăturile și se spală cu apă și detergent. Operațiile care se fac în timpul lucrării sunt:

- se deschide robinetul r_a al apei de circulație și se controlează curgerea ei.
- se deschide robinetul de gaz r_g și se aprinde arz torul, reglându-se flacăra astfel încât acesta să aibă o culoare albă strălucitoare (ardere cât mai completă a gazului).

- se pornește pompa de vid P prin apăsarea butonului negru al întrerupătorului automat și prin deschiderea clemei r_p se reglează presiunea la vacuometru din 50 în 50 mm Hg, începând de la 500 mmHg depresiune până la presiunea barometrică p_B (presiunea relativ zero).
- pentru fiecare presiune fixată se citește temperatura t' .
- pentru citirea corectă a presiunii atmosferice p_B se oprește pompa de vid și se deschide complet clema r_p .
- se oprește gazul și apa de răcire.
- se citește presiunea barometrică p_B (mm Hg) la barometrul din laborator și temperatura $t_B = t_0$ (°C).
- se scoate Δp_B din Anexa nr. 2.

4. PRELUCRAREA DATELOR

Referatul de laborator trebuie să cuprindă :

- schema de principiu a instalației;
- relațiile de calcul;
- tabelul următor și curba $p_v = f(t)$ care se trasează la scară pe hârtie milimetrică. Rezultatele se trec în tabelul 2.

În coloane se vor înscrie:

1. Valoarea citită la vacuometru.
2. Valoarea citită la termometru.
3. Temperatura corectată .
4. Presiunea absolută de vaporizare.
5. Presiunea absolută de vaporizare calculată cu tabela de vaporizare (a se vedea exemplul de calcul).
6. Eroarea procentuală a presiunii.

Tabelul 2.

Δp (mmHg)	t' (°C)	t (°C) (rel. 2)	P (mmHg) (rel. 1)	p_v (mmHg) (rel. 4)	$e = \frac{P - p_v}{p_v} \times 100\%$ (rel. 3)
1	2	3	4	5	6
500					
450					
400					
.					
.					
.					
0					

EXEMPLU DE CALCUL

S-au citit: $\Delta p = 200$ mm Hg; $t' = 90^\circ\text{C}$; $p_B = 770$ mmHg; $t_B = 20^\circ\text{C}$; $\Delta p_B = 2,51$ mmHg.

Presiunea atmosferic va fi: $p_0 = 770 - 2,51 = 767,49$ mmHg

Presiunea absolut de vaporizare (determinat):

$$p = 767,49 - 200 = 567,49 \text{ mm Hg}$$

Temperatura corectat : $n = 90 - 20 = 70$ diviziuni (gradația 20°C a termometrului se află la nivelul monturii termometrului).

$$t_0 = 20^\circ\text{C}$$

$$t = 90 + 70 \times (90 - 20) \times \frac{1}{6100} = 90,803^\circ\text{C}$$

Din tabelul 1 se scoate:

$$t_1 = 90^\circ\text{C}$$

$$p_1 = 528,825 \text{ mmHg}$$

$$t = 90,803^\circ\text{C}$$

$$p_v = ?; t_1 < t < t_2$$

$$t_2 = 91^\circ\text{C}$$

$$p_2 = 546,075 \text{ mmHg.}$$

$$p_v = p_1 + \Delta p = p_1 + \Delta t \times \frac{\Delta p'}{\Delta t}$$

unde:

$$\Delta p' = p_2 - p_1; \Delta t = t_2 - t_1 = 1^\circ\text{C}; \Delta t = t - t_1$$

$$p_v = 528,825 + 0,803 \times \frac{(546,075 - 528,825)}{1} = 542,085 \text{ mmHg}$$

Abaterea procentual a presiunii va fi:

$$e = \frac{567,49 - 542,085}{542,085} \times 100 = 5,68\%$$

OBSERVAȚII

Fenomenul de scădere a temperaturii de vaporizare odată cu scăderea presiunii are multe utilizări practice, dintre care se exemplifică una foarte importantă și anume: obținerea apei potabile din apa de mare în distilatoarele montate pe navele maritime. În special la navele de pescuit oceanic, zilnic se consumă cantități foarte mari de apă potabilă și depozitarea ei în tancuri n-ar fi economică.

Vaporizarea apei de mare în vederea distilării se realizează într-un vaporizator vidat, astfel că temperatura de vaporizare este scăzută și încălzirea propriu-zisă a vaporizatorului se realizează cu apa caldă de la răcire motorului principal al navei, economisind astfel combustibilul.

Fenomenul de creștere a temperaturii de vaporizare odată cu creșterea presiunii se întâlnește în instalațiile de forță cu vapori.

PROTECȚIA MUNCII

- se evita atingerea vasului de vaporizare și a arzătorului în timpul funcționării;
- nu este permis închiderea brusc a clemei r_p deoarece pot apărea vaporizări violente care depășesc capacitatea de condensare a refrigerentului C și totodată se creează sarcini mari pentru motorul de antrenare a pompei de vid (se poate arde înfocarea motorului);
- oprirea instalației se face în această ordine: motor electric (de la butonul roșu al întreruptorului automat), gaz metan și apa de răcire.

Laboratorul 2

DETERMINAREA CARACTERISTICILOR PRESIUNE-DEBIT PENTRU UN VENTILATOR CENTRIFUGAL

1. NOȚIUNI INTRODUCATIVE

Debitul unui ventilator depinde de turația sa și de rezistența hidraulică a rețelei pe care debitează. În fig. 1 este arătat un model de curbe caracteristice. Aici, prin n s-a notat turația (frecvența de rotație) a ventilatorului, iar prin R rezistența hidraulică a rețelei. Curbele n_1, n_2, \dots sunt caracteristicile de "turație constantă" pentru rețelele cu diferite rezistențe hidraulice, iar curbele R_1, R_2, \dots sunt caracteristicile rețelei la care ventilatorul lucrează cu diverse turații.

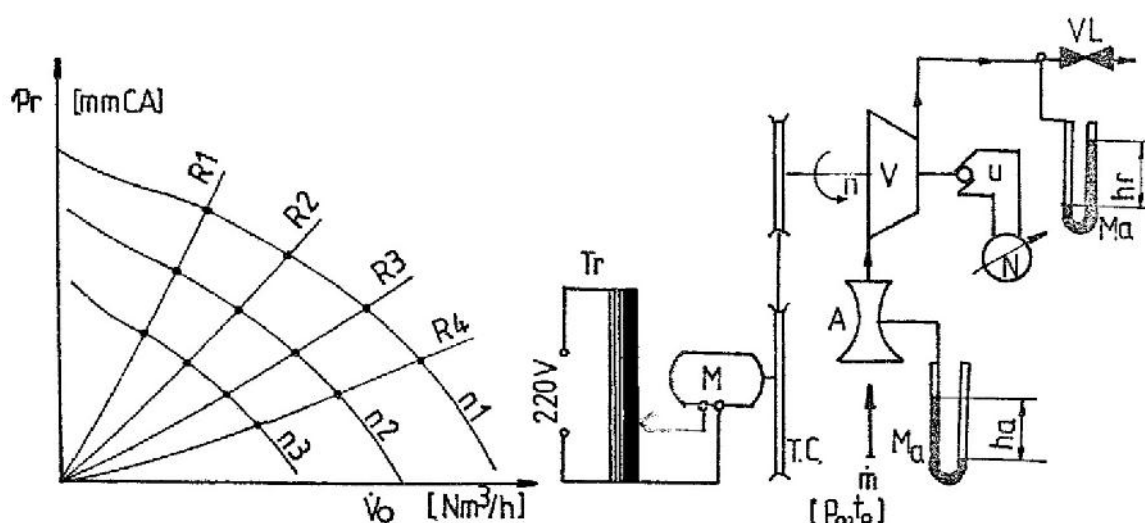


Fig.1

Fig.2

N - indicator de turație, VL - obturator, TC - transmisie prin curele,

Instalația din laborator, ilustrată schematic în fig. 2, este destinată ridicării unor astfel de caracteristici. Pentru simplificare s-a făcut ipoteza că aerul atmosferic este un gaz ideal uscat.

Instalația este alcătuită din ventilatorul centrifugal V antrenat de către electromotorul universal M. Autotransformatorul reglabil Tr permite reglarea turației ventilatorului de la zero la cea maxim permisă (16000 rot./min.). Un mic generator

electric U , montat pe axul ventilatorului, furnizează o tensiune dependentă de turația n a ventilatorului și o transmite instrumentului N montat pe panoul instalației. Rezistența hidraulică a rețelei este materializată prin opturatorul VL și poate fi reglată prin variația deschiderii acestuia de la debitul zero (obturator închis) până la deschiderea maximă. Presiunea statică de refulare p_r a ventilatorului (și de alimentare a rețelei) este măsurată cu un manometru cu apă, care va arăta o denivelare h_r față de presiunea atmosferică. Debitul de aer este măsurat cu ajutorul unui ajutoraj A montat la admisia ventilatorului, depresiunea h_a (față de presiunea atmosferică) este dependentă de viteza aerului la admisie, fiind măsurată cu un manometru cu apă și care va arăta denivelarea h_a în mm CA. Notația “a” se referă la starea aerului în secțiunea minimă a ajutorajului.

2. EFECTUAREA DETERMINĂRIILOR

I. a) Se controlează integritatea instalației.

b) Se observă dacă nivelul apei din cele două manometre de pe panoul instalației (notate “debit” și “presiune”) sunt la gradația zero. În caz contrar, se notează gradațiile care se vor lua apoi ca origini ale denivelării coloanelor de apă.

c) Prin rotirea comenzii autotransformatorului se verifică funcționarea asamblului motor-ventilator.

II. Se citesc și se notează: presiunea barometrică p_0 (mmHg) și temperatura t_0 (°C) a aerului din laborator.

III. Se închide complet opturatorul VL (măsurat la debit zero). Prin comanda de alimentare electrică de la autotransformatorul T_r se fixează turațiile $n_1, n_2 \dots$ ale ventilatorului pentru care se produc (și se notează) denivelările h_r ale manometrului de refulare (notația “presiune” pe panou).

IV. Se deschide parțial obturatorul VL și pentru aceleași turații alese $n_1, n_2 \dots$ se fac citiri ale denivelărilor h_a și h_r la manometrele instalației.

V. Se repetă operațiile de la poz. IV pentru diverse deschideri ale obturatorului, până la deschiderea completă a acestuia.

OBS. Se vor face măsurători pentru $n = 6000, 8000, 10000, 12000$ rot./min. și pentru cca. 4 poziții intermediare ale obturatorului VL cuprinse între pozițiile limită de “complet închis” și “complet deschis”.

Datele culese se trec printr-un tabel de forma:

Presiunea atmosferică : $p_0 = \dots$ [mmHg]

Temperatura aerului: $t_0 = \dots$ [°C]

Diametru minim: $d_a = 19,56$ [mm]

Nr. crt.	Turația	Deschiderea refulării	hr	ha	Debit normal \dot{V}_N	Rezistența hidraulică hr / \dot{V}_N
	rot./min.	%	mm CA	mm CA	Nm^3 / h	mm CA / (Nm^3 / h)
1	6000					
2	8000	(0; 25; 50;				
3	10000	100)				
4	12000					
...				

3. EFECTUAREA CALCULELOR

Un punct al caracteristicii este rezultat din intersecția dintre presiunea (relativă) de refulare hr (aici în mm CA) și debitul volumic normal de aer (Nm^3 / h).

Pentru calculul debitului \dot{V}_N (Nm^3 / h) se folosește ecuația:

$$\dot{V}_N = 360 \cdot \frac{V_M}{M} \cdot \dot{m} = 3600 \cdot \frac{22,414}{28,964} \cdot \dot{m} = 2785,9 \cdot \dot{m} \quad [1]$$

unde: V_M = volumul specific molar, independent de natura chimică a gazului:

$$V_M = 22,414 \text{ Nm}^3 / \text{kmol};$$

M – este masa unui kmol de gaz, avînd ca valoare numerică valoarea masei moleculare a gazului: $1 \text{ kmol} = M \text{ kg}$. (pentru aer $1 \text{ kmol} = 28,964 \text{ kg}$);

$$\dot{m} \text{ – este debitul real (kg/s) care se determină după: } \dot{m} = \xi \cdot \dot{m}_t \text{ (kg/s);} \quad [2]$$

în care \dot{m}_t (kg/s) este debitul teoretic (ideal) de aer iar ξ este “coeficientul de corelație a debitului”. Pentru calculul ecuației (2) se scrie:

$$\dot{m}_t = A_a \cdot W_a \cdot \dots_a = \frac{f \cdot d_a^2}{4} \cdot W_a \cdot \dots_a \text{ (kg/s)} \quad [3]$$

în care: $d_a = 19,56 \text{ mm}$ – diametrul minim al ajutorului de m sur .

$\dots_a \text{ (kg/m}^3\text{)}$ – densitatea aerului în starea corespunzătoare diametrului minim și care se determină după ecuația:

$$\dots_a = \frac{p_a}{R \cdot T_a} = \frac{p_0 - u \cdot p_a}{R \cdot T_a} = \frac{p_0 \cdot 10^5 / 750 - 9,806 \cdot h_a}{287,02 \cdot T_a} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad [4]$$

iar viteza în secțiunea minimă este dată de ecuația:

$$W_a = \sqrt{2 \cdot (i_0 - i_a)} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_0 - T_a)} \text{ (m/s)} \quad [5]$$

în care $c_p = 1000 \text{ (J/kg} \cdot \text{grd)}$ este căldura specifică a aerului uscat la temperaturi în jurul a 20°C , iar T_a este temperatura în secțiunea minimă:

$$T_a = T_0 \cdot \left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_0 \cdot \left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{0,4} \text{ [K]} \quad [6]$$

presiunea p_a fiind exprimat în aceleași unități ca p_0 . Dacă p_0 este luat în $mmHg$ (de la barometru), iar h_a este în $mmCA$, atunci se scrie:

$$p_a = p_0 - p_{ra} = p_0 - 750 \cdot 9,806 \cdot 10^{-5} \cdot h_a = p_0 - 0,0735 \cdot h_a \quad (\text{mm Hg}) \quad [7]$$

Viscozitatea cinematic ϵ_t a aerului la temperatura t poate fi calculat după ecuația:

$$\epsilon_t = [14,66 + 0,096 \cdot (t - 10)] \cdot 10^{-6} \quad (m^2 / s) \quad [8]$$

pentru t cuprins între $10^\circ C$ și $30^\circ C$ (după tabela proprietăților fizice ale aerului uscat).

Criteriul Reynolds în acțiunea minimă este dat de:

$$Re_a = \frac{W_a \cdot d_a}{\epsilon_a} \quad [9]$$

iar coeficientul ξ de debit poate fi calculat după ecuația:

$$\xi = 0,051072 + x \cdot (0,4866533 - 0,0861 \cdot x + 0,0051666 \cdot x^2) \quad [10]$$

în care: $x = \log Re$.

Putem aprecia "rezistența hidraulică" R a rețelei după relația:

$$R = h_r / \dot{V}_N \quad (mm \text{ CA} / (Nm^3 / h)) \quad [11]$$

Exemplu de calcul

Diametrul minim: $d_a = 25 \text{ mm} = 0,025 \text{ m}$

Presiunea atmosferică: $p_0 = 745 \text{ mmHg}$

Temperatura aerului: $t_0 = 18^\circ C$ ($T_0 = 291 \text{ K}$)

Pentru un punct

- turația: $n = 8000 \text{ rot./min.}$;
- denivelarea manometrului debitmetrului: $h_a = 140 \text{ mmCA}$;
- denivelarea manometrului refulării: $h_r = 50 \text{ mmCA}$;
- deschiderea obturatorului: 50%.

Calcul

- presiunea în secțiunea minimă:

$$p_a = p_0 - p_{ra} = p_0 - 0,0735 \cdot h_a = 745 - 0,0735 \cdot 140 = 734,71 \text{ mmHg} \quad (\text{ec. 7})$$

- temperatura în secțiunea minimă:

$$T_a = T_0 \cdot \left(\frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{x-1}{x}} = 291 \cdot \left(\frac{734,71}{745} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 289,85 \text{ K} \quad (\text{ec. 6})$$

- viteza aerului în secțiunea minimă:

$$W_a = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_0 - T_a)} = \sqrt{2 \cdot 1000 \cdot (291 - 289,85)} = 47,95 \text{ m/s} \quad (\text{ec. 5})$$

- densitatea aerului în secțiunea minimă:

$$\rho_a = \frac{745 \cdot 10^5}{287,02 \cdot 289,85} - 9,806 \cdot 140 = 1,177 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{ec. 4})$$

- debitul teoretic \dot{m}_t :

$$\dot{m}_t = \frac{f \cdot 0,025^2}{4} \cdot 47,95 \cdot 1,177 = 0,0277 \text{ kg/s} \quad (\text{ec. 3})$$

- vâscozitatea cinematic a aerului la $t_a = 17^\circ\text{C}$:

$$\epsilon_{17} = [14,66 + 0,096 \cdot (17 - 10)] \cdot 10^{-6} = 15,332 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s} \quad (\text{ec. 8})$$

- criteriul Reynolds în secțiunea minimă Re_a :

$$\text{Re}_a = \frac{47,95 \cdot 0,025}{15,332} \cdot 10^6 = 7,818 \cdot 10^4 \quad (\text{ec. 9})$$

$$\lg \text{Re}_a = \lg 7,818 \cdot 10^4 = 4,893$$

- coeficientul $\{$ de debit:

$$\{ = 0,051072 + 4,893 \cdot (0,4866533 - 0,0861 \cdot 4,893 + 0,0051666 \cdot 4,893^2) = 0,976 \quad (\text{ec. 10})$$

- debitul real \dot{m} :

$$\dot{m} = \{ \cdot \dot{m}_t = 0,976 \cdot 0,0277 = 0,0270 \text{ kg/s} \quad (\text{ec. 2})$$

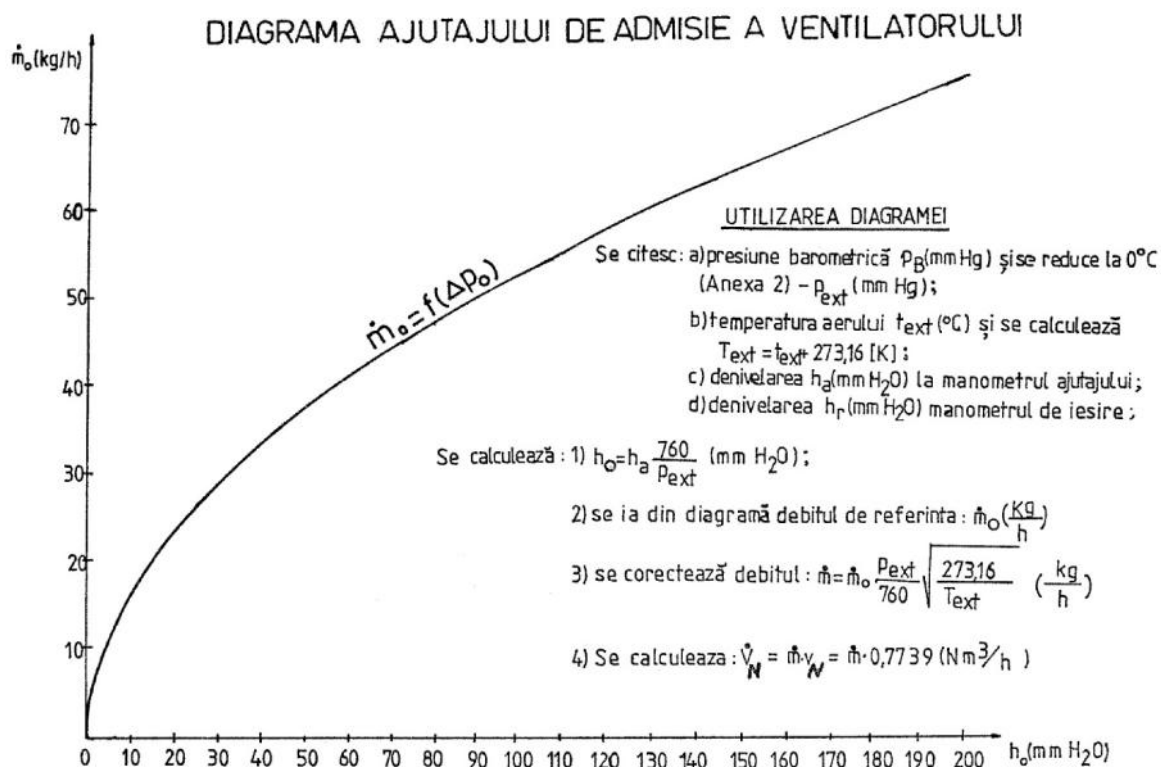
- debitul volumic normal orar:

$$\dot{V}_N = 2785,9 \cdot 0,0270 = 75,21 \text{ Nm}^3 / \text{h} \quad (\text{ec. 1})$$

i punctul caracteristic din diagrama $p_r = f(\dot{V}_N)$ este caracterizat prin:

$$\dot{V}_N = 75,21 \text{ Nm}^3 / \text{h} \quad \text{i} \quad h_r = p_r = 50 \text{ mm CA}$$

OBS. Punctul caracteristic se poate obține și dacă se utilizează diagrama prezentat mai jos.



Laboratorul 3

MĂSURAREA PRESIUNILOR STATICE, DINAMICE ȘI TOTALE A VITEZELOR ȘI DEBITELOR LA GAZE

1. BAZELE TEORETICE PRIVIND MĂSURAREA PRESIUNILOR STATICE DINAMICE ȘI TOTALE

Măsurarea vitezei de curgere și a debitului fluidelor cu tuburi pneumatice se reduce la măsurarea presiunii dinamice a curentului.

În cazul curgerii fluidelor, relația de bază este ecuația lui Bernoulli:

$$w \times \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \times \frac{\partial p}{\partial x} + g \times \frac{\partial z}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

Pentru fluidele puțin compresibile sau în cazul când diferența de presiune este mică, se admite că densitatea este constantă ($\rho = \text{ct.}$).

În aceste condiții ecuația lui Bernoulli devine:

$$\frac{w^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \times z = \text{const.} \quad (2)$$

În cazul vaporilor și a gazelor se poate neglija energia de poziție “ $g \times z$ ” și relația devine:

$$\frac{w^2}{2} + \frac{p}{\rho} = \text{const.} \quad (3)$$

sau

$$\frac{\rho \times w^2}{2} + p = \text{const.} \quad (3a)$$

în care: w – este viteza de curgere a fluidului, în m/s ;

$$\frac{w^2}{2} = p_d - \text{este presiunea dinamică în } N/m^2;$$

$$p = p_{st} - \text{este presiunea statică în } N/m^2.$$

Suma acestor două presiuni, dinamică și statică dă presiunea totală :

$$p_d + p_{st} = p_{tot} \quad (4)$$

Relația (4) exprimă faptul că într-o curgere a vaporilor sau gazelor fără frecare, presiunea totală este aceeași în toate secțiunile, sau într-o destindere de la p_1 la p_2 presiunea statică scade, iar presiunea dinamică crește, astfel încât presiunea totală p_{tot} este constantă.

Scopul lucrării de laborator este determinarea presiunilor, vitezei și debitului de aer ce trece printr-o conductă de secțiune circulară, precum și pierderile de presiune longitudinală și locală.

2. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

Instalația de față conține un ventilator care aspiră aerul din atmosferă și-l refulează în conduct (fig. 1)

Pe traseul conductei de oțel sunt montate o serie de aparate care servesc la determinarea mrimilor necesare.

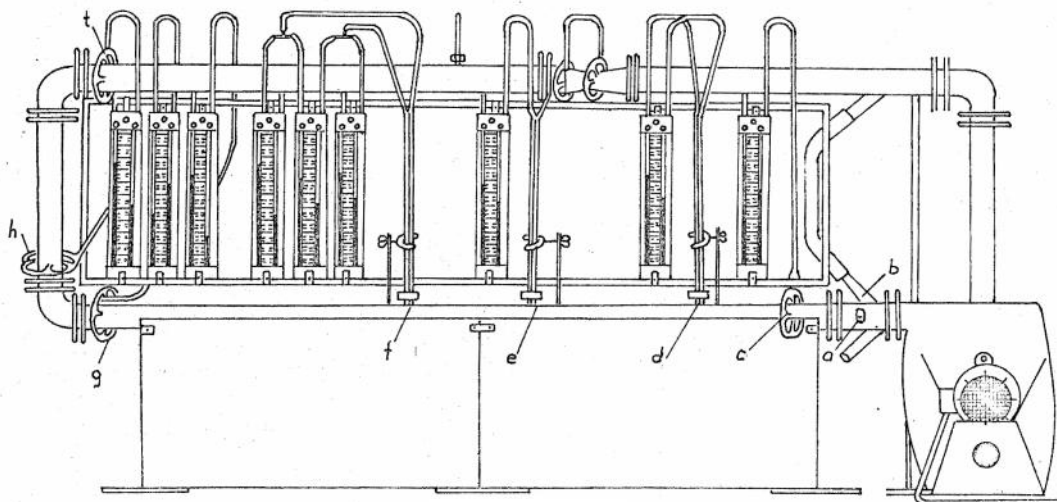


Fig. 1

Pentru variația debitului de aer pe conductă s-a prev zut clapeta "a", iar pe ramificație clapeta "b".

În continuare exist o priz a presiunii statice "c", cu inel egalizator de presiune unde se m soar $p_{st.c}$, priza "d" la care se m soar presiunea dinamic $p_{d.d}$, priza "e" la care se m soar presiunea total $p_{tot.e}$ i priza "f" la care se m soar toate presiunile din această secțiune:

$$P_{d.f}; P_{st.f}; P_{tot.f}$$

Pentru m surarea pierderilor de presiune longitudinal i local s-au prev zut prizele "g", "h" i "t", la care se m soar presiunile statice.

3. EFECTUAREA LUCR RII

3.1. M surarea presiunii statice

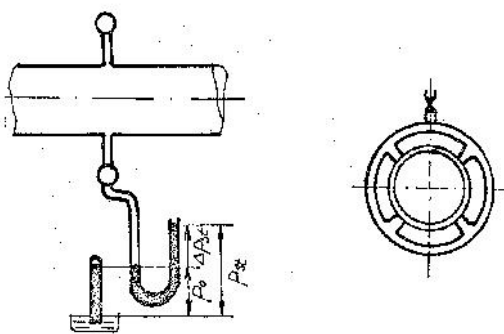


Fig. 2

În cadrul lucr rii, m surarea singular a presiunii statice se face la peretele conductei.

Pentru acestea este necesar s existe un orificiu de 0,5 – 2 mm perpendicular pe peretele inferior al conductei (fig. 2).

Dac se noteaz cu p_0 presiunea barometric i cu Δp_{st} denivelarea produs în momentul diferențial cu lichid (apă), relația de calcul a presiunii statice este:

$$p = p_0 + \rho_{H_2O} \times g \times \Delta h_{st} \quad \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (5)$$

Presiunea barometric p_0 se măsoară cu barometrul cu mercur. Densitatea apei ρ_{H_2O} se ia la temperatura coloanei de apă din manometrul diferențial.

Datele se introduc în tabelul nr. 1.

3.2. Măsurarea presiunii dinamice

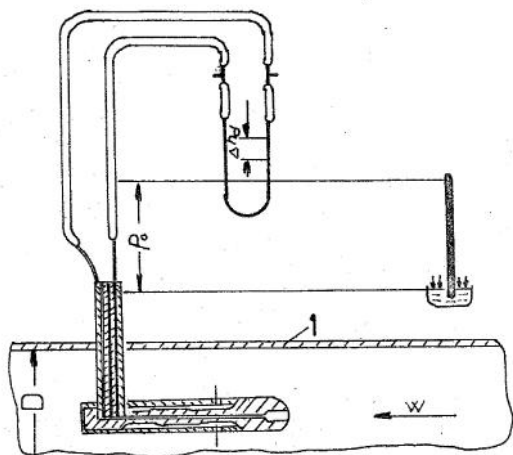


Fig. 3

Aparatul cu care se măsoară presiunea dinamică este tubul Prandtl (fig. 3).

Tubul interior al acestui aparat transmite presiunea totală, iar tubul exterior, presiunea statică prin fanta laterală.

Tubul Prandtl este pus în legătură cu un manometru diferențial, la care se citește presiunea dinamică sub forma coloanei Δh_d .

Tubul trebuie să fie exact în direcția curgerii fluidului, în sens opus curentului.

Cunoscându-se denivelarea coloanei de lichid Δh_d din momentul diferențial, se determină presiunea dinamică cu relația:

$$p_d = \rho_{H_2O} \times g \times \Delta h_d = \frac{\rho_{T,p} w^2}{2} \quad \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (6)$$

unde, $\rho_{T,p}$ - este densitatea aerului la temperatura t a aerului și la presiunea p_{st} a aerului din conductă;

$$\rho_{T,p} = \rho_{0,aer} \times \frac{p_{st}}{p_0} \times \frac{273}{T}; \text{ unde } \rho_{0,aer} \text{ este luat la } 0^\circ C;$$

$$p_0 = 101325 \frac{N}{m^2} \text{ și } T = t + 273K.$$

Apoi, pe baza relației (6) se poate calcula viteza curentului de fluid, într-un anumit punct al secțiunii:

$$w_{max} = \sqrt{2 \times \frac{\rho_{H_2O}}{\rho_{T,p}} \times g \times \Delta h_d} = \sqrt{2 \times \frac{p_d}{\rho_{T,p}}}$$

w_{max} se află în centrul conductei. Datele se trec în tabelul 2.

3.3. Măsurarea presiunii totale

Presiunea totală a fluidului se poate măsoara cu ajutorul tubului Prandtl, sau cu o singură sondă pneumatică montată în sens opus curentului.

Punând în comunicație tubul Prandtl sau sonda pneumatică cu un manometru diferențial, se citește denivelarea h_{tot} și cu aceasta se obține presiunea totală după relația:

$$p_{tot} = p_0 + \dots_{H_2O} \times g \times \Delta h_{tot} \quad \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (7)$$

Datele se trec în tabelul 3.

3.4. M surarea combinat a presiunilor

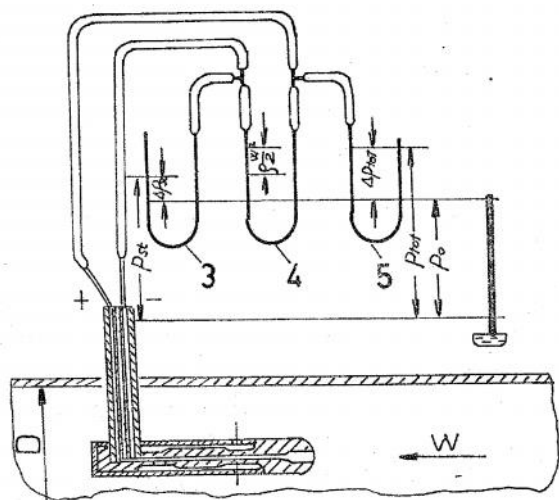


Fig. 4

În acest scop se folosește aparatul universal de măsurare a presiunilor, tubul Prandtl.

Montajul necesar pentru măsurarea presiunilor static, dinamic și total este arătat în fig. 4.

$$p_{st} = p_0 + \dots_{H_2O} \times g \times \Delta h_{st}$$

$$p_d = \dots_{H_2O} \times g \times \Delta h_d = \dots \times \frac{w^2}{2}$$

$$p_{tot} = p_0 + \dots \times g \times \Delta h_{tot}$$

4. BAZELE TEORETICE PRIVIND MĂSURAREA VITEZEI MEDII ȘI A DEBITULUI DE FLUID

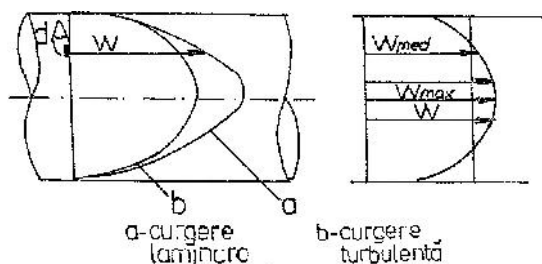


Fig. 5

Viteza de curgere a unui fluid este diferită de la un punct la altul al secțiunii conductei.

Într-o secțiune a unei conducte circulare, în cazul curgerii laminare a fluidului, hodograful vitezei este asemănător unui paraboloid foarte turtit (fig. 5).

Viteza medie v_m a curentului de fluid într-o secțiune este dată de relația:

$$v_m = \frac{1}{A} \int_{(A)} w dA, \quad (8)$$

în care A este aria secțiunii normale a conductei, iar w este viteza fluidului corespunzătoare unui element de suprafață dA .

Pentru determinarea experimentală a vitezei medii se pot folosi mai multe metode.

A. CONDUCTE CIRCULARE

Metoda nr. 1

M surându-se viteza în diferite puncte pe un diametru a unei secțiuni (fig. 5) se poate trasa curba de variație a vitezei cu distanța r de la axa conductei:

$$w = f(r)$$

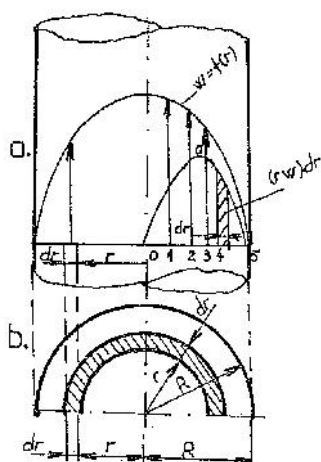


Fig. 6

Pentru conducte circulare, dA poate fi considerat ca un element de forma unei coloane circulare (fig. 6b) de l țime dr , la raza r i în aceste condiții neglijând infiniții mici de ordin superior se obține:

$$dA = 2 \cdot f \cdot r \cdot dr$$

care înlocuit în relația (8) și ținând cont că aria secțiunii $A = f \cdot R^2$ duce la:

$$w_m = \frac{1}{A} \int_{(A)} w dA = \frac{2}{R^2} \int_0^R r w dr \quad (9)$$

Prin rezolvarea integralei (9) se face produsul ordonatei curbei $w = f(r)$, cunoscut experimental, cu raza în fiecare punct, obținându-se produsele:

$$r_1 w_1; r_2 w_2; r_3 w_3; \dots \text{ etc..}$$

Cu ajutorul acestor produse se poate trasa curba rw , pentru care $(rw)dr$ este un element de suprafață de sub această curbă.

Integrala (9) de la $r=0$ la $r=R$ este aria de sub curba rw . Planimetrându-se aria (065) și ținând cont de scara la care a fost reprezentată curba se poate determina viteza medie cu relația:

$$w_m = \frac{2}{R^2} \text{aria}(065)$$

(10)

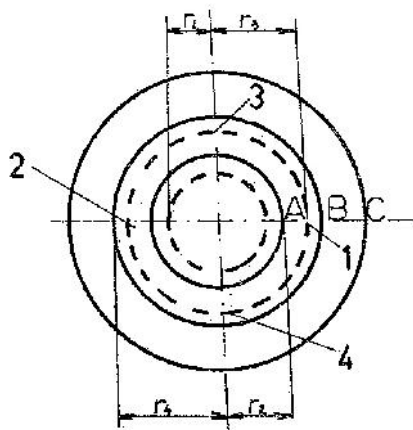


Fig.7

Pentru a trasa curba de variație $w = f(r)$, pentru conducte circulare, secțiunea se împarte într-un num r par "n" de suprafețe concentrice și egale, delimitate prin cercuri de raze r_2, r_4, r_6, \dots etc. (fig. 7).

Pentru m surarea vitezei în sectorul AB trebuie s se aleag un punct astfel încât cercul de raz r_3 dus prin acel punct, s împart sectorul AB în dou p rți de suprafețe egale. Viteza medie în acest sector se obține din patru măsurători în puncte situate pe acest cerc de raz r_3 , la

extremit țile a două diametre perpendiculare (1, 2, 3, 4). Deci secțiunea conductei se împarte de fapt în $2n$ p rți prin cercurile de raz r_1, r_2, r_3, r_4 , iar vitezele se m soar în $4n$ puncte aflate pe cercurile cu razele $r_1, r_3, r_5, \dots, r_{2n-1}$.

Formulele care dau valorile razelor cercurilor pe care trebuie m surate vitezele cu tubul pneumometric, în $4n$ puncte, sunt urm toarele:

$$r_1 = R\sqrt{\frac{1}{2n}}; r_3 = R\sqrt{\frac{3}{2n}}; r_5 = R\sqrt{\frac{5}{2n}}; \dots; r_{2n-1} = R\sqrt{\frac{2n-1}{2n}}$$

unde R este raza interioar a conductei.

La conductele cu diametrul între 100 i 300 mm se recomand s se ia $n=3$, iar cu diametrul între 300 i 900 mm, "n" trebuie s fie egal cu cel puțin 5.

