

UNIVERSITATEA POLITEHNICĂ DIN TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ  
CATEDRA TERMOTEHNICĂ MAȘINI TERMICE  
ȘI AUTOVEHICULE RUTIERE

**Contribuții privind  
optimizarea  
distribuției și utilizării  
gazelor naturale cu  
aplicație la orașul  
Timișoara**

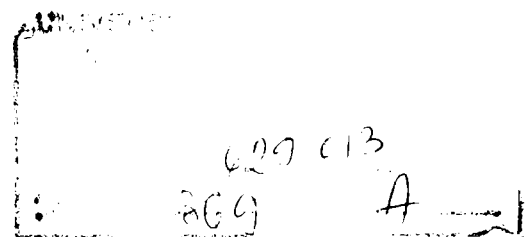
**TEZĂ DE DOCTORAT**

**Elaborat**  
**ing. N. Secrețeanu**

**Conducător științific**  
**prof. dr. ing. C. Ungureanu**

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

2001



# CUPRINSUL LUCRĂRII

<b>Cuvânt înainte</b>	6
<b>Capitolul 1. Sistemul de distribuție al gazelor naturale din municipiul Timișoara</b>	7
1.1. Conceptul inițial la înființarea sistemului de distribuție gaze în municipiul Timișoara	7
1.2. Traseul sistemului de exploatare a gazelor naturale	11
1.3. Transportul gazelor naturale	12
1.4. Starea actuală a sistemului de distribuție gaze în municipiul Timișoara	15
1.4.1. Conceptul de dezvoltare a sistemului după anul 1990	15
1.4.2. Descentralizarea debitelor de gaze	16
1.4.3. Funcționalitatea sistemului de distribuție gaze	18
1.4.4. Sistemul de alimentare cu gaze	20
1.4.5. Rețele de distribuție	21
1.4.6. Stațiile și posturile de reglare (SR și PR)	25
1.4.7. Date statistice privind rețeaua de distribuție din municipiul Timișoara	34
1.5. Metode de măsurare a consumurilor	35
1.5.1. Contorizarea volumetrică a gazelor	35
1.5.1.1. Contoare volumetrice	35
1.5.1.2. Verificarea contoarelor volumetrice	35
1.5.2. Contorizare diferențială	39
1.5.2.1. Alegerea elementelor de măsură	40
1.5.2.2. Planimetrarea diagramelor	42
1.5.3. Metoda de calcul diferențial	43
1.5.4. Analiza cromatografică a gazelor	48
1.6. Stabilirea consumurilor tehnologice în activitatea de distribuție a gazelor naturale	53
1.6.1. Definirea consumului tehnologic	53
1.6.2. Clasificarea consumurilor tehnologice	54
1.7. Întreținerea și exploatarea rețelelor de distribuție	54
1.7.1. Odorizarea gazelor	55
1.7.2. Aparat de detectat pierderi gaze	56

1.7.3. Protecția catodică	58
1.7.4. Concepția sistemului complex de protecție anticorozivă activă a rețelelor de distribuție gaze naturale din municipiul Timișoara	59
1.8. Implementarea noului sistem GIS în exploatarea rețelelor de distribuție gaze	60
1.8.1. GIS Geographic Information System – Introducere	60
1.8.2. Date generale	61
1.8.3. Funcționarea GIS în interesul sistemului de exploatare a sistemului	62
1.8.4. Timsig – un mod de abordare a GIS	63
1.8.5. Aportul GIS în exploatarea rețelelor de distribuție gaz	63
<b>Capitolul 2. Noțiuni despre compoziția și arderea gazului Natural</b>	66
2.1. Principalele caracteristici ale gazului natural	66
2.2. Noțiuni despre cinetica reacțiilor de ardere	68
2.3. Bilanțul material al procesului de ardere a gazului natural	71
2.4. Entalpia produselor arderii perfecte	76
<b>Capitolul 3. Arzătoare pentru gazul natural</b>	81
3.1. Aprinderea. Viteza de propagare a frontului flăcării	81
3.2. Stabilitatea aprinderii și arderii	85
3.3. Organizarea procesului de ardere a gazului natural	87
3.4. Arzătoare pentru gaz natural de mică putere	88
3.4.1. Arzătoare atmosferice	89
3.4.2. Arzătoare cu insuflarea aerului	91
3.5. Interșanjabilitatea combustibililor gazoși	98
3.5.1. Noțiuni introductive	98
3.5.2. Indici de interșanjabilitate	99
3.5.3. Câteva aplicații privind interșanjabilitatea combustibililor	103
<b>Capitolul 4. Cercetări experimentale</b>	109
4.1. Încercarea arzătoarelor de gaz natural cu insuflarea aerului	109
4.1.1. Introducere	109
4.1.2. Componenta standului experimental	110

4.1.3. Aparatele folosite, metodologia de lucru și rezultate	112
4.1.4. Observații și concluzii	115
4.1.5. Prezentarea arzătorului KB4G	116
4.1.6. Măsurători. Rezultate	119
4.2. Încercarea cazanelor de apă caldă cu funcționare pe gaz natural	121
4.2.1. Cuvânt introductiv	121
4.2.2. Prezentarea cazanelor de apă caldă fabricate de firma PLINSKA TEHNIKA – Zrenianin	122
4.2.3. Standul de încercare a cazanelor de apă caldă cu funcționare pe gaz natural	134
4.2.4. Efectuarea măsurătorilor	135
4.2.5. Metodologia de calcul și relațiile folosite la prezentarea rezultatelor	137
4.2.6. Principalele rezultate privind comportarea cazanelor din punct de vedere energetic și ecologic	143
4.2.7. Necesitatea controlului funcționării cazanelor de apă caldă care folosesc gaz natural	146
<b>Capitolul 5. Concluzii</b>	149
<b>Bibliografie</b>	154
<b>Anexa A</b>	158

## Cuvânt înainte

Orice cercetare științifică constă în tentativa de a rezolva o problemă considerată deficitară. Astfel și prezenta temă de doctorat caută să analizeze și să rezolve o problemă actuală deosebit de complexă ținând cont de multitudinea factorilor care concură la rezolvarea ei.

Analizarea stărilor specifice cât și a soluțiilor tehnice moderne și eficiente evidențiază tentativa de soluționare a stării de fapt actuale precum spusele lui Leonardo da Vinci: „Cel care preferă practica fără teorie este ca un marinar bine instruit, care se urcă pe o corabie fără cârmă sau fără busolă; ca urmare, nu va ști prea bine ce cale să urmeze”.

Finalizarea prezentei teme de doctorat se datorează în primul rând coordonatorului științific al lucrării, prof. dr. ing. C. Ungureanu care cu deosebit profesionalism și dăruire a știut să-mi coordoneze întreaga activitate de cercetare, corelată cu experiența practică dobândită în acest domeniu.

De asemenea, aduc mulțumiri Universității Politehnica Timișoara care mi-a facilitat posibilitatea unei calificări superioare prin admiterea mea ca doctorand.

Nu în ultimul rând doresc să mulțumesc colegilor de serviciu și tuturor celor care m-au sprijinit în rezolvarea temei.

Mulțumesc familiei, care a fost alături de mine și mi-a creat condițiile propice studiului.

**Autorul**

# **CAPITOLUL I**

## **SISTEMUL DE DISTRIBUȚIE AL GAZELOR NATURALE DIN MUNICIPIUL TIMIȘOARA**

### **1.1. Conceptul inițial la înființarea sistemului de distribuție gaze în municipiul Timișoara**

Odată cu construirea Magistralei de Vest pentru transport gaz metan s-a pus problema alimentării cu gaz metan a orașului Timișoara ca punct terminus al magistralei.

În anul 1957 s-a cerut conducerii locale un memoriu tehnico-economic privind posibilitatea și rentabilitatea folosirii centralei termoelectrice Timișoara ca centrală de termoficare a unor cartiere învecinate, în situația creată prin introducerea gazului metan în oraș.

În acest scop s-a conceput un studiu comparativ între alimentarea integrală cu gaz metan și alimentarea cu gaz metan plus termoficarea zonei centrale a orașului Timișoara. În proiect se trata alimentarea cu gaz metan a orașului Timișoara pentru întreaga vatră a orașului ținând sau neținând cont de consumatorii preluați prin termoficare. Având în vedere faptul că Magistrala de vest nu putea preda orașului Timișoara decât o cantitate limitată, în proiecte s-a propus o etapizare a lucrărilor astfel ca în prima etapă să se execute rețeaua care să distribuie în cele mai avantajoase condiții debitul alocat atât pentru populație cât și pentru industrie cu dimensionarea pentru etapa de viitor, urmând ca la obținerea unui debit suplimentar să se extindă rețeaua corespunzător, dimensionarea făcându-se pentru o creștere a consumului în următorii 20-25 ani.

În anul 1959 s-a întocmit o notă privind realizarea lucrărilor de alimentare cu gaz metan a orașului Timișoara și introducerea termoficării industriale și urbane în zona centrală a orașului. Această notă prezintă o sinteză a lucrărilor de proiectare realizate până în aprilie 1959, arătându-se principiile de calcul folosite și soluțiile alese.

S-a considerat oportun să se treacă la executarea rețelei de gaz metan capabilă a distribui debitele alocate pentru prima etapă alimentându-se consumatorii prevăzuți în paralel cu executarea transformărilor CTE

Timișoara. De asemenea, s-au construit rețelele de termoficare urbană și industrială din oraș. Pentru realizarea acestor lucrări s-a cerut aprobarea pentru executarea unei rețele de distribuție gaz metan în orașul Timișoara, compusă dintr-o rețea medie presiune, SRM-uri de sector și industriale și o rețea de presiune redusă, capabile a distribui în cele mai bune condiții consumatorii urbani și industriali nominalizați prin debitul alocat în prima etapă. Debitul alocat a fost de 19500 Nm<sup>3</sup>/h vara din care 5500 Nm<sup>3</sup>/h pentru populație și 33000 Nm<sup>3</sup>/h iarna din care 25000 Nm<sup>3</sup>/h pentru populație.

De asemenea, s-a cerut aprobarea pentru modificarea CTE Timișoara pentru a o reprofila ca centrală termică de termoficare prin echiparea ei cu un grup turbogenerator de 3 MV fabricație CSR, executarea unei rețele de apă fierbinte pentru scopuri de încălzire, ventilație și sanitare și a unei rețele de abur pentru consumuri industriale.

Metodele de calcul care au stat la baza întocmirii proiectului de gaz metan au avut în vedere determinarea debitelor de calcul prin inventarierea în martie 1960 a consumatorilor: industriali, instituții și populație, ținând cont de planul de sistematizare a orașului. Sistemul de alimentare cu gaz ales pentru oraș a fost cel compus dintr-o rețea de medie presiune ce pornește de la SRM-ul de predare care alimentează SRM-urile de sector și SRM-urile marilor consumatori industriali. Din SRM-urile de sector se pornește rețea de presiune redusă ce alimentează restul consumatorilor.

Din calcule a rezultat un debit de 127858 Nm<sup>3</sup>/h pentru etapa de perspectivă a orașului.

Cunoscându-se debitele și trasându-se rețeaua de medie presiune, s-au făcut calcule cu formula lui Weinmuth [41] din relația (1.1.) aplicată la parametrii gazului metan din țară:

$$Q = 20,209 \cdot d \cdot \frac{8}{3} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{\rho T L}} \quad (1.1.)$$

în care:

Q – debitul de gaz [Nm<sup>3</sup>/h];

$\rho = 0,54$  – densitatea relativă a gazului metan în raport cu aerul;

T – temperatura absolută a gazului în K;

d – diametrul tronsonului [cm];

$p_1$  – presiunea gazului la intrare [ata];

$p_2$  – presiunea gazului la ieșire [ata];

L – lungimea tronsonului [km].

Pierdere specifică luată în calcul conform normelor MGCIL nr. 116/1954 a fost de 0,3 bar/km.

Rețeaua de medie presiune proiectată pornește de la SRM predare amplasată în Calea Girocului intersecție cu Lidia. Amplasamentul a fost corelat cu proiectul magistralei de transport gaz care a fost realizat până în acest punct.

De la SRM predare pornește pe Calea Girocului o conductă de Dn 500 până la intersecția cu str. Negoii unde s-a amplasat primul cămin pentru robinete cu un distribuitor. Astfel există posibilitatea ca în etapa de perspectivă să se dubleze conducta existentă cu o nouă conductă de  $\varnothing$  350, ambele putând prelua debitul de calcul pentru oraș, prognozat 127858 Nm<sup>3</sup>/h. Din acest cămin pornește o ramură a conductei de medie presiune  $\varnothing$  400 pe străzile: Negoii, Carpați, Cerna, Gutemberg, Nicolinț, Mehadia, Fagului, Pestalozzi până la CET Centru.

De la CET Centru rețeaua de gaze continuă cu  $\varnothing$  350 pe str. Pestalozzi, Musorsky până la intersecția cu str. Delavrancea de unde se reduce la Dn 300 și continuă pe str. Grozescu, S. Micu, S. Bărnuțiu, Take Ionescu. În dreptul S.C. Industria Lânii de la căminul de racordare al unității se continuă cu  $\varnothing$  250 pe B-dul Take Ionescu până la intersecția cu str. Popa Șapcă finalizându-se cu Dn 200 pe str. Oituz, Dima, Gh. Lazăr până la complexul alimentar.

A doua ramură pornește prin SRM predare Calea Girocului cu Dn 500 pe str. Cozia, Piața Hunedoara. Din căminul pozat în Piața Hunedoara, conducta are Dn 400 pe str. Artiștilor, Piața Crucii, Eforie, Victor Babeș, Mihai Viteazu. De aici continuă cu Dn 350 pe Splaiul Tudor Vladimirescu, Brașov, Treboniu Laurean, cu Dn 300 pe Splaiul Nicolae Titulescu și urmează un traseu cu Dn 250 ajungând la final cu Dn 200 la C.P. Solventul.

Cele două ramuri ale conductei de gaze de medie presiune au fost legate printr-o rețea  $\varnothing$  250 dispusă pe străzile: Săvinești, Bocșa, Popa Șapcă.

Debitele calculate pentru cele 25 de SRM-uri proprii (mari consumatori) sunt redată în Tabelul 1.1, iar debitele pentru cele 14 SRM-uri de sector sunt redată în Tabelul 1.2.

**Tabelul 1.1. Debitele calculate pentru cele 25 de SRM-uri proprii**

Nr. crt.	Denumirea consumatorului, adresa	Debitul de calcul vara/iarna Nm <sup>3</sup> /h
1.	UZINA ELECTRICA TM (CET Centru) Piața Romană	7600/9500
2.	FABRICA DE ZAHĂR str. Polonă	12000/12000
3.	INDUSTRIA LÂNII str. Take Ionescu	1500/2800
4.	SOLVENTUL Spl. Nicolae Titulescu	700/3600
5.	ATELIER CFR str. Gării	550/1100



6.	DERMATINA Calea Șagului	1200/1900
7.	U.M.T. Aleea CFR	400/1500
8.	PALTIM Spl. Nicolae Titulescu	885/1195
9.	FRUCTUS str. Gheorghe Lazăr	1500/1200
10.	S.C. GUBAN str. Ștefan cel Mare	450/1100
11.	LICEUL CFR str. Dunării	300/800
12.	CIORAPI str. M. Kogălniceanu	405/810
13.	AZUR 1 str. Peneș Curcanu	23/450
14.	PLAFAR Calea Martirilor	500/650
15.	PIELE ȘI BLĂNURI str. I. Grozescu	350/843
16.	UZINELE TEXTILE TM Calea Aradului	300/500
17.	POMPARE str. Păstorilor	400/400
18.	BUMBACUL str. Bojincă	250/300
19.	ABATOR B-dul Eroilor	250/350
20.	APRILUX str. S. Bărnuțiu	200/350
21.	U.M. CHIȘODA str. Chișoda	60/300
22.	U.M. CALEA LIPOVEI Calea Lipovei	100/500
23.	ZONA DICASTERIAL Piața Lermontov – nu s-a executat	0/500
24.	C.T SIRET str. Siret	150/1000
25.	UNIVERSITATEA TEHNICĂ B-dul Mihai Viteazu	250/1000

**Tabelul 1.2. Debitul pentru cele 14 SRM-uri de sector**

Nr. SRM de sector	Debitul de calcul vara/iarna Nm <sup>3</sup> /h
1	1554/9040
2	1621/7846
3	1689/7985
4	752/3763
5	1098/5290
6	1407/5980
7	1681/7184
8	129/835
9	1854/8016
10	2168/8685
11	1110/4992
12	1337/6295
13	573/1948
14	1528/5260

După cum se observă din proiectul inițial întocmit pentru orașul Timișoara s-a pus accent pe o dezvoltare a sistemului de rețele de medie presiunea, orientate în zonele industriale ale orașului, considerându-se la acel moment ca prioritate la consumul de gaze naturale.

În studiul aprobat în 1972 datorită extinderii zonei industriale din partea Sud-Vest a orașului Timișoara, s-a impus mutarea SRM predare din Calea Girocului pe Calea Moșniței. Rețeaua de distribuție a municipiului Timișoara va fi amplificată printr-o nouă conductă de  $\varnothing$  700 și  $\varnothing$  600 cu următorul traseu: Calea Moșniței, str. Torac, Cerna, până la căminul existent pe str. Carpați, astfel făcându-se intercoectarea dintre conducta veche  $\varnothing$  350 cu cea nouă  $\varnothing$  700, lucrare finalizată în anul 1975.

O astfel de gândire se derulează până în anul 1990 când are loc o reorientare a consumului de gaze naturale spre gospodăriile individuale ale populației atât pentru preparatul hranei la bucătărie cât și pentru încălzire și preparare apă caldă menajeră.

Dezvoltarea industrială a condus la creșterea consumului de gaz metan, ceea ce a creat un deficit în balanța de gaze a țării cu repercusiuni în extremitățile sistemului național de transport gaze, Timișoara înscriindu-se printre cele mai afectate zone. Pentru a preîntâmpina dereglările în sistemul de distribuție foarte mulți consumatori au fost aprobați în baza Decretelor nr. 304 și 380 din 1980 pentru consum mixt gaz-păcură, acest lucru conducând la scăderea consumului de gaz la vârful de consum în timpul iernii. Unitățile aflate sub această incidență au fost obligate din start să se doteze și să aibă în funcțiune instalația și gospodăria de combustibil lichid.

Sistemul centralizat de consum s-a făcut pe baza unei cote lunare de gaze care în general a fost stabilită în funcție de debitul instalat, consumurile medii realizate și importanța unității consumatoare, cota lunară fiind influențată și de importul de gaze realizat.

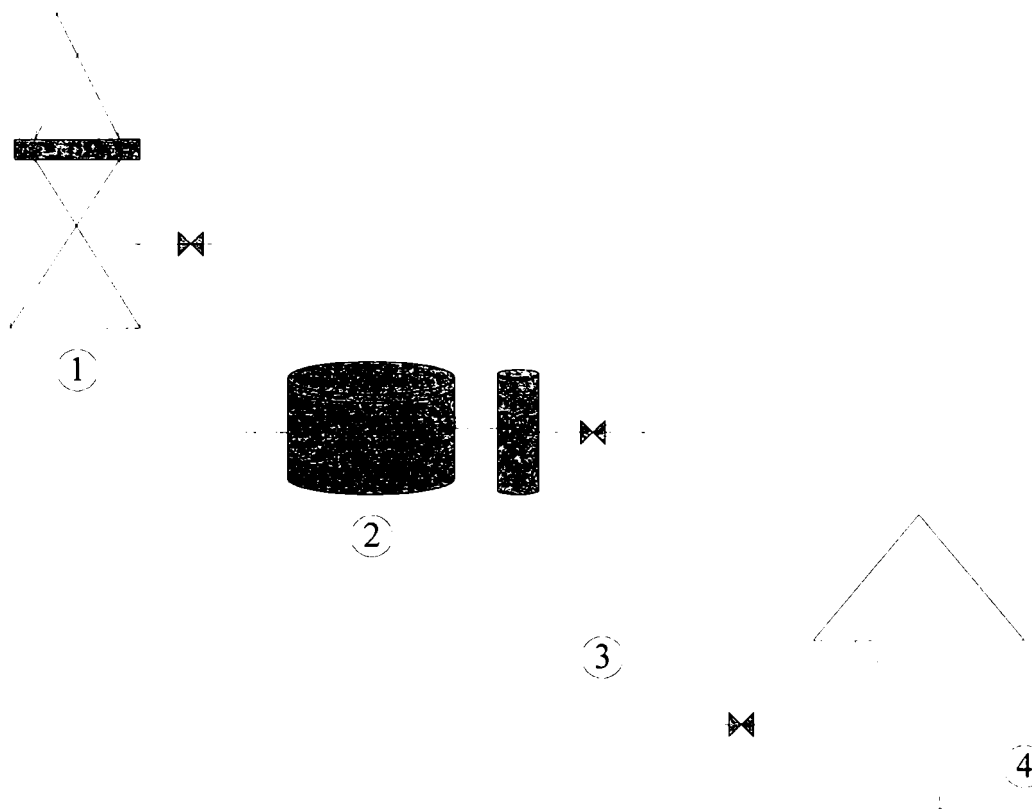
## **1.2. Traseul sistemului de exploatare a gazelor naturale**

Traseul sistemului de exploatare a gazelor naturale prezentate schematic în Figura 1.1. cuprinde succint următoarele faze:

1. Extracția gazului. Se realizează cu ajutorul instalațiilor de exploatare a sondelor. Gazele extrase pot fi libere sau asociate, în funcție de natura zăcământului exploatat.
2. Parcuri de separare. Gazele sau amestecul cu țiței și gaze se transportă prin conducte la parcurile de separare unde are loc prin intermediul separatorului separarea celor două faze: gazoasă și lichidă. Lichidul este colectat în rezervoare speciale, iar gazele sunt aspirate pe diferite trepte de presiune de către stațiile de compresoare care le refulează în stațiile de degazolinare și deetanizare. Gazele sărace rezultate (fără fracții grele  $C^{2+}$ ) sunt

preluate de conductele colectoare și de transport prin care circulă gazul la presiune mai mare de 6 bari spre consumator.

3. Distribuția de gaze. Prin intermediul stațiilor de reglare-măsurare aflate la limita localităților sau a marilor consumatori, societățile comerciale de distribuție preiau gazele la presiuni mai mici de 6 bari și le distribuie consumatorilor industriali și casnici.



**Figura 1.1. Traseul sistemului de exploatare a gazelor naturale**

1 – extracție gaze; 2 – parcuri de separatoare; 3 – conducte colectoare și de transport; 4. – distribuția de gaze

### 1.3. Transportul gazelor naturale

Proiectarea și construirea conductelor colectoare și de transport gaze naturale este reglementată de *Normativul Departamental nr. 2915/94*. Structura și prescripțiile acestui normativ sunt în concordanță cu normativul ANSI/ASME B 31.8-1982 *Gaz Transmission and Distribution Piping System*.

Conductele de gaze la care se referă acest normativ sunt:

- Conductele colectoare de gaze, delimitate între grupurile de instalații tehnologice sau parcurile de separatoare și panoul de măsurare-predare gaze în sistemul de transport.

- Conductele de transport gaze sau conducte magistrale de gaze, conducte care servesc la transportul gazelor naturale de la panourile de măsurare-predare din/de la sursele de gaze la zonele de consum.

Pentru gazele combustibile definite de STAS 3317-67 (gaze libere și gaze asociate) este necesară cunoașterea proprietăților fizice și chimice ale fluidului ce se transportă prin conductele proiectate. După acest normativ este necesară de asemenea pentru dimensionarea materialului tubular, stabilirea anexelor conductei (separatoare, sifoane, filtre, stații de gadevilare pentru curățiri periodice), precum și a măsurilor de prevenire a coroziunii în timpul exploatării.

Pentru asigurarea unui transport corespunzător a gazelor este obligatorie reținerea impurităților solide și lichide din gazele naturale înainte de introducerea lor în conductele de transport respectându-se condițiile de calitate a gazului din STAS 3317-67.

Gazele care antrenează apa sărată de zăcământ precum și gazele saturate cu vapori de apă la presiune și temperatura din separator sau de pe traseul conductei sunt considerate mediu coroziv” și de aceea trebuie tratate înainte de introducerea lor în conductele de transport.

Gazele a căror temperatură a punctului de rouă pentru vaporii de apă conținuți este inferioară temperaturii minime care se poate atinge pe traseu sunt considerate mediu neutru.

La construirea conductelor colectoare și de transport gaze naturale se pot folosi numai țevi din oțel laminate la cald sau țevi din oțel sudate longitudinal sau elicoidal cu destinație specială pentru gaze și/sau produse petroliere.

Țeava din oțel expandată la rece poate fi țeava trasă sau sudată longitudinal, creșterea de diametru admisă prin procedeul de expandare la rece fiind până la 0,5%.

De regulă conductele de gaze se montează subteran pe trasee convenabile, alese astfel încât să fie supuse la cât mai puține restricții din partea terenului, instalațiilor și/sau obiectivelor existente sau viitoare, previzibile, amplasate în vecinătatea conductei.

În Figura 1.2. este prezentat schematic sistemul național și local (schelă) de transport gaze din județul Timiș.

# SISTEMUL DE TRANSPORT GAZE

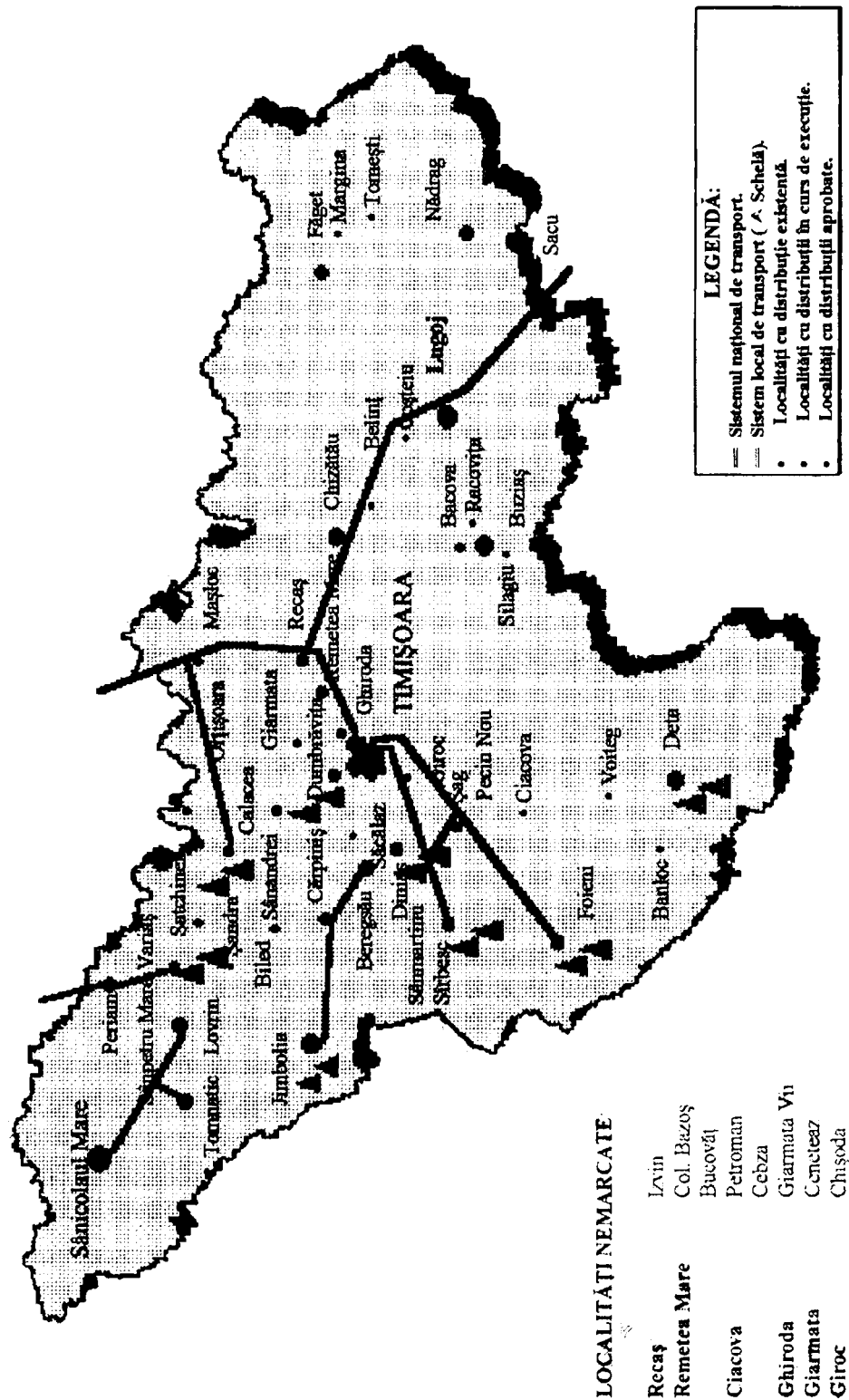


Figura 1.2.

## 1.4. Starea actuală a sistemului de distribuție gaze în municipiul Timișoara

### 1.4.1. Conceptul de dezvoltare a sistemului după anul 1990

O nouă etapă în dezvoltarea distribuției de gaze se conturează după anul 1990 când se pun bazele unei noi strategii prin dezvoltarea consumului de gaz metan casnic la gospodării individuale. Astfel din anul 1991 apar hotărâri de guvern care aprobă noi debite de gaz metan atât pentru extinderea consumului în cadrul distribuțiilor de gaze existente cât și pentru înființarea de noi distribuții în localități (orașe și comune). Inițial, debitele aprobate în distribuții existente au fost alocate cu prioritate pentru asociațiile de locatari termoficate (blocuri) la bucătărie pentru prepararea hranei și în al doilea rând pentru gospodării individuale.

Din anul 1996 prin HGR nr. 939 s-a aprobat debit de gaze și pentru centralele termice de scară sau de bloc pentru asociații de locatari netermoficate, în cazuri temeinic justificate putându-se acorda chiar și pentru cele termoficate.

Anul următor, 1997, prin HGR nr. 746 s-a extins modul de aprobare a centralelor termice în cadrul asociațiilor de locatari până la nivelul de apartament, noul *Normativ pentru proiectarea și execuția sistemelor de alimentare cu gaze naturale I 6-98*, reglementând problemele de proiectare și execuție prin trecerea la contorizarea individuală în cadrul asociațiilor de locatari blocuri, contorizare care va sta la baza centralelor termice de apartament.

Amplificarea sistemului de distribuție după anul 1990 pentru consumatorii casnici (gospodării individuale) nu s-a realizat în baza unei concepții unitare care să aibă la dispoziție un studiu de fezabilitate întrucât debitul de gaze foarte mic alocat anual nu a permis acest lucru. Dezvoltarea rețelelor de presiune redusă s-a realizat în marea majoritate datorită aprobărilor emise pentru societăți comerciale, debit de gaze care nu intra sub incidența hotărârilor de guvern ce aprobau extinderea consumurilor în distribuțiile de gaze existente. Aceste extinderi de rețele au creat condiții tehnice de branșament pentru foarte multe gospodării individuale, criteriu tehnic prioritar de repartizare a debitelor alocate anual.