Metoda nr. 2

Un alt procedeu care permite îns numai determinarea aproximativ a vitezei medii în conductele cu secțiune circulară, la o mișcare turbulentă și cu profil simetric al vitezelor, const în m surarea direct a presiunii dinamice cu tubul pneumometric, montat pe un diametru la distanța $0,24R$ de peretele interior a conductei. În acest punct viteza local a fluidului este egal aproximativ cu valoarea medie.

Metoda nr. 3

Procedeu cel mai simplu pentru determinarea vitezei medii w_m , în conductele cu secțiune circulară se bazează pe faptul că:

$$\frac{w_m}{w_{\max}} = f(\text{Re}_D)$$

unde: w_{\max} – este viteza fluidului în axa conductei (max);

Re_D – este criteriul Reynolds, raportat la diametrul interior al conductei i la viteza maxim w_{\max} ;

$$\lg \text{Re}_D = \frac{w_{\max} D}{\epsilon_{T.P}}$$

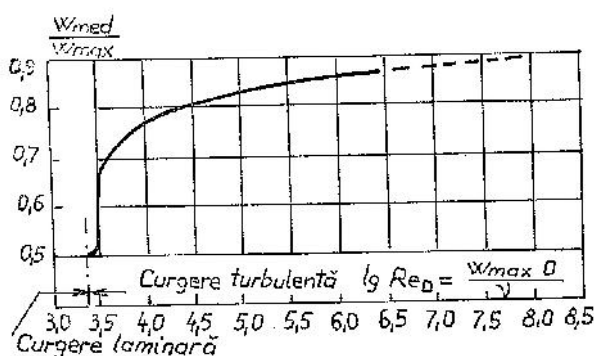


Fig. 8

vitezei medii.

În fig. 8 este reprezentat curba de variație a raportului $\frac{v_m}{v_{\max}}$ în funcție de Re_D construit după datele lui Nicuradze. Determinându-se presiunea dinamic în axa conductei se poate calcula criteriul Reynolds, Re_D , i cu această valoare se poate determina valoarea raportului $\frac{v_m}{v_{\max}}$ cu diagrama din fig. 8 i deci, valoarea

Secțiunea în care se măsoară viteza maxim trebuie să se afle la o distanță de cel puțin 40 ... 50 de diametre de la intrarea în conductă.

Datele se trec în tabelul 2.

B. CONDUCTE CU SECȚIUNI OARECARE

Pentru măsurarea vitezei curentului în conductă cu secțiune necirculară, se împarte secțiunea în "n" dreptunghiuri sau pătrate de suprafețe egale și se măsoară presiunea dinamic în punctul în care se întâlnesc diagonalele dreptunghiurilor sau pătratelor. De exemplu, în fig.9 este reprezentată schema de măsurare a vitezelor într-o secțiune dreptunghiulară.

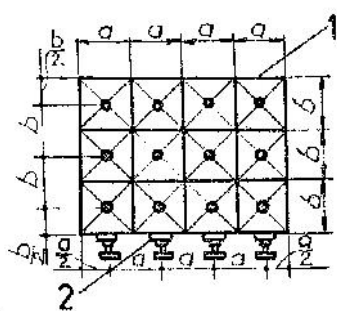


Fig.9

1 – conductă ;

2 – dispozitiv de fixare a tubului.

Secțiunea s-a împărțit în dreptunghiuri de laturi "a" și "b".

Notând cu w_1, w_2, \dots, w_n vitezele din fiecare sector, cu h_1, h_2, \dots, h_n , denivelările la momentul diferențial, cu Q_m debitul și cu A aria secțiunii conductei se obține:

$$Q_m = w_1 \frac{A}{n} + w_2 \frac{A}{n} + \dots + w_n \frac{A}{n} \quad (11)$$

$$Q_m = \frac{A}{n} (w_1 + w_2 + \dots + w_n) \quad (12)$$

Pe de altă parte, după definiția vitezei medii se poate scrie:

$$Q_m = A \cdot w_m \quad (13)$$

de unde, prin comparare cu relația (11) rezultă:

$$w_m = \frac{1}{n} (w_1 + w_2 + \dots + w_n) \quad (14)$$

Introducând în relația (13) valorile w_1, w_2, \dots, w_n , calculate conform relației (6), ținând cont și de influența coloanei de lichid din manometrul diferențial se obține:

$$w_m = \sqrt{2g \left(\frac{\dots H_2 O}{\dots} - 1 \right)} \cdot \frac{1}{n} (\sqrt{\Delta h_1} + \sqrt{\Delta h_2} + \dots + \sqrt{\Delta h_n})$$

sau

$$w_m = \sqrt{2g \Delta h_m \left(\frac{\dots H_2 O}{\dots} - 1 \right)} \quad (15)$$

în care:

$$\sqrt{\Delta h_m} = \frac{1}{n} (\sqrt{\Delta h_1} + \sqrt{\Delta h_2} + \dots + \sqrt{\Delta h_n}) \quad (16)$$

Numărul “n” de dreptunghiuri sau ptrate egale în care se împarte o secțiune oarecare pentru determinarea vitezei medii depinde de suprafața conductei.

Pentru conductele cu suprafața secțiunii până la $0,35m^2$ trebuie să se ia cel puțin 16 sectoare, iar la secțiunile cu suprafețe mai mari, numărul de sectoare trebuie alese în așa fel ca fiecare sector să nu depășească suprafața de $0,032m^2$.

Curbele se trec în tabelul 2.

5. DETERMINAREA DEBITULUI

Cunoscându-se viteza medie w_m , debitul se determină cu relația:

$$V_{T,p} = w_m \cdot A \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Pentru că debitul volumic depinde de T și p_{st} ale fluidului se calculează debitul volumic la $0^\circ C$ și $760 mmHg$.

$$V_{0^\circ C, 760 mmHg} = V_{T,p} \sqrt{\frac{\dots_{T,p}}{\dots_{0^\circ C, 760}}} \cdot \frac{T}{273} \cdot \frac{p_0}{p_{st}} \left[\frac{m^3 N}{s} \right] \quad (17)$$

Debitul masic se poate calcula astfel:

$$m = \dots_{0^\circ C, 760} \cdot V_{0^\circ C, 760}; \quad [kg/s] \quad (18)$$

$$\dot{m} = \dots_{T,p} \cdot w_m \cdot A; \quad [kg/s] \quad (19)$$

$$m = \dots_{T,p} \cdot A \cdot \sqrt{2g\Delta h_m \left(\frac{\dots_{H_2O}}{\dots} - 1 \right)}; \quad [kg/s] \quad (20)$$

în care: $\dots_{T,p}$ – este densitatea fluidului din conductă la temperatura T și

presiunea p ;

A – este aria secțiunii conductei;

$g = 9,81m/s^2$ – accelerația gravitațională;

Δh_m – este denivelarea coloanei de lichid (ap) din manometrul diferențial în (m).

Calculul se trece în tabelul 2.

6. BULETIN DE M SUR TORI

- m sur torile s-au efectuat pentru regimul maxim.

a) Determinarea presiunii statice

Tabel 1

Nr. Crt.	p_0 [N/m^2]	\dots_{H_2O} la temperatura coloanei de lichid [kg/m^3]	Δh_{st} [m]	$p_{st} = p_0 + \dots_{H_2O} \cdot g \cdot \Delta h_{st}$ [N/m^2]

b) Determinarea presiunii dinamice, a vitezei medii, a debitului volumic și masei

Tabel 2

Nr. Crit.	Δh_d [m]	ρ_{H_2O} [kg/m ³]	ρ_{aer} [kg/m ³]	t [°C]	T [K]	p_{st} [N/m ²]	$\rho_{T,p}$ [kg/m ³]	$p_d = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot \Delta h_d$ [N/m ²]	w_{max} [m/s]

D [m]	\hat{c}_{aer} [m ² /s]	R_{eD}	$\frac{w_{med}}{w_{max}}$	w_{med} [m/s]	$A = \frac{f \cdot D^2}{4}$ [m ²]	$\epsilon_{T,p}$ [m ³ /s]	$\epsilon_{0^\circ C, 760 mmHg}$	$m = \rho_{T,p} \cdot w_{med} \cdot A$ [kg/s]

c) Determinarea presiunii totale

Tabel 3

Nr. crit.	p_0 [N/m ²]	ρ_{H_2O} [kg/m ³]	Δh_{tot} [m]	$p_{tot} = p_0 + \rho_{H_2O} \cdot g \cdot \Delta h_{tot}$ [N/m ²]

Laboratorul 4

MĂSURAREA DEBITELOR CU AJUTORUL DIAFRAGMELOR

1. NOȚIUNI INTRODUCATIVE ȘI RELAȚII DE CALCUL

Măsurătorile de debit utilizând ca dispozitiv de măsurare diafragma se efectuează conform STAS 7347-79.

Acest metod constă în montarea pe o conductă a unui dispozitiv de măsurare (diafragma), principiul de măsurare fiind transformarea parțială a energiei potențiale a fluidului în energie cinetică, astfel că viteza în secțiunea ștrangulată va crește, iar presiunea va scăde față de o secțiune din amonte de ștrangulare. Se stabilește o relație de calcul, între viteza fluidului, debit și căderea de presiune pe ștrangulare. Diafragma este un disc de oțel prins între două flanșe montate pe conducta la care se măsoară debitul de fluid (fig. 1).

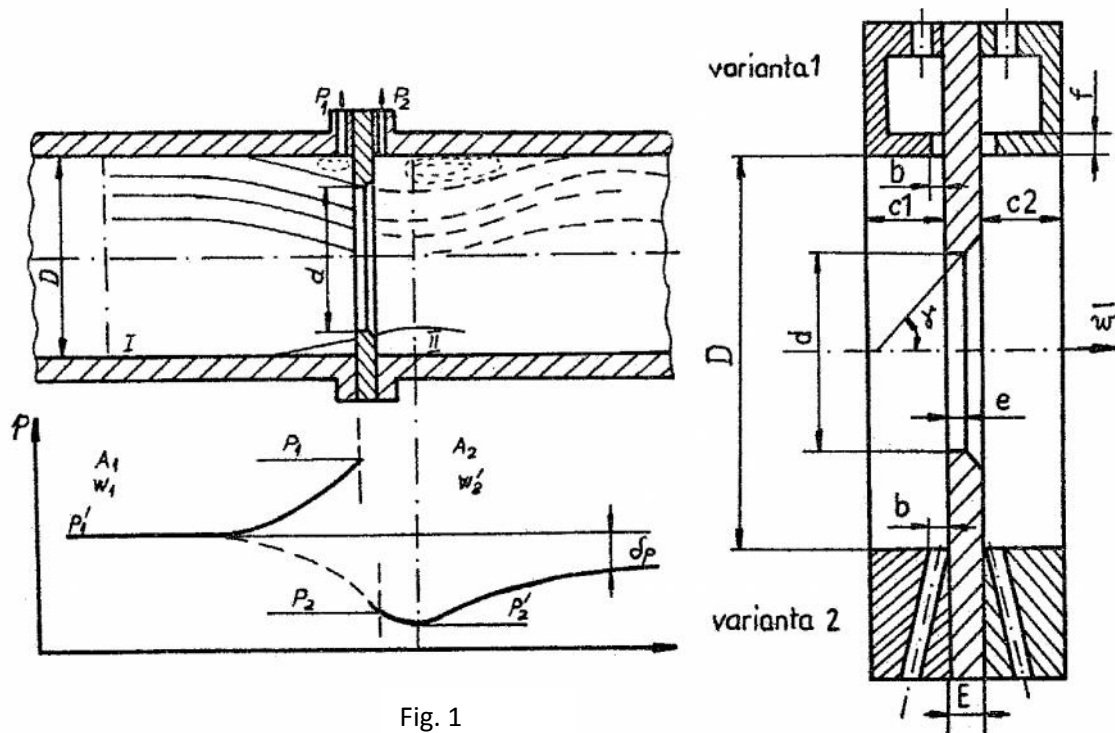


Fig. 1

$$e = (0,005 \dots 0,02) \cdot D; E = 0 \dots 0,05 \cdot D; \alpha = 30^\circ \dots 45^\circ; d = (0,1 \dots 0,8) \cdot D; b = 0,03 \cdot D; (0,65); b = (0,01 \dots 0,02) \cdot D; (\alpha > 0,65); c_1 < 0,2 \cdot D; c_2 > 0,5 \cdot D; f = 2b; \alpha = d/D$$

S-au făcut următoarele notații:

D – diametrul conductei;

d – diametrul secțiunii minime a diafragmei;

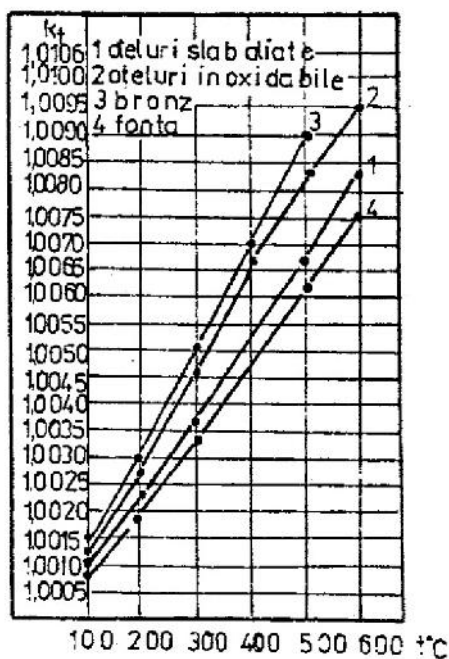


Fig.2

A_2 – secțiunea contractată;

În cazul fluidului compresibil s-au dedus relațiile pentru debitul volumic și debitul masic și anume:

$$\dot{V}_0 = r \cdot v \cdot m \cdot \frac{f \cdot D_t^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\dots_1} (p_1 - p_2)} = r \cdot v \cdot m \cdot \frac{f \cdot d_t^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\dots_1} (p_1 - p_2)}; \quad (4)$$

$$\dot{m} = r \cdot v \cdot m \cdot \frac{f \cdot D_t^2}{4} \cdot \sqrt{2 \dots_1 \cdot (p_1 - p_2)} = r \cdot v \cdot m \cdot \frac{f \cdot d_t^2}{4} \cdot \sqrt{2 \dots_1 \cdot (p_1 - p_2)}; \quad (5)$$

unde: r – coeficient de debit;

v – coeficient de expansiune caracteristic fluidelor compresibile (pentru lichide $v = 1$);

$$v = f\left(\frac{\Delta p}{p_1}, m, x\right) \text{ i este dat in fig. 3.}$$

$\Delta p = p_1 - p_2$ – diferența de presiune dintre amonte și avalul dispozitivului de trangularare;

$$\Delta p = \dots_u \cdot g \cdot \Delta h, \quad (6)$$

\dots_u – densitatea lichidului din momentul tub U;

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – accelerația gravitațională;

Δh – denivelarea critică la momentul legat la diafragm ;

p_1 – presiunea absolută a gazului în amonte de diafragm .

m – raportul secțiunilor, sau raportul de deschidere;

$$m = \frac{A_0}{A_1} = \frac{d_t^2}{D_t^2} \quad (1)$$

$$D_t = D_{20} \cdot [1 + r_D \cdot (t_1 - 20)] = D_{20} \cdot K_t \quad (2)$$

$$d_t = d_{20} \cdot [1 + r_d \cdot (t_1 - 20)] = d_{20} \cdot K_t \quad (3)$$

unde: D_{20} , d_{20} – diametrele la temperatura de 20°C;

r_D , r_d – coeficienții medii de dilatare a materialului;

K_t – factor de corecție (fig. 2)

p_1 , w_1 – presiunea statică și viteza în secțiunea amonte de diafragmă;

p_2 , w_2 – presiunea statică și viteza în secțiunea aval de diafragmă;

A_0 – secțiunea minimă de curgere:

$$A_0 = \frac{f \cdot d^2}{4};$$

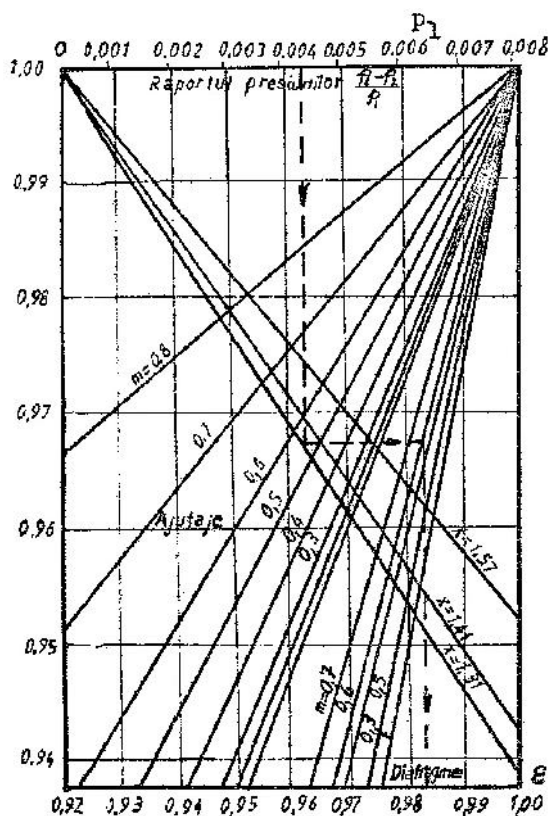


Fig.3

$p_1 = p_0 + \dots_u \cdot g \cdot \Delta h_{tot}$, (7)

p_0 – presiunea barometric ;
 Δh_{tot} – denivelarea critic la manometrul legat la tubul Pitot-Prandtl.

$K = \chi = \frac{c_p}{c_v}$ – exponentul adiabatic
 c_p – c ldura specific a gazului la presiune constant ;
 c_v – c ldura specific a gazului la volum constant.

\dots_1 – densitatea gazului în amonte de diafragm :

$$\dots_1 = \frac{p_1 M}{RT_1} \quad (8)$$

M – (kg / Kmol) – masa molar a gazului;

$R = 8314$ (J / Kmol · K) – constanta universal a gazelor perfecte;

T_1 – temperatura gazului în amonte de diafragm .

Curgerea fluidului prin diafragm depinde de vâscozitatea acestuia, respectiv de valoarea criteriului Reynolds în conduct . Coeficientul de debit, α , depinde de: densitatea gazului, vâscozitate, vitez , orificiul diafragmei, rugozitatea pereților conductei:

$$\alpha = f(\overline{Re}, m)$$

unde: $\overline{Re} = \frac{W_m \cdot D}{\nu}$ (9)

este criteriul Reynolds, în care:

W_m – viteza medie a gazului în conduct ;

D – diametrul conductei;

ν – vâscozitatea cinematic a gazului (tab. 1).

Tabelul 1. (pentru aer)

t	$^{\circ}C$	12	13	14	15	16	17	18
$\epsilon \cdot 10^6$	m^2 / s	14,83	14,93	15,03	15,12	15,22	15,32	15,42
19	20	21	22	23	24	25	26	27
15,51	15,61	15,70	15,80	15,90	16,00	16,10	16,19	16,29

S-a dovedit experimental c odat cu cre terea valorii criteriului Re, coeficientul de debit α , pentru acea i valoare a lui m, tinde spre o valoare constant .

Criteriul Re , începând de la care coeficientul de debit, α , rămâne constant, se numește criteriu Reynolds limit, notat Re_{lim} . În tab. 2 sunt date valorile pentru Re_{lim} .

Tabelul 2.

m	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
Re_{lim}	36000	54000	74000	100000	135000	160000	200000	270000

Valoarea coeficientului de debit pentru condiția:

$$Re_D \geq Re_{lim}$$

se numește coeficient de debit inițial, α_{in} și este dat în fig. 4.

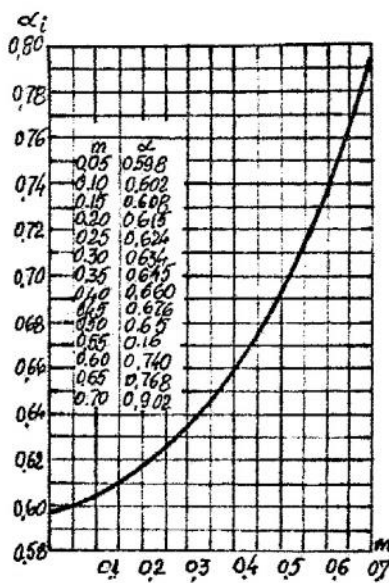


Fig. 4

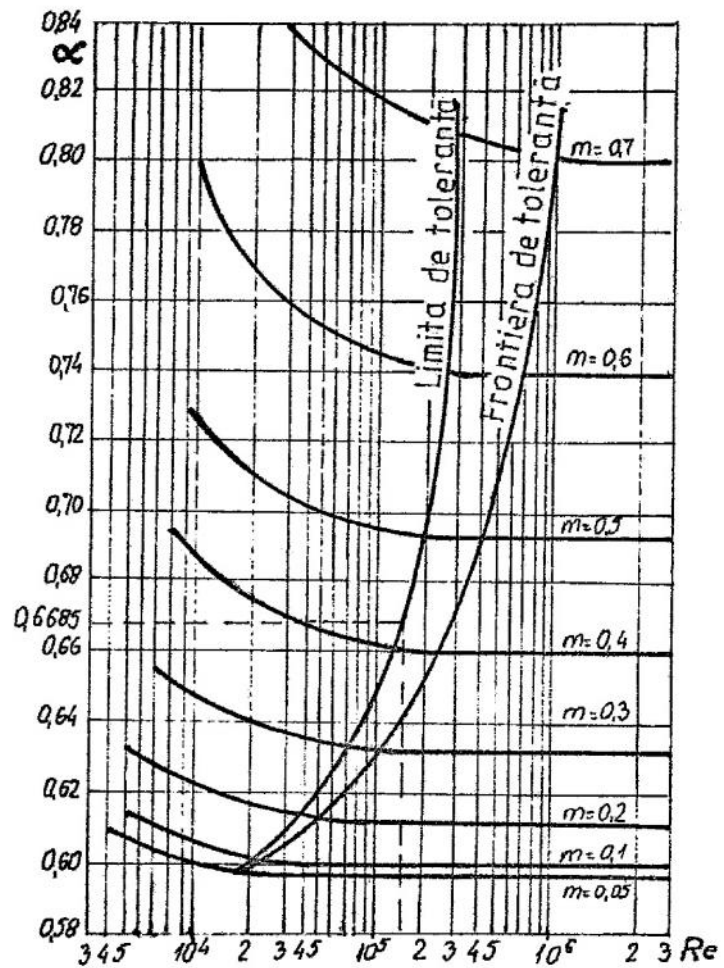


Fig. 5

Pentru cazul când $Re_D < Re_{lim}$, $\alpha_{in} = f(Re_D)$ și este dat în fig. 5.

Acest coeficient de debit se corectează după relația:

$$\alpha = \alpha_{in} \cdot a_1 \cdot a_2, \tag{10}$$

unde: a_1 – coeficient care ține seama de calitatea prelucrării muchiilor diafragmei (fig. 6);

a_2 – coeficient care ține seama de rugozitatea conductei (fig. 7).

Nu este admis montarea dispozitivelor de triangulare în apropierea rezistențelor locale.

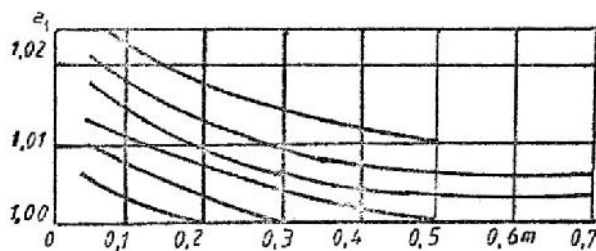


Fig.6

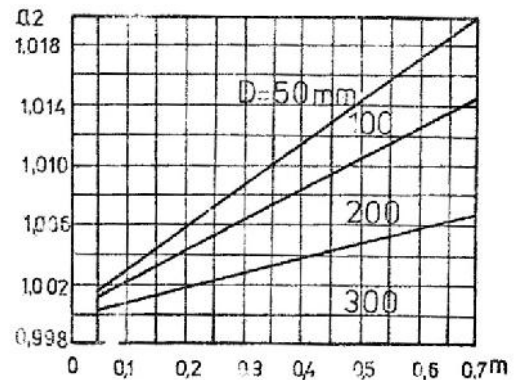


Fig.7

2. INSTALAȚIA DE LABORATOR

Schema instalației este dată în fig. 8.

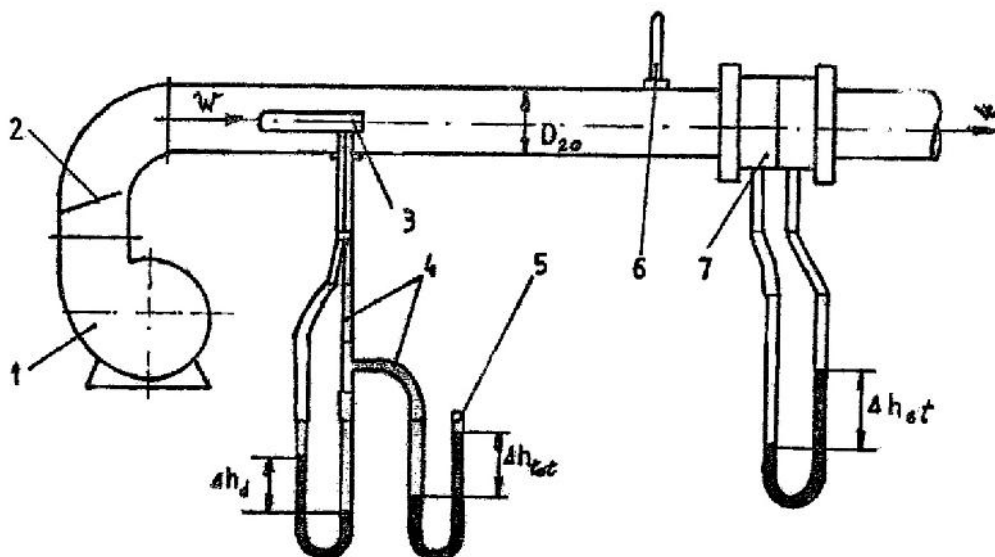


Fig.8.

- 1- ventilator, 2 - clapeta reglaj, 3- tub Pitot-Prandtl,
- 4- legături elastice, 5- manometru tub U,
- 6- termometru, 7- diafragma

Cu această instalație se urmărește calcularea debitului de aer care circulă printr-o conduct (de diametru D_{20}) pentru două poziții oarecare ale clapeli de reglaj 2. Se compar apoi rezultatele obținute cu cele citite la indicatorul de debit, în cazul măsurării automate a debitelor la gaze. Se calculează eroarea de măsurare, considerând ca valoare de referință debitul măsurat cu instalația automată:

$$e = \frac{\dot{V}_c - \dot{V}_o}{\dot{V}_o} \cdot 100 \quad (\%) \quad (11)$$

unde: \dot{V}_c – debitul de aer calculat (m^3/h);

\dot{V}_o – debitul de aer citit la indicatorul de debit (m^3/h).

Schema bloc a instalației pentru măsurarea automată este dat în fig. 9.

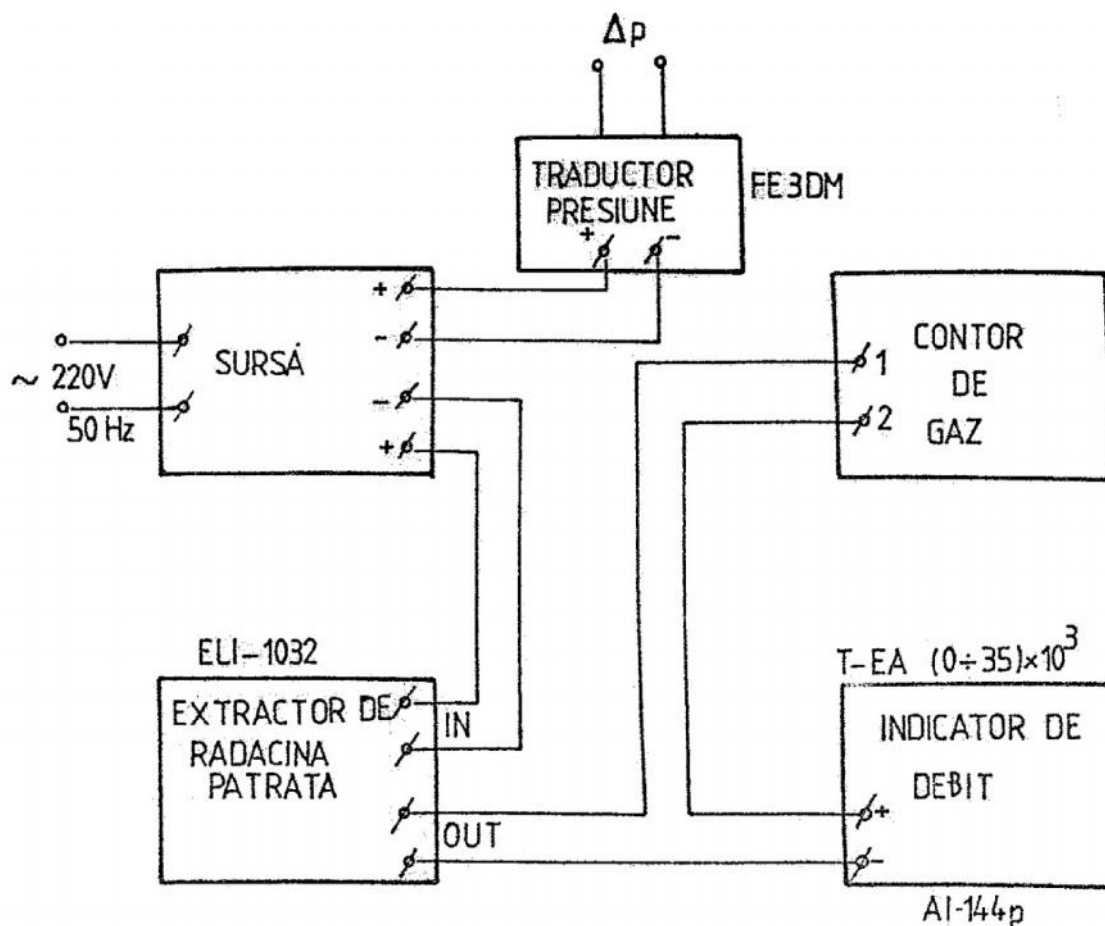


Fig.9

Semnalul de intrare al traductorului de presiune este c derea de presiune (Δp) de pe diafragm .

În fig. 10 este dat schema electric de acționare pentru măsurarea automată a debitelor la gaze.

Traductorul electric de presiune diferențială (tip FE 3 DM) este destinat m sur rii presiunilor diferențiale cuprinse între $0...20$ kPa transmițând la ieșire un

semnal unificat în intervalul 4...20 mA. Funcționarea acestor aparate se bazează pe principiul compensării forțelor.

Integratorul electric de r d c i n p t r a t i c (ELI-1032) primește la intrare un semnal unificat de tensiune sau curent continuu afișând numeric valoarea integrării în timp a r d c i n i i p t r a t e a acestui semnal.

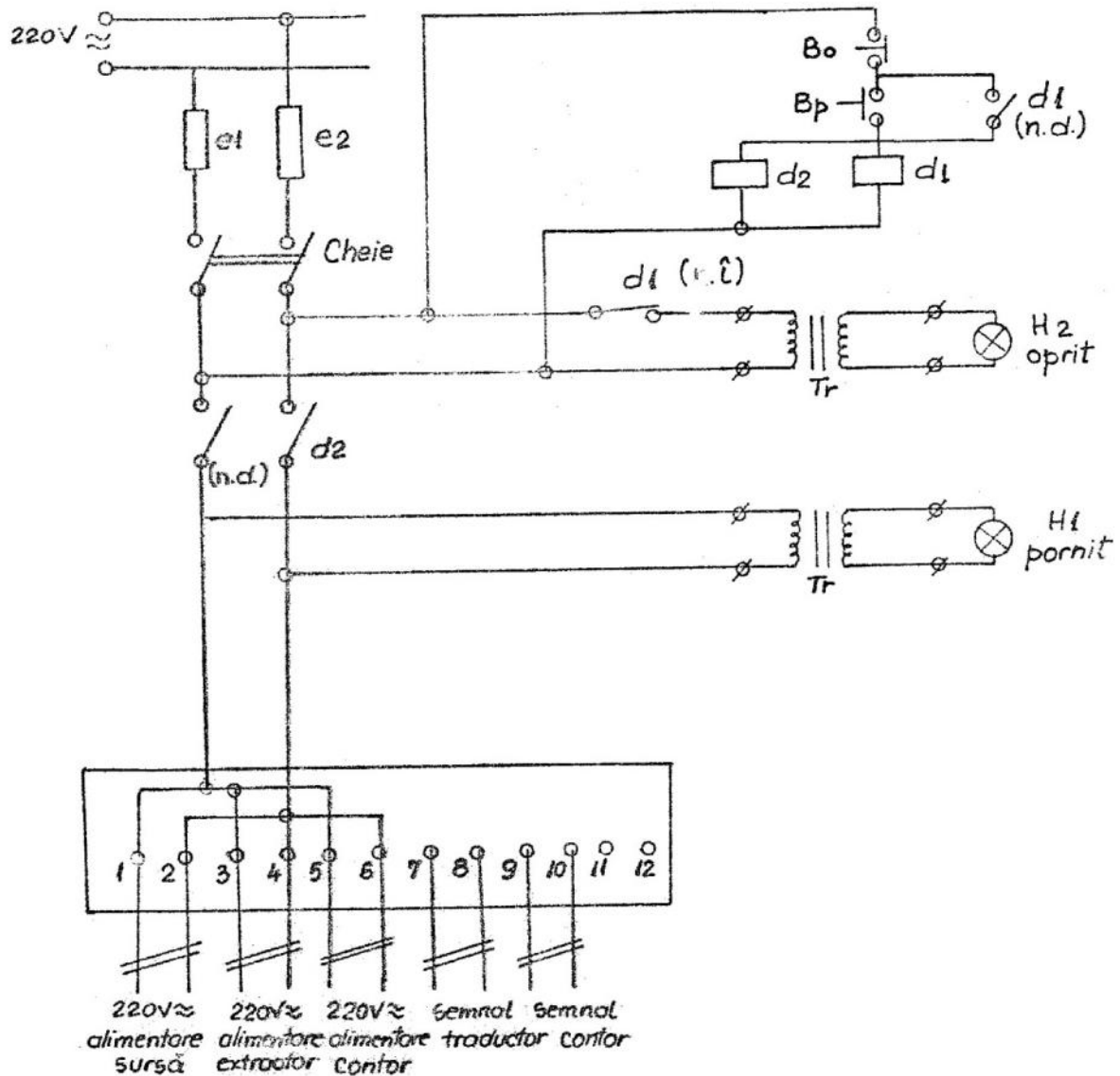


Fig.10

3. EFECTUAREA LUCRĂRII

Procedeu cel mai simplu pentru determinarea vitezei medii a aerului W_m în conductele cu secțiune circulară se bazează pe faptul că :

$$\frac{W_m}{W_{max}} = f(Re) \tag{12}$$

unde: W_{max} – viteza aerului în axa conductei;

$$Re = \frac{W_{max} \cdot D}{\nu} \tag{13}$$

$$W_{max} = \sqrt{2 \frac{P_d}{\rho_1}} = \sqrt{2 \frac{\rho_u \cdot g \cdot \Delta h_d}{\rho_1}} \tag{14}$$

$P_d = \rho_u \cdot g \cdot \Delta h_d$ – presiunea dinamic a aerului.

Obs.: Pentru situația când nu se poate măsura presiunea totală a gazului în amonte de diafragm , densitatea ρ_1 se poate calcula i cu presiunea static (eroarea de calcul fiind sub 2%), adic :

$$\rho_1 = \frac{p_{st} \cdot M}{RT_1} \tag{15}$$

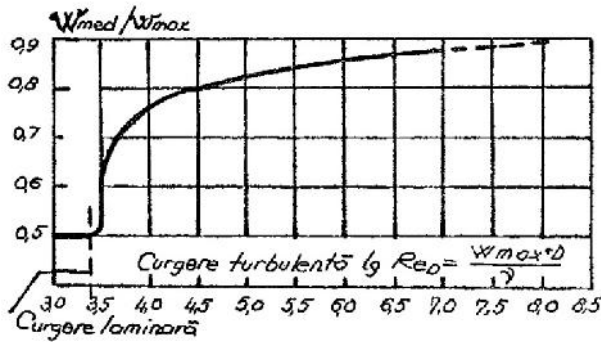


Fig.11

tiind viteza maxim W_{max} se calculeaz Re i cu această valoare se poate determina raportul W_m / W_{max} din fig. 11 i deci valoarea vitezei medii W_m .

Diafragma montat pe conduct este executat din oțel inox. Secțiunea în care se măsoară viteza maxim trebuie s se afle la o distanță de cel puțin 40...50 de diametre față de intrarea aerului în conduct .

Se citesc parametrii necesari calculului i se întocme te urm torul tabel pentru dou poziții ale clapetei de reglaj.

Tabelul 3.