Întrucât din anul 1998 proiectarea rețelelor de distribuție gaze a fost descentralizată, acestea putându-se realiza de mai multe societăți comerciale acreditate pentru această activitate, urmărirea dezvoltării sistemului de alimentare cu gaze s-a făcut din ce în ce mai dificil.

Primele studii de fezabilitate la nivelul municipiului Timișoara încep să apară la sfârșitul anului 1998 când Primăria comandă trei studii de fezabilitate cuprinzând zonele: Centru (străzile Paris, Brediceanu) Văcărescu – Platanilor și Circumvalațiunii 1.

Ultimul HGR, respectiv nr. 538/99 vine și abrogă restricțiile hotărârilor anterioare, liberalizând modul de acordare și utilizare a consumului de gaze naturale.

#### 1.4.2. Descentralizarea debitelor de gaze

Descentralizarea instalării debitelor de gaze naturale pentru consum casnic, instituții și societăți comerciale a condus la îmbunătățirea utilizării raționale a consumurilor de gaze și eliminarea pierderilor inevitabile datorită în special a transportului de agent termic și apă caldă.

Contorizarea individuală a gazului metan la fiecare abonat în parte dotat cu tehnologie performantă a aparatelor de utilizare, cu randament ridicat, ce se poate menține mult mai ușor pentru fiecare subunitate în parte decât per global, a condus la o scădere a cantității de gaze consumate; astfel cheia eficienței economice se află în mâna fiecărui consumator.

Această modalitate de utilizare a gazelor naturale este în concordanță directă cu dinamica perfecționării aparatelor de funcționare pe gaz metan și astfel, pentru consumurile mici și medii, este mult mai ușor de ținut pasul cu tehnologiile de ultimă oră.

Prin contorizarea individuală s-a pus în evidență consumul real pentru fiecare beneficiar în parte, iar contorizarea aplicată în special pentru marii consumatori industriali cu contoare cu membrană sau turbină, sau cu pistoane rotative dotate cu corectoare electronice PTZ (presiune, temperatură, factor de compresibilitate), reflectă încă o dată posibilitățile de urmărire optimă a consumurilor de gaze utilizate.

Un exemplu elocvent aflat în plină dezvoltare este contorizarea individuală a apartamentelor de bloc. Aceasta se poate realiza atât pentru consumul existent (aparatul de gătit), cât și pentru consumul suplimentar (aparat de gătit și cazan biterm pentru încălzire și apă caldă).

Pentru consumul existent, contorizarea individuală s-a dovedit nerentabilă datorită costurilor ridicate ale investiției, în comparație cu costul mic al consumului de gaz metan realizat de aparatul de gătit pentru preparatul hranei în bucătărie.

Pentru consumul suplimentar, investiția se amortizează într-un timp relativ scurt; singurul cost ridicat constituindu-l contravaloarea cazanului și a sistemului de încălzire și apă caldă adaptat la noua centrală individuală.

Avantajele noului sistem de contorizare a consumului de gaz metan pentru fiecare apartament sunt:

- independența față de asociația de locatari, în special a problemelor financiare (neplată) ce pot apărea în interiorul acesteia, ca urmare a contorizării consumurilor comune;
- încheierea de contract direct cu Societatea de gaze;
- înregistrarea reală a costurilor de consum a gazelor utilizate pentru preparat hrană, apă caldă și încălzire;
- creșterea confortului;
- utilizare rațională a tuturor consumurilor;
- continuitatea serviciilor, independent de problemele existente în prezent, legate de furnizarea centralizată a încălzirii și apei calde (RK; RT etc.);
- posibilitatea funcționării la presiuni scăzute, lucru foarte greu de realizat în cazul cazanelor mari aflate în dotarea CTE și CT de cvartal.

O problemă dificilă cu care se confruntă noua teorie de contorizare individuală prin suplimentarea consumului de gaz pe apartament îl constituie subdimensionarea sistemului de distribuție existent, care pentru cartierele de blocuri a fost dimensionat doar pentru prepararea hranei la bucătărie.

Astfel diametrele rețelelor și branșamentelor de gaz metan vor trebui recalculat și redimensionate pentru noile condiții solicitate.

Problema suportării acestor investiții fiind neclarificată în totalitate, contravaloarea acestor lucrări pune la grea încercare atât pe beneficiar cât și pe furnizor.

O salvare a acestei situații ar exista în cazul în care s-ar putea asigura o presiune și un debit constant pentru rețelele de gaze. Acest lucru ar compensa subdimensionarea rețelelor de gaze aflate în distribuțiile existente.

Dacă inițial legislația a specificat că CT de bloc, scară, apartament se poate realiza pentru blocuri cu condiții specifice deosebite, ulterior acest lucru nu s-a mai respectat, ultima Hotărâre de Guvern, respectiv HGR 538/07.07.1999, abrogă toate restricțiile anterioare.

Dezvoltarea acestui concept nu a luat în considerare situația actualului sistem centralizat de consum de gaz metan, dimensionat să furnizeze agent termic și apă caldă menajeră pentru asociațiile de locatari (blocuri). Randamentul scăzut al utilizării cazanelor, corelat cu scăderea consumatorilor, va conduce inerent la o creștere nereală a costurilor de producție. Ce se va întâmpla cu CT de cvartal în cazul declinului de consum, ca urmare a scăderii numărului de beneficiari, este o întrebare la care trebuie găsit un răspuns cât mai urgent posibil.



Descentralizarea debitului instalat de aceste CT se vrea o formă de optimizare a consumului de gaze utilizat pentru populație în cazul contorizării individuale.

Până unde se va putea merge cu această soluție, având în vedere posibilitățile materiale diferite ale beneficiarilor existenți, ai actualului sistem centralizat, corelat cu eficiența utilizării CT de cvartal, este un lucru ce trebuie reanalizat economic, tehnic și legislativ.

O propunere de restabilire a acestui dezechilibru creat ar putea fi demararea, în urma unor investiții realizate de Societatea de termoficare existentă, a acțiunii de construire a unor CT de scară sau de bloc.

Reabilitarea stării de fapt existente trebuie să ia în calcul următoarele aspecte:

- menținerea obiectului de activitate și a clienților actuali;
- eliminarea pierderilor de transport și distribuție a agentului termic și a apei calde;
- creșterea calității serviciilor către beneficiari prin asigurarea unor parametri ridicați;
- eliminarea cheltuielilor privind repararea și întreținerea actualului sistem de termoficare, precum și a investițiilor noi, necesare pentru mijloacele fixe amortizate;
- impactul pozitiv asupra beneficiarilor existenți, corelația calitate-preț;
- posibilitatea utilizării unor CT automatizate, care nu necesită personal de supraveghere permanent;
- optimizarea consumurilor de gaz prin utilizarea de CT performante cu un randament ridicat;
- eliminarea înregistrării consumului și facturării paușale ca urmare a lipsei echipamentului de măsură și control necesar pentru a înregistra și conduce livrarea căldurii.

### **1.4.3. Funcționalitatea sistemului de distribuție gaze**

Extinderea sistemului de distribuție în municipiul Timișoara nu a urmărit în mod normal o dezvoltare în baza unei gândiri și studii unitare.

Faptul că până în anul 1990 orientarea aprobării debitelor instalate a fost dirijată în special pentru producerea centralizată a energiei termice și apei calde pentru populație, a făcut ca dezvoltarea rețelei de gaze de medie și redusă presiune să fie slab dezvoltată. Consumul prioritar era cel industrial, necesar atât pentru consum tehnologic, cât și energetic, foarte multe unități economice având obligația de a furniza agent termic și pentru populație.

Dezvoltarea rețelelor de gaz în cartierele noi de blocuri s-a făcut luându-se în calcul doar consumul necesar pentru preparatul hranei la bucătărie.

Starea de fapt existentă până în 1990 a făcut ca problemele apărute în noua orientare, dezvoltată după această dată, să creeze o serie de deficiențe și dificultăți apărute în întreținerea și exploatarea sistemului de distribuție. Explozia de aprobări pentru gospodăriile individuale ale populației nu a putut ține pasul cu infrastructura existentă. Astfel, pentru rezolvarea noii situații apărute, s-au înființat Societăți Comerciale de proiectare și execuție care au fost autorizate de către SC DISTRIGAZ SA. Legislația aprobării debitelor de gaze a fost destul de strânsă, practic rezolvând în fiecare an un număr mic de solicitări, comparativ cu cererea existentă.

Rezolvarea nerestrictivă a solicitărilor de introducere gaze, așa cum se realizează începând cu 1999, ar fi creat un impact negativ asupra dezvoltării distribuției de gaze existente. Aceasta datorându-se în primul rând personalului existent din cadrul societăților de gaze și unităților autorizate în proiectarea și execuția lucrărilor de specialitate.

În paralel cu extinderea sectorului particular s-a dezvoltat și consumul de gaze pentru societăți comerciale mici și mijlocii, precum și a unităților social-culturale.

Dezvoltarea sistemului prin extinderea rețelelor de gaze la aceste unități economice a creat mari dificultăți, atât de natură tehnică, cât și economică. Practic au apărut necorelări între Normativul de gaze și HGR 942/95 în special asupra dreptului de proprietate al titularului de investiție.

Întrucât proiectarea de rețele s-a realizat de mai multe Societăți comerciale acreditate, acestea au fost mai greu de urmărit pentru realizarea unei concepții unitare de dezvoltare a sistemului de distribuție gaze.

Rețeaua de conducte, care conține un număr mare de interconectări, cu alimentări din diferite părți, prezintă o problemă dificilă și complexă pentru a calcula corect debitul și presiunea în stare de funcționare în fiecare conductă și punct de intersecție a rețelelor.

O soluție pentru dezvoltarea rețelei de distribuție gaze în mediu urban se poate rezolva apelând la legile lui Kirchoff, care spun următoarele:

- în fiecare punct al rețelei cantitatea de gaze care curge spre acest punct trebuie să fie egală cu cantitatea de gaze care iese din acel punct;
- suma algebrică a presiunilor în orice circuit închis sau nod al rețelei este zero.

Conceptul pentru rezolvarea rețelelor a câștigat o largă răspândire, metoda fiind dezvoltată în anul 1936 de prof. Hardy Cross de la Universitatea Illinois, SUA.

Apariția unor valori critice ale parametrilor funcționali ai sistemului național de transport gaze conduce în mod inevitabil la următoarele aspecte:

- dezechilibrare în alimentarea tuturor consumatorilor;
- distorsiuni ale livrărilor funcționale în diferite zone ale subsistemelor;
- imposibilitatea activării întregului sistem impuse de fluctuațiile orare ale vârfurilor de consum.

Faptul că municipiul Timișoara are o singură stație principală de predare, SRM nr. 1 Plopi, constituie un dezavantaj în uniformizarea debitului și presiunii în întreg sistemul de distribuție gaze.

#### 1.4.4. Sistemul de alimentare cu gaze

În prezent în municipiul Timișoara din cele șase SRM-uri de predare existente în jurul orașului, sistemul de distribuție gaze este alimentat prin trei SRM-uri de predare: SRM nr. 1 Plopi, SRM nr. 3 Zahăr și SRM nr. 6 Calea Lipovei.

Celelalte trei SRM-uri au următoarea destinație: SRM nr. 2 alimentează cu gaze în exclusivitate C.P. Solventul numai pentru materie primă necesară în procesul tehnologic; SRM nr. 4-5 alimentează Aeroportul civil Timișoara, respectiv Unitatea și Aeroportul militar Giarmata.

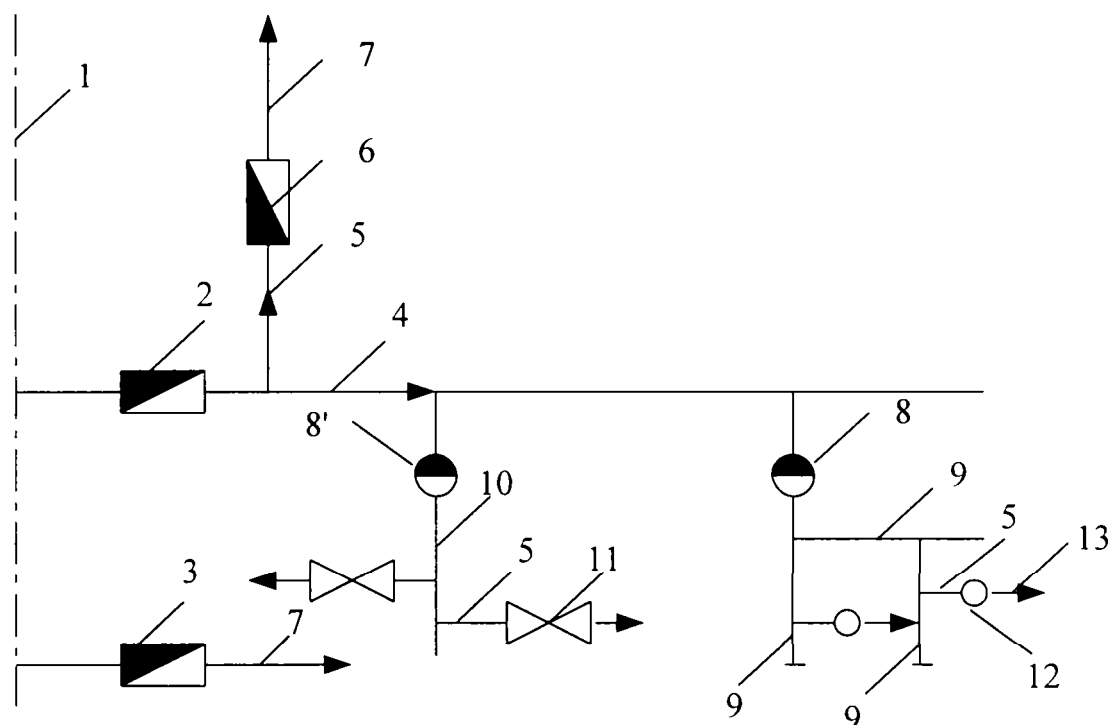
Ponderea cea mai mare în alimentarea orașului o are SRM nr. 1 Plopi alimentat direct din sistemul magistral de transport gaze, preluând funcția SRM-ului de predare din Calea Girocului proiectat inițial, care ulterior a fost desființat. SRM nr. 3 Zahăr este alimentat cu gaze din colectorul de transport gaze al Schelei Petroliere Timișoara care exploatează zăcămintele gazefiere din zona Toager, Partoș, Foeni, Dinaș, Sânmartin. În ultima perioadă, datorită declinului natural, producția livrată prin acest SRM a scăzut simțitor.

Un sistem de alimentare cu gaze se compune din conducte de transport, stații de predare, sistemul de distribuție și instalațiile de utilizare și se folosesc următoarele trepte de presiune:

– presiune înaltă (pî)	– peste 6 bar	(~ 6 kgf/cm <sup>2</sup> )
– presiune medie (pm)	– între 2 și 6 bar	(~ 2-6 kgf/cm <sup>2</sup> )
– presiune redusă (pr)	– între 0,2 și 2 bar	(~ 0,2-2 kgf/cm <sup>2</sup> )
– presiune intermediară (pi)	– 0,05 și 0,2 bar	(~ 500-2000 mm H <sub>2</sub> O)
– presiune joasă (pj)	– sub 0,05 bar = 50 mbar	(~ 500 mm H <sub>2</sub> O)

În sistemul de distribuție se vor utiliza numai trepte de presiune medie și redusă. Utilizarea presiunii joase se admite numai pentru extinderi de lungime mică, în rețele existente. În figura 1.3. este prezentată schema de principiu a unui sistem de alimentare cu gaze. Ea cuprinde stații de reglare-

măsurare, de predare, stații de reglare de sector, posturi de reglare, robinete de branșament și conducte pentru transportul gazului natural.



**Figura 1.3. Schema de principiu a unui sistem de alimentare cu gaze**

1- conductă de transport; 2 – stație de reglare-măsurare de predare; 3 – stație de reglare-măsurare de predare de consumator alimentat din conducta de transport; 4 – rețeta de repartiție; 5 – branșament; 6 – stație de reglare-măsurare la consumator; 7 – instalație de utilizare la consumator important la pm; 8 – stație de reglare de sector – pm la pr; 8' – stație de reglare de sector – pm la pj; 9 – rețea de distribuție pr; 10 – rețea de distribuție pj; 11 – robinet de branșament; 12 – post reglare presiune redusă la pj; 13 – instalație de utilizare pj

### 1.4.5. Rețele de distribuție

Traseele conductelor de distribuție gaze trebuie montate în teritoriu public pentru a avea în permanență acces la controlarea, verificarea și întreținerea de către întreprinderea de distribuție.

Pentru executarea conductei se va utiliza, de preferință, țevă STAS 404/1-1987, din oțel, fără sudură, laminată la cald.

Conductele de distribuție se montează de regulă subteran preferându-se: zone verzi, trotuare, alei pietonale folosind traseele mai puțin aglomerate cu gospodării subterane.

Acolo unde este posibil se preferă pozarea supraterană a rețelelor de distribuție și instalațiilor exterioare având în vedere creșterea siguranței în întreținere și exploatare și costul scăzut al investițiilor. Acest lucru este

indicat mai ales în zone aglomerate atât ca densitate de imobile cât și ca instalații subterane. La stabilirea traseelor se va acorda prioritate siguranței față de estetic.

Adâncimea de pozare a conductelor de distribuție, măsurată de la suprafața terenului până la generatoarea superioară a conductei va fi de 1 m în carosabil cu fundația de beton, de cel puțin 0,7 m în spații pavate și de cel puțin 0,5 m în spații verzi. La proiectare se va ține cont de cotele definitive pentru amenajarea terenului. În cazuri deosebite se poate reduce adâncimea de pozare în carosabil cu condiția montării unor tuburi de protecție, acestea având rolul de a prelua o parte din unda stradală de șoc creată de greutatea traficului din trama stradală.

La determinarea adâncimii de pozare a conductelor de gaze se va ține cont și de limita de îngheț a localității respective.

În situația unor defecte înregistrate la o conductă de gaze este de preferat ca scăpările de gaze să se infiltreze la suprafața solului, evitându-se astfel canalizarea către o altă gospodărie subterană.

Pentru evitarea acestor aspecte, normativele în vigoare reglementează distanțele minime dintre conductele de gaze și alte instalații, construcții sau obstacole subterane. Acestea sunt prezentate în Tabelul 1.3.

**Tabelul 1.3.**

Nr. crt.	Instalația, construcția sau obstacolul	Distanța minimă în [m] de la conducta de gaze de:		
		p.j+p.i.	p.r.	p.m.
1.	Clădiri cu subsoluri sau alineamente de terenuri, susceptibile de a fi construite	2	2	3
2.	Clădiri fără subsoluri	1,5	1,5	2
3.	Canale pentru rețele termice, canale pentru instalații telefonice	1,5	1,5	2
4.	Conducte de canalizare	1	1	1,5
5.	Conducte de apă, cabluri de forță, cabluri telefonice montate direct în sol sau căminele acestor instalații	0,6		
6.	Cămine pentru rețele termice, telefonice și de canalizare, stații sau cămine subterane în construcții independente	1		
7.	Linii de tramvaie (până la șina cea mai apropiată)	1,2		
8.	Copac	1,5		
9.	Stâlpi	0,5		
10.	Linii de cale ferată exclusiv cele din stații, triaje și incinte industriale – în rambleu – în debleu, la nivel teren	2 <sup>*)</sup> 5,5 <sup>**)</sup>		

Notă:

<sup>\*)</sup> de la piciorul taluzului;

<sup>\*\*)</sup> din axul liniei de cale ferată.

Când nu este posibilă respectarea distanțelor din tabel, acestea se pot reduce pentru pozițiile 1-6 cu 20%, luându-se următoarele măsuri suplimentare: suduri întărite, verificarea cu peria electrică a calității izolației anticorozive, controlul nedistructiv al tuturor sudurilor, răsuflători sau cămine pentru drenarea eventualelor scăpări, montarea tuburilor de protecție.

Distanța dintre două conducte paralele de gaze va fi de minim 0,5 m.

Când conducta de gaze se intersectează cu alte gospodării subterane, aceasta trebuie pozată deasupra la o distanță de cel puțin 100 mm.

Se va evita traversarea cu conducta de gaz a canalelor, căminelor sau alte canalizații subterane, în caz de necesitate acestea vor fi introduse în tub de protecție din țevă de oțel, izolate ca și conducta, cu o depășire laterală în ambele părți de minim 0,8 m a gospodăriei de evitat. Se vor monta răsuflători la capetele tubului de protecție, iar țeava din interior nu va avea suduri.

Șanțul în care se pozează conductele subterane de gaz va fi fără denivelări, fără asperități pe pereți (pentru a nu deteriora izolația la coborârea conductei). La nevoie așezarea conductei se va face prin asigurarea unui pat de nisip. Astuparea șanțului se face cu pământ mărunțit în straturi subțiri, prin compactări după fiecare strat, în așa fel încât să se evite deteriorarea izolației.

Izolarea conductelor îngropate se execută în conformitate cu STAS 7335/3 din 1986. Tipul izolației se alege în funcție de durata de exploatare a conductei și de agresivitatea solului.

### **Izolarea conform STAS 7335/3-1986**

<i>I. Materiale folosite pentru izolarea conductelor</i>	Nr. straturi
1. Strat de aderență – CITOM	1
2. Strat de bitum	1-3
3. Înfășurare de armare-împâslitură de fibră sticlă	1-2
4. Înfășurare exterioară de protecție – bandă PVC	1
5. Strat de protecție izolație – soluție de lapte de var	1

*II. Izolația poate fi:*

- ușoară;
- normală;
- întărită;
- foarte întărită.

III. Tipul izolației	Durata de exploatare	Alcătuire	Grosimea nominală [mm]	
			manual	mecanizat
1. Ușoară	1 an	1 strat aderență		
	5 ani	1 strat aderență 1 strat bitum	3,5	
2. Normală	Nelimitată	1 strat aderență 1 strat bitum	5	3,5
		1 înfășurat exterior de protecție		
3. Întărită	Nelimitată	1 strat aderență 1 strat bitum	8,5	7
		1 înfășurat de armare	8,5	7
		1 strat de bitum (II)	8,5	7
		1 înfășurare exterioară de protecție		
4. Foarte întărită	Nelimitată	1 strat aderență 1 strat bitum		
		1 înfăș. de armare (I)	12	10,5
		1 strat de bitum (II)	12	10,5
		1 înfăș. de armare (II)	12	10,5
		1 strat de bitum (III)	12	10,5
		1 înfășurare exterioară de protecție		

#### IV. Operații tehnologice pentru aplicarea grundului:

- încălzirea țevilor pentru arderea uleiului, a ruginii sau a resturilor de pământ rămase de la transport;
- curățirea cu perii de sârmă a suprafețelor;
- aplicarea stratului de aderență (grund) la cald, țeva se reîncălzește la 140-160°C;
- aplicarea grundului prin introducerea într-o baie sau prin turnarea grundului.

#### V. Fabricarea grundului:

- 35% bitum + 65% benzină sau înlocuitori (exemplu condens de benzen).

Procesul poate varia în funcție de calitatea bitumului și posibilitatea înlocuitorului de benzină cu condiția de a asigura calitatea (timpul de uscare a unei pelicule de grund la temperatura camerei să fie maximum 10 minute).

Stratul de aderență este uscat dacă la apăsarea cu degetul nu rămân urme.

Protecția conductelor supratereane se va aplica după efectuarea probelor de presiune (rezistență și etanșeitate) cu un strat de grund (minimum de plumb) și două straturi de vopsea.

#### **1.4.6. Stațiile și posturile de reglare (SR și PR)**

Reducerea în trepte a presiunii în stațiile și posturile de reglare este impusă atât din motive de siguranță în exploatare, cât și tehnologice. Aceste stații sunt destinate să păstreze presiunea într-un interval de funcționare al aparatelor și să împiedice fluctuațiile dăunătoare unei funcționări corecte.

Nu în toate stațiile de reglare este necesară dotarea cu același echipament. Pe schema de principiu se pot construi diferite variante în funcție de destinația stației, natura gazului, de raportul de detentă  $P_1/P_2$ , de debitul reglat, de felul măsurătorii, de poziția panoului de măsurare etc.

Toate stațiile trebuie prevăzute cu un robinet de izolare, care se montează la o distanță de 5 m de peretele stației, fiind destinat opririi integrale fără risc în caz de avarie sau revizie programată.

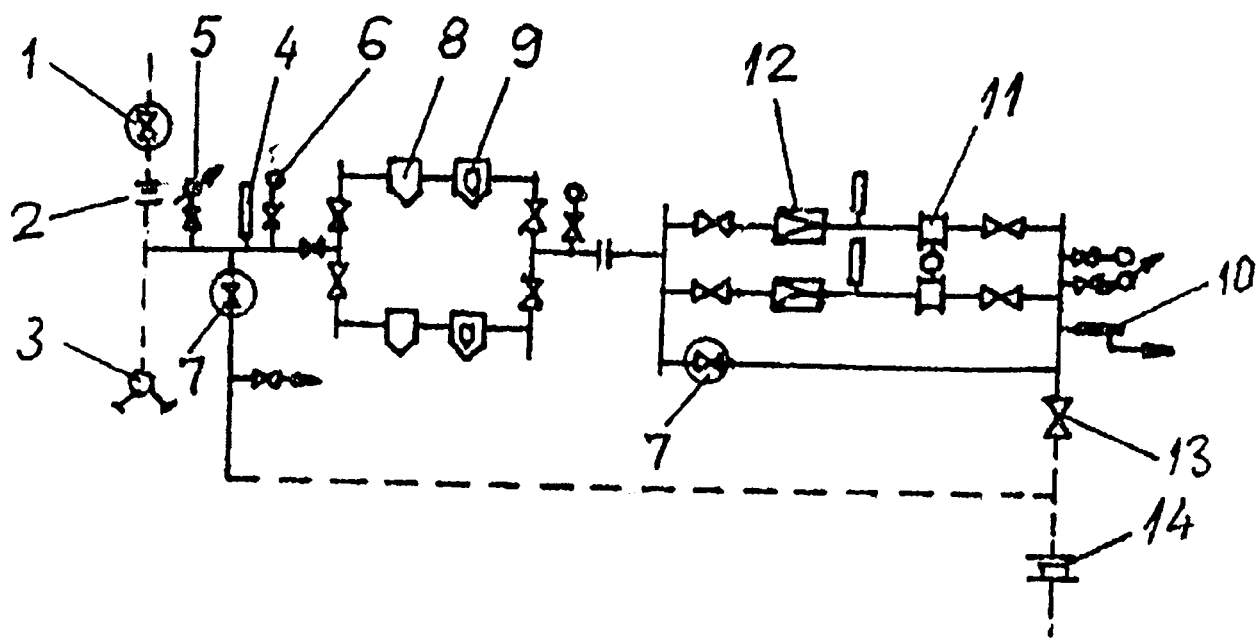
Materialele și aparatele cu care sunt echipate stațiile de reglare sunt următoarele:

- a) Ventilele de siguranță sunt armături care acționează instantaneu în cazul unei defecțiuni sau în cazul creșterii presiunii în aval peste limita de siguranță;
- b) Supapele de siguranță sunt dispuse în aval de regulator, îndeplinesc aceeași funcție ca și ventilele de siguranță, reglarea presiunii realizându-se prin evacuarea surplusului de gaze în atmosferă;
- c) Filtrele sunt dispozitive destinate să rețină particule mecanice din gaz;
- d) Reglatoarele sunt aparate pentru reglarea presiunii caracterizate prin existența unui ecart de presiune între intrare și ieșire, datorită unei anumite căderi de presiune la trecerea gazelor prin aparat.

Schema de principiu a unei stații de reglare-măsurare este prezentată în Figura 1.4.

În Figurile 1.5. și 1.6. sunt prezentate vederile de ansamblu a două tipuri de SRM-uri de sector din cadrul municipiului Timișoara.





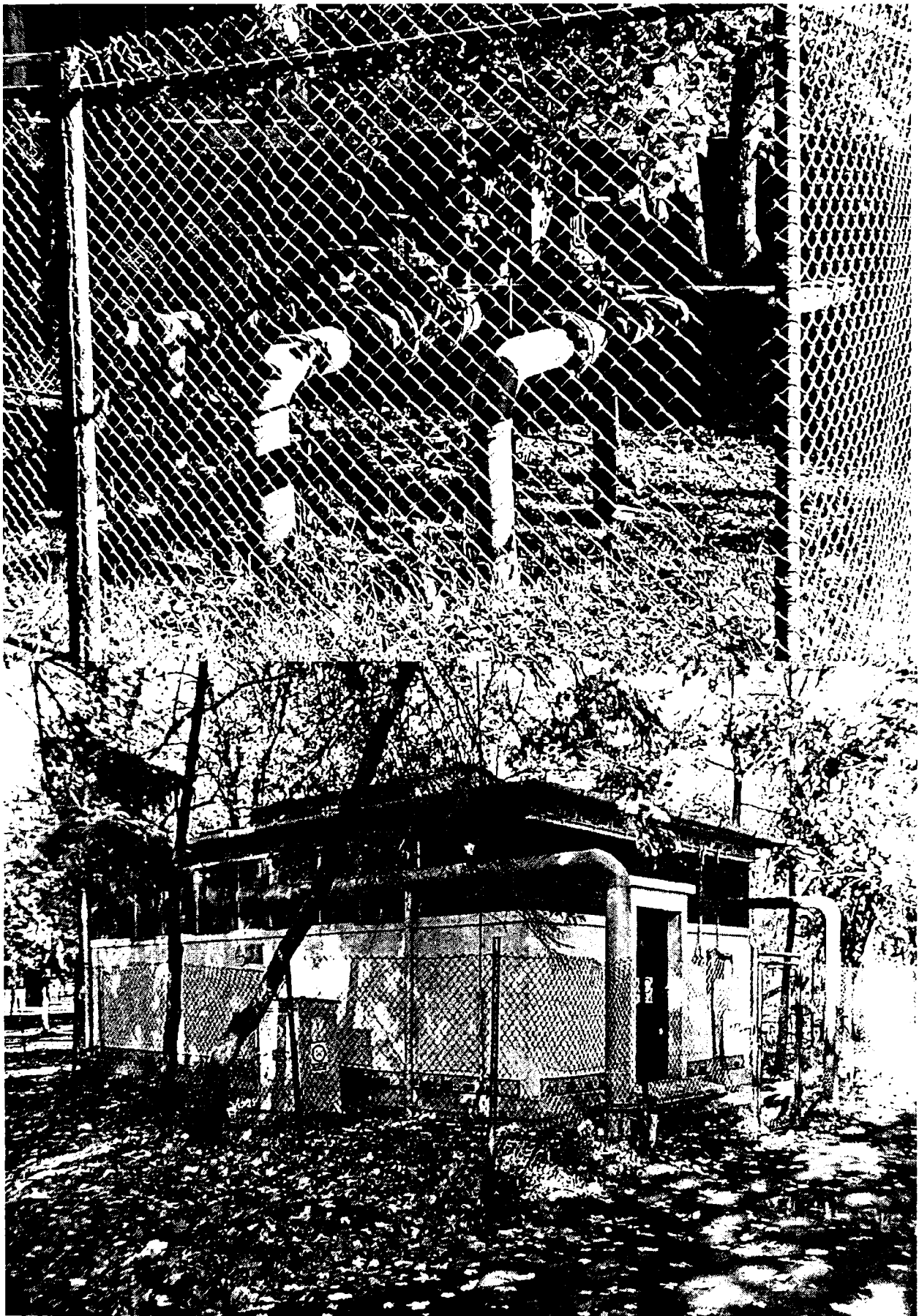
**Figura 1.4. Schema de principiu a unei stații de reglare-măsurare**

1 – robinet de bransament; 2 – flanșă electroizolantă; 3 – descărcător de presiune; 4 – termometru; 5 – manometru înregistrator; 6 – manometru indicator; 7 – robinet de laminare; 8 – filtru grosier; 9 – filtru fin; 10 – supapă de siguranță; 11 – contor diferențial; 12 – regulator cu acționare indirectă; 13 – robinet cu ventil îmbinare cu filet; 14 – îmbinare cu flanșă.