Nr. crt.	M rimea	Notația	Relația de calcul	U.M.	Poz. Clapetei		Exemplu de calcul
					1	2	
0	1	2	3	4	5	6	7
1.	Presiunea barometric	p_0	-	N / m^2			102000
2.	Temperatura aerului	T_1	-	K			300
3.	Denivelarea la manometrul U	Δh		m			0.150
4.	Denivelarea la manometrul tip U	Δh_d		m			0.006
5.	Denivelarea la manometrul tip U	Δh_{tot}		m			0.140
6.	Presiunea absolut	p_1	[7]	N / m^2			103181
7.	Densitatea aerului	ρ_1	[8]	kg / m^3			1.2
8.	Vâscozitatea cinematic	ν	Tab.1.	m^2 / s			$16.29 \cdot 10^{-6}$

9.	C derea de presiune	Δp	[6]	N / m^2		1265.49
10.	Raportul de presiune	$\Delta p / p_1$	-	-		0.01226
11.	Coeficientul de expansiune	v	Fig.3.	-		0.996
12.	Factor de corecție	K_t	Fig.2.			1.0013
13.	Diametrul conductei	D_t	[2]	m		0.080104
14.	Diametrul diafragmei	d_t	[3]	m		0.04005
15.	Raport de deschidere	m	[1]	-		0.2499
16.	Viteza maxim	W_{max}	[14]	m / s		9.18
17.	Criteriul Reynolds	Re	[13]	-		45082
18.	Viteza medie	W_m	Fig.11.	m / s		7.57
19.	Criteriul Re (mediu)	\overline{Re}	[9]			37176
20.	Coef. de debit inițial	a_{in}	Fig.4., Fig.5.			0.655
21.	Coef. de debit corectat	r	[10]			0.667
22.	Debitul volumic calculat	\dot{V}_c	[4]	m^3 / h		138
23.	Debitul volumic citit	\dot{V}_o	-	m^3 / h		132
24.	Eroarea de m sur	e	[11]	%		4.54
25.	Debitul masic	\dot{m}	[5]	kg / s		0.046
26.	Debitul volumic	\dot{V}_N	[16]	Nm^3 / h		120.95

Se calculează debitul de aer în condiții normale fizice de presiune și temperatur :

$$\dot{V}_N = \dot{V}_0 \frac{p_1}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_1} \quad (16)$$

Pentru întocmirea referatului se consider cunoscute: $D_{20} = 80mm$; $d_{20} = 40mm$; $M = 29kg / Kmol$; $\rho_u = 860kg / m^3$; $p_N = 1,013 \cdot 10^5 N / m^2$; $T_N = 273K$; $\chi = 1,4$.

Pentru exemplul de calcul prezentat a rezultat o eroare de 4,5%, valoare destul de mare, cauzat de următorii factori: neetanarea corectă a traseului de curgere, pierderea de presiune datorită frecării aerului cu pereții conductei; aceste observații au în vedere și faptul că tubul Pitot este montat înaintea diafragmei pe traseul de curgere ce cuprinde două coturi la 90° și diferite prize de presiune:

Obs.: Pentru măsurarea debitelor la lichide se va proceda la fel ca la gaze, dar se va avea în vedere următoarele:

- Legea de variație a densității unui lichid este:

$$\rho_1 = \rho [1 + s(20 - t_1)] \quad (17)$$

- unde: ... (kg/m^3) – densitatea lichidului la 20°C;
s – coeficient de dilatare a lichidului; pentru apă $s = 1 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$;
- Coeficientul de expansiune este $\nu = 1$.
- Vâscozitatea cinematică $\hat{\nu}$ se va lua din anexa 4 (pentru apă).

Laboratorul 5

DETERMINAREA PARAMETRILOR AERULUI UMED

1. NOȚIUNI GENERALE. RELAȚII DE BAZĂ

Cu psihrometrul Assmann se determină umiditatea relativă ϕ și temperatura t_a a aerului umed. Cu aceste două valori putem găsi toți parametrii care ne interesează atât cu ajutorul diagramei $i-x$ ($i-d$) cât și prin calcul cu ajutorul ecuațiilor caracteristice.

În referatul de față se prezintă modalitatea determinării parametrilor aerului umed cunoscând ϕ și t_a și apoi determinarea lui ϕ și t_a cu psihrometrul Assmann.

Aerul umed este un amestec de aer uscat și vapori de apă. Neglijând participațiile foarte mici de Argon (1,3%) și de CO_2 (0,05%) compoziția standard (în Kg) este de 23% Oxigen și de 77% Azot. Participația vaporilor de apă este foarte variabilă așa încât ca unitate de referință pentru cantitate se ia 1 Kg de aer uscat (1 Kg L_{usc}).

Fiind vorba de un amestec, sub presiunea totală p , presiunea parțială a aerului uscat este notată cu p_a , iar cu p_v se notează presiunea parțială a vaporilor de apă.

După starea vaporilor din aerul umed vom putea clasifica aerul umed în trei categorii:

- aer saturat;
- aer nesaturat;
- aer suprasaturat.

Se știe, de la studiul fierberii, că la o presiune de fierbere (saturație) corespunde o temperatură bine determinată care rămâne constantă în tot timpul fierberii dacă presiunea se menține constantă. Dacă la temperatura t_a a aerului umed presiunea parțială p_v a vaporilor 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 t_a aerul saturat conține cantitatea maximă de umiditate sub formă de vapori. Orice exces de umiditate rămâne sub forma lichidă, adică:

Aerul saturat = aer uscat + vapori saturați uscați

Dacă, la presiunea p_v a umidității, temperatura t_a a aerului este mai mare decât temperatura t_a de saturație, umiditatea din aer este mai mică decât cantitatea maximă, aerul este nesaturat (cu vapori) starea acestora este de vapori supraîncălziți, adică:

Aer nesaturat = aer uscat + vapori supraîncalziți

Dacă temperatura t_a a aerului umed coboară sub temperatura t_a de saturație a vaporilor cu presiunea parțială p_v , excesul de umiditate se condensează sub starea de apă saturată, care poate fi înlăturat prin mijloace mecanice, a adică:

Aer suprasaturat = aer uscat + vapori saturați uscați + lichid saturat =
= aer uscat + vapori umezi

Umiditatea absolută este cantitatea de vapori existenți în aerul umed. Ca notații îi vom avea:

X (kg umiditate / 1 kg aer uscat) sau d (g umiditate / 1 kg aer uscat);

– ϕ – umiditatea relativă, este exprimat prin raportul dintre cantitatea m_v de vapori pe care o conține aerul umed la temperatura t_a și cantitatea maximă de vapori m_{sat} pe care ar putea-o conține la aceeași temperatură t_a . Vom avea:

$$\phi = \frac{m_v}{m_{sat}} = \frac{p_v}{p_{sat}} \quad (1)$$

unde p_{sat} este presiunea de saturație a vaporilor la temperatura t_a .

În practică, umiditatea absolută X (sau d) se determină destul de precis cu ecuația:

$$x = 0,622 \frac{p_v}{p_a} = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} = 0,622 \frac{\phi \cdot p_{sat}}{p - \phi \cdot p_{sat}} \left(\frac{kg_v}{kg_a} \right) \quad (2)$$

Cantitatea maximă de umiditate la temperatura t_a se obține din (2) făcând $\phi = 1$:

$$x_{max} = 0,622 \frac{p_{sat}}{p - p_{sat}} \left(\frac{kg_v}{kg_{aer\ uscat}} \right) \quad (3)$$

Cunoscând umiditatea absolută X putem calcula presiunea parțială p_v a vaporilor de apă din ecuația (2).

$$p_v = \frac{p \cdot x}{0,622 + x}, \quad (4)$$

Dacă aerul nesaturat este răcit ($x = \text{const.}$), în momentul în care se atinge temperatura t_r corespunzătoare la presiunea p_v a vaporilor de apă, orice scădere a temperaturii duce la apariția condensatului, t_r fiind denumit “temperatură punctului de rouă”. Se determină prin interpolarea cu ajutorul tabelii de saturație a apei (tab. 1).

$$t_r = t_{sat.} \text{ la presiunea } p_{sat} = p_v \quad (5)$$

Entalpia aerului umed se determină cu ajutorul ecuației:

$$i = t + x(2490 + 1,96 \cdot t) \text{ kJ/kg aer uscat} \quad (6)$$

2. DETERMINAREA CARACTERISTICILOR AERULUI UMED CU AJUTORUL DIAGramei $i-x$ FIIND CUNOSCUTE t_a

Presupunem că pentru starea A a aerului, s-a determinat umiditatea relativă și temperatura t_a cu ajutorul psihrometrului Assmann.

Intersectând aceste două curbe în diagrama $i-x$ (sau $i-d$) (fig. 1) obținem starea A a aerului. Se observă că, în situația din figură, aerul este nesaturat. Pe abscisă se citește umiditatea absolută x_a (sau d_a) a aerului, segmentul cuprins între curba

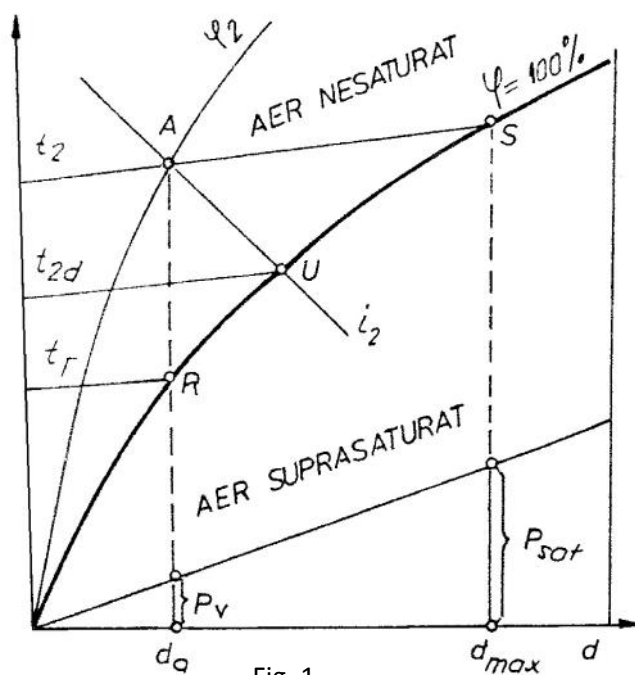


Fig. 1

presiunii parțiale p_v și abscisă reprezintă presiunea parțială p_v a vaporilor de apă (citit pe scala din dreapta în mm Hg sau în m bari). Intersecția dintre ordonata dusă din A și curba de saturație ($\varphi = 100\%$), reprezintă punctul de rouă R, valoarea izotermei care trece prin R reprezintă temperatura punctului de rouă t_r . Intersecția dintre izoterma t_a a aerului cu curbă de saturație reprezintă starea de saturație a vaporilor la temperatura t_a . La fel ca mai sus, se citește pe abscisă umiditatea absolută d_{max} precum și presiunea de saturație p_{sat} corespunzătoare temperaturii t_a .

Entalpia i a aerului este dată de valoarea curbei $i = ct$. Care trece prin starea A. Intersecția U dintre i_a și $\varphi = 100\%$ reprezintă "punctul adiabatic" sau "starea adiabatică" a aerului cu starea A; temperatura t_{ad} care trece prin U este "temperatură adiabatică" sau "temperatură termometrului umed".

Observație referitoare la ultima noțiune:

Dacă un corp îmbibat în apă este situat într-un curent de aer, iar căldura necesară evaporării este luată exclusiv de la aer (incintă adiabatică), temperatura umidității și a corpului se va micșora până la valoarea pentru care cedarea de căldură din partea aerului este egală cu căldura corespunzătoare evaporării apei. Entalpia aerului va rămâne constantă deoarece (ec. 6) se micșorează t , dar va crește x în mod corespunzător. Termometrul cu rezervorul învelit cu țesătură umezită va arăta în final t_{ad} .

3. DETERMINAREA PRIN CALCUL A STATII AERULUI UMED CUNOSCÂND t_a și ϕ

Presupunem că am determinat cu psihrometrul Assmann:

$$t_a = 25^\circ C; \quad \phi = 0,4 = 40\%$$

iar presiunea barometric (reduc la $0^\circ C$) este:

$$p = 1015,86 \text{ m bar}$$

Presiunea de saturație a vaporilor la

$$t_a = 25^\circ C \quad \text{este} \quad p_{sat} = 31,66 \text{ m bar}$$

(după tab. 1 sau după tabelele de saturație a apei)

Presiunea parțială p_v a vaporilor de apă (ec. 1):

$$p_v = \phi \cdot p_{sat} = 0,4 \cdot 31,66 = 12,66 \text{ m bar}$$

Umiditatea absolută (ec. 2):

$$x = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} = \frac{0,622 \cdot 12,66}{1015,86 - 12,66} = 7,85 \cdot 10^{-3} \left(\frac{kg_v}{kg_{aer\ uscat}} \right)$$

$$d = 7,85 \left(\frac{g_v}{kg_{aer\ uscat}} \right)$$

Umiditatea maximă (ec. 3):

$$x_{max} = 0,622 \frac{p_{sat}}{p - p_{sat}} = \frac{0,622 \cdot 31,66}{1015,86 - 31,66} = 20 \cdot 10^{-3} \left(\frac{kg_v}{kg_{aer\ uscat}} \right)$$

$$d_{max} = 20 \left(\frac{g_v}{kg_{aer\ uscat}} \right)$$

Temperatura punctului de rouă t_r (5)

după tab. 1 prin interpolare între 12,277 m bar și 13,118 m bar:

$$t_r = 9,36^\circ C$$

Entalpia aerului i (ec. 6):

$$i = t_a + x(2490 + 1,96 \cdot t_a) = 25 + 7,85 \cdot 10^{-3}(2490 + 1,96 \cdot 25) = 39,9$$

$kJ/kg_{aer\ uscat}$

4. PSICHROMETRUL ASSMANN

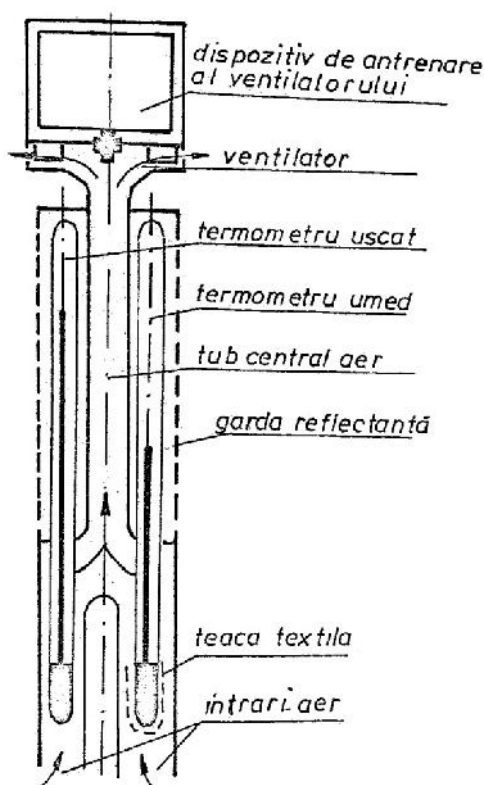


Fig.2

Psichrometrul cu aspirație servește la determinarea precisă a temperaturii și umidității relative a aerului umed. Este format din două termometre identice, de precizie, dintre care cel din stânga (termometrul uscat) măsoară temperatura t_a a aerului, cel din dreapta (termometrul umed) are termometrul cu mercur învelit într-o țesătură care se umezește înainte de efectuarea măsurătorii. Ambele termometre sunt protejate lateral față de radiațiile termice prin ecrane cu indice de reflexie ridicat, așa cum se pot face determinări corecte chiar dacă instrumentul este expus radiației solare. Nu are însă protecție frontală. Ambele termometre sunt ventilate printr-un ventilator acționat printr-un dispozitiv cu arc. Termometrul umed măsoară o temperatură apropiată de temperatura adiabatică. Dacă t este temperatura arată de termometrul uscat, iar t_u este temperatura minimă pe care o atinge termometrul umed în timpul măsurătorii,

diferența psihrometrică $t - t_u$ și temperatura t servesc la determinarea umidității relative după tab. 2. Pe abscisa tabelii sunt marcate temperaturile t ale termometrului uscat, pe ordonată este trecută diferența psihrometrică $t - t_u$. La intersecția celor două valori se citește umiditatea relativă exprimată în procente. Pentru pornirea psihrometrului cu arc, se aruncă arcul până la refuz cu ajutorul cheii de la partea superioară a aparatului.

5. EFECTUAREA MĂSURĂTORII

1. Se verifică dacă rezervorul termometrului din dreapta este învelit în țesătură;
2. Se umidifică țesătura: Ne vom servi de pipetă cu pară de cauciuc. Se introduce pipeta în paharul cu apă, se comprimă pară din cauciuc, se trage apă și se introduce pipeta, prin partea inferioară a aparatului până la refuz în tubul de gard al termometrului umed fără a se pompa. Se ține 1 – 2 secunde după care se scoate și se pune înapoi în pahar.
3. Se pornesc psihrometrul, rotind cheia până la refuz în sensul înțeles în urubirii. Se va auzi zgomotul de funcționare al motorului.
4. Se așteaptă trecerea a 3 minute după care se pot face citirile. Se notează indicația termometrului uscat, iar din minut în minut indicația termometrului umed. Indicația necesară este cea minimă. După uscarea țesăturii temperatura termometrului umed începe să crească. Dacă aerul este foarte uscat este adesea necesară repetarea

umezirii țeșăturii. Dacă aerul este saturat, indicațiile celor două termometre sunt aceleași.

Observație: La temperaturi negative se va observa dacă la rezervorul termometrului umed se gesește apă sau gheață. Prin subrăcirea apei se poate întârzia formarea de gheață, aceasta se poate observa prin coborârea continuă a coloanei de mercur sub punctul de 0°C și se oprește. Când se formează gheață, coloana de mercur din nou până la zero și apoi începe iar să coboare.

Dacă subrăcirea durează mai mult de 5 minute și termometrul arată o temperatură constantă, această temperatură poate fi luată ca valabilă.

5. Psihrometrul cu arc se va opri singur după derularea completă a arcului.

6. Se citește presiunea barometrică la barometrul etalonat în mm Hg (torr) precum și temperatura t_B arată de termometrul acestuia.

6. BULETIN DE MĂSURĂTORI

Locul :

Data :

Ora :

1. Presiunea critică la barometru	$p_B = \dots\dots\dots$	mm Hg
2. Temperatura barometrului	$t_B = \dots\dots\dots$	°C
3. Corecția de temperatură a barometrului (p_B din Anexa II)	$p_B = \dots\dots\dots$	mm Hg
4. Presiunea barometrică redusă la 0°C	$p_{mm\ Hg} = p_B - p_B$	
5. Presiunea barometrică redusă transformată $p_{m\ bar} = \frac{p_{mm\ Hg}}{0,75}$	$p = \dots\dots\dots$	m bar
6. Temperatura termometrului uscat	$t = \dots\dots\dots$	°C
7. Temperatura minimă a termometrului umed	$t_u = \dots\dots\dots$	°C
8. Diferența psihrometrică	$t - t_u = \dots\dots\dots$	°C
9. Umiditatea relativă	$\{ = \dots\dots\dots$	%
10. Presiunea de saturație a vaporilor la temp. t (tab. 1)	$p_{sat} = \dots\dots\dots$	m bar
11. Presiunea parțială a vaporilor (ec. 1)	$p_v = \dots\dots\dots$	m bar
12. Umiditatea absolută (ec. 2)	$d = \dots\dots\dots$	$g_v / kg_{aer\ uscat}$
13. Umiditatea absolută maximă (ec. 3)	$d_{max} = \dots\dots\dots$	$g_v / kg_{aer\ uscat}$
14. Temperatura punctului de rouă (ec.5)	$t_r = \dots\dots\dots$	°C
15. Entalpia aerului (ec. 6)	$i = \dots\dots\dots$	$kJ / kg_{aer\ uscat}$

Notă: Determinarea stării aerului umed se va face și cu ajutorul diagramei i-d, așa cum s-a arătat în figura 1.

Presiunea și temperatura apei la saturație

Tabel 1

t	p	t	p	t	p	t	p	t	p
°C	<i>m bar</i>	°C	<i>m bar</i>	°C	<i>m bar</i>	°C	<i>m bar</i>	°C	<i>m bar</i>
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
-5	4,000	1	6,566	11	13,118	21	24,86	31	44,91
-4	4,373	2	7,054	12	14,016	22	26,43	32	47,53
-3	4,760	3	7,575	13	14,967	23	28,08	33	50,29
-2	4,173	4	8,129	14	15,974	24	29,82	34	53,18
-1	5,626	5	8,719	15	17,041	25	31,66	35	56,22
0	6,106	6	9,347	16	18,170	26	33,60	36	59,40
		7	10,013	17	19,364	27	35,64	37	62,74
		8	10,721	18	20,62	28	37,79	38	66,24
		9	11,473	19	21,96	29	40,04	39	69,91
		10	12,277	20	23,37	30	42,41	40	73,75

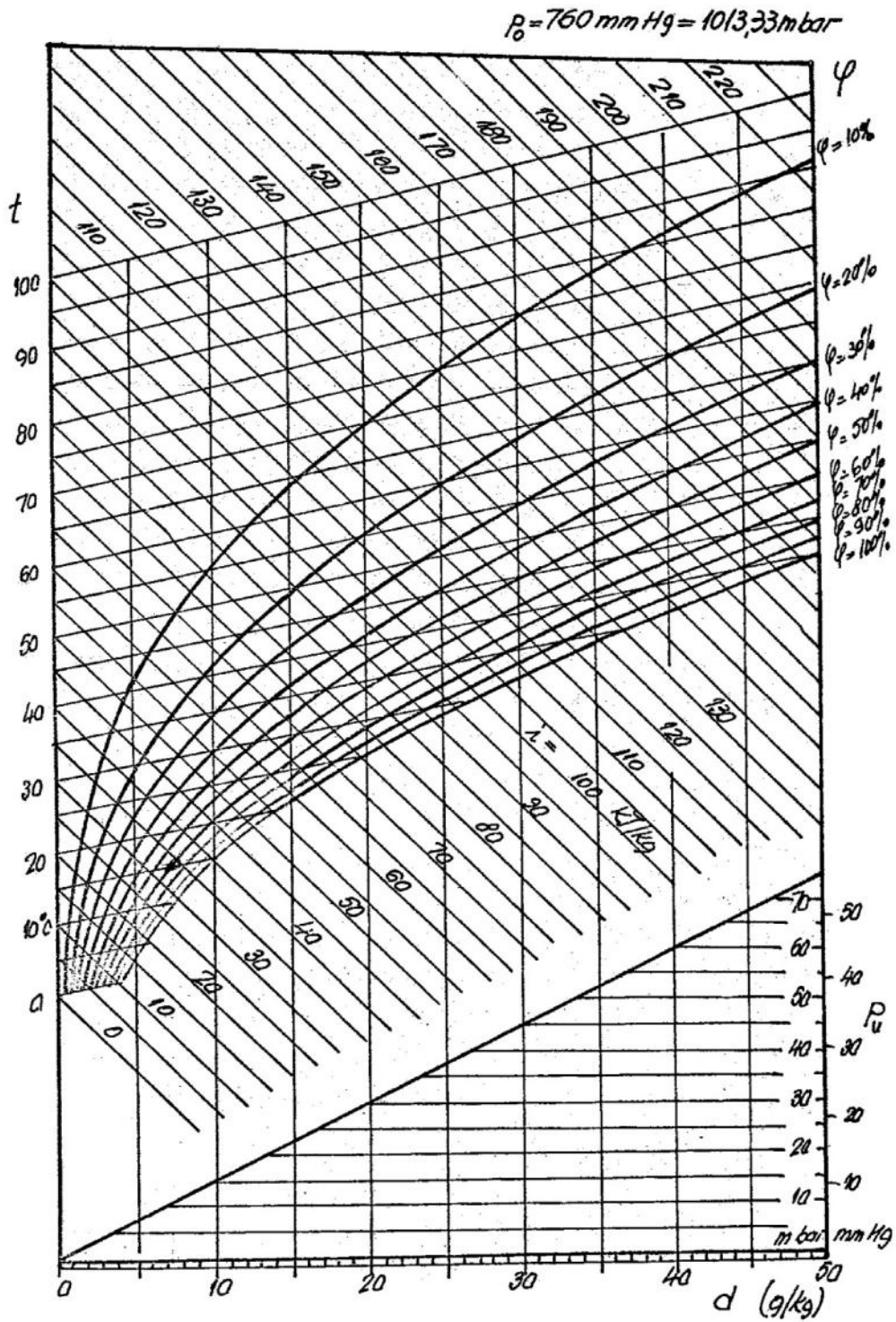


Diagrama i-X pentru aer umed

Laboratorul 6

METODE DE MASURARE A TEMPERATURII

1. GENERALITATI

1.1. Principii generale

Ca orice aparat de masura, aparatele de masurarea temperaturii sunt formate din:

- a) - un element sensibil care prezinta o variatie a unei marimi fizice in raport cu variatia temperaturii;
- b) - un traductor, insotit de un amplificator, care transforma marimea variabila emisa de elementul sensibil intr-o marime a carei variatie sa poata fi observata si masurata;
- c) - un instrument indicator, sau inregistrator care permite deplasarea unui indicator in dreptul unei scale gradate (aparat indicator) sau deplasarea unui varf de inregistrare peste o banda de hartie cu miscare uniforma (aparat inregistrator), sau o combinatie de aparat indicator - inregistrator.

Dupa elementul sensibil, ca aparate de uz general pot fi enumerate:

- Termometrele cu dilatare liniara sau cu dilatare diferentiala;
- Termometre cu dilatare volumica;
- Termometre cu bulb de citiremanometrica (termometre cu fluid dilatabil - gaz sau lichid - si termometre cu presiune de vapori);
- Termometre cu termoelemente (cu termocuple);
- Termometre cu rezistenta electrica (cu punte echilibrata si cu punte dezechilibrata);
- Pirometre cu radiatie (optice cu comparatie si optice cu termoelemente).

Dupa natura deplasarii indicatorului, exista:

- Aparatare cu scala cu deplasare liniara a reperului;
- Aparatare cu deplasare unghiulara (cu ac oscilant sau spot luminos);

Caracteristicile de baza ale instrumentelor de masura a temperaturii sunt precizia si sensibilitatea.

Prin precizia unui termometru se intelege valoarea intervalului de temperatura cuprins intre doua diviziuni alaturate ale scalei.

Precizia de gradare a unui termometru este cu atat mai mare cu cat intre doua gradatii alaturate, intervalul de temperatura este mai mic. De exemplu, un termometru cu gradare de 0.01 grd / div. este mult mai precis decat unul cu gradare de 1 grd / div.

Prin sensibilitatea unui termometru se intelege marimea deviatiei indicatorului corespunzatoare la 1 grd variatie a temperaturii. Este de dorit ca sensibilitatea sa fie cat mai mare.

În cazul deplasării liniare a indicatorului cu h , sensibilitatea este data de raportul:

$$E = \frac{uh}{\Delta t} \quad [mm/grad]$$

La instrumentele cu deviație unghiulară, sensibilitatea se exprimă prin raportul:

$$E = \frac{u\{\}}{\Delta t} \quad [grade\ unghi / grad] \text{ sau } [diviziuni / grad]$$

Sensibilitatea poate fi uniformă pe toată scala sau poate depinde de valoarea temperaturii.

1.2. Tipuri uzuale de aparate de măsură a temperaturii

1.2.1. Termometre de sticlă cu lichid

Această categorie de aparate se bazează pe dilatarea în volum a unui lichid, funcție de temperatura.

Dacă V_0 este volumul lichidului la temperatura de 0°C , la temperatura de t volumul va fi :

$$V = V_0(1 + r \cdot t) = V_0 + \Delta V,$$

unde r este coeficient de dilatare volumică a lichidului, definit prin :

$$r = \frac{1}{V_0} \left(\frac{\Delta V}{\Delta t} \right) \quad [grad^{-1}]$$

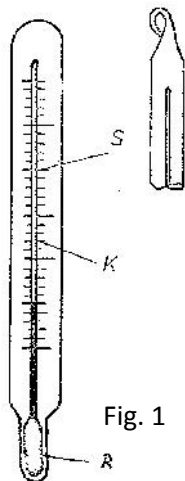


Fig. 1

Un termometru cu lichid este format din (fig.1): rezervorul R de lichid dilatabil, capilarul K cu secțiunea W , scala S gradată în unități de temperatura.

La termometrele cu imersie parțială se indică de obicei pe spatele scalei gradate, adâncimea de imersie care trebuie respectată în timpul măsurătorilor. Termometrele cu imersie totală au mențiunea pe spatele scalei, se recunosc după prezenta unui sistem de agățare în partea superioară (un carlig de prindere).

După clasa de precizie, termometrele se clasifică în termometre de laborator și termometre tehnice sau industriale.

Dilatarea ΔV a volumului lichidului din rezervor este corespunzătoare volumului de lichid din capilar, adică:

$$\Delta V = V_0 \cdot r \cdot \Delta t = \Omega \cdot uh,$$

unde sensibilitatea este dată de

$$E = r \cdot \frac{V_0}{\Omega} = \frac{uh}{\Delta t}$$

Se observă că sensibilitatea este cu atât mai mare cu cât rezervorul R are volumul mai mare și cu cât secțiunea a capilarului K este mai mică și depinde de valoarea coeficientului de dilatare în volum. Sensibilitatea E este uniformă pe toată scala dacă este constant în intervalul de temperaturi măsurate cu termometrul respectiv și când capilarul K este calibrat uniform pe toată lungimea.

Verificarea termometrelor cu lichid

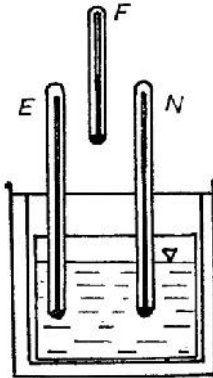


Fig.2

Verificarea unui termometru cu lichid (E), se face cu ajutorul unui termometru de precizie N , considerat etalon. În vasul termostatic V_T se găsesc ambele termometre N și E (fig.2). Datorită diferenței de dilatare a sticlei și a lichidului apar erori de indicație dacă corpul termometrului are o temperatură care diferă de temperatura de etalonare. Temperatura corpului este indicată de termometrul F .

Notatii:

t'_N = temperatura indicată de termometrul etalon ($^{\circ}\text{C}$);

t'_E = temperatura indicată de termometrul supus verificării ($^{\circ}\text{C}$);

t_N, t_E - temperaturile corectate indicate de cele două termometre N și E ($^{\circ}\text{C}$);

t_F = temperatura medie a sticlei termometrului și a lichidului din capilar.

Corectarea coloanei de lichid

$$t_N = t'_N + n \cdot \chi (t'_N - t_F); \quad t_E = t'_E + n \cdot \chi (t'_E - t_F)$$

unde n = numărul de diviziuni ale scalei din afara lichidului din vas;

χ = coeficientul relativ de dilatare sticlă/ lichid de măsură

$$\chi = 1/6100 \text{ pentru sticlă/mercur};$$

$$\chi = 1/1000 \text{ pentru sticlă/alcool sau sticlă/toluen}$$

Eroarea absolută

$$\Delta t_a = t_E - t_N \quad [^{\circ}\text{C}];$$

Eroarea relativă procentuală

$$\Delta t_r = (t_E - t_N) \cdot 100/t_N \quad [\%]$$

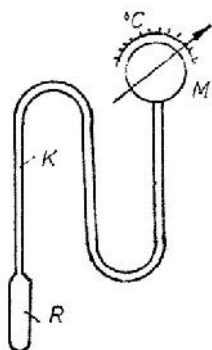


Fig.3

1.2.2. Termometre manometrice (cu bulb)

Sunt aparate cu citire la scala unui manometru gradat in grade de temperatura. Se realizeaza dupa doua principii deosebite:

- termometre cu dilatare si citire manometrica;
- termometre cu presiune de vapori.

Constructia de principiu a ambelor tipuri este asemanatoare si este reprezentata in fig.3. *R* este rezervorul cilindru (bulb) in care se gaseste fluidul sensibil, *K* este un capilar iar *M* un manometru cu scala gradata in °C.

1.2.2.1. Functia termometrului cu dilatare

Bulbul *R*, capilarul *K* si capsula elastica a manometrului *M* sunt pline cu lichid sau gaz cu un coeficient de dilatare cat mai constant posibil in domeniul de temperaturi de masurat.

La temperatura de 0°C presiunea din sistem este p_0 . La temperatura t presiunea va fi:

$$p = p_0 + \Delta p = p_0 \cdot (1 + s \cdot t),$$

unde $s = \frac{1}{p_0} \left(\frac{\Delta p}{\Delta t} \right)_v$ este coeficientul de compresibilitate izocora a fluidului masurat.

In cazul in care termometrul este umplut cu un gaz (considerat ca gaz perfect), este constant, de unde (legea lui Charles),

$$\frac{p}{p_0} = \frac{T}{T_0}.$$

De obicei termometrele manometrice sunt de tip industrial cu o precizie de masura relativ redusa (1 div = 5°C).

Sensibilitatea

$$E = \frac{d\xi}{dt} = f(p) \cdot \frac{dp}{dt} = f(p) \cdot p_0 \cdot s$$

fiind un produs dintre sensibilitatea manometrului $\left(\frac{d\xi}{dt} = f(p) \right)$ si sensibilitatea

fluidului de lucru $\frac{dp}{dt} = p_0 \cdot s$.

1.2.2.2. Termometre cu presiune de vapori cu citire manometrica

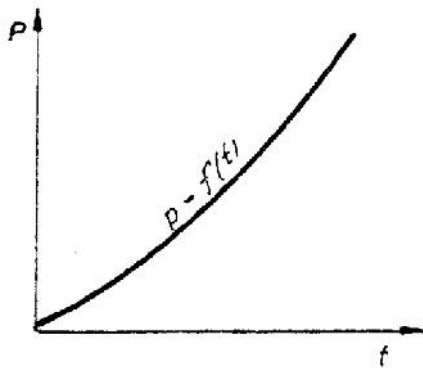


Fig.4

Elementul sensibil este constituit din vaporii umezi ai lichidului de masura (amestec de lichid saturat si de vapori saturati). Dependenta dintre presiune si temperatura este ilustrata in fig. 4. Bulbul (rezervorul) *R* este umplut partial cu lichid volatil iar restul rezervorului precum si capilarul si capsula manometrului sunt pline cu vaporii saturati ai fluidului. Daca temperatura creste, o parte din lichid se vaporizeaza si mareste presiunea din spatiul de vapori provocand deviatia acului manometrului. Precizia este asemanatoare cu a termometrelor manometrice cu dilatare. Sensibilitatea este de obicei neuniforma.

$$E = \frac{d\zeta}{dt} = \frac{d\zeta}{dp} \cdot \frac{dp}{dt} = f(p) \cdot f(t),$$

unde $f(p)$ reprezinta sensibilitatea manometrului iar $f(t)$ sensibilitatea elementului sensibil. Dupa fig. 4 se observa ca sensibilitatea creste o data cu cresterea temperaturii (datorita formei curbei $p = f(t)$).

1.2.3. Termometre cu termoelemente (cu termocuple)

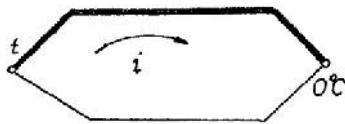


Fig.5

Termocuplul sau termoelementul este un ansamblu format din doua sarme din metale diferite sudate la ambele capete (fig. 5).

Daca una din suduri (sudura rece) este mentinuta la temperatura de 0°C iar cealalta sudura la temperatura t ($t > 0$) (sudura calda), in circuit apare un curent termoelectric (i) (efectul Peltier-Thomson), dependent de temperatura t si de natura termocuplului. Daca e este tensiunea termoelectromotoare care provoaca aparitia curentului i in circuitul cu rezistenta R , $\left(i = \frac{e}{R}\right)$, tensiunea termoelectromotoare va depinde de temperatura dupa o relatie de forma:

$$e_t = at + bt^2,$$

unde a si b sunt constante dependente de natura termocuplului.

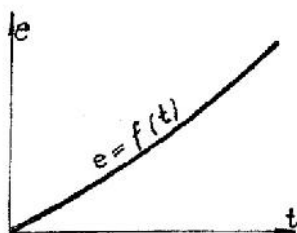


Fig. 6

Funcția $e = f(t)$ este reprezentata in fig. 6. Punerea in evidenta a curentului termoelectric se poate obtine prin montajul din fig. 7, unde mV este un microampermetru montat pe una din sarme. Daca r_i este rezistenta interna a instrumentului, r_L este rezistenta "de linie" a firelor de legatura iar r_T este rezistenta termocuplului,

$$e = r_i \cdot i + (r_L + r_T) i = U + R_{ext} \cdot i$$

unde U este caderea de tensiune la bornele milivoltmetrului (cu scala gradata in milivolti) iar $R_{ext.}$ este rezistenta externa a circuitului ($r_L + r_T$).

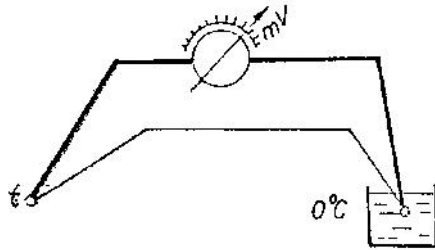


Fig. 7



Fig. 8

Daca instrumentul se leaga in locul sudurii reci (fig. 8) acesta va avea temperatura t_0 a mediului in care se afla instalatia. In acest caz, daca se noteaza cu diferenta de temperatura dintre cele doua suduri ale termocuplului ($t = t - t_0$), tensiunea termoelectromotoare ce ia nastere datorita acestei diferente de temperatura va fi exprimata prin relatia:

$$e = f(t) = a' \cdot t + b' \cdot t^2 = A + Bt + Ct^2,$$

Pentru montajul din fig. 7 ($t_0 = 0^\circ C$), curba $e = f(t)$ este obtinuta prin translataie spre stanga cu distanta t_0 a curbei $e = f(t)$ de mai sus. Pentru temperature $t = t - t_0$, tensiunea termoelectromotoare va fi:

$$e_t = e + u_e = e + t_0$$

Cele prezentate mai sus sunt redade in fig. 9.

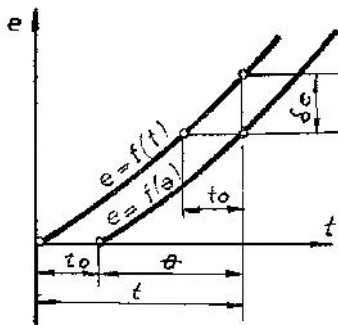


Fig. 9

Daca se obtine curba e se poate trasa apoi, prin translataie spre stanga cu t_0 a curbei $e = f(t)$.

Este evident ca daca se lucreaza cu montajul din fig. 7 ($t_0 = 0^\circ C$), forta termoelectromotoare corespunzatoare temperaturii $t = t - t_0$ va fi mai mare decat aceea determinata cu montajul din fig. 8 pentru aceeasi temperatura t , cu cantitatea

$$u_e = a' \cdot t + b' \cdot t_0(2 \cdot t + t_0)$$

Precizia de gradare este exprimata prin raportul $\frac{grad}{diviziune}$ si este de obicei aceeaasi pentru toata scala.

Sensibilitatea montajului

$$E = \frac{d\{ \}}{dt} = \frac{dn}{dt} = \frac{dn}{de} \cdot \frac{de}{dt},$$

unde $\frac{dn}{de}$ este sensibilitatea electrica a instrumentului pentru instrumentele magnetoelectrice (cu magnet permanent); sensibilitatea este de obicei constanta: $\frac{dn}{de} = K$; $\frac{de}{dt}$ este sensibilitatea termocuplului. Prin diferentierea tensiunii electromotoare in raport cu temperatura se obtine: $\frac{de}{dt} = a + 2b \cdot t$ de unde sensibilitatea montajului rezulta:

$$E = \frac{dn}{dt} = K(a + 2b \cdot t) \quad \left[\frac{\text{diviziuni}}{\text{grade}} \right]$$

Sensibilitatea creste linear cu temperatura.

1.2.4. Termometre cu rezistenta electrica

Rezistenta electrica R a unui conductor variaza in functie de temperatura dupa o ecuatie de forma:

$$R = R_0(1 + a \cdot t + b \cdot t^2)$$

unde R_0 este rezistenta conductorului electric la temperatura de $0^\circ C$ iar a si b sunt constante dependente de natura materialului termorezistentei. La termometrele cu rezistenta variabila, elementul sensibil este termorezistenta (de obicei un fir calibrat din cupru sau platina bobinat intr-un singur strat pe o bagheta izolanta astfel ca spirele vecine sa nu faca contact electric). In fig. 10 este reprezentata dependenta dintre rezistenta si temperatura.

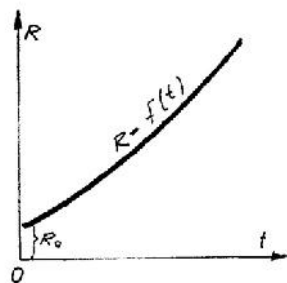


Fig.10

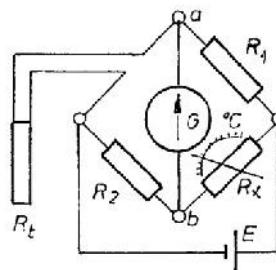


Fig.11

Termorezistenta este montata intr-o punte Whestone echilibrata sau dezechilibrata.

Determinarea temperaturii cu puntea echilibrata este folosita in special la masurari de laborator. Schema de principiu este ilustrata in fig. 11. Puntea este alcatuita din doua rezistente fixe (R_1 si R_2), termorezistenta variabila R_t si o rezistenta reglabila R_x . Pe o diagonala puntea este alimentata de o sursa de energie electrica E , iar pe cealalta diagonala ($a-b$) este montat un galvanometru sensibil G . Conditia de echilibru a puntii (prin G sa nu treaca curent electric) este ca $U_a = U_b$. Rezistenta variabila (termorezistenta R_t) este de obicei montata in opozitie cu rezistenta reglabila R_x . Echilibrul se realizeaza daca satisface egalitatea:

$$R_t \cdot R_x = R_1 \cdot R_2 = K \quad \text{sau} \quad R_x = \frac{K}{R_t}$$

Cresterea rezistenței R_t este compensată prin micșorarea rezistenței variabile R_x care posedă o scară gradată în grade de temperatură. Montajul este echilibrat la temperatura de 0°C , indicatorul rezistenței sta pe diviziune 0. Prin introducerea termorezistenței în mediul cu temperatura t , aceasta mărindu-și valoarea față de R_0 va dezechilibra puntea (între a și b va apărea o diferență de potențial electric care provoacă devierea acului galvanometrului G). Prin manipularea rezistenței variabile R_x se readuce acul la zero (citire de zero) și se citește valoarea temperaturii în dreptul reperului R_x .

Galvanometrul este un instrument foarte sensibil față de trepidatii. Pentru măsuratori tehnice se preferă să se folosească punți dezechilibrate.

Puntea este echilibrată la temperatura de 0°C sau 20°C . Prin creșterea rezistenței R_t , între a și b apare o diferență de potențial electric U_G cu atât mai mare cu cât crește mai mult R față de R_0 ;

$$U_G = V_a - V_b = R_t \cdot i_1 - R_x \cdot i_2 = R_G \cdot i_G$$

Pentru determinarea ecuației

$$R_t = f(t) = R_0(1 + a \cdot t + b \cdot t^2)$$

este necesar să se determine numai două necunoscute: a și b dependente de natura rezistenței. Sunt necesare numai două puncte, cunoscând R_0 , dacă se măsoară rezistența R pentru două temperaturi t_1 și t_2 se obține sistemul de două ecuații:

$$R_1 = R_0(1 + a \cdot t_1 + b \cdot t_1^2),$$

$$R_2 = R_0(1 + a \cdot t_2 + b \cdot t_2^2),$$

Dacă notăm: $X_1 = \frac{1}{t_1} \left(\frac{R_1}{R_0} - 1 \right)$ și $X_2 = \frac{1}{t_2} \left(\frac{R_2}{R_0} - 1 \right)$,

Sistemul devine:

$$a + b \cdot t_1 = X_1$$

$$a + b \cdot t_2 = X_2$$

și are ca soluții:

$$a = \frac{X_1 \cdot t_2 - X_2 \cdot t_1}{t_2 - t_1}; \quad b = \frac{X_2 - X_1}{t_2 - t_1}$$

2. INSTALATIA DE LABORATOR

Este prezentata in fig. 12.

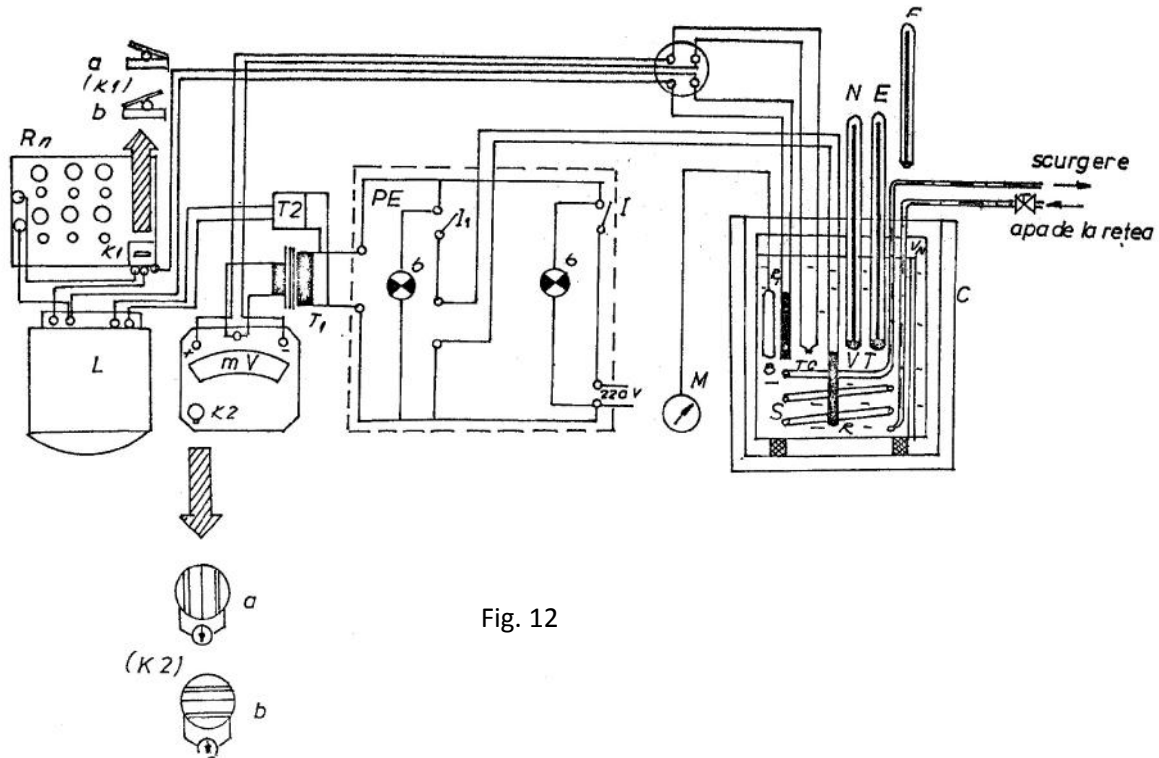


Fig. 12

Poate fi urmarita cu ajutorul legendei de mai jos:

V_T = vas termostatic pentru etalonare in care se gasesc:

N - termometrul etalon; E - termometrul de etalonat; F - termometrul pentru capilar; R_T - termorezistenta variabila; T_c - termocuplul; B - rezervorul (bulbul) manometrului M ; V_v - conducta de preaplin. Vasul este izolat termic prin camera C . Legaturile electrice ale termocuplului si ale termorezistentei sunt legate la o cutie (placa) de conexiuni; S - serpentina pentru apa de racire; r - robinetul pentru inchis si deschis circuitul apei de racire; PE - pupitrul de comanda; b - becurile de control ale alimentarii electrice; I - intrerupatorul general; I_1 - intrerupatorul incalzitorului R .

Grupul de control la distanta al elementelor sensibile:

M - manometrul termometrului; mV - milivoltmetrul termocuplului T_c cu transformatorul $T_1 \left[\frac{220}{6} V \right]$ pentru aportul luminos indicator si cu comutatorul K_2 de blocaj al milivoltmetrului; L - logometrul termorezistentei R_T cu alimentatorul T_2 ($6V$ c.c.) stabilizat cu cutia de rezistenta in decade (R_n) si cu comutatorul K_1 de legatura a logometrului cu termorezistenta R_T (pozitia a) sau cu cutia de rezistenta (pozitia b).

Obs.: cu comutatorul K_1 se substituie rezistența variabilă R_t prin rezistența în decade R_n (măsură rezistenței prin substituție). Sagetile hasurate atrag atenția asupra comutatoarelor K_1 și K_2 .

Alimentatorul T_2 poate fi un redresor stabilizat sau baterie.

3. EFECTUAREA LUCRĂRII

3.1. Se controlează starea tehnică a instalației, în vasul de încălzire V_T să fie apă suficientă, cele două întrerupătoare de pe tabloul de comandă să fie apăsată pe capatul inferior, cutia R_n cu rezistențe în decade să arate o rezistență de 110 - 120 ohmi, starea tehnică a racordurilor electrice, starea tehnică a grupului de măsură montat pe puntea de deasupra vasului termostatic V_T , etc..

3.2. Se scot capacele vasului termostatic, se introduce cordonul de alimentare în priză și se apasă partea de sus a întrerupătorului I (rețea). Becul de deasupra se aprinde. Pe scala milivoltmetrului apare pata luminoasă, acul logometrului arată o indicație oarecare. Dacă apare pata luminoasă se va controla dacă cordonul transformatorului T_1 este introdus în priză de sus din stanga "scala instrumente". Dacă apar defecțiuni se avertizează cadrul didactic îndrumător.

3.3. Reglajul gradatiei inițiale a milivoltmetrului mV: se scoate unul din cele două fire legate la bornele + și - și se rotește comutatorul K_2 al milivoltmetrului pe poziția de lucru (poz. a din fig. 13).

Se rotește surubul de aducere la zero (cu foarte multă finețe și răbdare) iar dacă nu se poate aduce reperul la zero el poate fi lăsat la o gradatie cât mai apropiată de zero. Se notează gradatia inițială cu n_0 diviziuni (va intra în calculele de corecție). Se schimbă comutatorul K_2 în poziția b (pentru protecția instrumentului contra socurilor) se montează la loc firul desfăcut mai înainte și se pune K_2 iar în poziția a de lucru (a nu se lovește milivoltmetrul în timpul lucrării).

3.4. Măsurarea rezistenței conductorului de legătură din circuitul termorezistenței: se apasă capatul din stanga al comutatorului K_1 de pe cutia de rezistențe în decade (poz. b) prin această cutie este legată la instrument în locul termorezistenței. Se manevrează butoanele cutiei ($R_{x0,1}$; R_{x1} și eventual R_{x10} ohmi) până ce acul logometrului se va fixa exact pe diviziunea 0 de pe scala.

Se citește valoarea rezistenței la cutie și se scade valoarea de 100 ohmi a termorezistenței. Diferența este rezistența R_L a legăturilor. R_L se notează pentru a fi luat ulterior în calcul. Apoi se introduce în circuit termorezistența apăsând pe partea dreaptă a comutatorului K_1 (poz. a). Acul se va opri la o temperatură practic egală cu cea arată de termometrele din vasul termostatic.

3.5. Se va măsura temperatura t_0 a milivoltmetrului (punând pe el un termometru de interior). t_0 va fi temperatura sudurii reci a termocuplului care va intra în calculul de corecție.

3.6. Se umple vasul termostatic VT cu apă până la nivelul permis de conductă de preaplin V_v .

3.7. Se citesc și se notează indicațiile inițiale ale aparatelor (în tabla de valori citite).

t'_N = temperatura citită a termometrului etalon N ($^{\circ}C$);

t'_E = temperatura citită la termometrul E de etalonat ($^{\circ}C$);

t'_F = temperatura citită la termometrul F de corecție ($^{\circ}C$);

t'_p = temperatura citită de termometrul M ($^{\circ}C$);

n' = indicația de pe scala milivoltmetrului (div.);

t'_R = temperatura indicată de acul logometrului ($^{\circ}C$);

R' = rezistența circuitului termorezistentei R_T (ohmi).

Obs. Pentru citirea rezistenței R' se va proceda astfel: se notează exact poziția acului; se comută brusc K_1 spre stânga substituindu-se termorezistența prin R_n ; acul va executa un salt și se va opri la o indicație oarecare; prin manevrarea butoanelor cutiei decadale se readuce acul exact în poziția de înainte de comutare. Se pune din nou K_1 în poziția de lucru (spre dreapta), moment în care acul va face cun salt și trebuie să revină exact acolo unde se găsesc după reglajul lui R_n (dacă se observă o diferență de poziție se reia operația). Ultima poziție a lui K_1 este spre dreapta (poz. a). Se citește și se notează valoarea R' a rezistenței.

3.8. Pornirea încălzirii. Se apasă pe partea de sus a întrerupătorului "încalzitor" (I_1) și becul de deasupra lui se aprinde

3.9. Oprirea încălzirii pentru citiri, la o temperatură dorită: încălzirea se oprește cu circa 0,5 grade înainte de valoarea propusă. Când se observă că temperatura stăpânește cel puțin un minut se vor citi și nota în tabel valorile indicate la punctul 7 după care se porneste din nou încălzirea până la atingerea temperaturii următoare.

Obs. Se vor face determinări la temperaturile: $30^{\circ}C$, $40^{\circ}C$, $50^{\circ}C$, $60^{\circ}C$, $70^{\circ}C$ și $80^{\circ}C$. Valorile citite se vor trece în tab.1.

3.10. Perioada finală: după ultima citire, încălzitorul fiind oprit, se deschide robinetul apei de răcire. Se notează din minut temperatura t'_N circa 15 minute după care citirile continuă la intervale de 2 minute până la terminarea ședinței de laborator.

Este de dorit ca temperatura apei sa fie adusa la valoarea de la inceputul lucrarii. Valorile citite se trec in tabelul 2.

3.11. Opiria instalatiei: se apasa pe partea de jos a intrerupatorului general (I), se scoate cordonul electric din priza, se roteste comutatorul K_2 al milivoltmetrului in pozitia "Blocat" (poz. b) si se inchide robinetul apei de racire.

Tabelul 1. Valorile citite la incalzire

Nr. crt.	t'_N [°C]	t'_E [°C]	t'_F [°C]	t_p [°C]	n' [div.]	t_R [°C]	R' [ohmi]
1							
2							
3							
4							
5							
6							

Tabelul 2. Determinarea vitezei de racier

\ddagger	[min.]							
t'_N	[°C]							
$\frac{ut}{u\ddagger}$	$\left[\frac{grd.}{min.}\right]$							

4. PRELUCRAREA DATELOR

4.1. Determinarea temperaturii t_0 cu ajutorul termocuplului

Tensiunea termoelectromotoare se calculeaza cu relatia $e = K \cdot n'$ (K - constanta montajului, in cazul instalatiei de laborator $K = 0,02624$).

In diagrama din fig. 14 se transleaza spre dreapta curba $e = f(t)$ a termocuplului din instalatie, cu distanta t_0 (temperatura mediului ambient) obtinandu-se curba $e = f(n')$ de pe care se poate citi temperatura t (vezi exemplul de pe figura). Valorile obtinute se trec in tabelul 3.

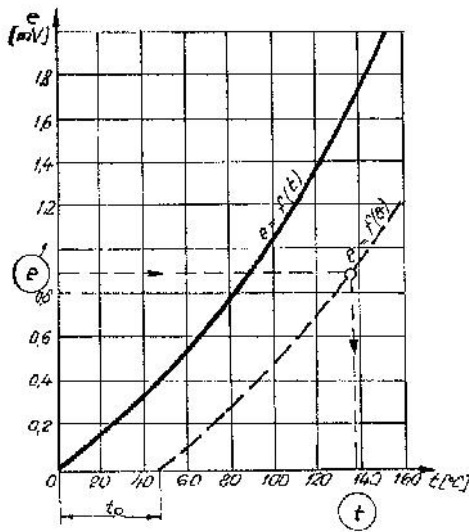


Fig.13

Tabelul 3.

n'	[div.]	
e	[mV]	
t_c	[°C]	

4.2. Calculul temperaturilor corectate t_N si t_E se face cu relatiile:

$$t_N = t'_N + n_N \cdot X \cdot (t'_N - t_F)$$

$$t_E = t'_E + n_E \cdot X \cdot (t'_E - t_F)$$

4.3. Calculul erorilor termometrelor se face

cu ajutorul relatiilor:

$$e_E = \frac{t_E - t_N}{t_N} \cdot 100; e_p = \frac{t_p - t_N}{t_N} \cdot 100; e_R = \frac{t_R - t_N}{t_N} \cdot 100; e_{ic} = \frac{t_c - t_N}{t_N} \cdot 100$$

Unde n_N si n_E reprezinta numarul de diviziuni cuprinse intre nivelul apei din vas si suprafata superioara a coloanei de mercur pentru temperaturile citite la termometrul etalon N respectiv la termometrul de etalonat E .

Rezultatele obtinute se trec in Tabelul 4.

Tabelul 4.

n_N [div.]	t_N [°C]	n_E [div.]	t_E [°C]	e_E [%]	e_p [%]	e_R [%]	e_{ic} [%]

5. Exemplu de calcul

Tabelul cu date citite la incalzire

Nr. crt.	t'_N [°C]	t'_E [°C]	t'_F [°C]	t_p [°C]	n' [div.]	t_R [°C]	R' [ohmi]
1	30	30.5	18	29	12	31	112
2	40	39.7	18	41	16	40.8	115
3	50	50.7	18	51.5	21	49.5	119.5

Tabelul cu date citite la racier

\ddagger [min.]	0	1	2	3	4	5	6
t_N' [$^{\circ}\text{C}$]	51	47	43.2	39.3	35.5	31.5	27.6
$\frac{ut}{u\ddagger}$	$\left[\frac{\text{grd.}}{\text{min.}}\right]$	4	3.8	3.9	3.8	4	3.9

Determinarea temperaturilor cu ajutorul termocuplului

n' [div.]	12	16	21
e [mV]	0.31488	0.41984	0.57728
t_c [$^{\circ}\text{C}$]	32	40.5	51

Tabelul cu date prelucrate

n_N [div.]	t_N [$^{\circ}\text{C}$]	n_E [div.]	t_E [$^{\circ}\text{C}$]	e_E [%]	e_p [%]	e_R [%]	e_{tc} [%]
12	30.02	11.5	30.5	0.16	-0.03	0.03	0.06
22	40.08	20.7	39.77	-0.5	0.05	0.02	0.001
32	50.16	31.7	50.18	0.003	0.03	0.05	0.016

MASURI DE PROTECTIA muncii si a aparaturii

- Instalatia nu prezinta pericol pentru cei ce o manevreaza daca racordurile electrice sunt in stare buna;

- Se va controla starea tehnica a stecherelor, prizelor, conductorilor electrici.

Instalatia este legata la pamant;

- Nu se admit mutari ale aparatelor din instalatie (milivoltmetrul de exemplu este foarte sensibil la socuri);

- Nu se deschide complet robinetul apei de racire, rezistenta hidraulica a serpentinei vasului este destul de mare asa incat presiunea din conducta de alimentare cu apa poate arunca uneori furtunul de pe racordul de intrare in vasul incalzitor;

- La incheierea lucrarii se va avea grija sa se deconecteze instalatia de la reseaua electrica si sa se inchida robinetul apei de racire.

Laboratorul 7

ETALONAREA TERMOCUPLELOR

1. GENERALITATI

Termocuplul este un ansamblu format din doi conductori din metale diferite sudati la ambele capete (fig. 1).

Una din suduri (sudura rece) este mentinuta la o temperatura constanta de 0°C sau de 20°C in scopuri industriale, in timp ce cealalta sudura (sudura calda) este introdus in spatiul a carei temperatura sorim s-o determinam.

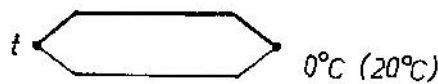


Fig.1

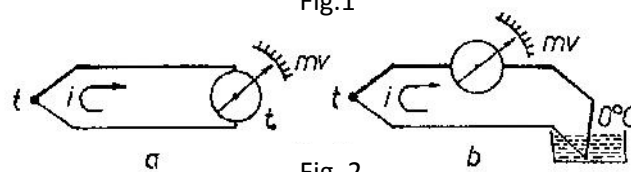


Fig. 2

Din cauza diferentei de temperatura dintre cele doua suduri, in circuit apare un curent termoelectric i (efect Peltier-Thompson) care poate fi pus in evidenta cu ajutorul unui instrument indicator ce poate fi montat fie la extremitatile celor doi conductori (fig. 2a) fie in serie cu unul din conductori (fig. 2b).

In primul caz sudura rece se realizeaza prin conectarea firelor la bornele instrumentului. Acest montaj se utilizeaza in industrie cand temperatura nu variaza prea mult si nu se cer indicatii de precizie ridicata.

In al doilea caz sudura rece se introduce intr-un recipient in care temperatura este mentinuta constanta si egala cu 0°C .

Notam cu e_t tensiunea termoelectromotoare, in milivolti, care apare in circuit datorita diferentei de temperatura t dintre cele doua suduri, cu i curentul termoelectric in miliamperi si cu R rezistenta externa, formata din rezistenta termocuplului (R_T) si a sarmelor de legatura (R_L) iar r , rezistenta interna a aparatului de masura.

Curentul termoelectric este dat de legea lui Ohm:

$$i = \frac{e_t}{R_T} = \frac{e_t}{R_{ext.} + r}, \quad (1)$$

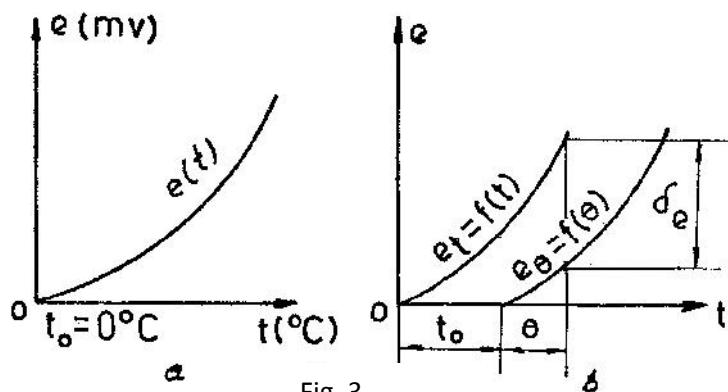


Fig. 3

$$e_t = i \cdot R_{ext.} + i \cdot r,$$

$$r_{ext.} = R_L + R_T$$

(2)

Produsul $i \cdot r = u$ reprezintă caderea de tensiune pe rezistența instrumentului iar $i \cdot R_{ext.}$ reprezintă caderea de tensiune pe restul circuitului.

Tensiunea termoelectromotoare e depinde de diferența de temperatură dintre cele două suduri.

Determinând experimental dependența lui e față de t (curba de etalonare), cu schema din figura 2b se obține o curbă de natură parabolică (fig. 3a) și care reprezintă algebric o ecuație de forma:

$$e_t = at + bt^2 = f(t). \quad (3)$$

Tensiunea termoelectromotoare e depinde de natura materialelor conductorilor (prin coeficienții a , b) și de temperatura, însă este independentă de rezistența circuitului.

Cuplând relațiile (2) și (3) vom obține:

$$f(t) = e_t = i \cdot R_{ext.} + u. \quad (4)$$

Dacă

$$u = i \cdot r \text{ sau } i = \frac{u}{r} \quad (5)$$

și rezulta:

$$f(t) = e_t = \frac{u}{r} \cdot R_{ext.} + u = u \left(\frac{R_{ext.}}{r} + 1 \right). \quad (6)$$

În relația (6) se măsoară rezistența circuitului exterior $R_{ext.}$, se citește pe cadranul aparatului rezistența sa internă r sau eventual se măsoară, iar caderea de tensiune pe aparat u se citește direct la aparat, în milivolti, instrumentul indicator fiind un milivoltmetru.

Dacă instrumentul de leagă în locul sudurii reci (fig. 2a) acesta va avea temperatura t_0 a mediului în care se află instalația. În acest caz „ t ” = $t - t_0$ este diferența de temperatură dintre cele două suduri ale termocuplului care creează tensiunea termoelectromotoare.

$$e_n = a_n + b_n \cdot t_n^2 = A + Bt + Ct^2. \quad (7)$$

Curba $e_t = f(t)$ este obtinuta prin translatia spre stanga cu distanta t_0 a curbei $e_n = f(t_n)$ (fig. 3b).

Pentru temperatura $t = t_n + t_0$ tensiunea termoelectromotoare e_t va fi:

$$e_t = e_n + u_e = e_{n+t_0}$$

Curba $e_t = f(t)$ o putem obtine in laborator cu montajul din fig. 2a (temperatura t_0 fiind temperatura milivoltmetrului determinata cu un termometru de camera).

Vom lua doua valori t_1, t_2 , pentru care corespund doua valori t_{n1}, t_{n2} putand masura e_{n1} si e_{n2} . Vom forma un sistem de doua ecuatii:

$$e_{n_i} = a_{n_i} + b_{n_i} \cdot t_{n_i}^2; \quad i = 1, 2$$

din care se determina necunoscutele a si b .

Procedul de etalonare consta deci in mentinerea sudurii calde la temperaturi cunoscute t , sudura rece fiind t_0 si citindu-se diversele valori u , se calculeaza e .

Se pot determina astfel cele doua constante a si b deci si curba $e_t = f(t)$.

Observatie:

Daca se va utiliza montajul din fig. 2b, constantele a si b se vor determina folosind sistemul de doua ecuatii:

$$e_{t_i} = at_i + bt_i^2; \quad i = 1, 2$$

2. APARATURA DE LABORATOR

Instalatia experimentală este reprezentată în schema din fig. 4.

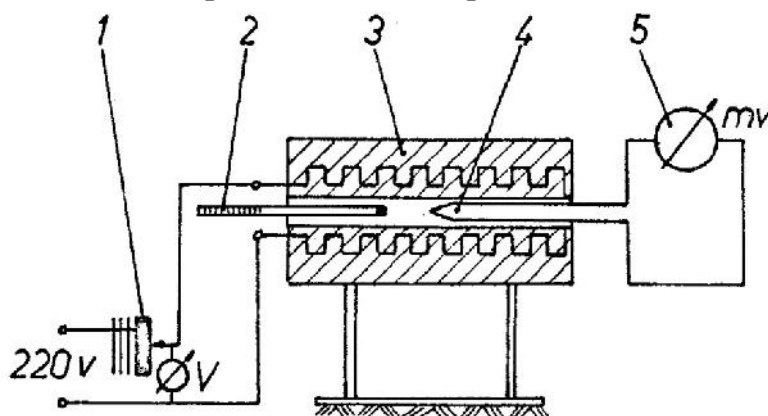


Fig. 4

- 1- Autotransformator, 2- Termometru cu mercur, 3 – Cuptor tubular cu temperatura comandată, 4 – Termocuplu, 5 – milivoltmetru.

3. EFECTUAREA MASURATORILOR

Se verifica daca instalatia este legata dupa schema si daca cursorul autotransformatorului sta la zero. Se introduce cordonul de alimentare a autotransformatorului la priza si se roteste cursorul in sensul acelor ceasornicului, pana ce voltmetrul V indica o tensiune U_1 cu care este alimentata rezistenta cuptorului. Caldura dezvoltata de rezistenta cuptorului serveste la incalzirea acestuia.

Prin incalzire cuptorul cedeaza caldura catre mediul ambiant. In momentul stabilizarii regimului, caldura dezvoltata de rezistenta cuptorului este egala cu caldura cedata mediului ambiant.

Stabilizarea se constata urmarind variatia temperaturii indicata de termometrul t citita la intervale de 5 minute. Daca la trei citiri succesive temperatura ramane constanta, se considera regimul ca fiind permanent si se pot face citirile exacte ale temperaturii, indicate de termometrul 2, precum si a tensiunii u indicata de instrument. Se repeta operatia rotind cursorul autotransformatorului pana ce voltmetrul va indica o tensiune U_2 si dupa stabilizarea regimului se vor face citirile temperaturii t indicate de termometrul 2 si a tensiunii milivoltmetrului 5.

Se vor face cel putin doua citiri dupa care instalatia se va opri (cursorul transformatorului se aduce la zero si se scoate cordonul electric din priza).

Rezultatele citirilor se trec intr-un tabel de forma urmatoare:

Nr. crt.	U (v)	t ($^{\circ}C$)	t_0 ($^{\circ}C$)	θ ($^{\circ}C$)	u (mV)	e_r (mV)
1						
2						

Cu cele doua valori t_1 si t_2 se calculeaza valorile θ_1 si θ_2 si se formeaza sistemul:

$$e_i = a_{\theta_i} + b_{\theta_i}^2, \text{ valorile } e_i \text{ se iau din tabel.}$$

Rezolvarea sistemului duce la determinarea celor doua constante a si b si implicit a curbei $e_i = f(t)$.

Exemplu de calcul:

Nr. crt.	U (v)	t ($^{\circ}C$)	t_0 ($^{\circ}C$)	θ ($^{\circ}C$)	u (mV)	e_r (mV)
1	5	75	25	50	2.4	2.64
2	15	160	25	135	6.4	7.04

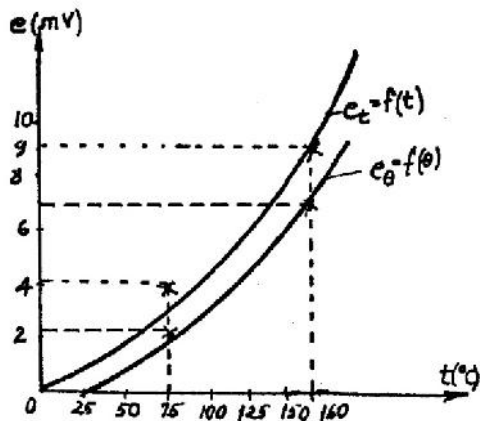


Fig. 5

$$e_{(t)} = at + bt^2 \text{ (fig. 4).}$$

$$e(t) = u \left(\frac{R_{ext.}}{r} + 1 \right) \text{ unde } R_{ext.} = 0.5, \\ r = 5$$

S-a rezolvat apoi sistemul $e_i(n) = a_{n_i} + b_{n_i}^2$, unde $n_i = t_i - t_0$, $t_0 = 25^\circ C$ si s-au obtinut urmatoarele valori:

$$a = 0.051115 \\ b = 0.0000337$$

Cu aceste valori se poate trasa curba de etalonare

4. PROTECTIA MUNCII

Se va controla starea tehnica a stecherelor, prizelor si a conductorilor electrici. Se va controla daca instalatia este pusa la pamant prin firul de masa.

Lucrarea trebuie efectuata numai dupa ce echipa cunoaste foarte bine instalatia si efectuarea determinarilor. Orice modificare in schema electrica a instalatiei va fi realizata cu aprobarea cadrului didactic indrumator.

La oprirea lucrarii se va intrerupe alimentarea cu energie electrica.

Seminarul 1

SIMBOLURI UTILIZATE I UNITATI DE MASURA ÎN S. I.

m [kg]- masa; M [kg/kmol] - masa molar ; n [kmol] - cantitatea de substanță .
 t [$^{\circ}$ C] - temperatura relativ ; T [K] - temperatura absolut .
 $R=8314$ [J/kmol K] – constant general (universal) a gazelor.
 $V_M=22,414$ [Nm³/kmol] - volumul molar al unui kmol.
 A, S [m²] - arie, sec iune.
 I [J] - entalpie; i - [J/kg]- entalpie specific .
 c [J/kg K] - capacitate caloric specific (caldur specific) .
 c $\left|_{t_1}^{t_2}\right.$ [J / kgK] - capacitate caloric specific medie.
 c_M [J/kmol K} – capacitate caloric specific molar .
 c_V [J/kg K] - capacitate caloric la volum constant.
 c_p [J/kg K] - capacitate caloric la presiune constant .
 L [J] - lucru mecanic; l [J/kg] - lucru mecanic specific.
 c, w, u [m/s] - vitez ; l [m] - lungime.
 C [J/K] - capacitate caloric .
 d [m] - diametru ; d_e [m] - diametru echivalent.
 E [J] – energie; e [J/kg] - energie specific .
 Ex [J] - exergie ; ex [J/ kg] – exergie specific .
 \dot{m} [kg/s] - debit masic.
 F [N] - for ; n - indicele transform rii politropice(exponent politropic).
 g [m/s²] - accelera ie gravita ional ; n [rot/mîn] - tura ie.
 H_i [J/kg] - putere caloric inferioar a combustibilului.
 H_s [J/kg] - putere caloric superioar a combustibilului.
 p [Pa, N/m²] - presiune ; p_B [Pa, N/m²] - presiune barometric .
 p_d [Pa, N/m²] – presiune dinamic ; p_s [Pa, N/m²] – presiune static .
 β [1/K] - coeficient de dilatare termic ; β_v - coeficient de debit.
 P [W] - putere ; β_v [1/K] - coeficient de dilatare volumic ; exponent adiabatic.
 δ [m] - grosime.
 Q [J] – caldur ; \dot{Q} [W] - flux termic; \dot{q} [W/m²] - densitatea fluxului termic.
 ϵ - eficien frigorific .
 r, l_v [J/kg] - caldur de vaporizare(condensare).
 r [J /kgK] - costant specific a gazului.
 η_t - - randament termic ; η_c - randamentul ciclului Carnot; η_i - randament îndicat.

η_a - randament adiabatic; η_m - randament mecanic; η_e - randament electric.

S [J/K] - entropie; s [J/kg K] - entropie specifică .