Când stațiile și posturile de reglare cuprind și instalația de măsurare a gazelor, acestea se numesc stații, respectiv posturi de reglare-măsurare, prescurtat SRM și PRM.

Stația de reglare-măsurare (S.R.M.) reprezintă ansamblul de aparate, armături și accesorii de reducere-reglare a presiunii și măsurare a consumului, amplasat într-o construcție separată prin care gazele naturale trec din rețeaua de repartiție în rețeaua de distribuție (stație de reglare de sector), din sistemul de distribuție în instalațiile de utilizare ale consumatorului (stație de reglare la consumator). La consumatorii importanți pot exista stații de reglare și în cadrul instalațiilor de utilizare.

Postul de reglare-măsurare (P.R.M.) reprezintă ansamblul de aparate, armături și accesorii, amplasat într-o firidă sau cabină, sau direct pe agregate tehnologice, prin care se face reducerea reglarea presiunii, precum și măsurarea debitelor de gaze consumate. Postul face reglarea presiunii gazelor într-o singură treaptă.



**Figura 1.5. SRM de sector Parc Doina – Timișoara**

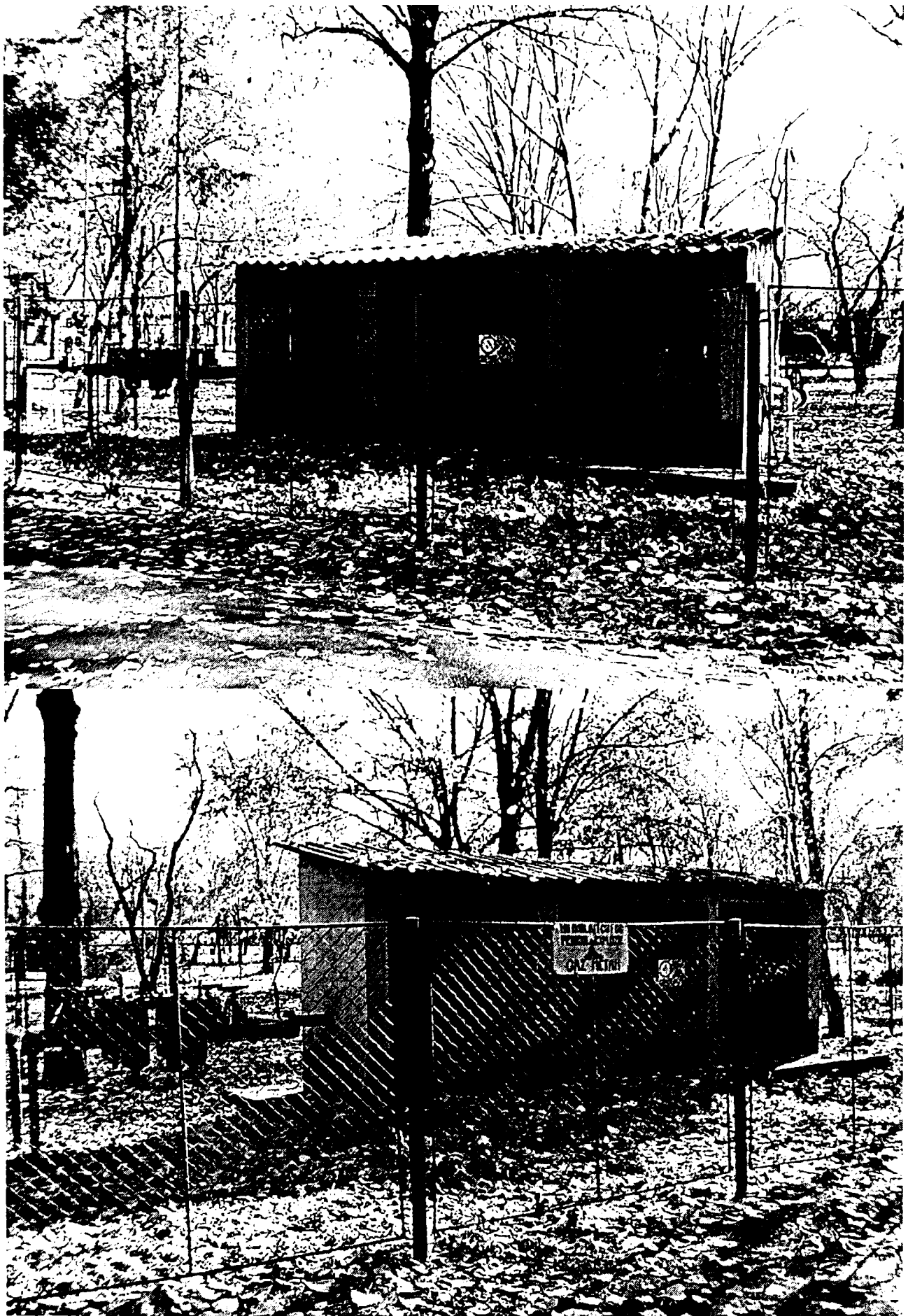


Figura 1.6. SRM de str. Bocșa – Timișoara

Elementele instalației de reglare-măsurare vor fi protejate și marcate cu vopsea în următoarele culori:

- |                         |                          |
|-------------------------|--------------------------|
| – presiune joasă        | – galben                 |
| – presiune intermediară | – verde                  |
| – presiune redusă       | – galben                 |
| – presiune medie        | – roșu                   |
| – ocolitoare            | – în dungii alb cu negru |

Panourile colectoare și conductele de ocolire ale claviaturii de reglare-măsurare din stațiile (posturile) de reglare-măsurare s-au dimensionat astfel încât viteza gazului să nu depășească 40 m/s pentru cele racordate la sistemele de distribuție și 60 m/s pentru stațiile racordate direct la conducta de transport.

Calculul vitezei în conductele respective se face cu relația (1.2.):

$$w = \frac{5,376Q_N}{D^2 \left( p_1 + \frac{p_2^2}{p_1 + p_2} \right)} \quad (1.2.)$$

în care:

$w$  – viteza gazelor [m/s];

$Q_N$  – debitul în condiții normale care trece într-o oră prin conducta considerată [ $m^3/h$ ];

$D$  – diametrul interior al conductei [cm];

$p_1$ ;  $p_2$  – presiunile la începutul și, respectiv, la sfârșitul tronsonului considerat [bari].

Stațiile de reglare-măsurare dotate cu reglatoare cu acționare indirectă se vor amplasa în clădiri proprii sau în aer liber.

Posturile de reglare se pot amplasa în cabine, nișe (firide) sau direct pe agregate tehnologice în hale industriale.

În principiu, stațiile de reglare de la consumator vor funcționa fără supraveghere, dar în funcție de capacitatea și importanța obiectivului, acestea se vor supraveghea permanent de operatori. În Timișoara pe perioada rece a anului se asigură o urmărire continuă la SRM-CET Centru și SRM-CET Sud datorită consumurilor ridicate din această perioadă și a importanței obiectivului.

Clădirile SRM și PRM vor fi executate din materiale incombustibile.

SRM (PRM) se amplasează la limita incintei deservite sau cât mai aproape de centrul de greutate al consumatorului.

În Figurile 7-10 este prezentat un PRM de capacitate maximă de 250  $m^3/h$  tip Samgas, având  $p_{intrare} = 0,5$  bar și  $p_{eșire} = 20-55$  mbar.

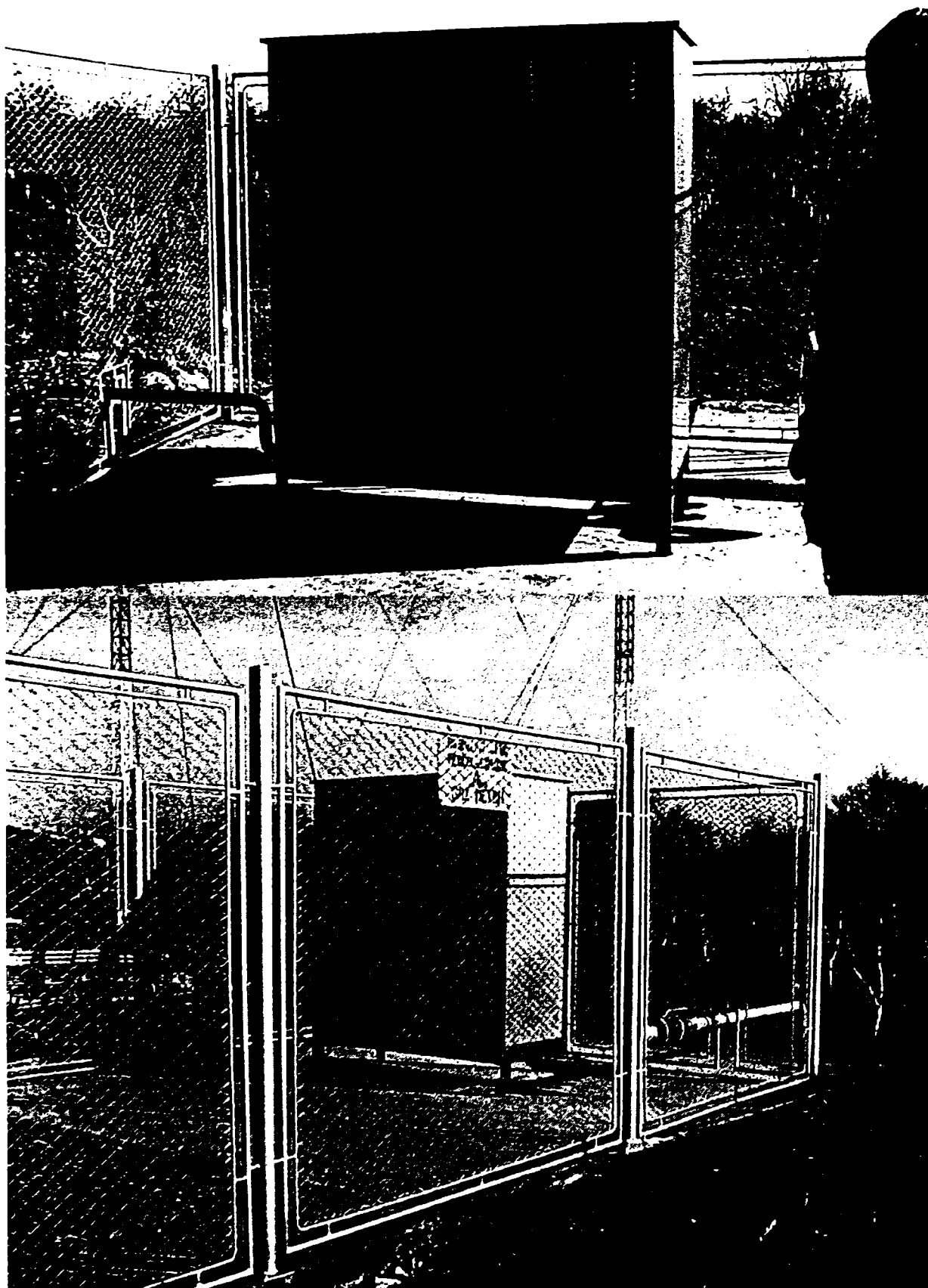


Figura 1.7. PRM vedere de ansamblu

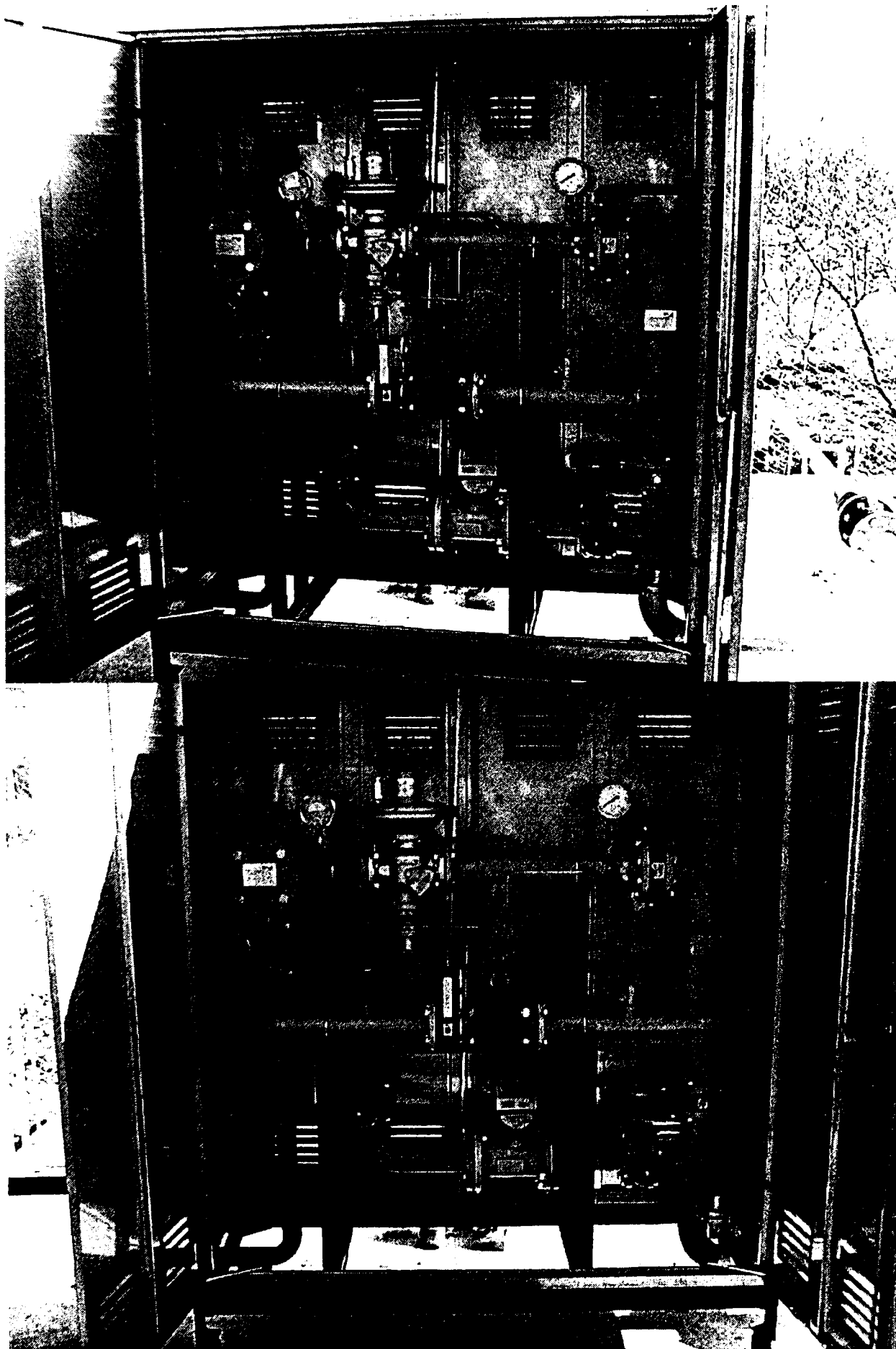


Figura 1.8. PRM vedere interioară

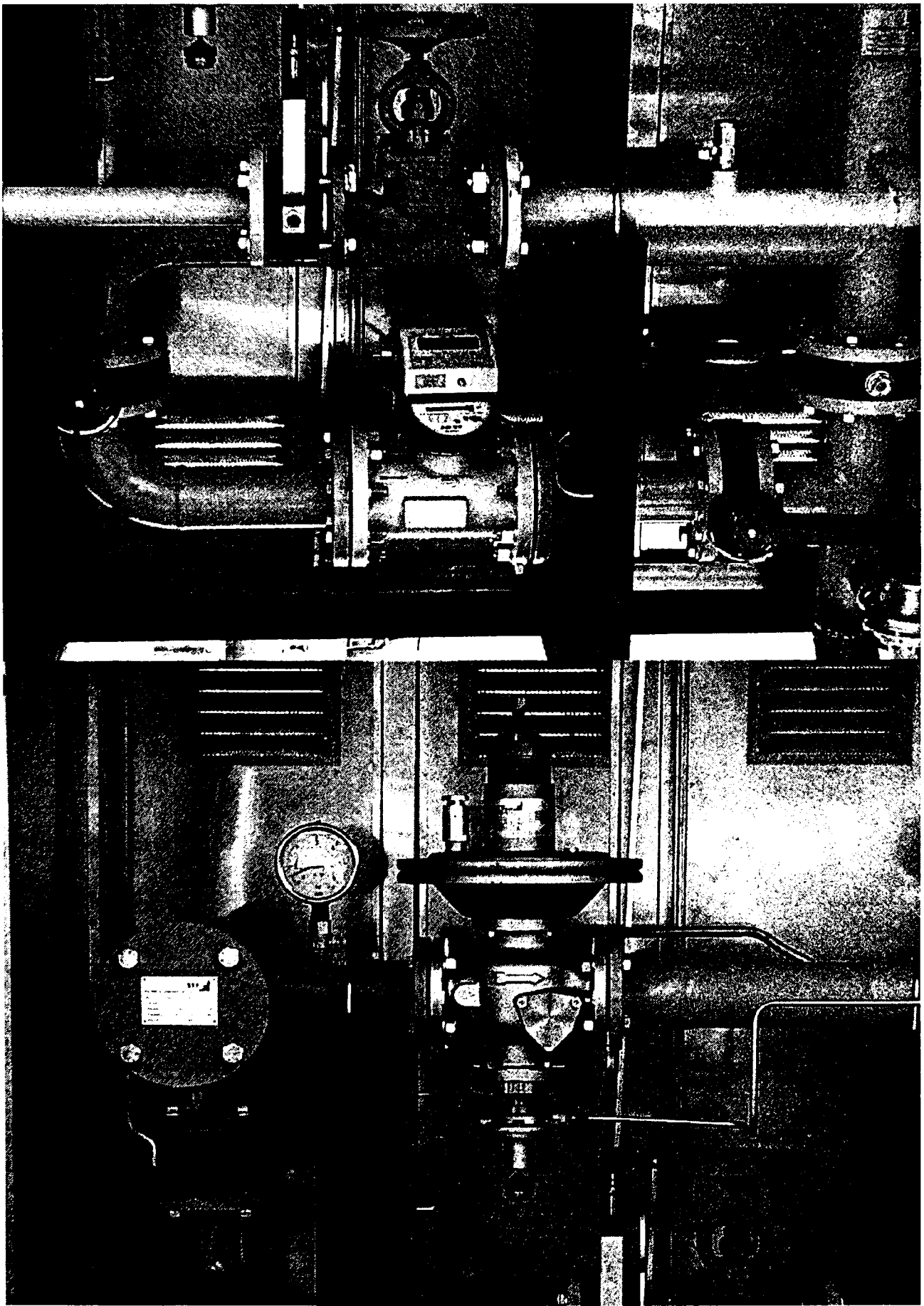


Figura 1.9. PRM detaliu de măsură și reglare

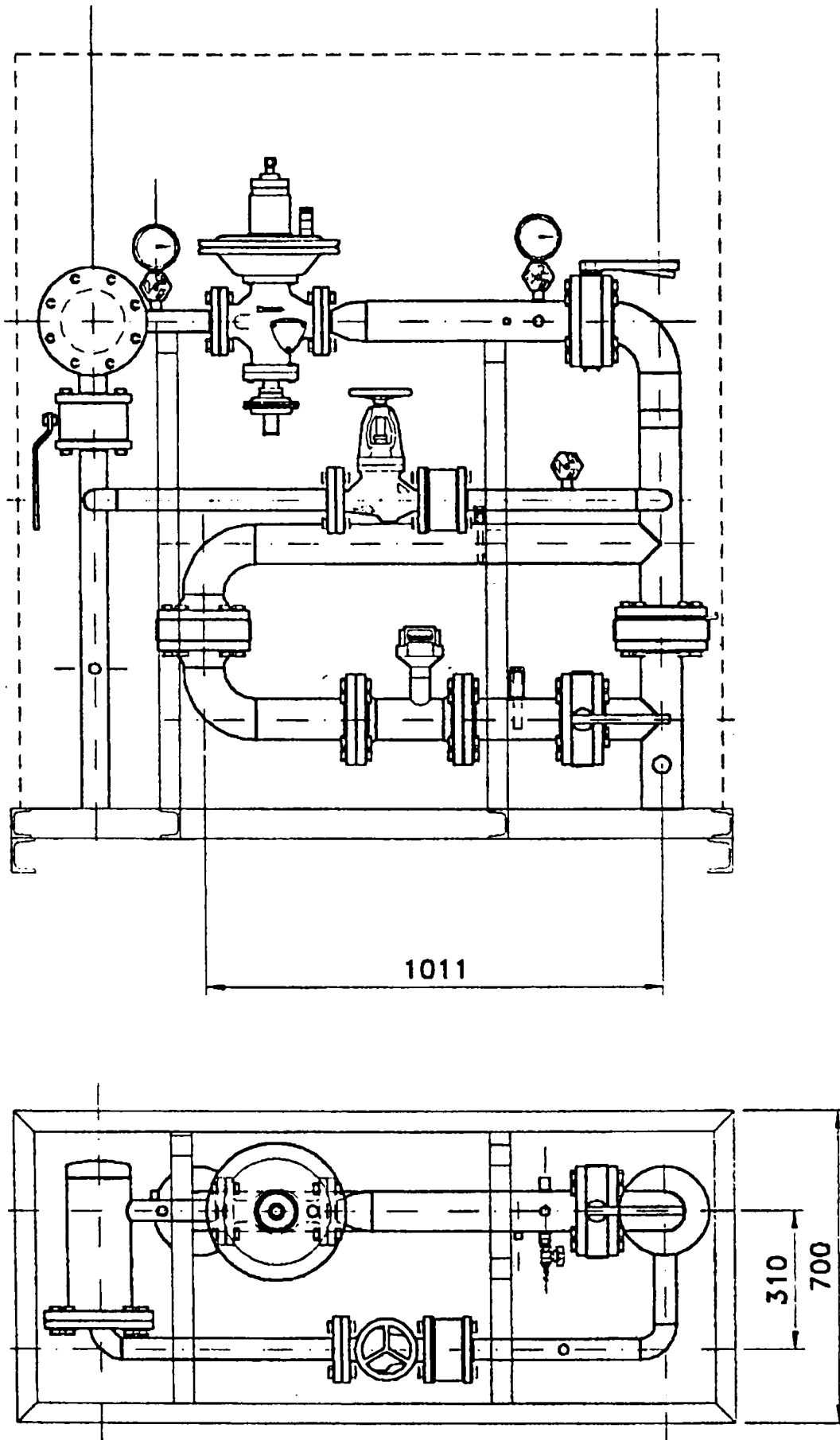


Figura 1.10. Schemă PRM tip Samgas



### 1.4.7. Date statistice privind rețeaua de distribuție din municipiul Timișoara

Sistemul de distribuție din municipiul Timișoara este proiectat cu regulator la abonat în varianta cu rețea de repartiție cu regim de presiune medie și rețea de distribuție cu regim de presiune redusă.

Rețeaua de repartiție (medie presiune) din Timișoara este de tip buclat (alimentată din două puncte) și ramificat.

La sfârșitul anului 2000 pe raza municipiului Timișoara se află un număr de 39 stații de sector, un număr de 85 SRM-uri la unități economice și un număr de 416 PRM-uri la micii consumatori.

Câteva date statistice de bază din ultimii ani la nivelul **Sectorului de Distribuție gaze Timișoara** sunt prezentate în Tabelul 1.4:

**Tabelul 1.4.**

Anul	Lungime conductă [km]	Lungime branșament [km]	Număr branșamente	Număr abonați	din care	
					Industriali și asimilați	Casnici
1991	217,3	35,2	3380	3873	137	3736
1992	219,2	39,1	3772	4377	177	4200
1993	226,8	47,0	4136	4833	296	4537
1994	235,4	53,6	5204	5746	328	5418
1995	252,0	57,8	5862	7186	442	6744
1996	304,19	61,65	6487	8076	488	7588
1997	349,11	83,01	7214	9691	837	8854
1998	486,12	98,97	10432	13004	1101	11903
1999	529,39	133,75	14230	18332	1192	17140

Dezvoltarea rețelei de distribuție și creșterea numărului de abonați casnici și industriali se înregistrează după anul 1990, când a apărut prima hotărâre de guvern prin care s-a acordat un debit de gaz pentru extinderea consumului de gaz metan la populație, în distribuțiile existente.

## 1.5. Metode de măsurare și contorizare a consumurilor [43]

### 1.5.1. Contorizarea volumetrică a gazelor

#### 1.5.1.1. Contoare volumetrice

Contorizarea volumetrică este o metodă de măsurare directă, utilizând contoare volumetrice rotative și de masă. Se folosește pentru debite și presiuni mici în general la consumatorii casnici cuplați la rețele de distribuție de joasă presiune și uneori la consumatorii industriali care folosesc gaze la medie presiune.

Măsurarea se face cu ajutorul unor contoare volumetrice (cu burduf și rotative) care înregistrează volumul de gaz efectiv scurs prin contor, care apoi se transformă la starea de referință.

La contoarele cu burduf de presiune joasă până la un debit nominal de 500 m<sup>3</sup>/h nu se face transformarea înregistrării la starea de referință; la un debit nominal de peste 500 m<sup>3</sup>/h, precum și la toate contoarele care funcționează cu o presiune de regim a gazului peste 500 mm col. H<sub>2</sub>O indicațiile contorului se transformă la starea fizică de referință a gazului (15°C și 760 mm col. Hg).

Transformarea cantității de gaze citită pentru un interval de timp se face cu ajutorul formulei:

$$Q_0 = Q \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{735,15 + p}{p_0} \cdot \frac{B}{1013,25}$$

în care:

$Q_0$  – conductă de gaze în m<sup>3</sup> la starea  $T_0$ (°K) și  $P_0$  (at);

$Q$  – conductă de gaz în m<sup>3</sup> citită la contor;

$T_0$  – temperatura de referință, °K;

$T$  – temperatura absolută medie efectivă a gazului la intrare în contor, °K;

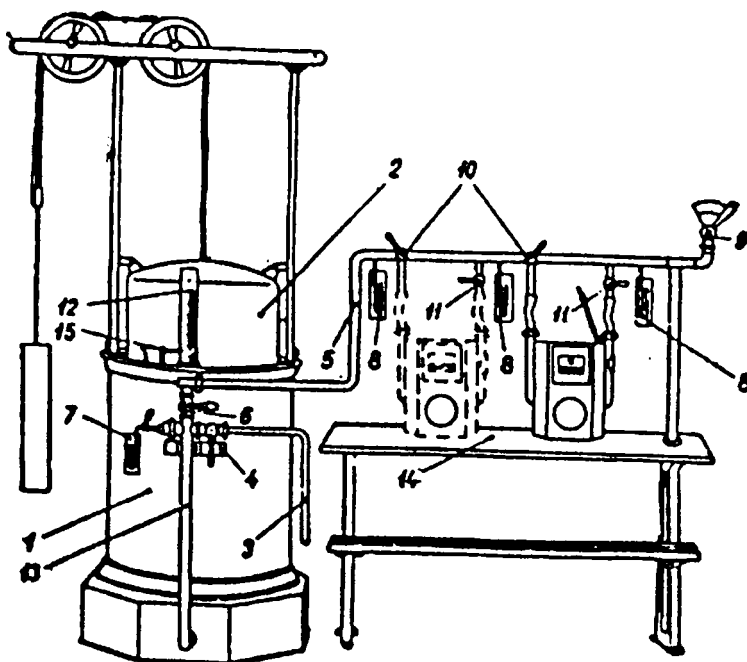
$B$  – presiunea barometrică medie efectivă, mm col. Hg;

$p_0$  – presiunea de referință, at;

$p$  – presiunea efectivă a gazului în contor, at.

#### 1.5.1.2. Verificarea contoarelor volumetrice

Verificarea contoarelor de gaze se execută la o instalație denumită **Stație pentru verificarea contoarelor de gaze** (Figura 1.11).



**Figura 1.11. Stație pentru verificarea contoarelor volumetrice de gaze**

Această instalație trebuie să existe la fiecare întreprindere constructoare sau reparatoare de contoare de gaze.

Stația trebuie să fie controlată și verificată de către organele Metrologiei.

Stația de verificare, conform Figurii 1.11. se compune, în principiu din următoarele părți principale:

- un rezervor cu apă (1);
- un vas măsură – model de ordinul 2, numit și clopot (2) cu dispozitiv de compensare pentru presiune și nivel;
- o conductă de alimentare (3) cu un robinet (4);
- conductă de evacuare (5) cu un robinet (6);
- un manometru în formă de U (7) cu apă, pentru indicarea presiunii gazului din vasul măsură;
- un manometru în formă de U (8) cu apă (în cazul verificării contoarelor în serie pentru fiecare contor există un asemenea manometru);
- un robinet de reglare (9);
- robinete (10) în formă de cep cu 3 căi, montate pe conducta (5), permițând gazului să treacă din conductă fie în contor, fie direct prin conductă;
- robinete (11), tot în formă de cep, însă numai cu două căi, care permit a închide sau a deschide trecerea gazului prin contor.

Vasul măsură – model, care se mișcă în rezervorul cu apă, are o scară gradată metalică (12) divizată în litri, pe care se citește volumul gazului intrat sau ieșit din vas.

Conductele de alimentare și de evacuare sunt fixate de rezervorul cu apă și se deschid sub clopot, deasupra nivelului apei, prin ramura (13).

Manometrele în formă de U (8) servesc pentru controlul etanșeității legăturilor dintre contoare și conducte și pentru indicarea pierderii de presiune între intrarea și ieșirea gazului din contor.

Robinetul de reglare (9) are un dispozitiv pentru stabilirea diferitelor debite necesare la verificare. Acest dispozitiv poate fi regulator cu cadran sau un locaș în care se pot așeza duze de diferite calibre. Pe cale experimentală, prin cronometrare, se stabilesc reperele scării gradate de pe cadran sau duzele care corespund diferitelor debite de verificare pentru fiecare mărime de contor.