U [J] - energie internă ; u [J/kg] - energie internă specifică .

V [m³] - volum; v [m³/kg] - volum specific; \dot{V} [m³/s] - debit volumic.

μ [kg/m·s] - vâscozitate dinamică ; $\hat{\mu}$ [m²/s] - vâscozitate cinematică .

μ_i - coeficient de participare la masă ; $\hat{\mu}_i$ - coeficient de participare la volum .

ν - raport de presiune ; ρ [kg/m³] - densitate.

τ [N/m] - tensiune superficială ; t [s] - timp; ω [rad/s] - viteză unghiulară .

Problema 1.1

La presiunea $p=3$ bari și temperatura $t=100$ °C, o cantitate de H₂ ocupă volumul $V=5$ m³. Se cer:

a. Cantitatea de H₂ în kg, kmoli și Nm³;

b. Constantă specifică r a hidrogenului și densitatea sa;

c. Caldurile specifice c_{p0} și c_{v0} ale hidrogenului la temperatura de 0°C;

($M_{H_2}=2$ kg/kmol, $\gamma=1,4$).

Rezolvare:

$$\mathbf{a.} \quad m = \frac{pVM}{RT} = \frac{3 \cdot 10^5 \cdot 5 \cdot 2}{8314 \cdot 373} = 0,967 \text{ kg}$$

$$n = \frac{m}{M} = \frac{0,967}{2} = 0,484 \text{ kmol}$$

$$V_N = n \cdot V_M = 0,484 \cdot 22,4 = 10,835 \text{ Nm}^3$$

$$r = \frac{R}{M} = \frac{8314}{2} = 4157 \text{ J/kgK}$$

b.

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{p}{rT} = \frac{3 \cdot 10^5}{4157 \cdot 373} = 0,193 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{p0} = \frac{\gamma \cdot r}{\gamma - 1} = \frac{1,4 \cdot 4157}{1,4 - 1} = 14549,5 \text{ J/kgK}$$

c.

$$c_{v0} = \frac{c_p}{\gamma} = \frac{14549,5}{1,4} = 10392,5 \text{ J/kgK}$$

Problema 1.2

Presiunea atmosferică citită la un barometru cu mercur este de 745 mmHg. Să se exprime valoarea acestei presiuni în mm H₂O, kgf/m², kgf/cm², atm, at și bar.

Rezolvare:

Se utilizează relația: $p = \rho \cdot g \cdot h$; pentru exprimare în mm H₂O, se scrie egalitatea :

$$p_b = \rho_{Hg} \cdot g \cdot h_{Hg} = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot h_{H_2O}$$

$$h_{H_2O} = h_{H_g} \cdot \frac{\dots_{H_g}}{\dots_{H_2O}} = 745 \cdot \frac{13,6 \cdot 10^3}{10^3} = 10132 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Deci: $p_b = 10132 \text{ mm H}_2\text{O} = 10132 \text{ kgf/m}^2 = 1,0132 \text{ kgf/cm}^2$

Dar $1 \text{ atm} = 760 \text{ mm Hg}$, rezult c :

$$p_b = 745 \text{ mmHg} = \frac{745}{760} \text{ atm} = 0,98 \text{ atm}$$

iar

$$1 \text{ at} = 1 \text{ kgf/cm}^2 : p_b = 745 \text{ mmHg} = 1,0132 \text{ at}$$

$$p_b = \dots \cdot g \cdot h = 13,6 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 745 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 99394,92 \text{ N/m}^2$$

Problema 1.3

C ldura specific real a aerului, între temperaturile 0°C i 1500°C , este dat de rela ia:

$$C_{pt} = a + bt + ct^2 = 28,882 + 5,0124 \cdot 10^{-3} \cdot t + 3,85 \cdot 10^{-7} t^2 \text{ kJ/kmolK}$$

tiind c $M=28,69 \text{ kg/kmol}$, s se calculeze:

- Constant specific r a gazului;
- C ldura specific medie \bar{c}_p între $t_1=500^\circ\text{C}$ i $t_2=800^\circ\text{C}$;
- Valoarea medie a exponentului adiabatic între t_1 i t_2 .

Rezolvare:

$$\text{a. } r = \frac{R}{M} = \frac{8314}{28,96} = 287 \text{ J/kgK}$$

$$\text{b. } \bar{C}_p \Big|_0^t = a + \frac{b}{2}t + \frac{c}{3}t^2 = 28,882 + \frac{5,0124}{2} \cdot 10^{-3}t + \frac{3,85}{3} \cdot 10^{-7}t^2 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{C}_p \Big|_0^{500} = 30,167 \text{ kJ/kmolK}; \bar{c}_p \Big|_0^{500} = \frac{\bar{C}_p \Big|_0^{500}}{M} = \frac{30,167}{28,96} = 1,042 \text{ kJ/kgK};$$

$$\bar{C}_p \Big|_0^{800} = 30,969 \text{ kJ/kmolK}; \bar{c}_p \Big|_0^{800} = \frac{\bar{C}_p \Big|_0^{800}}{M} = \frac{30,969}{28,96} = 1,069 \text{ kJ/kgK};$$

$$\bar{c}_p \Big|_{500}^{800} = \frac{1,069 \cdot 800 - 1,042 \cdot 500}{800 - 500} = 1,114 \text{ kJ/kgK}$$

$$\text{c. } \bar{c}_v \Big|_{500}^{800} = \bar{c}_p \Big|_{500}^{800} - r = 1,114 - 0,287 = 0,827 \text{ kJ/kgK}$$

$$\gamma = \frac{\bar{c}_p \Big|_{t_1}^{t_2}}{\bar{c}_v \Big|_{t_1}^{t_2}} = \frac{1,114}{0,827} = 1,347$$

Problema 1.4

Într-o butelie de volum $V=20\text{dm}^3$ se găsește azot la presiunea $p_1=5\text{bari}$ și temperatura $t_1=20^\circ\text{C}$. Să se determine starea finală (p_2, t_2), știind că butelia primește în integrală căldura de la un încălzitor electric de putere $P=500\text{W}$, timp de un minut ($c_p=1,039\text{kJ/kgK}$; $c_v=0,742\text{kJ/kgK}$).

Rezolvare:

Constanta specifică a azotului este:

$$r = c_p - c_v = (1,039 - 0,742) \cdot 10^3 = 297\text{J/kgK}$$

Cantitatea de azot din butelie este:

$$m = \frac{p_1 \cdot V}{r \cdot T_1} = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{297 \cdot 293} = 0,115\text{kg}$$

Căldura primită de gaz la volum constant va fi:

$$Q = P \cdot t = m \cdot c_v (t_2 - t_1)$$

Rezultat temperatura t_2 :

$$t_2 - t_1 < \frac{P \cdot t}{m \cdot c_v} \Rightarrow 20 < \frac{500 \cdot 60}{0,115 \cdot 742} \Rightarrow 371,9^\circ\text{C}$$

$$T_2 - T_1 < T_0 \Rightarrow 371,9 < 273 \Rightarrow 644,9\text{K}$$

Presiunea finală a gazului este:

$$p_2 - p_1 \approx \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow 5 \approx \frac{644,9}{293} \Rightarrow 11\text{bari}$$

Problema 1.5

Buteliile normale, utilizate pentru înmagazinarea oxigenului, au capacitatea de 40 l, încărcatura fiind de 6Nm^3 (sau m^3N).

a. Care este presiunea în butelia complet încălzită dacă temperatura la locul de depozitare este de 30°C ?

b. Ce cantitate de oxigen poate fi folosită dacă presiunea minimă la care poate fi utilizat oxigenul este de 6 bari, temperatura rămânând constantă la 30°C ?

Rezolvare :

a. Presiunea în butelie va fi :

$$p = p_0 \frac{V_0}{V} \cdot \frac{T}{T_0} = 760 \cdot 133,3 \frac{6}{40 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{303}{273} = 168,7 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\text{adică : } p = 168,7\text{bar}$$

$$b. \quad \Delta m = \frac{p_1 V}{r T} - \frac{p_2 V}{r T} = (168,7 - 6) 10^5 \frac{40 \cdot 10^{-3}}{259,8 \cdot 303} = 8,27\text{kg}$$

Problema 1.6

Cauciucul de pe roata unui autoturism, având un volum interior de $0,013 \text{ m}^3$, se află la pornire la o suprapresiune de 1,9 bar. După 200 km drum, temperatura s-a ridicat în interior, datorită frecărilor, de la 15° C la 30° C .

Se cere :

- masa aerului din cauciuc;
- presiunea aerului la sfârșitul drumului, dacă volumul a crescut ca urmare a dilatării camerei cu 1%;
- suprapresiunea aerului din cameră dacă temperatura exterioară este de 45° C și roata este în repaus, la o dilatare a camerei cu 2%.

Presiunea barometrică este: $p_b = 735 \text{ torr(mmHg)}$.

Rezolvare:

- masa aerului din camera este dată de relația:

$$m = \frac{pV}{rT} = \frac{(735 \cdot 133,3 + 1,9 \cdot 10^5) 13 \cdot 10^{-3}}{287 \cdot (273 + 15)} = 45,3 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

- la sfârșitul drumului, volumul camerei va fi:

$$V_2 = 1,01V_1 = 13,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

iar presiunea totală este:

$$p_2 = \frac{m r T_2}{V_2} = \frac{45,3 \cdot 10^{-3} \cdot 287 \cdot 303}{13,13 \cdot 10^{-3}} = 3 \text{ bari}$$

adică o suprapresiune de:

$$\Delta p_1 = p_2 - p_b = 3 - 0,97975 = 2,02 \text{ bari}$$

față de suprapresiunea inițială de 1,9 bari.

- dacă temperatura crește la 45° C , volumul va fi:

$$V_3 = 1,02V_1 = 13,26 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

iar:

$$\Delta p_2 = p_3 - p_b = \frac{m r T_3}{V_3} - p_b = \frac{45,3 \cdot 10^{-3} \cdot 287 \cdot 313}{13,26 \cdot 10^{-3}} - 0,97975 = 2,138 \text{ bari}$$

Problema 1.7

Pe un reșou de putere $P=350 \text{ W}$ se constată că $1,3 \text{ kg}$ apă, având temperatura inițială de 20° C , ajunge la fierbere (100° C), într-un vas acoperit, după 36 minute și 46 secunde. Să se calculeze pierderea procentuală de căldură în acest proces de încălzire ($c=4180 \text{ J/kgK}$).

Rezolvare :

Căldura necesară pentru a ajunge la fierbere este:

$$Q_1 = m \cdot c \cdot (t_2 - t_1) = 1,3 \cdot 4185 \cdot (100 - 20) = 435240 \text{ J}$$

Energia termică furnizată de reșoul electric va fi:

$$Q_2 = P \cdot t = 350 \cdot (36 \cdot 60 + 46) = 772100 \text{ J}$$

Căldura pierdută este:

$$Q = Q_2 - Q_1 = 772100 - 435240 = 346860 \text{ J}$$

și exprimat procentual:

$$\frac{Q}{Q_2} \cdot 100 = 346860 \cdot 100 / 772100 = 43,62\% Q_2$$

Problema 1.8

O pompă antrenează debitul volumic de $0,036 \text{ m}^3/\text{s}$ apă, care are la intrare parametrii $p_1 = 1 \text{ bar}$ și $t_1 = 15^\circ \text{ C}$, iar la ieșire $p_2 = 4,5 \text{ bar}$. Secțiunile de intrare și de ieșire ale pompei au diametrele: $d_1 = 125 \text{ mm}$ și $d_2 = 100 \text{ mm}$ și se află la o diferență de nivel $z = z_2 - z_1 = 1,5 \text{ m}$. Pompa consumă la arbore 18 kW .

Să se determine lucrul mecanic consumat prin frecare.

Rezolvare:

Pompa funcționează după un sistem termodinamic deschis, adică se lucrează cu lucrul mecanic tehnic. Puterea se exprimă prin relația:

$$P = \dot{m} \cdot l_{t12} = \dot{V} \cdot \rho \cdot l_{t12}$$

Pentru $p_1 = 1 \text{ bar}$ și $t_1 = 15^\circ \text{ C}$, rezultă densitatea apei: $\rho = 999 \text{ kg/m}^3$. Lucrul mecanic tehnic specific va fi deci:

$$l_{t12} = \frac{P}{\dot{V} \cdot \rho} = \frac{18000}{0,036 \cdot 999} = 500,5 \text{ J/kg}$$

este un lucru mecanic negativ, deoarece este consumat din mediul exterior de către sistemul termodinamic.

Expresia Primului Principiu al Termodinamicii pentru sisteme deschise este:

$$l_{t12} = l_{12} - (p_2 v_2 - p_1 v_1) - \frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2) - g(z_2 - z_1)$$

unde l_{12} reprezintă lucrul mecanic al transformării, deci al procesului de comprimare, la care se adaugă lucrul mecanic consumat prin frecare. Apa fiind incompresibilă, lucrul mecanic al transformării este zero ($dv = 0$), rezultă că l_{12} reprezintă numai lucrul mecanic consumat prin frecare:

$$|l_{12}| = -l_{t12} - \frac{p_2 - p_1}{\rho} - \frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2) - g(z_2 - z_1)$$

Vitezele de curgere ale apei rezultă din ecuația continuității:

$$w_1 = \frac{\dot{m}}{A_1 \cdot \rho} = \frac{\dot{V}}{f \cdot d_1^2} = \frac{0,036}{f \cdot 0,125^2} = 2,93 \text{ m/s}$$

$$w_2 = \frac{\dot{V}}{f \cdot d_2^2} = \frac{0,036}{f \cdot 0,1^2} = 4,58 \text{ m/s}$$

și înlocuind numeric:

$$|l_{12}| = 500,5 - \frac{(4,5 - 1) \cdot 10^5}{999} - \frac{1}{2}(4,58^2 - 2,93^2) - 9,8 \cdot 1,5$$

$$|l_{12}| = 500,5 - (350 + 6,2 + 14,7) = 129,6 \text{ J/kg}$$

Ponderea procentuală a energiei pierdute prin frecare la acest proces de pompare este:

$$\frac{|l_{12}|}{l_{t12}} \cdot 100 = \frac{129,6}{500,5} \cdot 100 = 25,89\%$$

Problema 1.9

Într-un rezervor se găsește un amestec de O_2 și N_2 , având densitatea de $1,6 \text{ kg/m}^3$, la presiunea de $1,6 \text{ bar}$ și temperatura de 80°C .

Să se determine:

- Densitatea amestecului în condiții normale fizice de presiune și temperatură (T_0, p_0);
- Compoziția amestecului în participații volumice și masice;
- Constanta specifică a amestecului, r_{am} .

Rezolvare:

- Densitatea amestecului în condiții normale fizice de presiune și temperatură se calculează cu relația:

$$\rho_{0am} = \rho_1 \frac{p_0}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_0}$$

unde:

$$\rho_1 - \text{densitatea la starea: } p_1 = 1,6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{ și } T_1 = 353 \text{ K};$$

$$p_0 = 760 \text{ torr} = 760 \cdot 133,3 \text{ N/m}^2; T_0 = 273 \text{ K}.$$

Cu aceste valori, se obține:

$$\rho_{0am} = 1,6 \frac{760 \cdot 133,3}{1,6 \cdot 10^5} \cdot \frac{353}{273} = 1,31 \text{ kg/m}^3 \text{N (sau } \text{Nm}^3)$$

- Participațiile volumice ale componentelor se determină rezolvând sistemul:

$$\begin{aligned} \sum \hat{v}_i &= 1 \\ \sum \hat{v}_i \rho_{i0} &= \rho_{0am} \end{aligned}$$

Rezult:

$$\begin{cases} \hat{v}_{O_2} + \hat{v}_{N_2} = 1 \\ \hat{v}_{O_2} \rho_{O_2} + \hat{v}_{N_2} \rho_{N_2} = 1,31 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \hat{v}_{O_2} = 1 - \hat{v}_{N_2} \\ \left(1 - \hat{v}_{N_2}\right) \rho_{O_2} + \hat{v}_{N_2} \rho_{N_2} = 1,31 \end{cases}$$

de unde:

$$\hat{v}_{N_2} = \frac{\rho_{O_2} - 1,31}{\rho_{O_2} - \rho_{N_2}}$$

Din tabele, se obține:

$$\rho_{O_2} = 1,4289 \text{ kg/m}^3 \text{N}$$

$$\rho_{N_2} = 1,2505 \text{ kg/m}^3 \text{N}$$

Cu aceste date, se calculează :

$$\hat{N}_2 = \frac{1,4289 - 1,31}{1,4289 - 1,2505} = 0,67$$

$$\hat{O}_2 = 0,33$$

Participația masică a componentelor se determină cu relația:

$$\tilde{r}_i = \hat{r}_i \frac{M_i}{\sum \hat{r}_i M_i}$$

$$\tilde{r}_{O_2} = 0,33 \frac{32}{0,33 \cdot 32 + 0,67 \cdot 28} = 0,36$$

$$\tilde{r}_{N_2} = 1 - \tilde{r}_{O_2} = 0,64$$

c. Constanta specifică a amestecului se obține din relația:

$$r_{am} = \sum \tilde{r}_i r_i = 0,36 \cdot 259,8 + 0,64 \cdot 296,8 = 283,286 \text{ J / kgK}$$

sau din ecuația termică de stare rezultă :

$$r_{am} = \frac{p}{\rho_{am} T_{am}} = \frac{1,6 \cdot 10^5}{1,6 \cdot 353} = 283,286 \text{ J / kgK}$$

Problema 1.10

Un kg de aer, care inițial se găsește la presiunea de 1 bar și temperatura de 20° C, este supus unei transformări :

- izotermic
- adiabatic
- izocor
- politropic, volumul să crească cu 0,2 m³
- izobar.

În urma transformărilor **a – d**, presiunea crește de patru ori, iar în urma transformării **e**, volumul crește de patru ori. Să se determine presiunea, volumul și temperatura aerului la sfârșitul fiecărei transformări. Să se calculeze: schimbul de căldură, lucrul mecanic exterior și tehnic, variația entalpiei, a energiei interne în decursul fiecărei transformări, înându-se seama de variația capacității calorice specifice cu temperatura.

Rezolvare :

Volumul specific inițial este:

$$v_1 = \frac{rT}{p_1} = \frac{287,293}{10^5} = 0,8409 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

- transformarea izotermic :

$$v_2 = v_1 \frac{p_1}{p_2} = 0,8409 \cdot \frac{1}{4} = 0,2102 m^3 / kg$$

$$l_{12} = p_1 \cdot v_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = 1 \cdot 10^5 \cdot 0,8409 \ln \frac{1}{4} = -116573,5 J / kg$$

$$l_t = l_{12} = q_{12} = -116573,5 J / kg$$

$$\Delta u = 0;$$

$$\Delta i = 0$$

b. transformarea adiabatic :

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = 0,8409 \left(\frac{1}{4} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,31239 m^3 / kg$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 293 \left(\frac{4}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 435 K \rightarrow 162^\circ C$$

$$q_{12} = 0$$

$$l_{12} = \frac{p_1 \cdot v_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 0,8409}{1,4 - 1} \left[1 - (4)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right]$$

$$l_{12} = 102167,25 J / kg$$

$$l_{t12} = \kappa \cdot l_{12} = 1,4 \cdot 102167,25 = 143034,15 J / kg$$

Capacit ile calorice specifice medii pentru aer, ntre $0^\circ C$ i $160^\circ C$, sunt:

$$c_p \Big|_{20}^{160} = 1008,58 J / kgK;$$

$$c_v \Big|_{20}^{160} = 721,91 J / kgK$$

Varia iile de entalpie i de energie intern vor fi:

$$\Delta i = c_p \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (T_2 - T_1) = 1008,58 (435 - 293) = 143218,36 J / kg$$

$$\Delta u = c_v \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (T_2 - T_1) = 721,91 (435 - 293) = 102511,22 J / kg$$

b. transformarea izocor :

$$v_2 = v_1 = 0,8409 m^3 / kg.$$

$$T_2 = T_1 \frac{p_2}{p_1} = 293 \cdot 4 = 1172 K \rightarrow 900^\circ C$$

$$l_{12} = 0$$

$$l_{t12} = v_2 (p_2 - p_1) = 0,8409 (4 - 1) \cdot 10^5 = 252270 J / kg$$

Capacitățile calorice specifice medii rezultă :

$$c_p \Big|_{20}^{900} = 1082 J / kgK;$$

$$c_v \Big|_{20}^{900} = 795 J / kgK$$

$$q_{12} = u_2 - u_1 = c_v \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (T_2 - T_1) = 795(1172 - 293) = 698805 J / kg$$

$$i_2 - i_1 = c_p \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (T_2 - T_1) = 1082 \cdot (1172 - 293) = 951078 J / kg$$

c. Transformarea politropic :

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n;$$

$$n = \frac{\ln \frac{p_1}{p_2}}{\ln \frac{v_2}{v_1}} = \frac{\ln 1 - \ln 4}{\ln 1,2378} = -6,497$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 293 \cdot 4^{1,1539} = 1450,75 K \rightarrow 1177,75^\circ C$$

Caldura specifică se calculează cu relația: $c_n = \frac{c_v \cdot n - c_p}{n - 1}$

$$c_p \Big|_{20}^{1177,75} = 1109,15 J / kgK; \quad c_v \Big|_{20}^{1177,75} = 822,45 J / kgK;$$

$$c_n \Big|_{20}^{1177,75} = \frac{-722 \cdot 45 \cdot 6 \cdot 497 - 1109 \cdot 15}{-6,497 - 1} = 860,69 J / kgK$$

$$l_{12} = \frac{p_1 \cdot v_1}{n - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 0,8409}{-6,497 - 1} \left[1 - (4)^{1,15} \right]$$

$$l_{12} = 44320,4 J / kg$$

$$l_{t12} = n \cdot l_{12} = -287949,86 J / kg$$

$$q_{12} = c_n \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (T_2 - T_1) = 860,69(1450,75 - 293) = 996463,8 J / kg$$

$$\Delta u = c_v \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (T_2 - T_1) = 822,45(1450,75 - 293) = 952191,5 J / kg$$

$$\Delta i = c_p \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (T_2 - T_1) = 1109,15(1450,75 - 293) = 1284118,4 J / kg$$

d. Transformarea izobar :

$$v_2 = 4 \cdot v_1 = 4 \cdot 0,8409 = 3,3636 \text{ m}^3 / \text{kg}; T_2 = T_1 \frac{v_2}{v_1} = 293,4 = 1172 \text{ K}$$

C idurile specifice medii sunt:

$$c_p \Big|_{20}^{900} = 1082 \text{ J / kgK};$$

$$c_v \Big|_{20}^{900} = 795 \text{ J / kgK}$$

$$l_{t12} = 0$$

$$l_{12} = p_1 (v_2 - v_1) = 1 \cdot 10^5 (3,3636 - 0,8409) = 252270 \text{ J / kg}$$

$$q_{12} = i_2 - i_1 = c_p \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (T_2 - T_1) = 1082 (1172 - 293) = 951078 \text{ J / kg}$$

$$u_2 - u_1 = c_v \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (T_2 - T_1) = 795 (1172 - 293) = 698805 \text{ J / kg}$$

Seminarul 2

Problema 2.1

O cantitate de gaz, având constant specific $r = 188,9 \text{ J/kgK}$ și exponentul adiabatic $\gamma = 1,3$, execută o transformare termodinamică din starea inițială, dat de $p_1 = 1 \text{ bar}$, $t_1 = 20^\circ\text{C}$ și $V_1 = 2 \text{ dm}^3$, până în starea finală, în care $p_2 = 15,8 \text{ bari}$ și $V_2 = 0,2 \text{ dm}^3$. Se cer:

- natura transformării;
- lucrul mecanic exterior L_{12} ;
- căldura schimbată cu mediul exterior Q_{12} și variația energiei interne U_{12} ;
- variația entropiei gazului S_{12} .

Se vor considera căldurile specifice constante.

Rezolvare:

a. Se calculează exponentul politropic n ($pV^n = \text{ct.}$):

$$n = \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{V_1}{V_2}} = \frac{\ln 15,8}{\ln 10} = 1,2$$

deci transformarea este o comprimare politropică de exponent $n = 1,2$.

b. $L_{12} = N \frac{p_1 V_1 - p_2 V_2}{n - 1} = N \frac{(1 \cdot 2 - 15,8 \cdot 0,2) \cdot 10^2}{0,2} = 580 \text{ J}$

c. $Q_{12} = m \cdot c_n (T_2 - T_1)$

$$m = N \frac{p_1 V_1}{r T_1} = N \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{188,9 \cdot 293,16} = 3,614 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

$$c_n = c_v \frac{n - \gamma}{n - 1} = N \frac{r}{\gamma - 1} \frac{n - \gamma}{n - 1} = N \frac{188,9}{1,3 - 1} \frac{1,2 - 1,3}{1,2 - 1} = 314,85 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_2 = \frac{p_2 V_2}{m \cdot r} = \frac{15,8 \cdot 10^5 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}}{3,614 \cdot 10^{-3} \cdot 188,9} = 462,9 \text{ K} ; (t_2 = 189,9^\circ\text{C})$$

$$Q_{12} = 3,614 \cdot 10^{-3} \cdot 314,85 (462,9 - 293) = 193,3 \text{ J}$$

$$\Delta U_{12} = m \cdot c_v (T_2 - T_1) = 3,614 \cdot 10^{-3} \cdot 629,6 (462,9 - 293) = 386,5 \text{ J}$$

d. $\Delta S_{12} = m \cdot c_n \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = 3,614 \cdot 10^{-3} \cdot 314,85 \cdot \ln \frac{462,9}{293} = 0,52 \frac{\text{J}}{\text{K}}$

Verificarea Primului Principiu al Termodinamicii: $Q_{12} - L_{12} = U_{12}$
 $- 193,3 - (-580) = 386,7$. Se verifica: $(386,7 \approx 386,5)$

Problema 2.2

O pompă termică funcționează după un ciclu Carnot inversat și primește căldură din exterior la temperatura $t_2=27^{\circ}\text{C}$. Instalația consumă puterea $P=20\text{kW}$ și furnizează căldură unei surse calde la $t_1=67^{\circ}\text{C}$. Să se determine eficiența ciclului și fluxurile termice schimbate cu cele două surse de căldură: $SC(Q_1)$ și $SR(Q_2)$.

Rezolvare:

Eficiența ciclului este:

$$\varepsilon_{PT} = \frac{\dot{Q}_1}{P} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} = \frac{340}{340 - 300} = 8,5$$

Fluxurile termice sunt:

$$\dot{Q}_1 = \varepsilon_{PT} \cdot P = 8,5 \cdot 20 = 170\text{kW}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 - P = 170 - 20 = 150\text{kW}$$

Problema 2.3

O sursă de căldură, având temperatura $t_s=1000^{\circ}\text{C}$, face schimb de căldură cu un sistem termodinamic (ST), a cărui temperatură crește de la $T_1=350\text{K}$ la $T_2=900\text{K}$, masa acestuia fiind $m=2\text{kg}$. Să se calculeze:

a) căldura schimbată între sursă și ST, fiind că procesul este izobar.

Se știe: $c_p \Big|_{t_1}^{t_2} = 1,008 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$

b) variația entropiei pentru sursa caldă (S_{SC}), sistemul termodinamic (S_{ST}) și pentru tot ansamblul considerat izolat termic față de mediul exterior (S_{tot}).

Rezolvare:

a. $Q_{12} = m \cdot c_p \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) = 2 \cdot 1,008 (627 - 77) = 1109\text{kJ}$

b. $\Delta S_{SC} = \frac{Q_{12}}{T_s} = \frac{1109}{1000} = 0,8712 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$

$$\Delta S_{ST} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{\delta Q_P}{T} = m \cdot c_p \Big|_{t_1}^{t_2} \ln \frac{T_2}{T_1} = 2 \cdot 1,008 \ln \frac{900}{350} = 1,904 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

$$\Delta S_{tot} = \Delta S_{SC} + \Delta S_{ST} = -0,8712 + 1,904 = 1,0328 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} > 0$$

Aadar, schimbul de căldură sub diferențe finite de temperatură este un proces ireversibil, adică cu creștere de entropie.

Problema 2.4

În cât timp se poate încălzi o cantitate de apă, $m = 2\text{kg}$, de la 20°C la 100°C , dacă se utilizează un încălzitor electric de putere $P = 500\text{W}$, fiind $\eta = 20\%$ din puterea de încălzire se pierde ($\eta = 0,8$). Se va lua: $c_a = c_p = 4,186\text{ kJ/kgK}$.

Rezolvare:

$$P_{\text{utilizata}} = \eta \cdot P = \dot{Q} = \frac{Q}{\tau} = \frac{m \cdot c_a \cdot \Delta t_a}{\tau}$$

Rezult : $\Delta t_a = 100 - 20 = 80^\circ\text{C}$.

iar timpul va fi:

$$\tau = \frac{m \cdot c_a \cdot \Delta t_a}{P_u} = \frac{2 \cdot 4,186 \cdot 80}{0,4} = 1674\text{s} = 27\text{ min.}$$

Problema 2.5

Să se determine densitatea ρ pentru metan (CH_4) și acetilen (C_2H_2) la presiunea de 5 bari și la temperaturile de 200°C și de -20°C .

Rezolvare:

Știind constant universal a gazelor perfecte: $R = 8314,37\text{ (J/kg K)}$ și masele molare ale celor 2 gaze: $M_{\text{CH}_4} = 16$; $M_{\text{C}_2\text{H}_2} = 28$, din ecuația de stare ($pV = mRT = m \frac{R}{M} T$)

rezult :

$$\rho = \frac{p}{r \cdot T} = \frac{p \cdot M}{R \cdot T}$$

și înlocuind ($T_1 = t + 273 = 200 + 273 = 473^\circ\text{C}$; $T_2 = -20 + 273 = 253^\circ\text{C}$), se obține:

$$\text{-la } 200^\circ\text{C: } \rho_{\text{CH}_4} = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 16}{8314 \cdot 473} = 2,034\text{kg/m}^3; \rho_{\text{C}_2\text{H}_2} = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 28}{8314 \cdot 473} = 3,56\text{ kg/m}^3$$

$$\text{-la } -20^\circ\text{C: } \rho_{\text{CH}_4} = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 16}{8314 \cdot 253} = 3,803\text{kg/m}^3; \rho_{\text{C}_2\text{H}_2} = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 28}{8314 \cdot 253} = 6,656\text{ kg/m}^3$$

Problema 2.6

Un gaz perfect este format din 30% azot N_2 , 10% oxigen O_2 , 40% bioxid de carbon CO_2 , iar restul din hidrogen H_2 , participările fiind indicate în $\text{Nm}^3 / (100\text{ Nm}^3 \text{ de gaz})$.

Să se determine:

1. Masa molară M a gazului;
2. Constantă specifică r a gazului;
3. Presiunile parțiale ale componentelor pentru $p = 5$ bari;
4. Numărul de kilomoli ai amestecului corespunzător cantității $m = 5$ kg de gaz.

Rezolvare:

1. Amestecul fiind indicat prin compoziția volumică, se determină inițial masa molară M a amestecului:

$$M = \sum v_i \cdot M_i$$

$$M = 0,3 \times 28,03 + 0,1 \times 32 + 0,4 \times 44 + 0,2 \times 2,016 = 29,612\text{ k/kmol}$$

2. Constant specific va fi:

$$r = \frac{R}{M} = \frac{8314}{29,612} = 280,76 \text{ J / kg} \cdot \text{K}$$

3. Presiunile pariale se calculează din relația:

$$\frac{p_i}{p} = \frac{n_i}{n} = \frac{v_i}{v} = \epsilon_i$$

a adar: $p_i = \epsilon_i \cdot p$ i numeric:

$$p_{N_2} = 0,3 \cdot 5 = 1,5 \text{ bari}; \quad p_{O_2} = 0,1 \cdot 5 = 0,5 \text{ bari}; \quad p_{CO_2} = 0,4 \cdot 5 = 2 \text{ bari}; \quad p_{H_2} = 0,2 \cdot 5 = 1$$

bar;

Se verifică :

$$\sum p_i = p = 1,5 + 0,5 + 2 + 1 = 5 \text{ bari.}$$

4. Cantitatea exprimată în kmoli rezultă :

$$n = \frac{m}{M} = \frac{5}{29,612} = 0,1689 \text{ kmoli}$$

Problema 2.7

Știind că 1 kg de aer este format din 0,23 kg O_2 și 0,77 kg N_2 , să se determine compoziția molară (volumică) a aerului, constant specific r și masa molară M a acestuia.

Rezolvare:

1-Din tabele: $M_{O_2} = 32$; $M_{N_2} = 28,03$ și numerele de kmoli de component pentru 1 kg de aer vor fi:

$$n_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \frac{0,23}{32}; \quad n_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{0,77}{28,03}, \text{ iar în total:}$$

$$n = \frac{0,23}{32} + \frac{0,77}{28,03} \text{ kmoli, iar participațiile molare ale componentelor vor fi:}$$

$$\epsilon_{O_2} = \frac{0,23}{32 \cdot n} = 0,207 \text{ kmoli}; \quad \epsilon_{N_2} = \frac{0,77}{28,03 \cdot n} = 0,793 \text{ kmoli, a adar, pentru}$$

aer(L):

$$1 \text{ kmol L} = 0,207 \text{ kmoli } O_2 + 0,793 \text{ kmoli } N_2.$$

2-Constant specific se determină cu relația:

$$r = \sum \tilde{r}_i \cdot r_i = \sum \tilde{r}_i \cdot \frac{R}{M_i} = R \sum \frac{\tilde{r}_i}{M_i}$$

$$r = 8314 \left(\frac{0,23}{32} + \frac{0,77}{28,03} \right) = 288,1 \text{ J / kg} \cdot \text{K}$$

3-Masa molară a amestecului va fi:

$$M = \frac{8314}{288,1} = 28,858 \text{ kg / kmol}$$

Problema 2.8

Un amestec de gaze perfecte având $m=27$ kg este format din: 20% CO_2 , 35 % N_2 , 45% He, participa iile fiind exprimate în Nm^3 . Pentru ca participa ia volumic a CO_2 s creasc la 35% este necesar introducerea unei noi cantit i de CO_2 . S se determine:

- 1-Cantitatea de CO_2 (kg) introdusa în amestec;
- 2-Participa iile volumice în noul amestec;
- 3-Volumul specific al amestecului în stare normala fizic înainte i dup modificarea compozi iei amestecului;
- 4-Constantele i masele molare ale celor doua amestecuri.

Rezolvare:

Compozi ia gazului fiind:

$$1 Nm^3 \text{ gaz} = 0,2 Nm^3 CO_2 + 0,35 Nm^3 N_2 + 0,45 Nm^3 He$$

masa molar a amestecului este:

$$M_1 = \sum \epsilon_i \cdot M_i = 0,2 \cdot 44 + 0,35 \cdot 28,03 + 0,45 \cdot 4 = 20,41 \text{ kg/kmol}$$

de unde constant specific r este ($r = R/M$):

$$r_1 = 8314/20,41 = 407,35 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$$

Cantitatea de gaze exprimat în kmoli va fi:

$$n_1 = m_1 / M_1 = 27/20,41 = 1,323 \text{ kmoli}$$

iar cantitatea de CO_2 este:

$$n_{1(CO_2)} = 0,2 \cdot 1,323 = 0,265 \text{ kmoli } CO_2$$

Noua participa ie volumic a CO_2 în amestec este:

$$\epsilon_{2(CO_2)} = \frac{n_{2(CO_2)}}{n_2} = 100 \frac{n_{2(CO_2)} + \Delta n}{n_{2(CO_2)} + \Delta n + n_{N_2} + n_{He}} = 35\%$$

Rezult cantitatea de CO_2 introdus , Δn :

$$100 \cdot n_{CO_2} + 100 \cdot \Delta n = 35 \cdot n_1 + 35 \cdot \Delta n$$

sau:

$$\Delta n = \frac{35 \cdot 1,323 - 100 \cdot 0,265}{100 - 35} = 0,305 \text{ kmoli } CO_2$$

la care corespunde cantitatea:

$$m_{CO_2} = 0,305 \cdot 44 = 13,42 \text{ kg } CO_2$$

a adar, cantitatea total de CO_2 iamestec devine:

$$n_{CO_2} = 0,265 + 0,305 = 0,57 \text{ kmoli } CO_2$$

i cantitatea total de gaz este:

$$n = n_1 + \Delta n_{CO_2} = 1,323 + 0,305 = 1,628 \text{ kmoli}$$

Participa iile molare ale componen ilor vor fi:

$$\epsilon'_{CO_2} = \frac{0,57}{1,628} = 35\% ; \epsilon'_{N_2} = \frac{0,35 \cdot 1,323}{1,628} = 28,44\%$$

$$\epsilon'_{He} = \frac{0,45 \cdot 1,323}{1,628} = 36,56\%$$

Masa molară și constantă specifică a amestecului sunt:

$$M_2 = \frac{1}{100} (35 \cdot 44 + 28,44 \cdot 28,03 + 36,56 \cdot 4) = 24,834;$$

$$r = 8314 / 24,834 = 334,78 \text{ J / kg} \cdot \text{K}$$

Volumul specific în condiții normale fizice este ($760 \text{ mmHg} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$):

$$\epsilon_0 = \frac{r \cdot T_0}{P_0} = \frac{334,78 \cdot 273}{1,013 \cdot 10^5} = 0,902 \text{ Nm}^3 / \text{kg}$$

Problema 2.9

Care este densitatea unui gaz format din 30% O_2 și 70% N_2 la presiunea de 5 bari și temperatura de 150°C . Compoziția este indicată volumic.