Verificarea contoarelor de gaze trebuie să se facă la o presiune constantă a gazului din vasul măsură – model, admițându-se o variație de  $\pm 5$  mm col. H<sub>2</sub>O. Această presiune trebuie să fie cât mai apropiată de presiunea la care funcționează contorul în rețea. În nici un caz presiunea de verificare nu trebuie să fie mai mică de 40 mm col. H<sub>2</sub>O.

În timpul verificării, atât vasul măsură – model (plin cu gaz) cât și contoarele care se verifică trebuie să aibă aceeași temperatură. În acest scop, contoarele de gaze trebuie să fie ținute în camera stației, cel puțin 3 ore înainte de începerea verificărilor, pentru a lua temperatura vasului măsură – model.

- Verificarea contoarelor de gaze comportă următoarele operații:
- verificarea aspectului exterior și a construcției;
  - verificarea etanșeității;
  - verificarea funcționării (sensibilitate și justețea indicațiilor);
  - verificarea pierderilor de presiune.

În Figura 1.12. sunt prezentate două modele de stații pentru etalonat contoare volumetrice de gaz existente în dotarea S.C. Distrigaz Nord Sucursala Timișoara.



**Figura 1.12. Stație cu clopot (sus) și tip AEROTEH (jos)  
pentru verificat contoare volumetrice de gaz**

## 1.5.2. Contorizare diferențială

Contorizarea diferențială este o metodă de măsurare indirectă a debitelor de gaze cu ajutorul unui organ deprimogen (ajutaj, diafragmă, tub Venturi) care creează o cădere de presiune proporțională cu debitul.

Metoda se folosește pentru determinarea debitelor mari de gaze, cu presiuni mari de regim; se face cu ajutorul unor orificii, determinând viteza gazului în secțiunea de scurgere a orificiului respectiv. Viteza de curgere împreună cu densitatea gazului, temperatura și secțiunea orificiului alcătuiesc elementele necesare pentru calcul.

Dacă un fluid în curgere traversează un obstacol (orificiul cu diametrul mai mic decât cel al conductei) are loc o creștere a vitezei în secțiunea orificiului, creștere legată de o scădere a presiunii.

Variația presiunii în orificiile utilizate frecvent pentru măsurarea debitelor de gaze este reprezentată schematic în Figura 1.13.

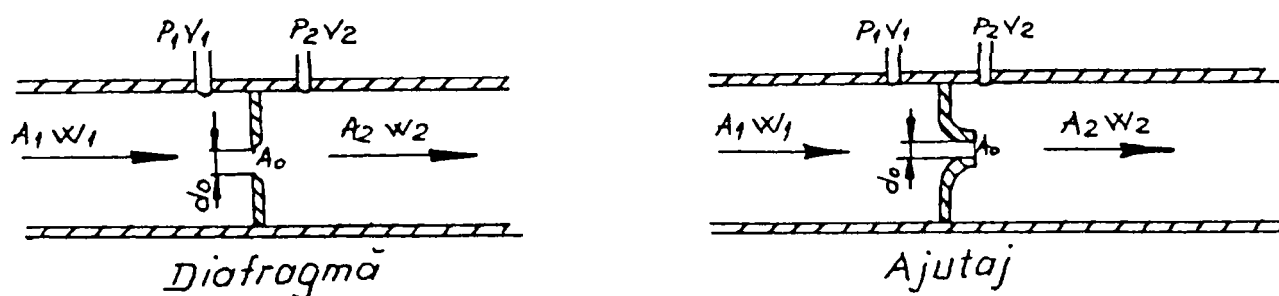


Figura 1.13. Forma orificiilor utilizate frecvent pentru măsurarea debitelor de gaze

În cazul ajutorajului care are muchiile rotunjite, curentul de fluid are la ieșire forma cilindrică cu secțiune, aproximativ egală cu a orificiului, pe când dacă se folosește diafragma, curentul de fluid iese sub forma unei vâne deformate, secțiunea minimă stabilindu-se la o distanță oarecare în aval de orificiu.

Viteza gazului în orificiu se măsoară în cazul nostru pe baza diferenței de presiune care poate fi ușor determinată cu ajutorul unui manometru diferențial.

Cu cât diferența dintre presiunile din amonte și din aval de orificiu este mai mare, cu atât viteza gazului în orificiu va fi mai mare și în mod implicit va crește cantitatea de gaze scursă la aceeași presiune de regim.

Măsurarea presiunii statice și diferențiale se face cu manometre. Domeniul de măsurare pentru presiunea diferențială este cuprins între 400

– 6300 mm H<sub>2</sub>O, repartizat în șapte trepte: 0 – 400, 0 – 630, 0 – 1000, 0 – 1600, 0 – 2500, 0 – 4000 și 0 – 6300.

Domeniul de măsură pentru presiunea statică este 0 – 100 kgf/cm<sup>2</sup> împărțit în următoarele intervale: (1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10) x 10 kgf/cm<sup>2</sup>.

Clasa de precizie este de 1,5%.

Pentru a mări precizia măsurării este necesar ca intervalul de măsură să fie astfel ales ca înregistrarea să se facă în treimea de sus a diagramei între 65 – 95%.

Planimetrarea diagramelor se va face numai cu planimetre de rădăcină pătrată (tip Foxboro).

Presiunea barometrică „B” se măsoară și se înregistrează la un barograf, iar presiunea totală se determină din relația (1.3.).

$$P = P_{st} + \frac{B}{735,5} \quad (1.3.)$$

în care:

$P_{st}$  – presiunea statică în kgf/cm<sup>2</sup>;

B – presiunea barometrică, în mm col Hg.

Densitatea gazului se determină prin calcul pe baza analizei cromatografice.

Temperatura gazului se măsoară cu termometrul cu mercur cu scara în °C care se introduce într-o teacă metalică umplută cu ulei sau cu pulbere de cupru. Teaca este montată în conductă astfel ca bulbul termometrului să fie în curentul de gaze. Acesta va fi așezat în panou sau colector în amonte de orificiu la distanță de cel puțin 20 D, tocul metalic al termometrului fiind introdus în țevă la o adâncime de 0,5 D.

### 1.5.2.1. Alegerea elementelor de măsură

În industria gazelor naturale se folosesc în mod exclusiv drept orificiu de măsurare, ajutajele.

Determinarea în prima aproximație a diametrului ajutajului la un consum nominal și minimal dat se face cu ajutorul formulei simplificate (1.4.):

$$d = 0,2 \sqrt{\frac{Q_0}{\sqrt{(1+p)h}}} \quad (1.4.)$$

în care:

d – diametrul ajutajului [mm];

$Q_0$  – debitul minim [Nm<sup>3</sup>/h];

$p$  – presiunea statică a aparatului [at];

$h$  – presiunea diferențială a aparatului [mm H<sub>2</sub>O].

Manometrul diferențial se va alege astfel ca înregistrarea presiunii diferențiale, la debitul minim să fie 1/10, iar la debitul maxim 9/10 din limita superioară de înregistrare a presiunii diferențiale a MD (manometrul diferențial) respectiv. Dacă variațiile de debit sunt mari, se montează pe același ajutoraj în paralel două manometre diferențiale cu diferite limite de înregistrare. Diametrul ajutorajului trebuie executat și măsurat cu o precizie de 0,01 mm.

Măsurarea se va face în cel puțin 4 direcții diferite, media măsurărilor făcute va da valoarea nominală, care va fi ștanțată pe brida ajutorajului, arătând cu semnul (+) racordul din amonte de ajutoraj și cu (-) racordul din aval de ajutoraj. Panoul de măsurare, în care este montat ajutorajul se confecționează din țevi drepte, cu diametrul uniform, fără sudură și cu suprafața netedă. Diametrul va fi cuprins între 50 – 500 mm.

Diametrul panoului de măsură și a ajutorajului se va alege în raport cu limitele de înregistrare a MD încât secțiunea relativă  $m = \left(\frac{d}{D}\right)^2$  să nu depășească limitele 0,05 – 0,65. După alegerea sistemului de măsurare compus din panou (D), ajutoraj (d) și manometru diferențial ( $h_{\max}$  și  $h_{\min}$ ;  $p_{\max}$  și  $p_{\min}$ ) se va verifica dacă pentru  $Q_{\max}$  și  $Q_{\min}$  regimul de curgere se plasează în domeniul peste limita stabilită de numărul lui Reynolds. La determinarea secțiunii relative  $m = \left(\frac{d}{D}\right)^2$  se va lua diametrul real al panoului D, măsurat în amonte de ajutoraj și nu diametrul nominal.

Panourile de măsurare înainte și după orificiu pe o anumită lungime trebuie să fie drepte, orizontale, cu diametrul constant, fără nici o sudură, cotitură, depunere de murdărie, ramificație sau dispozitiv de închidere, astfel încât scurgerea gazului înainte și după orificiu să nu fie deranjată prin anumite obstacole.

Lungimile minime ale panoului în amonte de orificiu (A) și după orificiu (B) sunt – indiferent de sistemul de montaj al panoului – următoarele: în amonte de ajutoraj  $A = 20 D$ , după ajutoraj  $B = 5 D$ .

Erori importante intervin în sistemul de măsurare prin orificii, în special în cazurile unor secțiuni relative „m” mici, dacă robinetele vană montate în amonte și în aval de orificiu sunt numai parțial deschise, de exemplu dacă prin aceste robinete vană se reglează debitul de gaz.

Manipularea robinetului vană după ajutoraj deranjează mai puțin scurgerea gazului în consecință dacă este inevitabilă reglarea debitului la panourile de măsurare trebuie făcută cu ajutorul robinetului vană montat în aval de ajutoraj, în nici un caz cu robinetul din amonte de ajutoraj.



### 1.5.2.2. Planimetrarea diagramelor

Manometrele diferențiale înregistrează pe diagramele zilnice presiunea statică (cu cerneală albastră) în atm. și presiunea diferențială (cu cerneală roșie) în mm col. H<sub>2</sub>O.

Planimetrând presiunea diferențială (I<sub>h</sub>) și cea statică (I<sub>p</sub>) pe 24 ore, citim I<sub>h</sub> și I<sub>p</sub>, care se introduc în formula de calcul al debitului Q.

Uzual se folosește planimetrul de rădăcină pătrată. Aceste planimetre sunt prevăzute cu o rolă rostogolitoare care înregistrează numai deplasări în direcția ei de rostogolire, pentru oricare altă direcție, rola alunecând fără să înregistreze.

Operatorul urmărește cu vârful ascuțit traseul curbei, fie rotind diagrama, fie ținând diagrama pe loc și deplasând vârful pe curbă (după tipul aparatului).

Un contor de rotații cu vernier măsoară rotațiile rolei cu o aproximație de 1/1000 dintr-o rotație.

Urmărind cu acul planimetrului curba de nivel O a diagramei, contorul de rotații al planimetrului rămâne pe O. Pe curba de nivel maxim, contorul indică cifra 5, indicație care se notează cu I<sub>h<sub>max</sub></sub>. Cifra 5 este gradația de nivel maxim pe diagrama circulară, proiectată de constructorul planimetrului cu ajutorul căreia se determină constanta de presiune diferențială a contorului, ca raport dintre planimetrul de rădăcină pătrată și diagrama circulară.

Se determină astfel cele două constante ale manometrului diferențial (MD):

$$C_h = \frac{\sqrt{h_{\max}}}{I_{h_{\max}}} = \frac{\sqrt{h_{\max}}}{5} \quad \text{similar} \quad C_p = \frac{\sqrt{P_{\max}}}{I_{p_{\max}}} = \frac{\sqrt{P_{\max}}}{5}$$

în care:

C<sub>h</sub> – constanta de presiune diferențială a contorului;

I<sub>h<sub>max</sub></sub> – presiunea diferențială planificată pe curba de nivel maxim a diagramei este egală cu cifra 5;

h – presiunea diferențială maximă;

C<sub>p</sub> – constanta de presiune statică a contorului;

I<sub>p<sub>max</sub></sub> – presiunea statică planificată pe curba de nivel maxim al diagramei este egală cu cifra 5;

P<sub>max</sub> – presiunea statică maximă.

### 1.5.3. Metoda de calcul diferențial [1, 2, 3, 4]

Gazul fiind compresibil determinarea vitezei cu ajutorul presiunii diferențiale, a presiunii de regim a conductei (presiune statică) și a temperaturii gazului trebuie făcută pe baza legilor termodinamice considerând în ajutoraj o curgere adiabatică, conform legii:

$$pv^k = \text{const.}$$

Pornind de la ecuația fundamentală a scurgerii fluidului:

$$vdp + \frac{wdw}{g} = 0 \quad (1.4.)$$

integrând-o între cele două secțiuni 1 = amonte de strângere și 2 = după strângere, obținem:

$$\int_1^2 -vdp = \int_1^2 \frac{wdw}{g} \quad (1.5.)$$

$$\begin{aligned} \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} &= \int_1^2 vdp = \int_2^1 vdp = \int_2^1 v_1 \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{k}} dp = v_1 p_1^{\frac{1}{k}} \int_2^1 p^{-\frac{1}{k}} dp = \\ &= v_1 p_1^{\frac{1}{k}} \frac{k}{k-1} p^{\frac{k-1}{k}} \Big|_2^1 = v_1 p_1^{\frac{1}{k}} \frac{k}{k-1} \left( p_1^{\frac{k-1}{k}} - p_2^{\frac{k-1}{k}} \right) = v_1 p_1^{\frac{1}{k}} \frac{k}{k-1} p_1^{\frac{k-1}{k}} \left[ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \\ &= v_1 p_1 \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \frac{p_2^{\frac{k-1}{k}}}{p_1^{\frac{k-1}{k}}} \right] \end{aligned} \quad (1.6.)$$

Din ecuația de continuitate pentru fluide compresibile:

$$A_1 w_1 \gamma_1 = A_2 w_2 \gamma_2 \quad (1.7.)$$

în care:

w – viteza medie a gazului;

A – secțiunea curentului;

$\gamma$  – densitatea.

rezultă: 
$$w_1 = \frac{A_2 w_2 \gamma_2}{A_1 \gamma_1} \quad (1.8.)$$

Întrucât vâna de gaz se contractă la trecerea prin strangulare secțiunea  $A_2$ , se poate calcula din  $A_0$ , căruia i se aplică un coeficient de corecție  $\mu$ :

$$A_2 = \mu A_0 \quad (1.9.)$$

Notăm raportul deschiderii relative cu:

$$m = \frac{A_2}{A_1} = \frac{\mu A_0}{A_1} = \mu \left( \frac{d}{D} \right)^2 \quad (1.10.)$$

$$w_1 = \frac{A_2 w_2 \gamma_2}{A_1 \gamma_1} = m w_2 \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \quad (1.11.)$$

înlocuim  $w_1$  în relația (1.6.) și exprimăm  $w_2$ :

$$\frac{w_2^2 - m^2 w_2^2 \left( \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \right)^2}{2g} = v_1 p_1 \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1.12.)$$

din care:

$$w_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2 \left( \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \right)^2}} \sqrt{2g v_1 p_1 \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1.13.)$$

Notăm cu :  $\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2}}$  (1.14.)