Rezolvare:

Densitatea poate fi calculată cu relația:

$$\rho = \frac{p}{r \cdot T} = \frac{p \cdot M}{R \cdot T}$$

unde: $M = \sum \epsilon_i \cdot M_i$

Se obține:

$$\rho = \frac{p \cdot \sum \epsilon_i \cdot M_i}{R \cdot T} = \frac{5 \cdot 10^5 (0,3 \cdot 32 + 0,7 \cdot 28,03)}{8314(150 + 273)} = 4,15 \text{ kg/m}^3$$

Problema 2.10

O cantitate de 0,3 kg azot N_2 se destinde adiabetic până la presiunea de 0,5 bari când temperatura este de -20°C . Cunoșcându-se că lucrul mecanic de destindere este de 120 kJ, iar constantă specifică și exponentul adiabetic sunt:

$r = 296,6 \text{ J / kg} \cdot \text{K}$; $\gamma = 1,4$, să se determine:

1-Starea inițială a gazului;

2-Variația energiei interne specifice (kJ/kg), considerându-se că căldurile specifice constante.

Rezolvare:

1-Din relația lucrului mecanic scris sub forma:

$$L_{12} = m \cdot r (T_1 - T_2) / (\gamma - 1)$$

rezultă valoarea temperaturii T_1 :

$$T_1 = T_2 + \frac{(\gamma - 1) \cdot L_{12}}{m \cdot r} = 253,16 + \frac{0,4 \cdot 120000}{0,3 \cdot 296,6} = 792,6 \text{ K}$$

Celelalte două mrimi termice de stare se pot calcula astfel:

$$p_1 = p_2 \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{x}{x-1}} = 0,5 \left(\frac{792,6}{253,16} \right)^{3,5} = 27 \text{ bari}$$

$$V_1 = \frac{m \cdot r \cdot T_1}{p_1} = \frac{0,3 \cdot 2,966 \cdot 0,7926}{27} = 0,0261 \text{ m}^3$$

2-Variația energiei interne specifice este:

$$u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1)$$

unde:

$$c_v = \frac{r}{x-1} = \frac{296,6}{0,4} = 0,7415 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Rezult :

$$u_2 - u_1 = 0,7415(253,16 - 792,6) = -400 \text{ kJ/kg}$$

Seminarul 3

Problema 3.1

O cantitate de gaz cu constant $r=188,9 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ și cu exponentul adiabatic $\gamma=1,3$ execută o transformare termodinamică din starea inițială indicată prin $p_1=1$ și $t_1=20^\circ\text{C}$, $V_1=2\text{dm}^3$, până în starea finală în care $p_2=15,8$ bari și $V_2=0,2 \text{ dm}^3$. Să se determine schimburile de căldură și de energie mecanică dintre sistemul termodinamic și mediul exterior.

Se vor considera căldurile specifice constante.

Rezolvare:

Transformarea este necunoscută, deci trebuie determinată natura transformării.

Se calculează exponentul politropic, adică:

$$n = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln(V_1/V_2)} = \frac{\ln 15,8}{\ln 10} = 1,2$$

Așadar, transformarea este o politropă de exponent $n=1,2$.

Lucrul mecanic exterior L_{12} va fi:

$$L_{12} = \frac{p_1 \cdot V_1 - p_2 \cdot V_2}{n-1} = \frac{(1 \cdot 2 - 15,8 \cdot 0,2) \cdot 10^2}{0,2} = -580 \text{ J}$$

Schimbul de căldură Q_{12} va fi:

$$Q_{12} = m \cdot c_n (t_2 - t_1) = m \cdot c_v \cdot \frac{n-\gamma}{n-1} (t_2 - t_1)$$

unde căldura specifică izocoră este: $c_v=r/(\gamma-1)$

și înlocuind, se obține:

$$Q_{12} = m \cdot \frac{r}{\gamma-1} \cdot \frac{n-\gamma}{n-1} (t_2 - t_1) = \frac{\gamma-n}{\gamma-1} L_{12} = -0,1 \cdot 580 / 0,3 = -193,3 \text{ J}$$

Se poate calcula schimbul de căldură și direct:

$$m = \frac{p_1 \cdot V_1}{r \cdot T_1} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{188,9 \cdot 293,16} = 13,614 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

$$c_v = \frac{r}{\gamma-1} = \frac{188,9}{0,3} = 629,7 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}); \quad c_n = c_v \cdot \frac{n-\gamma}{n-1} = 629,7 \cdot \frac{1,2-1,3}{0,2}$$

$$c_n = -314,85 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{K}$$

Temperatura T_2 poate fi determinată astfel:

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot V_2}{m \cdot r} = \frac{15,8 \cdot 10^5 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}}{3,614 \cdot 10^{-3} \cdot 188,9} = 462,9 \text{ K} (t_2 = 189,9^\circ\text{C})$$

$$Q_{12} = -3,614 \cdot 10^{-3} \cdot 314,85 (189,9 - 20) = -193,3 \text{ J}.$$

Problema 3.2

Într-un cilindru golit complet de gaz ($V_0=0$) p trunde aer pe 30 % din cursa pistonului. Volumul maxim al cilindrului este de $1,9 \text{ dm}^3$. În timpul admisiei starea termic a gazului r mâne neschimbat i egal cu: $p_1=5 \text{ bari}$; $t_1=200^\circ\text{C}$.

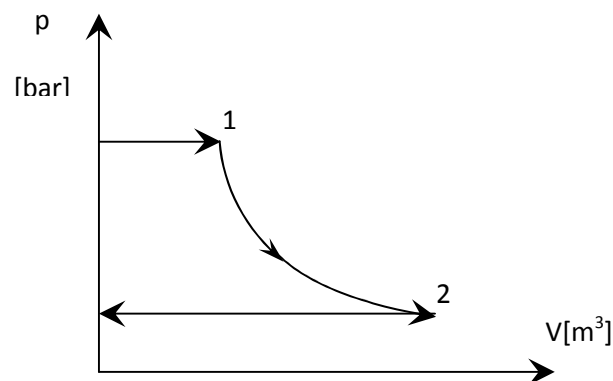
Din volumul V_1 de la terminarea admisiei, gazul se destinde adiabatic pâna la sfar itul cursei pistonului dupa care, prin rev rsarea sensului de deplasare a pistonului, gazul este evacuat sub stare termic constant i egal cu starea de la sfar itul destinderii.

Considerându-se c ldurile specifice constante, s se determine:

1. Cantitatea de gaz m care execut procesul de destindere;
2. Lucrul mecanic de transport (L_a de admisie i L_e de evacuare);
3. Lucrul mecanic adiabatic L_{12} ;
4. Bilan ul lucrului mecanic i verificarea coresponden ei cu rela ia:

$$L_t = -\int_1^2 V \cdot dp ;$$

5. reprezentarea proceselor în diagrama p-V;



Rezolvare:

1-Cantitatea de gaz care intră în cilindru este:

$$m = \frac{p_1 \cdot V_1}{r \cdot T_1} = \frac{5 \cdot 10^5 \cdot 0,3 \cdot 1,9 \cdot 10^{-3}}{287,02 \cdot 473} = 2,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

2-Lucrul mecanic de transport (de admisie și de evacuare) se determină astfel:

$$L_a = p_a (V_1 - V_0) = p_1 \cdot V_1 = 5 \cdot 10^5 \cdot 0,3 \cdot 1,9 \cdot 10^{-3} = 285 \text{ J};$$

$$L_e = p_e (V_0 - V_2) = p_2 \cdot V_2$$

dar nu se cunoaște presiunea p_2 , care se determină din relația adiabatei:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^x = 5 \left(\frac{0,57}{1,9} \right)^{1,4} = 0,927 \text{ bari}$$

și atunci :

$$L_e = -0,927 \cdot 10^5 \cdot 1,9 \cdot 10^{-3} = -176,1 \text{ J}$$

3-Lucrul mecanic adiabatic L_{12} este:

$$L_{12} = \frac{p_1 \cdot V_1 - p_2 \cdot V_2}{\kappa - 1} = \frac{(5 \cdot 0,57 - 0,927 \cdot 1,9) \cdot 10^2}{0,4} = 272,2 \text{ J}$$

4-Bilan ul schimburilor de energie mecanic va fi:

$$\sum L = L_a + L_e + L_{12} = 285 - 176,1 + 272,2 = 381,1 \text{ J}$$

Deoarece transformarea este încadrat de o admisie și de o evacuare, se poate determina schimbul de energie mecanic prin lucrul mecanic tehnic, adică :

$$\sum L_t = - \int_{p_1}^{p_2} V \cdot dp = \kappa \cdot L_{12} = 1,4 \cdot 272,2 = 381,1 \text{ J}$$

obținându-se același rezultat.

Problema 3.3

În volumul de $0,5 \text{ m}^3$ se găsește oxigen la presiunea de 1 bar și la temperatura de 15°C . Oxigenul este comprimat până la presiunea de 10 bari, la care temperatura este de 315°C .

Considerând că constantele specifice sunt constante, să se determine:

- 1-Schimburile de căldură și de energie mecanică ;
- 2-Variația entropiei;

Rezolvare:

1-Pentru a putea calcula schimburile de energie și variația entropiei trebuie să se determine natura transformării termodinamice. Cu datele disponibile se consideră transformarea ca o politropă, căreia trebuie să-i se determine exponentul n .

Rezultat :

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\ln(T_2/T_1)}{\ln(p_2/p_1)}} = \frac{1}{1 - \frac{\ln(588/288)}{\ln 10}} = 1,45$$

Schimburile de energie pot fi calculate după ecuațiile:

$$Q_{12} = m \cdot c_n (t_2 - t_1); \quad L_{12} = \frac{m \cdot r}{n-1} (t_1 - t_2)$$

pentru care se determină constanta specifică r , cantitatea m de gaz și căldura specifică c_n .

Rezultat :

$$r = R/M = 8314/32 = 259,8 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

$$m = \frac{p_1 \cdot V_1}{r \cdot T_1} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 0,5}{259,8 \cdot 288} = 0,668 \text{ kg}$$

Căldura specifică politropică c_n este ($n=1,4$):

$$c_n = c_v \cdot \frac{n-\kappa}{n-1} = \frac{r}{\kappa-1} \cdot \frac{1,45-1,4}{1,45-1} = 72 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Schimbul de căldură va fi deci:

$$Q_{12} = 0,668 \cdot 72(315-15) = 14429 \text{ J} = 14,46 \text{ kJ}$$

iar schimbul de energie mecanic :

$$L_{12} = \frac{0,668 \cdot 259,8}{1,45-1} (15-315) \cdot 10^{-3} = -115,7 \text{ kJ}$$

2-Varia ia entropiei poate fi calculat prin rela ia:

$$S_2 - S_1 = m \cdot c_n \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = 0,668 \cdot 72 \cdot \ln \frac{588}{288} = 34,4 \text{ J/K}$$

Problema 3.4

O cantitate m de aer ocupa initial volumul $V_1 = 15 \text{ dm}^3$ la presiunea $p_1 = 1 \text{ bar}$ i la temperatura $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Aerul execut o transformare termodinamic închisa 1-2-3-1 care se efectueaz astfel: o compresie izotermic 1-2 pân la presiunea $p_2 = 10 \text{ bari}$; o destindere izobara 2-3 pâna la volumul $V_3 = V_1$; o destindere izocora 3-1 pâna la starea initial 1.

Pentru aer se cunosc: $r = 287 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$; $\gamma = 1,4$; c ldurile specifice constante.

S se determine:

- 1- M rimile termice de stare în punctele caracteristice;
- 2- Schimburile de caldur i de energie mecanic pentru fiecare transformare i în total;
- 3- Varia ia entropiei pentru fiecare transformare i în total;

Rezolvare:

1- Dintre m rimile termice de stare nu se cunosc V_2 i T_3 .

Din izoterma 1-2 rezult : $V_2 = V_1 \cdot p_1/p_2 = V_1/10 = 1,5 \text{ dm}^3$

Iar din izobara 2-3:

$$T_3 = T_2 \cdot V_3/V_2 = 10 \cdot T_2 = 2930 \text{ K}$$

Pentru calculul schimburilor de energie i a varia iilor entropiilor se determina cantitatea m de gaze i c ldurile specifice, admisie drept constante, c_p i c_v :

$$m = \frac{p_1 \cdot V_1}{r \cdot T_1} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{287 \cdot 293} = 1,784 \cdot 10^{-2} \text{ kg};$$

$$c_v = \frac{r}{\gamma - 1} = \frac{287}{0,4} = 717,5 \text{ J/(kg} \cdot \text{grd)};$$

$$c_p = \gamma \cdot c_v = 1,4 \cdot 717,5 = 1004,5 \text{ J/(kg} \cdot \text{grd)}.$$

2- Schimburile de energie:

Schimburile de caldur :

- pentru izoterma 1-2:

$$Q_{12} = L_{12} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} = 1 \cdot 10^5 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot \ln \frac{1,5}{15} = -3454 \text{ J}$$

- pentru izobara 2-3 :

$$Q_{23} = m \cdot c_p (T_3 - T_2) = 1,784 \cdot 10^{-2} \cdot 1004,5 (2930 - 293) = 47256 \text{ J};$$

-pentru izocora 3-1 :

$$Q_{31} = m \cdot c_v (T_1 - T_3) = 1,784 \cdot 10^{-2} \cdot 717,5(293 - 2930) = -33754 J$$

$$\sum Q_{ij} = Q_{12} + Q_{23} + Q_{31} = -3454 + 47256 - 33754 = 10047 J$$

Schimburile de energie mecanic :

-pentru izoterma 1-2 :

$$L_{12} = Q_{12} = -3454 J$$

-pentru izobara 2-3:

$$L_{23} = p_2 (V_3 - V_2) = 10 \cdot 10^5 (15 - 1,5) \cdot 10^{-3} = 13500 J$$

-pentru izocora 3-1:

$$L_{31} = 0.$$

$$\sum L_{ij} = L_{12} + L_{23} + L_{31} = -3454 + 13500 = 10047 J$$

3-Varia ia entropiei:

-pentru izoterma 1-2:

$$S_2 - S_1 = \frac{Q_{12}}{T_1} = \frac{-3454}{293} = -11,788 J/K$$

- pentru izobara 2-3:

$$S_3 - S_2 = m \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_3}{T_2} = 1,784 \cdot 10^{-2} \cdot 1004,5 \cdot \ln \frac{2930}{293} = S_3 - S_2 = 41,263 J / K$$

-pentru izocora 3-1:

$$S_1 - S_3 = m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T_1}{T_3} = 1,784 \cdot 10^{-2} \cdot \ln \frac{293}{2930} = -29,474 J/K$$

Se verific : $\sum \Delta S_{ij} = -11,788 + 41,263 - 29,474 = 0$, deci ciclul teoretic prezentat este reversibil.

Problema 3.5

O instala ie frigorific prime te un flux termic de 20 kW de la sursa rece, pentru a-i men ine temperatura la $-10^\circ C$ i cedeaz c ldur sursei calde sub temperatura de $30^\circ C$.

tiind c instala ia func ioneaz dupa ciclul Carnot inversat, s se afle:

- 1- Eficien a frigorific () a instala iei ideale;
- 2- Puterea mecanic teoretic primit din exterior (kW);
- 3- Fluxul termic cedat sursei calde (kW).

Rezolvare:

- 1- eficien a frigorific reprezint raportul dintre puterea frigorific i puterea mecanic necesar antren rii compresorului:

$$= Q_2 / L = T_2 / (T_1 - T_2) = \frac{263,16}{40} = 6,58;$$

- 2- puterea mecanic primit din exterior:

$$P = \dot{L} = \dot{Q}_2 / \varepsilon = \frac{20}{6,58} = 3,04 kW$$

3- fluxul termic cedat sursei calde:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{L} = 20 + 3,04 \text{ kW}$$

Problema 3.6

Printr-un canal circul gaz, considerat perfect, cu constant $r = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, dar a carui caldur specific adevarat este dat de ecua ia:

$$c_{pt} = 1 + 1,41 \cdot 10^{-4} \cdot t = 8,33 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 \text{ (kJ}/(\text{kg} \cdot \text{grad}))$$

În sec iunea de intrare a canalului, starea gazului este : $p_1 = 4 \text{ bari}$, $t_1 = 200^\circ\text{C}$, iar viteza de intrare este $w_1 = 40 \text{ m/s}$. Sec iunile canalului sunt circulare, diametrul sec iunii de admisie fiind $d_1 = 0,3 \text{ m}$.

Sa se determine:

- 1- diametrul d_2 de la ie irea canalului, tiindu-se c temperatura la ie irea canalului este de 900°C , iar în timpul trecerii gazului prin canal presiunea a r mas constant .
- 2- fluxul de c ldur \dot{Q}_{12} (kW) primit de debitul de gaz.

Rezolvare:

Debitul masic de gaz care intra în canal este:

$$\dot{m} = \frac{f \cdot d_1^2}{4} w \frac{p}{r \cdot T_1} = \frac{f \cdot 0,3^2 \cdot 40 \cdot 4 \cdot 10^5}{4 \cdot 287 \cdot 473} = 8,33 \text{ kg/s}$$

Transformarea în lungul canalului efectuându-se la presiune constant , viteza w r mâne constant i între sec iunile de trecere i temperaturi exist rela ia: $A/T = \text{constant}$, A fiind sec iunea; a adar sec iunea de ie ire va fi: $A_2 = A_1 \cdot T_2 / T_1$, iar pentru sec iuni circulare rezult diametrul d_2 la ie ire:

$$d_2 = d_1 \cdot (T_2 / T_1)^{\frac{1}{2}} = 0,3 \left(\frac{1173}{473} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,472 \text{ m.}$$

Pentru calculul schimbului de caldur sunt necesare c ldurile specifice $\bar{c}_p \Big|_0^t$, care pot fi determante din ecua ia c ldurii specifice adev rate i anume:

$$\bar{c}_p \Big|_0^t = 1 + \frac{1,41}{2} 10^{-4} \cdot t + \frac{8,33}{3} 10^{-8} \cdot t^2 \quad (\text{kJ}/\text{kg K})$$

Rezult :

$$\bar{c}_p \Big|_0^{200} = 1,015 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}; \quad \bar{c}_p \Big|_0^{900} = 1,086 \text{ kJ}/\text{kg K}$$

$$\bar{c}_p \Big|_{200}^{900} = \frac{1,086 \cdot 900 - 1,015 \cdot 200}{900 - 200} = 1,106 \text{ kJ}/\text{kg K}$$

Fluxul termic primit în timpul încălzirii gazului va fi:

$$\dot{Q}_{12} = 8,33 \cdot 1,106 (900 - 200) = 6449 \text{ kW}$$

Problema 3.7

O cantitate de 2 kg de apă aflată la $t_1 = 20^\circ\text{C}$ și presiunea atmosferică normală fizică $p_1 = 1,01$ bar este încălzită sub presiune constantă până la vaporizare complet ($t_2 = 100^\circ\text{C}$). Entalpia și volumul masic la presiunea considerată sunt:

$$\text{-pentru apă la } 20^\circ\text{C} : v_1 = 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}; i_1 = 83,9 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\text{-pentru vapori la } 100^\circ\text{C} : v_2 = 1,673 \text{ m}^3 / \text{kg}; i_2 = 2680 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Să se calculeze:

- variația energiei interne a fluidului;
- consumul de energie electrică pentru această vaporizare, admitând un randament al fierbătorului $\eta = 0,9$;
- timpul până la vaporizarea completă, dacă puterea fierbătorului este $P = 800$ W.

Rezolvare:

a) Din expresia entalpiei: $I = U + pV$ se deduce, pentru $p_1 = p_2 = p = \text{const.}$,

c :

$$U = U_2 - U_1 = I_2 - I_1 - p(V_2 - V_1) = m[(i_2 - i_1) - p(v_2 - v_1)]$$

A adar:

$$U = 2[(2680 - 83,9) \cdot 10^3 - 1,01 \cdot 10^5 (1,673 - 0,001)] = 5023,3 \text{ kJ}$$

b) Pe baza ecuației Principiului I al Termodinamicii:

$$Q = I - Vdp$$

c) Încălzirea necesară încălzirii apei pentru vaporizare la $p = \text{const.}$ este :

$$Q_{12} = I_2 - I_1 = m(i_2 - i_1) = 2(2680 - 83,9) = 5192,2 \text{ [kJ]}$$

Dacă randamentul fierbătorului este:

$$= Q_{12} / E$$

unde : E-energia electrică consumată ,

rezultă :

$$E = \frac{Q_{12}}{\eta} = \frac{5192,2}{0,9} = 5769,11 \text{ kJ(kW.s)} = 5769,11 / 3600 = 1,602 \text{ [kWh]}$$

c) Timpul necesar încălzirii va fi:

$$\tau = E / P = 1,602 / 0,8 = 2,003 \text{ [h]}$$

Problema 3.8

Într-o butelie de 40 l se află azot la presiunea de 10 bar și temperatura de 27°C . Din greșeală, butelia este amplasată lângă o sursă de căldură și temperatura azotului crește la 173°C . Se cunoaște masa moleculară a azotului $M_{N_2} = 28 \text{ kg} / \text{kmol}$.

Să se determine:

- masa azotului din butelie și presiunea lui la sfârșitul procesului de încălzire;
- căldura absorbită în acest proces.

Rezolvare:

a) Din ecuația termică de stare, se obține:

$$p_1 \cdot V_1 = m \cdot r_{N_2} \cdot T_1 \Rightarrow m_1 = \frac{p_1 \cdot V_1}{r_{N_2} \cdot T_1}$$

dar:

$$r_{N_2} = \frac{R_M}{M_{N_2}} = \frac{8314,3}{28} = 296,9 \text{ J/kgK}$$

Rezult :

$$m_1 = \frac{10 \cdot 10^5 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{296,9 \cdot 300,15} = 0,448 \text{ kg}$$

Procesul de încălzire are loc la volum constant, deci se poate scrie c :

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} = 10 \cdot 10^5 \cdot \frac{446,15}{300,15} = 14,86 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

b) Căldura primită de azot în timpul procesului de încălzire se calculează cu relația:

$$Q_{12} = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) \text{ J}$$

Dacă se consideră temperatura medie a azotului în timpul procesului de încălzire are valoarea:

$$t_m = (t_1 + t_2) / 2 = (27 + 173) / 2 = 100^\circ \text{ C},$$

atunci capacitatea termică masică la presiune constantă a azotului, la temperatura medie a acestuia, se poate lua din tabelele termotehnice și va avea valoarea:

$$c_p = 1041,9 \text{ J/kgK}, \text{ la temperatura } t_m = 100^\circ \text{ C}.$$

Se știe c :

$$c_p - c_v = r_{N_2} \Rightarrow c_v = c_p - r_{N_2} = 1041,9 - 296,9 = 745 \text{ J/kgK}$$

Atunci căldura absorbită va avea valoarea:

$$Q_{12} = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) = 0,448 \cdot 745 \cdot (446,15 - 300,15) = 48,73 \text{ kJ}$$

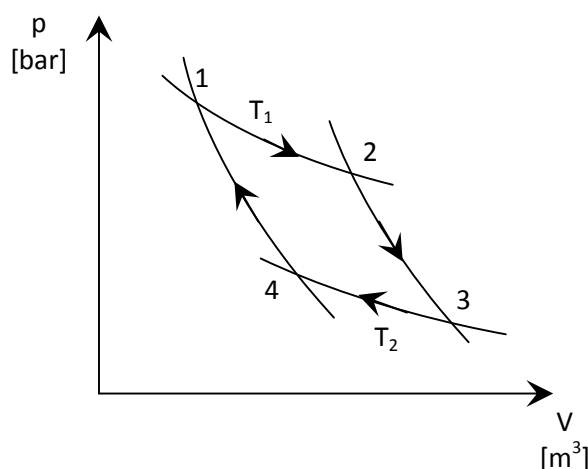
Problema 3.9

O cantitate $m=1 \text{ kg}$ de azot (N_2), considerat ca gaz perfect, efectuează un ciclu Carnot direct. Știind că: temperatura sursei reci este $t_2=27^\circ\text{C}$, căldura transmisă sursei reci este $Q_2=3,6 \text{ kJ/ciclu}$, iar lucrul mecanic efectuat de gaz în timpul destinderii adiabatice este $L_{23}=148,4 \text{ kJ/ciclu}$, să se determine:

1- temperatura sursei calde $T_1(\text{K})$;

2- lucrul mecanic total efectuat de gaz (kJ/ciclu);

3- volumul gazului la sfârșitul destinderii adiabatice 2-3, cunoscând că volumul la începutul destinderii izoterme este $V_1=0,3 \text{ m}^3$.

Rezolvare:

Constanta azotului este $r = 296,6 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, iar exponentul adiabatic este $\gamma = 1,4$.

Pentru destinderea adiabatică 2-3, lucrul mecanic este:

$$L_{12} = U_2 - U_3 = m \cdot c_v (T_2 - T_3) = m \cdot c_v (T_1 - T_2)$$

deoarece în stările 2 și 3 temperaturile sunt T_1 și T_2 .

Capacitatea calorică specifică este:

$$c_v = r / (\gamma - 1) = 296,6 / 0,4 = 741,5 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Se obține temperatura T_1 :

$$T_1 = T_2 + \frac{L_{23}}{m \cdot c_v} = 300 + \frac{148,4 \cdot 10^3}{1 \cdot 741,5} = 500 \text{ K}$$

Capacitatea calorică cedată sursei reci fiind exprimată prin relația:

$$Q_2 = m \cdot r \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_3}{V_4} = m \cdot r \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (\text{deoarece } \frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1})$$

de unde se obține:

$$V_2 = V_1 \cdot \exp\left(\frac{Q_2}{m \cdot r \cdot T_2}\right) = 0,3 \cdot \exp\left(\frac{3,6 \cdot 10^3}{1 \cdot 296,6 \cdot 300}\right) = 0,312 \text{ m}^3$$

și din adiabata 2-3 se obține:

$$V_3 = V_2 \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = 0,312 \left(\frac{500}{300}\right)^{\frac{1}{0,4}} = 1,12 \text{ m}^3$$

Lucrul mecanic pe ciclu va fi:

$$L_c = (T_1 - T_2) \cdot \Delta S$$

unde:

$$\Delta S = m \cdot r \cdot \ln(V_2 / V_1) = 1 \cdot 296,6 \cdot \ln \frac{0,312}{0,3} = 11,633 \text{ J/K}$$

Așadar:

$$L_c = (500 - 300) \cdot 11,633 \cdot 10^{-3} = 2,327 \text{ kJ/ciclu}$$

Seminarul 4

Problema 4.1

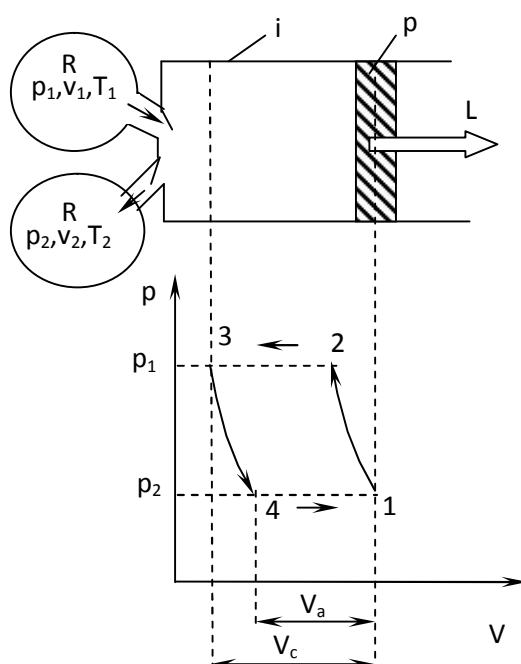
Un compresor cu piston aspiră debitul de aer $\dot{V} \text{ Nm}^3/\text{min}$, având presiunea $p_1 \text{ N lbar}$ și temperatura $t_1 \text{ N } 20^\circ\text{C}$, și-l refulează sub presiunea $p_2 \text{ N } 7\text{bari}$. Transformările termodinamice sunt adiabate reversibile ($\kappa = 1,4$) și căldura specifică a aerului este $c_p = 1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$. Se determine:

a) Puterea teoretică (P_t) absorbită de compresor (kW).

b) Debitul volumic de aer $\dot{V}_N \text{ Nm}^3/\text{h}$.

c) Gradul de admisie (λ) al compresorului fiind $\lambda = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \text{ N } \frac{V_1}{V_3} \text{ N } 10$.

Rezolvare:



Compresorul cu piston cu o treaptă de comprimare, cu volum mort.

a. Puterea teoretică în cazul unei comprimari adiabatică este:

$$P_t = \dot{m} c_p \rho T_2 > T_1 :$$

unde:

$$r = \frac{\kappa - 1}{\kappa} c_p = \frac{1,4 - 1}{1,4} \cdot 1000 = 285,7 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

$$\dot{m} = \frac{p_1 \dot{V}}{r \cdot T_1} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{60}}{285,7 \cdot 293} = 1,99 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = 293 \left(\frac{7}{1} \right)^{1,4} = 511 \text{ K}$$

$$P_t = 1,99 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot (511 - 293) = 4,34 \text{ kW}$$

b. Debitul volumic orar de aer va fi:

$$\dot{V}_N = \frac{\dot{m} \cdot r \cdot T_N}{p_N} = \frac{1,99 \cdot 10^{-2} \cdot 285,7 \cdot 273,15 \cdot 3600}{1,013 \cdot 10^5} = 55,15 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

c. Se numește **grad de admisie** sau **grad de umplere**, λ , raportul dintre variația volumului în timpul aspirației (V_a) și volumul corespunzător cursei totale (V_c) a pistonului:

$$\lambda = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} = \frac{V_a}{V_c} < 1; \quad V_c = \frac{f \cdot D^2}{4} \cdot L$$

unde:

D - diametrul interior al cilindrului. L - cursa pistonului.

Înlocuind numeric, se obține:

$$\lambda = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} = \frac{\frac{V_1}{V_3} - \frac{V_4}{V_3}}{\frac{V_1}{V_3} - 1} = \frac{10 - \frac{V_4}{V_3}}{10 - 1} = \frac{10 - 4,01}{9} = 0,66$$

Deoarece din ecuația adiabatei, rezultă :

$$\frac{V_4}{V_3} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = 7^{1,4} = 4,01$$

Problema 4.2

Un compresor cu piston cu doi cilindri, în două trepte de comprimare, cu racire intermediară, comprimă un debit de aer $\dot{m} = 10 \text{ kg/min}$, de la presiunea $p_1 = 1 \text{ bar}$ și temperatura $t_1 = 20^\circ\text{C}$, până la presiunea $p_2 = 36 \text{ bari}$.

Raportele de comprimare pentru cele două trepte de comprimare sunt egale, iar aerul se consideră un gaz ideal, cu căldura specifică constantă.

Exponentul politropic pentru comprimare este $n = 1,3$, iar racirea intermediară (izobar) se face până la temperatura $t_4 = 20^\circ\text{C}$.

Se cunosc pentru cele două trepte de comprimare (JP-joaasă presiune; IP-înaltă presiune): $\frac{V_1}{V_2} = 0,04$ și $\frac{V_3}{V_4} = 0,06$. Turația compresorului este: $n_g = 800 \text{ rot/min}$. Se cer:

- puterea teoretică de comprimare;
- debitele volumice de aer pentru cele două trepte de comprimare: \dot{V}_{JP} și \dot{V}_{IP} ;
- fluxurile termice schimbate în fiecare cilindru: \dot{Q}_{JP} , \dot{Q}_{IP} și în racitorul intermediar: \dot{Q}_{RI} ;
- cilindreea pentru fiecare cilindru: V_{JP} , V_{IP} .

Se cunosc: $\gamma = 1,4$; $M = 28,97 \text{ kg/kmol}$ - masa moleculară a aerului.

Rezolvare:

- Pentru un consum minim de lucru mecanic de comprimare, presiunea intermediară este:

$$p_i = \sqrt{p_1 \cdot p_2} = 6 \text{ bari}$$

Constanta specifică a aerului este:

$$r = \frac{R}{M} = \frac{8314}{28,97} = 286,98 \approx 287 \frac{\text{J}}{\text{kgkmol}}$$

Puterile teoretice de comprimare pentru cele două trepte de comprimare sunt egale, deci puterea totală va fi:

$$P = 2 \dot{m} \frac{n}{n-1} r T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = 2 \cdot \frac{10}{60} \cdot \frac{1,3}{0,3} \cdot 287 \cdot 293 (1 - 6^{0,231}) = -62,3 \text{ kW}$$

- Debitele volumice orare pentru cele două trepte de comprimare sunt ($T_4 = T_1$):

$$\dot{V}_{JP} = \dot{m} v_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1} = \dot{m} \frac{r T_1}{p_1} = 10 \cdot 60 \cdot 287 \frac{293}{10^5} = 504,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{V}_{IP} = \dot{m} v_4 = \frac{\dot{m}}{\rho_4} = \dot{m} \frac{r T_4}{p_4} = 10 \cdot 60 \cdot 287 \frac{293}{6 \cdot 10^5} = 80,08 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$T_3 = T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 293 \left(\frac{36}{6} \right)^{0,3} = 443 \text{ K} \quad (t_2 = t_3 = 170^\circ\text{C})$$

c) pentru transformările politropice 1-3 și 4-2 se aplică Principiul I al Termodinamicii, fluxurile termice fiind egale:

$$\dot{Q}_{JP} - \frac{P}{2} = \dot{m}(i_3 - i_1) = \dot{m}c_p(T_3 - T_1)$$

$$\dot{Q}_{IP} - \frac{P}{2} = \dot{m}c_p(T_2 - T_4) = \dot{m}c_p(T_3 - T_1)$$

$$c_p = \frac{\kappa \cdot r}{\kappa - 1} = \frac{1,4 \cdot 287}{1,4 - 1} = 1004,5 \frac{J}{kgK} = 1,0045 \frac{kJ}{kgK}$$

Rezult : $\dot{Q}_{JP} = \dot{Q}_{IP} = \dot{m}c_n(T_3 - T_1)$

unde: $c_n = c_v \frac{n - \kappa}{n - 1} = \frac{c_p}{\kappa} \frac{n - \kappa}{n - 1} = 1,0045 \frac{1,3 - 1,4}{1,4 - 1} = -0,0573 = -0,2395 \frac{kJ}{kgK}$

$$\dot{Q}_{JP} = \frac{10}{60}(-0,2395)(443 - 293) = -6kW$$

Pentru racitorul intermediar RI:

$$\dot{Q}_{RI} = \dot{m}c_p(T_4 - T_3) = \frac{10}{60}1,0045(293 - 443) = -25,1kW$$

d) Se calculează gradul de admisie (umplere):

$$\}_{JP} = \frac{V_1' - V_3'}{V_3' - V_3'} = \frac{\frac{V_1'}{V_1'} - 1}{\frac{V_1' - V_3'}{V_1'} - \frac{V_3'}{V_1'}} = \frac{\frac{1}{0,04} - 1}{\frac{1}{0,04} - \left(\frac{1}{6}\right)^{\frac{1}{1,3}}} = 0,881$$

$$\frac{V_3'}{V_1'} = \left(\frac{p_1}{p_i}\right)^{\frac{1}{n}}; \frac{V_2'}{V_4'} = \left(\frac{p_i}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}$$

$$\}_{IP} = \frac{V_4' - V_4''}{V_4' - V_2'} = \frac{\frac{V_4'}{V_4'} - 1}{\frac{V_4'}{V_4'} - \frac{V_2'}{V_4'}} = \frac{\frac{1}{0,06} - 1}{\frac{1}{0,06} - \left(\frac{6}{36}\right)^{\frac{1}{1,3}}} = 0,822$$

Cilindreele vor fi:

$$V_{JP} = \frac{\dot{V}_{JP}}{n_g \cdot \}_{JP}} = \frac{504,7}{800 \cdot 60 \cdot 0,881} = 0,0119m^3 = 11,9l(dm^3)$$

$$V_{IP} = \frac{\dot{V}_{IP}}{n_g \cdot \}_{IP}} = \frac{84,12}{800 \cdot 60 \cdot 0,822} = 0,00213m^3 = 2,13l(dm^3)$$

$$\left[\begin{array}{c} m^3 \\ \frac{m^3}{rot} = \frac{h}{rot} \\ h \end{array} \right]$$

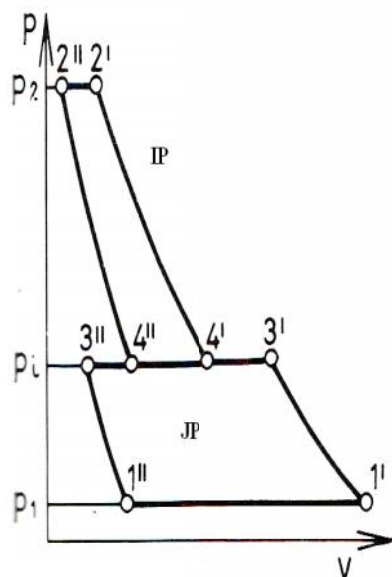


Fig.1a

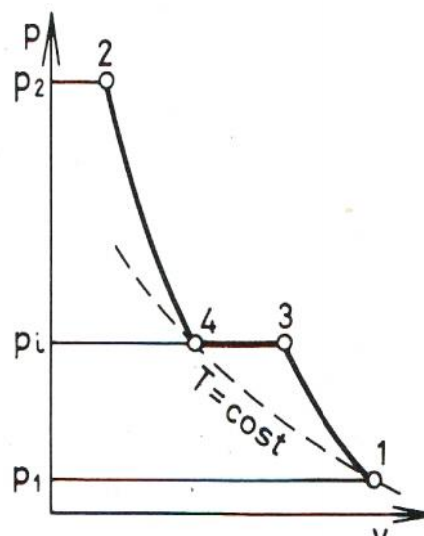


Fig. 1b

Fig. 1a-Diagrama p-V pentru un compresor cu piston în 2 trepte de comprimare, cu volum mort.

Fig. 1b- Diagrama p-V pentru un compresor cu piston în 2 trepte de comprimare, fără volum mort (caz teoretic, $V_{\min}=0$).

Problema 4.3

Într-un ajutoraj se deschide izentropic un debit de 0,8 kg/s azot, de la presiunea $p_0 = 1,8$ bar și temperatura $t_0 = 80^\circ C$, până la presiunea atmosferică, considerată normal (760 mmHg=1,013 bari). Să se dimensioneze ajutorajul în condițiile unui coeficient de pierderi în ajutoraj de $\lambda = 0,97$.

Rezolvare:

1) Dimensionarea ajutorajului se realizează după ce se stabilește natura ajutorajului. În acest sens, se determină din raportul critic valoarea presiunii critice și se compară cu presiunea din exterior ($p_{ext} = p_2$):

$$p_{cr} = p_0 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 1,8 \cdot \left(\frac{2}{1,4 + 1} \right)^{\frac{1,4}{1,4 - 1}} = 0,96 < p_2 = 1,013 \text{ bari}$$

Deci ajutorajul este convergent.

Aria secțiunii de ieșire și, implicit, diametrul de ieșire se determină cu relația de continuitate:

$$A_2 = \frac{f \cdot d_2^2}{4} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot w_{2r}}$$

Viteza reală la ieșire se determină în funcție de coeficientul de viteză:

$$w_{2r} = \lambda \cdot w_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p_0 \cdot v_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]}$$

Volumul masic al azotului în seciunea de intrare este dat de relația:

$$v_0 = \frac{r \cdot T_0}{p_0} = \frac{297 \cdot (273,15 + 80)}{1,8 \cdot 10^5} = 0,58 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Revenind la calculul vitezei reale în seciunea de ieșire, rezultă:

$$w_{2r} = 0,97 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 1,8 \cdot 10^5 \cdot 0,58 \cdot \left[1 - \left(\frac{1,013}{1,8} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right]} = 340 \text{ m/s}$$

În final, se calculează diametrul seciunii de ieșire:

$$\begin{aligned} d_2 &= \sqrt{\frac{4 \cdot A_2}{f}} = \sqrt{\frac{4}{f}} \cdot \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot v_2}{w_{2r}}} = \sqrt{\frac{4}{f}} \cdot \sqrt{\frac{\dot{m}}{w_{2r}}} \cdot v_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{1,4}} = \\ &= \sqrt{\frac{4}{f}} \cdot \sqrt{\frac{0,8}{340}} \cdot 0,58 \cdot \left(\frac{1,8}{1,013} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,0512 \text{ m} \end{aligned}$$

Problema 4.4

Printr-un ajutor al unui motor cu reacție trece debitul volumic de 360 000 kg gaze/oră. La intrare, gazele au presiunea $p_0 = 4$ at și temperatura 700°C , destinderea lor fiind cându-se adiabatic izentropic până la $p = 1$ at.

Să se determine:

- 1) Dimensiunile ajutorului;
- 2) Starea gazelor la ieșirea din ajutor.

Se va considera că gazele au proprietățile aerului și că nu se înregistrează pierderi, iar destinderea se face în ajutor de la starea de frînare ($w_0 = 0$).

Rezolvare:

- 1) Debitul masic de gaze care circulă prin ajutor va fi de 100 kg/s.

Raportul (gradul) critic de destindere este:

$$v_{cr} = \frac{p_{cr}}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,53$$

În consecință, $p_{cr} = 2,12$ at > 1 at = p_2 . Deci ajutorul este convergent-divergent, pentru a permite destinderea până la presiuni subcritice, iar în seciunea minimă se înregistrează parametrii critici.

Viteza critică este deci:

$$w_{cr} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot r T_0} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4 + 1} \cdot 297 \cdot 973,15} = 571 \text{ m/s}$$

Diametrul seciunii minime este:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{f}} \cdot \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot v_0}{w_{cr}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m} \cdot v_0}{f \cdot w_{cr}}} \cdot \left(\frac{p_0}{p_{cr}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m} \cdot r \cdot T_0}{f \cdot p_0} \cdot \left(\frac{p_0}{p_{cr}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}} =$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{100}{571} \cdot \frac{287 \cdot 973,15}{4 \cdot 0,981 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,981 \cdot 10^5}{2,12 \cdot 0,981 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,4}}}{f}} = 0,5m$$

Viteza în seciunea de ieșire este supersonică :

$$w_{cr} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{cr}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} =$$

$$= \sqrt{2 \cdot \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 287 \cdot 973,15 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{4} \right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} \right]} = 800 \text{ m/s}$$

Seciunea de ieșire va fi:

$$A_2 = \frac{\dot{m} \cdot v_2}{w_2} = \frac{\dot{m} \cdot v_0 \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}}}{w_2} = \frac{100 \cdot \frac{287 \cdot 973,15}{4 \cdot 0,981 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{4}{1} \right)^{\frac{1}{1,4}}}{800} = 0,24 \text{ m}^2$$

Volumul masic (specific) în seciunea de ieșire este:

$$v_2 = v_0 \cdot \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \frac{287 \cdot 973,15}{4 \cdot 0,981 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{4}{1} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 1,971 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Diametrul seciunii de ieșire este:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_2}{f}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,24}{f}} = 0,553m.$$

Alegând unghiul de evazare a porțiunii divergente, $\gamma = 10^\circ C$, rezultă lungimea porțiunii divergente:

$$l = \frac{d_2 - d_{\min}}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} = \frac{553 - 500}{2 \cdot \operatorname{tg} 5^\circ} = 0,303m$$

Astfel, cunoscând diametrele seciunilor minime (critice) și de ieșire și lungimea porțiunii divergente, se consideră dimensionarea încheiată .

2) Pentru determinarea temperaturii în seciunea de ieșire, se aplică ecuația de stare, deoarece ceilalți parametri sunt deja cunoscuți:

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{r} = \frac{1 \cdot 0,981 \cdot 10^5 \cdot 1,917}{287} = 654K; t = 381^\circ C.$$

Problema 4.5

Debitul masic de 40 kg/s de aer se destinde adiabatic într-un ajutoraj de la stare de frânare: $p_0=15$ bari, $t_0=900^\circ\text{C}$, pâna la presiunea de 8 bari, destinderea fiind adiabatica cu frecări interne la care se tie coeficientul de viteză $\lambda=0,95$.

Cunoscând: $r=287$ J/kg K și $c=1$ kJ/kg.K(p=ct.), să se determine:

- 1- natura ajutorajului;
- 2- vitezele teoretic și real a aerului la ieșirea ajutorajului;
- 3- secțiunea de ieșire A_2 ;
- 4- variația entropiei specifice și totale pe ajutoraj.

Rezolvare:

- 1- pentru determinarea naturii ajutorajului se compară gradul de destindere a gazului în ajutoraj cu gradul critic de destindere dat de relația:

$$v_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

Exponentul adiabatei izentropice este:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_p - r} = \frac{1}{1 - 0,287} = 1,4, \text{ aadar:}$$

$$v_{cr} = \left(\frac{2}{2,40} \right)^{3,5} = 0,528;$$

$$v = \frac{p_2}{p_0} = \frac{8}{15} = 0,533 > v_{cr}$$

Deci, ajutorajul este subsonic, gradul de destindere fiind mai mare decit gradul critic.

- 2- pentru calculul vitezelor este necesar să se cunoască temperatura T_2 :

$$T_{2a} = T_0 \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = 1173 \left(\frac{8}{15} \right)^{0,4} = 980,2 \text{ K}$$

-viteza teoretic :

$$c_{2a} = \sqrt{2 \cdot c_p (T_0 - T_{2a})} = \sqrt{2 \cdot 10^3 (1173 - 980,2)} = 621 \text{ m/s}$$

-viteza real c_2 :

$$c_2 = \lambda \cdot c_{2a} = 0,95 \cdot 621 = 590 \text{ m/s.}$$

- 3- Din relația entalpiei de frânare: $i_e = i_2 + c_2^2 / 2$, scris pentru gazul ideal ($c_p = \text{const.}$), rezultă :

$$T_2 = T_e - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p} = 1173 - \frac{590^2}{2000} = 999 \text{ K}$$

$$v_2 = \frac{r \cdot T_2}{p_2} = 287 \cdot 999 / (8 \cdot 10^5) = 0,358 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Aadar:

$$A_2 = m \cdot v_2 / c_2 = 40 \cdot 0,358 / 590 = 0,024 \text{ m}^2$$

$$d_2 = 0,176 \text{ m.}$$

4- varia ia entropiilor (specifice i totale):

$$s_2 - s_{2a} = c_p \cdot \ln(T_2 / T_{2a}) = 1 \cdot 10^3 \cdot \ln \frac{999}{980,2} = 19 \text{ J/kg.K}$$

$$S_2 - S_{2a} = m(s_2 - s_{2a}) = 40 \cdot 19 = 760 \text{ kW/K.}$$

Varia ia entropiei totale la un gaz în curgere stabilizat este exprimata în kW/K, cantitatea de gaz fiind un debit masic(kg/s).

Seminarul 5

Problema 5.1

Într-un ajutoraj se destind 15 kg/s de aer de la 15 bari și 1000°C, până se ajunge la 80% din viteza sunetului în secțiunea de ieșire ($Ma=0,8$). Destinderea este adiabatică ireversibilă, coeficientul de viteză fiind $\lambda=0,95$.

Pentru aer: $r=287$ J/kg.K; $c_p=1$ kJ/(kg.grd); $\gamma=1,4$.

Să se determine:

- 1- starea aerului la ieșirea ajutorajului;
- 2- viteza teoretică și reală a gazului la ieșire;
- 3- secțiunea de ieșire.

Rezolvare:

- 1- viteza care se atinge prin destinderea gazului din starea de frânare până în starea 1 se obține din ecuația:

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot (i_e - i_1)} = \sqrt{2 \cdot c_p (T_0 - T_1)}$$

iar viteza sunetului la temperatura T_1 este:

$$c_{s1} = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_1} = \sqrt{c_p (\gamma - 1) \cdot i_1}$$

aadar, raportul Mach(=Ma) va fi:

$$Ma = \frac{c_1}{c_{s1}} = \sqrt{\frac{2(i_0 - i_1)}{(\gamma - 1)i_1}}$$

din care se obține:

$$Ma^2 (\gamma - 1) \cdot i_1 = 2(i_0 - i_1)$$

și, în final, pentru $c_p = \text{ct}$:

$$i_1 = \frac{2 \cdot i_e}{(\gamma - 1) \cdot Ma^2 + 2} \therefore T_1 = \frac{2 \cdot 1273}{0,4 \cdot 0,8^2 + 2} = 1128,5 \text{ K}$$

pentru care viteza gazului este:

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot 10^3 (1273 - 1128,5)} = 537,6 \text{ m/s}$$

Viteza teoretică c_{1a} , care se obține prin destinderea izentropică 0-1a, este:

$$c_{1a} = \frac{c_1}{\lambda} = \frac{537,6}{0,95} = 565,9 \text{ m/s}$$

și din ecuația energiei mecanice: $i_0 = i_{1a} + \frac{c_{1a}^2}{2}$, în care $c_p = \text{ct}$:

$$T_{1a} = T_0 - \frac{c_{1a}^2}{2} = 1273 - \frac{565,9^2}{2 \cdot 10^3} = 1112,9 \text{ K}$$

de unde:

$$p_1 = p_0 \left(\frac{T_{1a}}{T_0} \right)^{\frac{x}{x-1}} = 15 \left(\frac{1112,9}{1273} \right)^{3,5} = 9,37 \text{ bari};$$

iar viteza sunetului va fi:

$$c_{1a} = \sqrt{x \cdot r \cdot T_1} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 1128,5} = 673,4 \text{ m/s}$$

Ca verificare:

$$Ma = c_1 / c_{1s} = \frac{537,6}{673,4} = 0,8$$

Volumul specific va fi:

$$v_1 = r \cdot T_1 / p_1 = 287 \cdot 1128,5 / (9,37 \cdot 10^5) = 0,346 \text{ m}^3/\text{kg}$$

i sec iunea de ie ire este:

$$A_1 = m \cdot v_1 / c_1 = 15 \cdot 0,346 / 537,6 = 9,654 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Pentru sec iunea circular , diametrul de ie ire ar fi:

$$d_1 = 0,11 \text{ m}.$$

Problema 5.2

O instala ie de for cu turbine cu gaze func ioneaz dup ciclul teoretic Joule. Gradul de comprimare al compresorului (i gradul de destindere al turbinei) este $v = 15$, iar temperatura gazului la admisia turbinei T este de 1200K . Puterea mecanic la arborele instala iei este $P = 15.000\text{kW}$. Parametrii gazului la admisia compresorului K sunt:

$p_1 = 1\text{bar}$; $t_1 = 20^\circ\text{C}$. Fluidul de lucru are ca valori caracteristice: $r = 287 \text{ J/kgK}$;

$c_p = 1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{grad}$; $\gamma = 1,4$.

S se determine:

- 1- Randamentul termic al ciclului.
- 2- Presiunea, temperatura i debitul volumic în punctele caracteristice ale ciclului.
- 3- Debitul \dot{m} de gaz care efectueaz ciclul.
- 4- Schimburile de energie i varia ia entropiei pentru fiecare transformare i pentru tot ciclul.

Rezolvare:

1. Randamentul termic al ciclului:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{v^{\frac{x-1}{x}}} = 1 - \frac{1}{15^{0,286}} = 0,538$$

2. M rimile de stare în punctele caracteristice ale ciclului sunt:

$$p_1 = 1\text{bar}; p_2 = p_1 \cdot v = 15\text{bari}; p_3 = p_2 = 15\text{bari}; p_4 = p_1 = 1\text{bar};$$

$$T_1 = 293\text{K}; T_2 = T_1 \cdot v^{\frac{x-1}{x}} = 635\text{K}; T_3 = 1200\text{K}; T_4 = \frac{T_3}{v^{\frac{x-1}{x}}} = 554\text{K}.$$

3. Debitul \dot{m} de gaz care efectuează ciclul:

$$\dot{m} = \frac{P}{c_p(T_3 - T_4 + T_1 - T_2)} = \frac{15000}{304} = 49,4 \text{ kg/s}$$

Debitul volumic \dot{V} :

$$\dot{V}_1 = \dot{m} \cdot r \cdot \frac{T_1}{p_1} = 41,5 \text{ m}^3/\text{s}; \quad \dot{V}_2 = \dot{m} \cdot r \cdot \frac{T_2}{p_2} = 6 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_3 = 11,34 \text{ m}^3/\text{s}; \quad \dot{V}_4 = 78,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

4. Schimburile de energie și variația entropiei:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{23} = \dot{m} \cdot c_p (T_3 - T_2) = 27900 \text{ kW}; \quad P_K = \dot{L}_K = \dot{L}_{12} = \dot{m} \cdot c_p (T_1 - T_2) = -16900 \text{ kW};$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{41} = \dot{m} \cdot c_p (T_1 - T_4) = -12900 \text{ kW}; \quad \dot{L}_t = \dot{L}_{34} = \dot{m} \cdot c_p (T_3 - T_4) = 31900 \text{ kW};$$

$$\oint \delta \dot{Q} = 15000 \text{ kW} = \oint \delta \dot{L}; \quad \dot{S}_3 - \dot{S}_2 = \dot{m} \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_3}{T_2} = 31,45 \text{ kW/K};$$

$$\dot{S}_1 - \dot{S}_4 = \dot{m} \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_1}{T_4} = -31,45 \text{ kW/K}$$

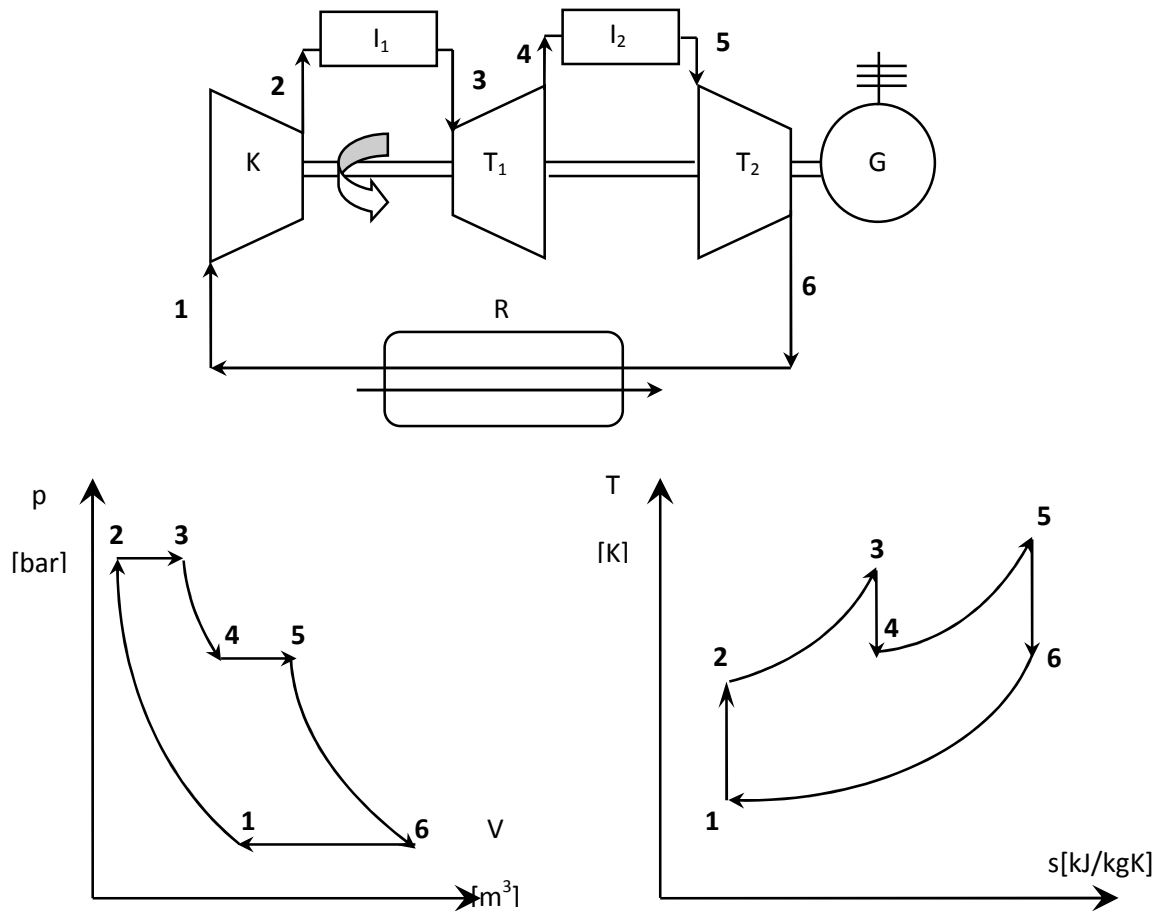
Se verifică: $\oint d \cdot \dot{S} = 0$, deci ciclul este reversibil.

Problema 5.3

În instalația de turbine cu gaze cu încălzire intermediară reprezentată în figura de mai jos trebuie să aibă la arbore o putere teoretică de $P=15000 \text{ kW}$; turbina T_1 este dimensionată pentru antrenarea compresorului K, turbina T_2 este dimensionată pentru deservirea consumatorului extern G. Gradul de comprimare al compresorului este $\kappa=15$. Temperaturile gazului la intrarea ambelor turbine trebuie să fie de 900 K . Presiunea și temperatura gazului la admisia compresorului sunt: $p_1=1 \text{ bar}$; $t_1=20^\circ \text{C}$. Parametrii gazului care parcurge instalația sunt: $r=287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$; $\gamma=1,4$; $c_p=1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$.

Să se determine:

1. presiunea, temperatura și volumul specific în stările caracteristice ale ciclului;
2. gradele η_1 și η_2 de destindere pentru cele două turbine T_1 și T_2 , precum și rapoartele η_1 și η_2 dintre temperaturile absolute de la ieșirea și de la intrarea celor două încălzitoare I_1 și I_2 ;
3. debitul \dot{m} de gaz care efectuează ciclul teoretic;
4. puterile teoretice ale celor două turbine precum și puterea absorbită de compresorul K;
5. fluxurile termice \dot{Q}_1 și \dot{Q}_2 absorbite de încălzitoarele I_1 și I_2 precum și fluxul \dot{Q}_2 cedat în refrigerentul R (în cazul instalației în circuit închis);
6. randamentul termic al ciclului.

**Rezolvare:**

1- (pentru debitul unitar $m = 1 \text{ kg/s}$) și $k=15$, rezult :

$$p_1=1 \text{ bar}; \quad p_2=p_1 \cdot k=15 \text{ bari}; \quad p_3=p_2=15 \text{ bari};$$

$$T_1=293 \text{ K}; \quad T_2=T_1 \cdot \sqrt[k]{\frac{x-1}{x}} = 635 \text{ K}; \quad T_3=900 \text{ K (impusa)}$$

$$v_1=r \cdot T_1/p_1=0,841 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}; \quad v_2=v_1/\sqrt[k]{\frac{x}{x-1}} = 0,121 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}; \quad v_3=v_2 \cdot T_3/T_2=0,172 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Pentru determinarea stării 4 se ține cont ca turbina T_1 este dimensionat pentru antrenarea exclusivă a compresorului K, puterile specifice ale turbinei și compresorului trebuie să fie egale, adică :

$$i_3-i_4=i_2-i_1 \text{ de unde } T_4=T_3+T_1=558 \text{ K}$$

Se calculează:

$$p_4 = p_3 (T_4/T_3)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 2,8 \text{ bari}; \quad p_5=p_4=2,8 \text{ bari}; \quad p_6=p_1=1 \text{ bar};$$

$$T_4=558 \text{ K}; \quad T_5=900 \text{ K (impus)}; \quad T_6=T_5 (p_6/p_5)^{\frac{x-1}{x}} = 672 \text{ K};$$

$$v_4 = r \cdot T_4 / p_4 = 0,573 \frac{m^3}{kg}; v_5 = v_4 \cdot T_5 / T_4 = 0,928 \frac{m^3}{kg}; v_6 = v_5 (T_6 / T_5)^{\frac{1}{\gamma-1}} = 1,93 \frac{m^3}{kg}$$

2- Gradele de destindere pe încălzitoare și refrigerent sunt:

-pentru turbina T_1 : $\tau_1 = p_3 / p_4 = 5,37$;

-pentru turbina T_2 : $\tau_2 = p_5 / p_6 = 2,8$;

Raportul temperaturilor pentru încălzitoare și refrigerent:

-pentru încălzitorul I_1 : $\tau_1 = T_3 / T_2 = 1,416$;

-pentru încălzitorul I_2 : $\tau_2 = T_5 / T_4 = 1,62$;

-pentru refrigerentul R: $\tau_3 = T_6 / T_1 = 2,29$.

3- Debitul de gaz care efectuează ciclul:

$$\dot{m} = \frac{P}{(i_5 - i_6)} = \frac{P}{c_p (T_5 - T_6)} = 65,6 \text{ kg/s}$$

4- Puterile celor două turbine și puterea absorbită de compresor vor fi:

$$P_{T1} = \dot{m} \cdot c_p (T_5 - T_6) = P_K = \dot{m} \cdot c_p (T_2 - T_1) = 22400 \text{ kW}$$

$$P_{T2} = 15.000 \text{ kW} = P_G$$

5- Fluxurile termice în încălzitoarele I_1 și I_2 și în refrigerentul R:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot c_p (T_3 - T_2) = 17360 \text{ kW};$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m} \cdot c_p (T_5 - T_4) = 22500 \text{ kW};$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = 39850 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m} \cdot c_p (T_1 - T_6) = -24850 \text{ kW}$$

6- Randamentul termic al ciclului:

$$\eta_t = 1 - \dot{Q}_2 / \dot{Q}_1 = 0,377; (\eta_t = 37,796\%)$$

Problema 5.4

Instalația de forță prezentată mai jos trebuie să aibă o putere teoretică la arbore $P = P_G = 3000 \text{ kW}$ (pentru consumatorul extern G). Gazul perfect care evoluează în instalație are caracteristicile aerului: $r = 287 \text{ J/kg.K}$; $\gamma = 1,4$; $c_p = 1 \text{ kJ/kg.K}$.

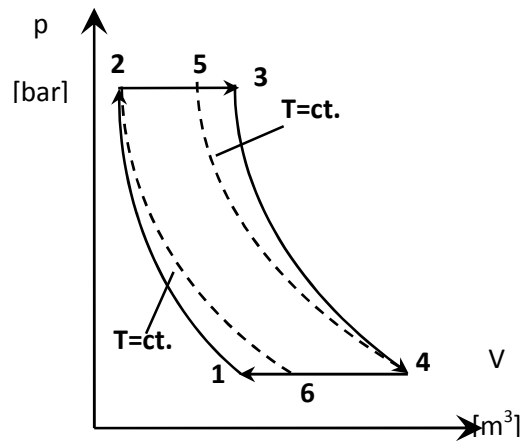
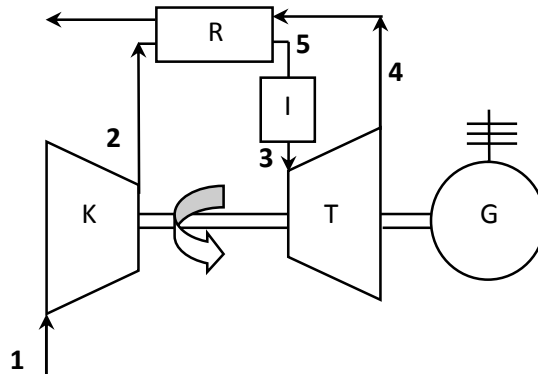
Instalația funcționează după ciclul Joule cu regenerare.

Se cunosc: $p_1 = 1 \text{ bar}$; $t_1 = 17^\circ\text{C}$; $t_3 = 600^\circ\text{C}$; $\tau_2 = p_2 / p_1 = 4$; $\tau_3 = p_3 / p_4 = 4$.

Să se determine:

- 1- marimile termice ale gazului în punctele caracteristici ale ciclului;
- 2- debitul \dot{m} de gaz care parcurge instalația;
- 3- puterea absorbită de compresor și puterea turbinei;
- 4- schimburile de căldură cu sursa caldă, cu sursa rece și căldura regenerată;
- 5- randamentul termic al instalației;
- 6- care ar fi schimburile de căldură cu sursa caldă și rece dacă ar lipsi regenerarea;

7- randamentul termic al ciclului fără regenerare.



Rezolvare:

1- $p_1=1$ bar; $p_2=4$ bari; $p_3=4$ bari; $T_1=290$ K;

$$T_2 = T_1 \cdot v^{\frac{x-1}{x}} = 431 \text{ K}; \quad T_3=873 \text{ K (dat)}; \quad v_1=r \cdot T_1/p_1=0,8323 \text{ m}^3/\text{kg};$$

$$v_2=v_1/v^{\frac{1}{x}}=0,3092 \text{ m}^3/\text{kg}; \quad v_3=v_2 \cdot T_3/T_2=0,6264 \text{ m}^3/\text{kg};$$

$$p_4=p_1=1 \text{ bar}; \quad p_5=p_2=4 \text{ bari}; \quad p_6=p_4=1 \text{ bar}; \quad T_4=T_3/v^{\frac{x-1}{x}}=588 \text{ K};$$

$$T_5=T_4=588 \text{ K}; \quad T_6=T_2=431 \text{ K}; \quad v_4=v_3/v^{\frac{1}{x}}=1,6864 \text{ m}^3/\text{kg};$$

$$v_5=v_2 \cdot T_5/T_2=0,4215 \text{ m}^3/\text{kg}; \quad v_6=v_4 \cdot T_6/T_4=1,2368 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

2- Debitul de gaz va fi:

$$\dot{m} = \frac{P}{(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)} = \frac{P}{c_p(T_3 + T_1 - T_4 - T_2)} = 20,83 \text{ kg/s}$$

3- Puterea turbinei și puterea absorbită de compresor:

$$P_T = \dot{m} \cdot c_p (T_3 - T_5) = 5936 \text{ kW};$$

$$-P_K = \dot{m} \cdot c_p (T_2 - T_1) = 2936 \text{ kW};$$

$$P = P_T + P_K = 3000 \text{ kW}.$$

3- Schimburile de flux termic cu sursele exterioare și fluxul regenerat:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot c_p (T_3 - T_5) = 5936 \text{ kW};$$

$$-\dot{Q}_2 = \dot{m} \cdot c_p (T_6 - T_1) = 2936 \text{ kW};$$

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{46} = \dot{Q}_{25} = \dot{m} \cdot c_p (T_5 - T_2) = 3270 \text{ kW}$$

4- Randamentul termic al instalației:

$$\eta_t = P / \dot{Q}_1 = 0,505$$

5- Schimburile de căldură în ciclul fără regenerare:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot c_p (T_3 - T_2) = 9207 \text{ kW};$$

$$-\dot{Q}_2 = \dot{m} \cdot c_p (T_4 - T_1) = 6207 \text{ kW}$$

6- Randamentul termic al ciclului fără regenerare:

$$y_i = (\dot{Q}_1 - |\dot{Q}_2|) / \dot{Q}_1 = 0,325; (y_i = 32,5\%)$$

Se observă cu ușurință influența regenerării asupra economicității instalației termice; pentru aceeași putere este necesară (teoretic) introducerea de numai 5936 kW, față de 9207 kW, în absența regenerării (randament de 50,5% față de 32,5%).

Problema 5.5

Într-o instalație cu turbină cu gaze, cu ardere la presiune constantă, aerul este comprimat adiabatic de la presiunea de 1 bar și temperatura de 15⁰ C, până la presiunea de 5 bar ($\gamma = p_2/p_1 = 5$). În urma arderii, temperatura gazelor crește de 2,8 ori, iar destinderea adiabatică din turbină are loc până la presiunea de 1 bar. Randamentul intern al compresorului este $\eta_c = 0,82$, randamentul intern al turbinei $\eta_T = 0,85$ și randamentul mecanic al ambelor agregate este $\eta_m = 0,98$.

Să se calculeze:

a. puterea efectiv necesară antrenării compresorului, știind că orară se vehiculează prin compresor 25000 kg·aer;

b. puterea efectivă a turbinei, considerând că debitul de gaz vehiculat este egal cu cel al aerului, având aceleași caracteristici ca ale acestuia;

- c. puterea utilă la arborele turbinei;
- d. randamentul termic al ciclului teoretic și al celui real;
- e. randamentul efectiv al instalației.

Rezolvare:

- a. Puterea efectivă necesară compresorului se calculează cu relația:

$$P_{ce} = \frac{\dot{m} \cdot l_0}{\gamma_c \cdot \gamma_m} \text{ [kW]}$$

Lucrul mecanic tehnic specific al compresorului se poate calcula astfel:

$$|l_c| = \frac{\kappa}{\kappa - 1} r T_1 \left[v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \text{ [kJ/kg]}$$

sau cu ajutorul entalpiilor:

$$|l_c| = i_2 - i_1 \text{ [kJ/kg]}$$

După prima expresie, rezultă :

$$|l_c| = \frac{1,4}{0,4} 0,287 \cdot 288,15 \left(5^{0,4/1,4} - 1 \right) = 168,96 \text{ kJ/kg}$$

În diagrama **i-s** pentru aer, considerând transformarea adiabatică reversibilă, de la $t_1 = 15^\circ \text{C}$ și $p_1 = 1 \text{ bar}$, până la $p_2 = 2 \text{ bar}$, se găsește:

$$i_1 = 288 \text{ kJ/kg}$$

$$i_2 = 460 \text{ kJ/kg}$$

iar:

$$|l_0| = 460 - 288 = 172 \text{ kJ}$$

Cu prima valoare pentru l_c , puterea va fi:

$$|P_{ce}| = \frac{25000 \cdot 168,96}{3600 \cdot 0,82 \cdot 0,98} = 1460 \text{ kW}$$

iar cu a doua valoare se obține un rezultat apropiat de cel precedent:

$$|P_{ce}| = \frac{25000 \cdot 172}{3600 \cdot 0,82 \cdot 0,98} = 1486 \text{ kW}$$

- b. Puterea efectivă dezvoltată de turbina este:

$$P_{te} = \dot{m} \cdot l_t \cdot \gamma_T \cdot \gamma_m$$

Lucrul mecanic tehnic specific al turbinei este:

$$l_t = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right)$$

i înlocuind, rezult :

$$T_3 = 2,8T_2 = 2,8T_1$$

$$T_3 = 1277K$$

$$l_t = \frac{1,4}{0,4} 0,287 \cdot 1277 \left(1 - \frac{1}{5^{0,4/1,4}} \right) = 472,84kJ / kg$$

Ca i pentru compresor, se poate calcula:

$$l_t' = i_3 - i_3 \text{ [kJ/kg]}$$

Din diagrama **i-s** pentru aer, rezult :

$$i_3 = 1370kJ / kg \quad i_4 = 883kJ / kg$$

iar:

$$l_t' = 1370 - 883 = 487kJ / kg$$

Puterea efectiv dezvoltat de turbin , cu prima valoare a lui l_t , este:

$$P_{te} = \frac{25000 \cdot 472,84}{3600} \cdot 0,85 \cdot 0,98 \approx 2735kW$$

Iar cu a doua valoare va fi: $P_{te}' = 2817kW$

c. Puterea util la arborele turbinei:

$$P_{ut} = \dot{m} \cdot l_{ut}$$

Lucrul mecanic tehnic specific util la arborele turbinei este:

$$l_{ut} = \left(l_t \cdot y_T - \frac{|l_c|}{y_c} \right) y_m$$

Pentru primele valori l_t i $|l_c|$, rezult :

$$l_{ut} = \left(472,84 \cdot 0,85 - \frac{168,98}{0,82} \right) 0,98 = 191,92kJ / kg$$

$$P_{ut} = \frac{25000 \cdot 191,92}{3600} \approx 1332kW$$

Iar pentru celelalte doua valori, puterea va fi:

$$P_{ut}' = 1390kW$$

d. Randamentul termic al ciclului teoretic:

$$y_t = 1 - \frac{1}{v^{x-1/x}} = 1 - \frac{1}{5^{0,4/1,4}} = 0,367$$

sau, prin intermediul entalpiilor:

$$y_t' = 1 - \frac{i_4 - i_1}{i_3 - i_2} = 0,346$$

Randamentul termic al ciclului real este:

$$y_{tr} = \frac{l_t \cdot y_T - \frac{|l_c|}{y_c}}{c_p \left| \frac{T_3}{T_2} (T_3 - T_2) \right|} = \frac{472,84 \cdot 0,85 - \frac{168,96}{0,82}}{1,015 \cdot 783,15} = 0,246$$

unde:

$$T_2' = \frac{T_2 - T_1}{\gamma_c} + T_1 = 493,85 K$$

$$\left(T_2 = T_1 \cdot v^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) = 456,8 K$$

$$c_p \left| \frac{T_3}{T_2} \right. = 1,015 kJ / kgK$$

iar prin intermediul entalpiilor:

$$y_{tr}' = 1 - \frac{i_4' - i_1'}{i_3' - i_2'} = 0,234$$

d. Randamentul efectiv al instalației va fi:

$$y_e = \frac{l_{ut}}{q} = \frac{l_{ut}}{c_p \left| \frac{T_3}{T_2} (T_3 - T_2) \right.} = 0,231$$

$$c_p \left| \frac{T_3}{T_2} \right. = 1,013 kJ.kgK$$

sau prin intermediul entalpiilor:

$$y_e' = \frac{\ell}{i_3' - i_2'} = \frac{200,16}{911} = 0,220$$

Observație

Diferențele dintre valorile lucrurilor mecanice și ale randamentelor calculate cu formulele deduse pentru gazele perfecte și cele calculate prin intermediul entalpiilor adoptate din diagrama **i-s** se datoresc abaterii comportării aerului de la legile gazului ideal (c_p , c_v și γ nu sunt constante). În calculele exacte se recomandă folosirea entalpiilor.

Seminarul 6

Problema 6.1

Un motor cu $i = 4$ cilindri care funcționează după ciclul Otto- Beau de Rochas are o viteză de rotație de $n = 5200 \text{ rot}/\text{min}$ și un raport de compresie $v = 8.5$. Capacitatea cilindrică este de 1300 cm^3 . Raportul presiunilor în timpul încălzirii izocore este $\beta = 3$. Parametrii gazului la admisie sunt: presiunea $p_0 = 1$, temperatura $t_0 = 20^\circ \text{C}$. Parametrii caracteristici ai gazului care evoluează în cilindri: $r = 287 \text{ J}/(\text{kgK})$, $\kappa = 1.4$; $c_v = 717 \text{ J}/(\text{kg.K})$.

Se cer:

- 1- Volumul V_0 al camerei de ardere și volumul total $V_t = V_0 + V_c$ al fiecărui cilindru;
- 2- Cantitatea m_a de gaz aspirat pe curs și cantitatea m de gaz care efectuează transformările;
- 3- Mărimile termice de stare ale gazului în punctele caracteristice ale ciclului;
- 4- Schimburile de energie și variația entropiei pentru fiecare transformare și pe întreg ciclul;
- 5- Puterea teoretică unitară și totală (kW/cilindru, kW);
- 6- Randamentul termic al ciclului;
- 7- Presiunea medie pe ciclu;
- 8- Temperaturile ciclului Carnot echivalent (pentru aceleași limite ale temperaturilor).

Rezolvare:

1. Din relația $V_t = V_0 + V_c$ și din definiția raportului de compresie, rezultă:

$$V_c = \frac{1300}{4} = 325 \text{ cm}^3/\text{cilindru}$$

$$V_0 = \frac{V_c \cdot v}{v-1} = \frac{325 \cdot v}{7.5} = 43,4 \text{ cm}^3/\text{cilindru}$$

$$V_t = 325 + 43,4 = 368,4 \text{ cm}^3/\text{cilindru}$$

2. Cantitatea m_a aspirat pe curs:

$$m_a = \frac{p_0 \cdot V_c}{r \cdot T_0} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 325 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 293} = 0,000387 = 3,87 \cdot 10^{-4} [\text{kg}/\text{curs}]$$

Cantitatea m de gaz care efectuează transformările:

$$m = m_0 + m_a = \frac{p_0 \cdot V_t}{r \cdot T_0} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 368,4 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 293} = 0,000439 \text{ kg}$$

3. Calculul mărimilor termice de stare în punctele caracteristice ale ciclului
Parametrii la începutul admisiei (din mediul exterior):

$$p_0 = 1 \text{ bar}; T_0 = 293 \text{ K}; V_0 = 43,4 \text{ cm}^3$$

În timpul admiiei **0-1**, gazul nu execută nici o transformare de stare, parametrii p_0 , T_0 și V_0 rămân neschimbați: $p_1 = p_0 = 1 \text{ bar}$; $T_1 = T_0 = 293 \text{ K}$; $V_1 = 368,4 \text{ cm}^3$.

Prin aplicarea ecuațiilor de legătură între p , v și T , pentru adiabata 1-2 obținem:

$$p_2 = p_1 \cdot v^{x-1} = 1 \cdot 8,5^{1,4} = 20 \text{ bari}; \quad V_2 = V_0 = 43,4 \text{ cm}^3$$

$$T_2 = T_1 \cdot v^{x-1} = 293 \cdot 8,5^{0,4} = 689 \text{ K}; \quad t_2 = 416^\circ \text{ C}$$

Pentru izocora 2-3:

$$p_3 = 3 \cdot p_2 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ bari}$$

$$V_3 = V_0 = 43,4 \text{ cm}^3$$

$$T_3 = 3 \cdot T_2 = 3 \cdot 689 = 2067 \text{ K}$$

Din adiabata 3-4: $p_4 = \frac{p_3}{v^{x-1}} = \frac{60}{20} = 3 \text{ bari}$; $V_4 = V_1 = 368,4 \text{ cm}^3$

$$T_4 = \frac{T_3}{v^{x-1}} = \frac{2067}{8,5^{0,4}} = 880 \text{ K}; \quad t_4 = 607^\circ \text{ C}$$

Pentru verificarea închiderii circuitului se considerăm și izoterma 4-1:

$$\text{Rezult : } \frac{p_4}{p_1} = \frac{T_4}{T_1}; \quad \frac{3}{1} = \frac{880}{293}$$

4. Calculul schimburilor de căldură Q :

$$Q_{12} = 0;$$

$$Q_{23} = m \cdot c_v (T_3 - T_2) = 4,93 \cdot 10^{-4} \cdot 717 \cdot 1378 = 433,6 \text{ J}$$

$$Q_{34} = 0$$

$$Q_{41} = m \cdot c_v (T_1 - T_4) = 4,39 \cdot 10^{-4} \cdot 717 \cdot 587 = 184,7 \text{ J}$$

Căldura primită de la sursa caldă: $Q_1 = Q_{23} = 433,6 \text{ J}$

Căldura cedată sursei reci: $Q_2 = Q_{41} = 183,7 \text{ J}$

Căldura utilă (schimbul total de căldură pe ciclu):

$$Q_u = Q_1 - |Q_2| = 433,6 - 184,7 = 248,9 \text{ J/ciclu}$$

Calculul lucrului mecanic:

$$L_{12} = U_1 - U_2 = m \cdot c_v (T_1 - T_2) = 4,39 \cdot 10^{-4} \cdot 717 (293 - 689) = -124,7 \text{ J}$$

$$L_{34} = U_3 - U_4 = m \cdot c_v (T_3 - T_4) = 4,39 \cdot 10^{-4} \cdot 717 (2067 - 880) = 373,6 \text{ J}$$

Pentru cele două izocore: $L_{23} = L_{41} = 0$.

Lucrul mecanic de transport (admisia și evacuarea) este nul:

$$L_a = p_0 (V_1 - V_0) = 34,84 \text{ J}$$

$$L_e = p_0 (V_0 - v_1) = -34,84 \text{ J}; \quad L_a + L_e = 0$$

Calculul variațiilor de entropie:

$$S_2 - S_1 = 0; \quad S_4 - S_3 = 0$$

$$S_3 - S_2 = m \cdot c_v \cdot \ln \left(\frac{T_3}{T_2} \right) = 4,39 \cdot 10^{-4} \cdot 717 \cdot \ln \frac{2067}{689} = 0,344 \text{ J/K}$$

$$S_1 - S_4 = m \cdot c_v \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_4} \right) = 4,39 \cdot 10^{-4} \cdot 717 \cdot \ln \frac{293}{880} = -0,344 \text{ J/K}$$

Se verifică $\sum \Delta S_{ij} = 0$, adică ciclul este reversibil.

5. Puterea mecanică unitară i total ($L_c = \sum L_{ij} = 0,249 \text{ kJ/ciclu}$):

$$P_c = L_c \cdot \frac{n}{2 \cdot 60} = 0,249 \cdot \frac{5200}{120} = 10,8 \text{ kW/cilindru}$$

$$P = P_c \cdot i = 10,8 \cdot 4 = 43,2 \text{ kW}.$$

6. Randamentul termic al ciclului:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{1}{v^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{8,5^{0,4}} = 0,575$$

7. Presiunea medie \bar{p} a ciclului:

$$\bar{p} = \frac{L_c}{V_c} = \frac{249}{(325 \cdot 10^{-6})} = 7,67 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 7,67 \text{ bari}$$

8. Temperaturile ciclului Carnot echivalent:

$$T_{1c} = \frac{Q_1}{\Delta S} = \frac{433,6}{0,344} = 1256 \text{ K}$$

$$T_{2c} = \frac{Q_2}{\Delta S} = \frac{183,7}{0,344} = 535 \text{ K}$$

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{535}{1256} = 0,575.$$

Seminarul 7

Problema 7.1

Un motor Diesel cu patru cilindri în patru timpi, cu tura $n=1800$ rot/min, are cilindreea totală de $4,76 \text{ dm}^3$ și raportul de comprimare $v=17$. Aspirarea se face la presiunea de $0,9 \text{ bar}$ și temperatura de 27° C . Comprimarea și destinderea sunt adiabate; injectia combustibilului se face în timp ce pistonul parcurge $1/15$ din curs, iar evacuarea este considerată o circulație a agentului de lucru la volum constant. Considerând agentul de lucru gaz perfect cu proprietățile aerului, să se calculeze:

- momentele de stare în punctele caracteristice ale ciclului;
 - lucrul mecanic și puterea teoretică a motorului;
 - randamentul termic al ciclului și consumul orar de combustibil;
- Să se reprezinte ciclul de funcționare în diagramele $p - V$ și $T - s$.

Rezolvare:

a. Parametrii de stare în punctele caracteristice se calculează astfel:

Punctul 1

$$V_1 = V_c + V_s; \quad V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{4,76}{4} = 1,19 \text{ dm}^3$$

sau;

$$v = \frac{V_c + V_s}{V_c}$$

$$\text{rezult : } V_c = \frac{V_s}{v-1}$$

$$\text{deci: } V_1 = \frac{vV_s}{v-1} = \frac{17 \cdot 1,19}{17-1} = 1,26 \text{ dm}^3$$

$$\text{Presiunea: } p_1 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Temperatura: } T_1 = 273 + 27 = 300 \text{ K}$$

Punctul 2

$$V_2 = V_c = \frac{V_s}{v-1} = \frac{1,19}{17-1} = 7,44 \cdot 10^{-2} \text{ dm}^3$$

Presiunea rezultă din relația:

$$p_2 V_2^x = p_1 V_1^x$$

$$p_2 = p_1 \cdot v^x = 0,9 \cdot 10^5 \cdot 17^{1,4} = 47,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Temperatura: } T_1 \cdot V_1^{x-1} = T_2 \cdot V_2^{x-1}, \text{ deci: } T_2 = T_1 \cdot v^{x-1} = 300 \cdot 17^{0,4} = 932 \text{ K.}$$

Punctul 3

Cursa parcursă de piston (S) între punctele 2 și 3 este: $\Delta S_{23} = 1/15 S$, deci volumul generat va fi:

$$\Delta V_{23} = V_3 - V_2 = \frac{f D^2}{4} \cdot \Delta S_{23} \text{ i cum } V_s = \frac{f D^2}{4} \cdot S$$

rezult :

$$\frac{V_3 - V_2}{V_s} = \frac{\Delta S_{23}}{S} = \frac{1}{15}$$

$$V_3 = V_2 + \frac{V_s}{15} = 7,44 \cdot 10^{-2} + \frac{1,19}{15} = 1,54 \cdot 10^{-1} \text{ dm}^3$$

Temperatura se calculează astfel: $\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2}$; $T_3 = 932 \cdot \frac{1,54 \cdot 10^{-1}}{7,44 \cdot 10^{-2}} = 1929 \text{ K}$

Presiunea: $p_3 = p_2 = 47,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

Punctul 4

Se notează : $V_3/V_2 = \dots$ i rezultat : $p_3 \cdot V_3^x = p_4 \cdot V_4^x$

$$V_4 = V_1 = 1,26 \text{ dm}^3, \text{ deci: } p_4 = p_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^x = p_3 \left(\dots \frac{V_2}{V_4} \right)^x$$

$$p_4 = p_3 \cdot \dots^x / V^x = 47,5 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{1,54 \cdot 10^{-1}}{7,44 \cdot 10^{-2}} \right)^{1,4} / 17^{1,4} = 2,49 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Dar $T_3 V_3^{x-1} = T_4 V_4^{x-1}$

$$\text{rezult : } T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{x-1} = 1929 \cdot \left(\frac{1,54 \cdot 10^{-1}}{1,26} \right)^{0,4} = 832 \text{ K.}$$

Verificarea calculelor:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{p_4}{p_1}; \frac{832}{300} \cong \frac{2,49 \cdot 10^5}{0,9 \cdot 10^5}, \text{ deci se verifică egalitatea rapoartelor.}$$

b. Masa fluidului (aer) ce evoluează în ciclu se calculează din ecuația de stare:

$$p_1 V_1 = 14r \cdot T_1$$

$$\text{Deci: } m = \frac{p_1 V_1}{r T_1} = \frac{0,9 \cdot 10^5 \cdot 1,26 \cdot 10^{-3}}{287 \cdot 300} = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

Schimbările de căldură sunt:

$$Q_{23} = mc_p (T_3 - T_2) = 1,32 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{287 \cdot 1,4}{1,4 - 1} (1929 - 932) = 1322 \text{ J / ciclu}$$

$$Q_{41} = mc_v (T_1 - T_4) = 1,32 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{287}{1,4 - 1} (300 - 832) = -504 \text{ J / ciclu}$$

Lucrul mecanic teoretic va fi:

$$L_t = Q_{23} - |Q_{41}| = 1322 - 504 = 818 \text{ J / ciclu i cilindru}$$

Puterea teoretică a motorului:

$$P_t = L_t \cdot i \cdot \frac{n \cdot 2}{60 \cdot 4} = 818 \cdot 4 \cdot \frac{1800}{60} \cdot \frac{2}{4} = 49080 \text{ W}$$

$$P_t = 49,08 \text{ kW}$$

c. Randamentul termic al ciclului teoretic:

$$y_t = 1 - \frac{|Q_{41}|}{Q_{23}} = 1 - \frac{504}{1322} = 0,62$$

Consumul orar de motorina ($H_i = 41855 \text{ kJ/kg}$) va fi:

$$c_h = Q_{23} \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{2}{4} \cdot i \cdot \frac{3600}{H_i} = 1322 \cdot \frac{1800}{60} \cdot \frac{2}{4} \cdot 4 \cdot \frac{3600}{41855 \cdot 10^3} = 6,82 \text{ kg/h}$$

Problema 7.2

Un motor Diesel rapid (MB 820) cu ase cilindri în patru timpi are cilindrul total de $25,656 \text{ dm}^3$, raportul de compresiune este $\epsilon = 15$ și turația de 1200 rot/min . Considerând că motorul funcționează după un ciclu cu ardere mixt (la $V = \text{ct.}$ și $p = \text{ct.}$) pentru care se cunosc:

- presiunea la sfârșitul aspirației $0,9 \text{ bar}$;
- temperatura la sfârșitul aspirației 50° C ;
- temperatura la sfârșitul arderii izocore 1200 K ;
- temperatura la sfârșitul arderii izobare 2200 K ;
- comprimarea și destinderea sunt transformări adiabatice.

Se cer :

- a. mrimile de stare ale gazelor în punctele caracteristice ale ciclului;
- b. lucrul mecanic și puterea teoretică a ciclului;
- c. puterea efectivă a motorului dacă randamentul indicat este de 92% și randamentul mecanic 89% .

Rezolvare:

a. Punctul 1 este dat prin:

$$p_1 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$T_1 = 273 + 50 = 323 \text{ K}$$

Cilindrul unui cilindru și volumul spațiului mort sunt:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{25,656}{6} = 4,276 \text{ dm}^3$$

$$v = \frac{V_c + V_s}{V_c};$$

rezult :

$$V_c = V_s / (v - 1) = \frac{4,276}{15 - 1} = 3,05 \cdot 10^{-1} \text{ l}$$

$$V_1 = V_c + V_s = vV_c = 15 \cdot 3,05 \cdot 10^{-1} = 4,575 \text{ dm}^3 \text{ (sau litri=1)}$$

Punctul 2:

$$V_2 = V_c = 0,305 \text{ dm}^3$$

Presiunea și temperatura rezultate din transformarea adiabetică 1 – 2:

$$p_2 = p_1 \cdot v^x = 0,9 \cdot 10^5 \cdot 15^{1,4} = 39,88 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$T_2 = T_1 \cdot v^{x-1} = 323 \cdot 15^{1,4-1} = 954 \text{ K}$$

Punctul 3:

$$V_3 = V_2 = 0,305 dm^3$$

$$T_3 = 1200 K$$

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 39,88 \cdot 10^5 \cdot \frac{1200}{954} = 50,16 \cdot 10^5 N/m^2$$

Punctul 4:

$$p_4 = p_3 = 50,16 \cdot 10^5 N/m^2$$

$$T_4 = 2200 K$$

$$V_4 = V_3 \cdot \frac{T_4}{T_3} = 0,305 \cdot \frac{2200}{1200} = 0,559 dm^3$$

Punctul 5:

$$V_5 = V_1 = 4,575 dm^3$$

Presiunea și temperatura rezultă din transformarea adiabatică 4 – 5:

$$p_5 = p_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{\kappa} = 50,16 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,559}{4,575} \right)^{1,4} = 2,64 \cdot 10^5 N/m^2$$

$$T_5 = T_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{\kappa-1} = 2200 \left(\frac{0,559}{4,575} \right)^{1,4-1} = 948 K$$

b. Căldurile schimbate în cursul ciclului:

$$Q_i = Q_{23} + Q_{34}$$

Q_i – căldura introdusă în ciclu prin arderea combustibilului..

Q_e – căldura evacuată în mediul exterior (prin răcire a motorului).

Masa fluidului rezultă din:

$$p_1 V_1 = m r T_1$$

$$m_1 = \frac{p_1 V_1}{r T_1} = \frac{0,9 \cdot 10^5 \cdot 4,575 \cdot 10^{-3}}{287 \cdot 323} = 4,44 \cdot 10^{-3} kg / ciclu$$

$$Q_i = m \cdot c_v (T_3 - T_2) + m \cdot c_p (T_4 - T_3) \frac{m \cdot r}{\kappa - 1} [(T_3 - T_2) + \kappa (T_4 - T_3)]$$

$$Q_i = \frac{4,44 \cdot 10^{-3} \cdot 287}{1,4 - 1} [(1200 - 954) + 1,4 (2200 - 1200)] = 5243 J / ciclu$$

$$Q_e = Q_{51} = m \cdot c_v (T_1 - T_5) = \frac{m \cdot r}{\kappa - 1} (T_1 - T_5) = \frac{4,44 \cdot 10^{-3} \cdot 287}{1,4 - 1} (323 - 948)$$

$$Q_e = -1991 J / ciclu$$

Lucrul mecanic teoretic pe un cilindru:

$$L_t = Q_{23} + Q_{34} - |Q_{51}| = Q_i - |Q_e| = 5243 - 1991 = 3252 J / ciclu$$

Puterea teoretic a motorului:

$$P_t = L_t \cdot i \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{2}{4} = 3252 \cdot 6 \cdot \frac{1200}{60} \cdot \frac{2}{4} = 195120W$$

$$P_t = 195,12KW$$

Randamentul termic al ciclului teoretic:

$$y_t = 1 - \frac{|Q_e|}{Q_i} = 1 - \frac{1991}{5243} = 0,62$$

Randamentul efectiv are expresia :

$$y_e = \frac{L_e}{Q_i} = \frac{L_e}{L_i} \cdot \frac{L_i}{L_t} \cdot \frac{L_t}{Q_i} = y_m \cdot y_i \cdot y_t$$

$$y_e = 0,89 \cdot 0,92 \cdot 0,62 = 0,51;$$

$$L_e = y_e \cdot Q_i = 0,51 \cdot 5243 = 2674J / \text{ciclu} \cdot \text{cil}$$

Puterea efectiv va fi:

$$P_e = L_e \cdot i \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{2}{4}$$

$$P_e = 2674 \cdot 6 \cdot \frac{1200}{60} \cdot \frac{2}{4} = 160,44kW$$

Bibliografie

1. Bogdan C.- *Curs de termotehnică și mașini termice*. Universitatea din Galați, 1981.
2. Bogdan C.- *Termotehnică . Culegere de probleme*. Universitatea din Galați, 1987.
3. Cavallini A., Mattarolo L.- *Termodinamica applicata*. Ed.CLEUP-Padova, Italia, 1988.
4. Boeche A., Cavallini A. - *Problemi di termodinamica applicata*. Ed.CLEUP-Padova, Italia, 1988.
5. Ionel I., Dungan L., Ferentz A., Pop Ghe.- *Termotehnică . Aplicații*. Ed.Politehnica, Timișoara, 2000.
6. Theil H., s.a. - *Termotehnică . Tabele. Diagrame. Formule*. Universitatea Politehnica Timișoara, 1977.
7. Raznjevic K.- *Thermodynamische Tabellen*, VDI Verlag, Düsseldorf, 1977.
8. Ștefănescu D., s.a.-*Transferul de căldură în tehnică* . Ed. Tehnic , București, 1983.
9. Popa B., Vintil C.- *Transfer de căldură în procesele industriale*. Ed Dacia, Cluj-Napoca, 1975.
10. Popa B., Vintil C.- *Termotehnică și mașini termice*. Ed. Didactică și pedagogică , București, 1978.
11. Bejan A.- *Termodinamică tehnică avansată* . Ed. Tehnic , București, 1996.
12. Popescu Gh., s.a.-*Echipamente și instalații frigorifice*. Editura PRINTECH, București, 2005.
13. Damian V., s.a.-*Termotehnică*. Ed. ACADEMICA, Galați, 2005.
14. Ionel I., s.a.-*Termotehnică . Aplicații*. Ed. POLITEHNICA, Timișoara, 2000.
15. Theil H., s.a.-*Termotehnică și Mașini Termice. Probleme*. Institutul Politehnic "Traian Vuia"-Timișoara, 1982.
16. Damian V. – *Termotehnică. Probleme*, Ed.ACADEMICA,Galați, 2007

ANEXE

Mrimi uzuale i rela ii de conversiune în Sistemul Interna ional de unita i de m sur (SI)

Nr. crt.	Mrimea		Rela ii de conversie		
	Denumire	Simbol	Simbol	Unita i	
1.	Lungime	L	m		1 inch (in) = 25,4 mm 1 foot (ft) = 0,3048 m 1 yard (yd) = 3 ft = 0,9144 m
2.	Volum	V	m ³		1 cubic foot (ft ³) = 0,02832 m ³ 1 barrel = 0,159 m ³
3.	Debit volumic	$\frac{V}{t}$	m ³ /s		1 cubic foot per second (ft ³ /s) = 0,02832 m ³ /s
4.	Masa	m	kg		1 kgf s ² /m = 9,81 kg 1 pound (lb) = 0,4536 kg 1 ounce (oz) = 0,02835 kg (SUA)
5.	Debit masic	$\frac{m}{t}$	kg/s		1 kgf.s/m = 9,81 kg/s 1 pound per second (lb/s) = 0,4536 kg/s 1 ounce per second (oz/s) = 0,02835 kg/s
6.	Temperatura	T	K		T = t [°C] + 273,15 [K] T = 5/9 t [°F] - 32 + 273,15
7.	For a	F	N	Kg.m.s ⁻²	1 kgf = 9,81 N = 9,81 kgm.s ⁻² 1 pound force (lbf) = 4,4482 N 1 ounce force (ozf) = 0,278 N
8.	Presiune	p	Pa	kg.m ⁻¹ .s ⁻² 1Pa=1N/m ²	1 kgf/m ² = 9,81 N/m ² = 9,81 Pa 1 bar = 10 ⁵ N/m ² = 10 ⁵ Pa = 0,1 MPa 1 at = 0,981 • 10 ⁵ Pa 1 Torr = 133,3 N/m ² = 133,3 Pa 1 atm = 760 Torr = 1013,3 hPa 1 mm H ₂ O = 9,81 Pa 1 lbf/ft ² = 47880 Pa 1 lbf/m ² (psi) = 6,895 kPa
9.	Energie Lucru mecanic C ldur	E L Q	J	kgm ² s ⁻² 1J = 1Nm = 1Ws	1 kgfm = 9,81 J 1 kcal _{150C} = 1 frigorie (fg) = 4185,5 J 1 kcal _{IT} = 4186,8 J 1 thermie (th) = 4,1855 MJ 1 kWh = 860 kcal _{IT} = 3,6 MJ 1 BTU = 1,0551 kJ
10.	Putere Flux termic	P $\frac{Q}{t}$	W W	kgm ² s ⁻³ 1 W = 1J/s	1 kgfm/s = 9,81 W 1 CP = 75 kgfm/s = 735,5 W

ANEXE

					1 HP (British) = 745,7 W 1 kcal/h = 1,163 W 1 BTU/h = 0,29307 W 1 BTU/ft ² h°F = 5,68 W/m ² K
11.	Densitate de flux termic	$\frac{\dot{Q}}{A}$	W/m ²	kg s ⁻³	1 kgf/ms = 9,81 W/m ² 1 kcal/m ² h = 1,163 W/m ² 1 BTU/hft ² = 3,1546 W/m ²
12.	Volum masic	V		m ³ /kg	1 m ³ /kgf = 1 m ³ /kg 1 cft/lb = 0,06243 m ³ /kg
13.	Masa volumic (densitate)			kg/m ³	1 kgfs ² /m ⁴ = 9,81 kg 1 lb/ft ³ = 16,019 kg/m ³
14.	Vâscozitate dinamic		Pa.s	kgm ⁻¹ s ⁻¹ 1Pas=Ns/m ²	1 kgfs/m ² = 9,81 Pa.s 1 P (Poise) = 0,1 Pa.s 1 lb/ft.s = 1,488 Pa.s
15.	Vâscozitate cinematic			m ² /s	1 S (Stokes) = 10 ⁻⁴ m ² /s
16.	Conductivitate termic			W/mK	1 kcal/mh°C = 1,163 W/mK 1 BTU/hft°F = 1,7307 W/mK
17.	Coeficient de transfer termic prin suprafă			W/m ² K	1 kcal/m ² h°C = 1,163 W/m ² K 1 BTU/hft ² °F = 5,6783 W/m ² K
18.	Capacitate termic masic	c		J/kgK	1 kcal/kg°C = 4186,8 J/kgK 1 BTU/lb°F = 4186,8 J/kgK
19.	Putere caloric inferioar	H _i		J/kg	1 kcal/kg = 4186,8 J/kg

Proprietăți termofizice ale unor corpuri solide la temperatura t=20 °C

Natura corpului	Masa specific [kg/m ³]	Capacitatea termic masic c [J/kgK]	Conductivitatea termic [W/mK]
A. METALE SI ALIAJE			
Aluminiu pur	2710	902	236
Duraluminiu (96%Al+4%Cu+Mg urme)	2790	881	169
Silumin (87%Al+13%Si)	2660	871	162
Argint	10500	241	458
Aur	19300	127	315
Cupru pur	8930	386	398

Bronz de aluminiu (90%Cu +10%Al)	8360	420	56
Bronz (89%Cu+11%Sn)	8800	343	24,8
Alam (70% Cu+30% Zn)	8440	377	109
Alam (62%cu+38%Zn)	8250	400	79,4
Aliaj cupru-nichel (60%CU+40% Ni)	8920	410	22,2
Crom	7100	460	86
Fier pur	7870	455	84,10
Font cenu ie (aprox 3,5%C)	7570	540	58,3
Magneziu	1740	1038	171
Mangan	7300	465	-
Manganin (12%MN+27%Ni)	8400	407	24,4
Molibden	10200	270	153
Nichel	8900	452	60
Constantan 40% Ni	8800	411	24,4
O el carbon (aprox. 0,5%C)	7840	465	49,8
O el carbon (aprox.1%C)	7790	470	43,2
O el crom-nichel (18%Cr+8% Ni)	7820	460	15,2
O el cu nichel	7900	460	45,5
O el cu nichel (3,5%Ni)	7910	460	36,5
O el cu nichel(25%Ni)	8030	460	13,0
O el cu wolfram (5%Wo)	8070	430	18,7
Platina	21450	133	70
Plumb	11340	126	34,9
Staniu	7280	242	66,4
Titan	4500	520	22
Wolfram	19350	134	179
Zinc	7130	388	121
<u>B. MATERIALE DE CONSTRUC II</u>			
Asfalt (bitum)	2120	920	0,6....0,74
Azbocimet(pl ci si foi)	1900	837	0,35

ANEXE

Bachelit	1270	1590	0,23
Beton armat	2400.....2600	850	1,63....2,03
Beton cu pietris	1750 2000 2250	880	0,735 0,897 1,105
Cahle de teracota	2100	920	1,05
C r mid obi nuit	1800	800...1000	0,77
C r mid cu amot	1600...2000 (la 500 °C)	800	0,62....1,32(la 500 °C)
C r mid silic	1000...2000 2000...2400 (la 500...1000 °C)	1186 (la 25...1200 °C) 954 (la 25....600 °C)	0,14....0,23 0,16....1,4 la 500....1000 °C
Carton asfalt	600	1460	0,175
Ipsos (pl ci)	800...1250	840	0,39...0,65
Ipsos uscat	1250	800...920	0,43
Lemn stejar uscat la aer - în lungul fibrelor - transversal pe fibre	600...800 600...800	1670 1670	0,373 0,175...0,21
Lemn de brad uscat la aer - în lungul fibrelor - trasnversal pe fibre	410...420 410...420	1460 1460	0,256 0,14
Marmur	2500...2700	835	2,8
Mortar de ciment	1800	835	0,93
Mortar de var	1600	836	0,82
Nisip	1600	840	0,58
Pietri	1840	-	0,36
Pl ci aglomerate din a chii de lemn (PAL)	450 550-650	-	0,15-0,17
Pl ci fibre lemnoase (PFL)	250...400	2300	0,075....0,093
Solul natural	1450...2040	880...1840	1,28...0,58
Tencuial cu mortar de var 1:3	1600	840	0,7...0,88
Zid rie de c r mid	180	840	0,7...0,874
Zid rie de c r mizi cu g uri verticale	1250...1650	840	0,52...0,75
C. IZOLAN I TERMICI Ampor ($t_{\max}=100^{\circ}\text{C}$)	100...200	1500	0,047...0,052
Asfol cu straturi aer de 10 mm($t_{\max}=350^{\circ}\text{C}$)	4...6	-	$0,027+0,73\cdot 10^{-4} \text{ t}$

Azbest($t_{\max}=700^{\circ}\text{C}$)	800...900	836	0,098+0,00015 t
Carton	700	1330	0,14...0,35
Carton ondulat	150	1450	0,065
Diatomit	400...600	840	0,065...0,085
Diatomit ars,pl ci, cochile ($t_{\max}=850...1000^{\circ}\text{C}$)	400...500 500...600	880 880	0,078+0,00024 t 0,097+0,0002 t (la $0...850^{\circ}\text{C}$)
Pâsl mineral ($t_{\max}=500^{\circ}\text{C}$)	250...300	750	0,068...0,075 (la 50°C)
Pâsl vegetal	200...600	-	0,041...0,093
P mânt vegetal	1200...1400	840	0,52...0,58
Pluta expandat ($t_{\max}=120^{\circ}\text{C}$)	110...160	1670	0,052
Plut bituminal ($t_{\max}=80...100^{\circ}\text{C}$)	150...185	1300...1460	0,058
Polistiren expandat ($t_{\max}=70^{\circ}\text{C}$)	60	1380	0,041 (la $20...70^{\circ}\text{C}$)
Polistiren celular	20	1340...1465	0,04
Polistiren de vinil spum	30...70	1450	0,05
Polietilena	941...965	2300	0,46...0,52
<u>D. ALTE</u>			
<u>MATERIALE</u>			
Bachelit	1270	1590	0,233
Bumbac	346	1150	0,065
Cauciuc	900...1000	1600...2170 (la $25...170^{\circ}\text{C}$)	0,128...0,233
Celuloid	1400	-	0,216
Ebonita	1200	1840	0,16
Ghea La 0°C	917	2110	2,22
La -40°C	922	1820	2,67
La -100°C	928	1170	3,5
Hârtie	700	1170..1320	0,14
Linoleu	1180	1900	0,175
Lân	50...200	1720 (la $0...100^{\circ}\text{C}$)	0,037
M tase artificial	170...460	-	0,05

Proprietățile termofizice ale apei

(la presiunea de 1 bar, respectiv, la presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii indicate, dacă presiunea este mai mare decât 1 bar)

Nr. crt	Temperatura t [°C]	Masa specific [kg/m ³]	Capacitate termic masic c [J/kgK]	Vâscozitate dinamic •10 ⁶ [kg/ms]	Vâscozitate cinematic 10 ⁶ [m ² /s]	Conductivitate termic [W/mK]	Difuzivitate termic 10 ⁶ a [m ² /s]	Numărul Prandtl Pr
1.	0	999,8	4217	17750	1,750	0,569	0,135	13,00
2.	10	999,8	4192	1300	1,300	0,587	0,140	9,28
3.	20	998,4	4182	1000	1,000	0,604	0,144	6,94
4.	30	995,8	4178	797	0,800	0,618	0,148	5,39
5.	40	992,3	4179	651	0,656	0,632	0,153	4,30
6.	50	988,1	4181	544	0,551	0,643	0,156	3,54
7.	60	983,2	4185	463	0,471	0,654	0,159	2,96
8.	70	977,7	4190	400	0,409	0,662	0,162	2,53
9.	80	971,6	4196	351	0,361	0,670	0,164	2,20
10.	90	965,2	4205	311	0,322	0,676	0,166	1,94
11.	100	958,6	4214	279	0,291	0,681	0,168	1,73
12.	120	943,2	4243	230	0,244	0,687	0,172	1,42
13.	140	926,3	4283	195	0,210	0,688	0,173	1,21
14.	160	907,5	4337	169	0,186	0,685	0,174	1,07
15.	180	887,9	4401	150	0,169	0,678	0,173	0,97
16.	200	865,4	4491	134	0,65	0,665	0,171	0,904
17.	220	840,5	4612	122	0,145	0,649	0,167	0,863
18.	240	815,4	4750	112	0,137	0,630	0,163	0,842
19.	260	784,3	4977	103	0,131	0,604	0,155	0,848
20.	280	756,4	5196	97	0,128	0,582	0,148	0,865
21.	300	715,4	5692	90,5	0,126	0,545	0,134	0,94

Capacitatea termic masic medie între 0°C și $t^{\circ}\text{C}$ (c_p) pentru gaze perfecte ($p \rightarrow 0$), exprimat în kJ/kg K , în funcție de temperatura t

Temperatura $t[^{\circ}\text{C}]$	Hidrogen H_2	Azot N_2	Oxigen O_2	Oxid de carbon CO	Vapori de apă (H_2O)	Bioxid de carbon CO_2	Bioxid de sulf SO_2	Aer
0	14,38	1,039	0,9084	1,039	1,858	0,8205	0,607	1,004
100	14,40	1,041	0,9218	1,041	1,874	0,8689	0,637	1,007
200	14,42	1,044	0,9355	1,046	1,894	0,9122	0,663	1,013
300	14,45	1,049	0,9500	1,054	1,918	0,9510	0,687	1,020
400	14,48	1,057	0,9646	1,064	1,946	0,9852	0,707	1,029
500	14,51	1,066	0,9791	1,075	1,976	1,016	0,724	1,039
600	14,55	1,076	0,9926	1,087	2,008	1,043	0,740	1,050
700	14,59	1,087	1,005	1,099	2,041	1,067	0,754	1,061
800	14,64	1,098	1,016	1,110	2,074	1,089	0,765	1,072
900	14,71	1,108	1,026	1,121	2,108	1,109	0,776	1,082
1000	14,78	1,118	1,035	1,131	2,142	1,126	0,784	1,092
1100	14,85	1,128	1,043	1,141	2,175	1,143	0,791	1,100
1200	14,94	1,137	1,051	1,150	2,208	1,157	0,798	1,109
1300	15,03	1,145	1,058	1,158	2,240	1,170	0,804	1,117
1400	15,12	1,153	1,065	1,166	2,271	1,183	0,810	1,124
1500	15,21	1,160	1,071	1,173	2,302	1,195	0,815	1,132
1600	15,30	1,168	1,077	1,180	2,331	1,206	0,820	1,138
1700	15,39	1,174	1,083	1,186	2,359	1,216	0,824	1,145
1800	15,48	1,181	1,089	1,193	2,386	1,225	0,829	1,151
1900	15,56	1,186	1,094	1,198	2,412	1,233	0,834	1,156
2000	15,65	1,192	1,099	1,204	2,437	1,241	0,837	1,162
2100	15,74	1,197	1,104	1,209	2,461	1,249	-	1,167
2200	15,82	1,202	1,109	1,214	2,485	1,256	-	1,172
2300	15,91	1,207	1,114	1,218	2,508	1,263	-	1,176
2400	15,99	1,211	1,118	1,222	2,530	1,269	-	1,181
2500	16,07	1,215	1,123	1,226	2,552	1,275	-	1,185
2600	16,14	1,219	1,127	1,230	2,573	1,281	-	1,189
2700	16,22	1,223	1,131	1,234	2,594	1,286	-	1,193
2800	16,28	1,227	1,135	1,237	2,614	1,292	-	1,196
2900	16,35	1,230	1,139	1,240	2,633	1,296	-	1,200
3000	16,42	1,233	1,143	1,243	2,652	1,301	-	1,203