Debitul gravimetric scurs prin orificiu este:

$$G = A_0 w_2 \gamma_2 \quad (1.15.)$$

înlocuind  $w_2$  cu valoarea sa din relația (1.12.) se obține:

$$G = \frac{A_0 \alpha \gamma_2 \sqrt{1-m^2}}{\sqrt{1-m^2 \left( \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \right)^2}} \sqrt{2g v_1 p_1 \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1.16.)$$

Pentru curgere adiabatică avem:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}$$

și înlocuind în relația (1.16.) rezultă:

$$G = \frac{A_0 \alpha \gamma_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1-m^2}}{\sqrt{1-m^2 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}}} \cdot \sqrt{2g v_1 p_1 \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

sau

$$G = \frac{A_0 \alpha \gamma_1 \sqrt{1-m^2}}{\sqrt{1-m^2 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}}} \cdot \sqrt{2g v_1 p_1 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Punând  $v_1 = \frac{1}{\gamma_1}$ :

$$G = \frac{A_0 \alpha \sqrt{1-m^2}}{\sqrt{1-m^2 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}}} \sqrt{\frac{2g \frac{k}{k-1} p_1 \frac{\gamma_1^2}{\gamma_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] (p_1 - p_2)}{p_1 - p_2}}$$

$$G = A_0 \alpha \frac{\sqrt{1-m^2}}{\sqrt{1-m^2 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2}} \sqrt{\frac{2g \frac{k}{k-1} \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right] (p_1 - p_2) \gamma_1}{\left(\frac{1-p_2}{p_1}\right)}}$$

Notăm cu  $\varepsilon$  – coeficientul de compresibilitate (expansiune radială):

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{1-m^2}}{\sqrt{1-m^2 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2}} \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \frac{1-p_2}{p_1}}$$

$$\Rightarrow G = \alpha \varepsilon A_0 \sqrt{2g \gamma_1 (p_1 - p_2)}$$

Transformând debitul gravimetric în debit de volum, rezultă:

$$Q_1 = G v_1 = \frac{G}{\gamma_1}$$

$$Q_1 = A_0 \alpha \varepsilon \sqrt{2g} \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\gamma_1}} \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Pentru determinarea densității efective a gazului în starea din amonte de ajutoraj, adică  $\gamma_1$ , se întrebuițează formulele termodinamice, care sunt însă valabile numai pentru gazele perfect ideale. Gazele naturale sunt mai compresibile decât gazele perfecte, densitatea lor fiind mai mare decât cea rezultată din relațiile termodinamice.

Pentru a putea înlocui densitatea reală cu cea teoretică se introduce un coeficient de corecție,  $z$  și în consecință pentru gazele reale ecuația de stare este:

$$pv = zRT \quad \text{sau} \quad \gamma_1 = \frac{p_1}{zRT_1}$$

Înlocuind  $\gamma_1$  în  $Q_0$ , rezultă:

$$Q_1 = A_0 \alpha \varepsilon \sqrt{\frac{2g \Delta p z R T_1}{p_1}}$$

Pentru o stare de referință „O”, ținând seama că:

$$Q_0 \gamma_0 = Q_1 \gamma_1 \quad \text{și} \quad \frac{1}{\gamma_0} = \frac{RT_0}{p_0} \quad \text{rezultă:}$$

$$Q_0 = A_0 \alpha \varepsilon \frac{T_0}{p_0} \sqrt{\frac{2g\Delta p p_1 R}{z T_1}}$$

Exprimând constanta gazelor în funcție de constanta aerului și densitatea relativă a gazului față de aer ( $\rho_{\text{aer}} = 1$ ):

$$\frac{R_{\text{aer}}}{R} = \frac{\gamma_{\text{gaz}}}{\gamma_{\text{aer}}} = \rho \quad R = \frac{R_{\text{aer}}}{\rho}$$

$$Q_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} \alpha \varepsilon \frac{T}{p_0} \sqrt{2g\Delta p \frac{\rho R_{\text{aer}}}{\rho z T_1}} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$d$  – [cm];

$p$  – presiune statică [kgf/cm<sup>2</sup>];  $p = p + \frac{B}{735,5}$ ;

$B$  – presiune barometrică [mm col Hg];

$T_0 = 273,15$  [K];

$p_0 = 1,03323$  [kgf/cm<sup>2</sup>];

$R_{\text{aer}} = 29,267 \left[ \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{kgf} \cdot \text{grad}} \right]$ ;

$g = 9,80629$  [m/s<sup>2</sup>];

$$Q_0 = 3600 \frac{\pi}{4} \sqrt{2 \cdot 9,80629} \sqrt{29,267} \frac{10^2 \cdot 273,15}{10^4 \cdot 10^4 \cdot 1,03323} \alpha \varepsilon d^2 \sqrt{\frac{p + \frac{B}{735,5}}{\rho z T}} \Delta p$$

$$Q_0 = 17,90824 \alpha \varepsilon d^2 \frac{1}{\sqrt{z}} \frac{1}{\sqrt{\rho}} \sqrt{\frac{p + \frac{B}{735,5}}{T}} \Delta p \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Pentru starea de referință normală a gazului:

$P_N = 760$  mm col Hg:

$T_N = 15^\circ\text{C} = 288,15$  [°K]:

$$Q_0 = 18,891674 \alpha \varepsilon d^2 \frac{1}{\sqrt{z}} \frac{1}{\sqrt{\rho}} \sqrt{\frac{p + \frac{B}{735,5}}{273,15 + t}} \Delta p \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Dacă diagramele contorului diferențial se planimetrează pentru presiunea statică și diferențială, debitul de calcul al gazului este:

$$Q_0 = 4,576971 \alpha \varepsilon d^2 \frac{1}{\sqrt{z}} \frac{1}{\sqrt{\rho}} u \sqrt{\frac{I_p^2 C_p + \frac{B}{735,5}}{t + 273,15}} I_h^2 C_h^2 \Delta p \quad [\text{m}^3/\text{zi}]$$

$I_p$  – planimetrarea presiunii statice;

$C_p$  – constanta planimetrului pentru presiunea  $C_p = \frac{p_{\max}}{I_{\max}^2}$ ;

$p_{\max}$  – presiunea statică maximă a contorului diferențial;

$I_{\max}$  – indicația maximă a planimetrului ( $I_{\max} = 5$ );

$I_h$  – citirea la planimetru a presiunii diferențiale;

$C_h$  – constanta planimetrului pentru presiunea diferențială  $C_h = \sqrt{\frac{\Delta p_{\max}}{I_{\max}^2}}$ ;

$\Delta p_{\max}$  – presiunea diferențială maximă a contorului diferențial,  
mm col H<sub>2</sub>O;

$u$  – influența coloanei de gaze asupra coloanei de mercur:  $u = 0,9993$ .

#### 1.5.4. Analiza cromatografică a gazelor [46, 47, 48]

##### *Condiții tehnice de calitate ale gazelor naturale combustibile*

Sunt prezentați în Tabelul 1.5. indicii de calitate și alți parametri care trebuie cunoscuți de către cei ce utilizează gazele naturale:

Tabelul 1.5.

Indici de calitate	Limita de admisibilitate	Metode de analiză
Puterea calorică inferioară de referință (gaz uscat)		STAS 3361/1-2/86
– la 0°C și 760 mm col Hg – kcal/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	8500	
– kJ/ m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	35581	
– la 15°C și 760 mm col Hg – kcal/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	8057	
– kJ/ m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	33727	
– abateri de la puterea calorică	± 8%	
Densitatea relativă	9,55 – 0,75	STAS 1310/73
Conținutul în metan % volume, min	80	STAS 12001/81
Conținutul de argon + oxigen % volume, max	0,1	STAS 12001/81
Componenți C <sup>6+</sup> și superiori % volume, max (în faza gaz)	0,5	STAS 12001/81
– hidrogen sulfurat, mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	25	STAS 6908/1-2/75
– sulf mercaptanic, mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> max	40	STAS 6908/1-2/75
Componenți cu sulf în gaze, exprimat în sulf total, mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> max	100	STAS 3317/86
Vapori de apă în gaze, g/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> max	2,4	STAS 7041/70 STAS 3361/86 STAS 12005/82
Hidrocarburi lichide în gaz, g/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> max	0,050	STAS 12005/82 STAS 3317/86
Impurități solide, g/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> – max	0,050	STAS 3317/86
– frecvent (normal)	0,020	

Analiza cromatografică constituie una din cele mai eficiente metode de cercetare și testare a calității. Cromatografia permite rezolvarea unor probleme analitice complexe inabordabile pe altă cale. Metodele cromatografice în fază de vapori prezintă o serie de avantaje, care le conferă o mare aplicabilitate și capacitate de adaptare la problemele curente puse de chimia analitică.

Cromatografia este o metodă fizică de separare în care componentele ce trebuie separate se separă la limita dintre faze, una din ele fiind imobilă – staționară, iar a doua, mobilă. Faza mobilă curge în jurul celei imobile. Faza staționară poate fi o substanță solidă (absorbant) sau lichidă, iar faza mobilă poate fi lichidă sau gazoasă.

Schema generală a unui cromatograf de gaze (Figura 1.14.) este următoarea: gazul purtător inert eliberat de o butelie (1) ce conține gazul sub presiune este trecut prin instalația de purificare, reglare și măsurare a presiunii (2), apoi dispozitivul de introducere a probei (3) pe care o antrenează în coloana cromatografică (5) aflată în termostatul (4) unde are loc separarea în componenții individuali. La ieșirea din coloană, aceștia însoțind gazul



purtător intră în detector (6), care produce semnale transmise unui înregistrator (7).

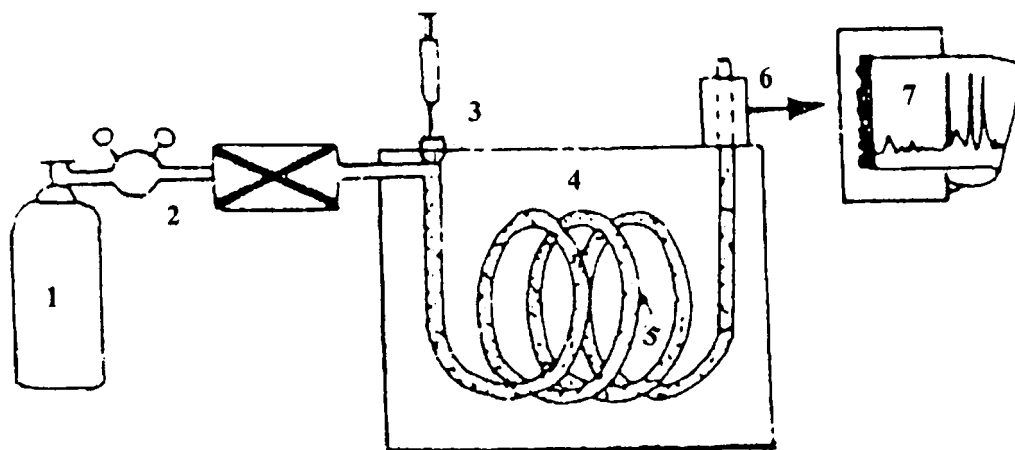


Figura 1.14. Schema generală cromatograf

Prin folosirea cromatografiei se poate determina compoziția elementară a gazului natural.

Pentru exemplificare prezentăm un buletin de analiză cromatografică pentru gazul natural furnizat în sistemul de distribuție gaz prin SRM de predare nr. 1 Plopi, Timișoara.

Cunoscând compoziția gazului natural se pot determina puterea calorifică și densitatea acestuia, numărul Wobbe etc.

**SUCURSALA DE CERCETARE ȘI PROIECTARE PENTRU TRANSPORT GAZE NATURALE MEDIAȘ**      **S.N.T.G.N. „TRANSGAZ” S.A. MEDIAȘ**

**BULETIN DE ANALIZĂ CROMATOGRFICĂ NR. 327**

Data prelevării:	16.08.2000	Punct de prelevare:	SRM TIMIȘOARA I
Data analizării:	20.09.2000	Beneficiar:	S.N.T.G.N. MEDIAȘ
Executat:	Glovovetean R.	Presiunea gazului:	11,5 bar
Verificat:	Nicoară A.	Temp. gazului:	15°C

**Tabelul nr. 1 Analiza cromatografică conform STAS 12001-81**

Nr. crt.	Component	% vol.	% mol.	% mas.	g/m <sup>3</sup> N
1	metan	87,050	87,002	75,397	624,428
2	etan	4,574	4,607	7,483	61,970
3	propan	0,048	0,049	0,116	0,964
4	iso-butan	0,005	0,006	0,20	0,162
5	n-butan	0,005	0,006	0,020	0,163
6	neo-pentan	–	–	–	–
7	iso-pentan	0,003	0,003	0,012	0,103
8	n-pentan	0,002	0,002	0,008	0,70
9	2,2-dimetil-butan	–	–	–	–
10	2,3-dimetil-butan	–	–	–	–
11	3,3-dimetil-butan	–	–	–	–
12	3-metil pentan	–	–	–	–
13	2-metil pentan	–	–	–	–
14	n-hexan	0,006	0,007	0,031	0,259
15	2,4-dimetil pentan	–	–	–	–
16	2,2,3-trimetil butan	–	–	–	–
17	2-metil-hexan	–	–	–	–
18	3-metil-hexan	–	–	–	–
19	3-etil-pentan	–	–	–	–
20	n-heptan	0,005	0,006	0,033	0,269
21	2,2,4-trimetil-pentan	–	–	–	–
22	n-octan	0,003	0,004	0,025	0,206
23	metil-ciclohexan	–	–	–	–
24	ciclohexan	–	–	–	–
25	benzen	–	–	–	–
26	toluen	–	–	–	–
27	hidrogen	–	–	–	–
28	monoxid de carbon	–	–	–	–
29	hidrogen sulfurat	–	–	–	–
30	heliu	–	–	–	–
31	argon	–	–	–	–
32	azot	3,347	3,339	5,052	41,843
33	oxigen	0,014	0,014	0,024	0,200
34	bioxid de carbon	4,936	4,955	11,779	97,551
	<b>TOTAL</b>	<b>100,000</b>	<b>100,000</b>	<b>100,000</b>	<b>828,187</b>

**Tabelul nr. 2 Calculate conform SR ISO 6976/1998**

Puterea calorică		
Superioară	Inferioară	t(°C)
38089,00 kJ/m <sup>3</sup>	34293,00 kJ/m <sup>3</sup>	0
9097,40 kcal/m <sup>3</sup>	8190,74 kcal/m <sup>3</sup>	0
36033,04 kJ/m <sup>3</sup>	32487,39 kJ/m <sup>3</sup>	15
8606,34 kcal/m <sup>3</sup>	7759,48 kcal/m <sup>3</sup>	15

**Tabelul nr. 3 Calculate conform SR ISO 6976/1998**

Densitate	Cifra Wobbe	t(°C)
0,8282 kg/m <sup>3</sup>	47590,65 kJ/m <sup>3</sup>	0
0,6406 –	11366,83 kcal/m <sup>3</sup>	0
0,7847 kg/m <sup>3</sup>	45028,44 kJ/m <sup>3</sup>	15
0,6404 –	10754,86 kcal/m <sup>3</sup>	15

**Tabelul nr. 4 Total hidrocarburi C<sub>3</sub>**

Conținut în gazolină	
2,196	granje/m <sup>3</sup> N

**Tabelul nr. 5 Determinate conform STAS 12006-82**

Punct de rouă °C	Umiditatea g/m <sup>3</sup> N
–	–

**Tabelul nr. 6 Calculate din date de literatură, după relațiile empirice Southerland și Hering-Ziperer**

Vâscozitatea dinamică (la 15°C)	
11,148	micro Pa*s

Presiunea de referință: 1,01325 bar

Observații

ȘEF LABORATOR,  
SS

## 1.6. Consumuri tehnologice în activitatea de distribuție a gazelor naturale [52]

### 1.6.1. Definierea consumului tehnologic

Consumul tehnologic este cantitatea de gaze naturale consumată în instalațiile tehnologice și mecanice aferente conductelor de distribuție gaze pentru pregătirea și tratarea gazelor în vederea transportului și transportul acestora de la producător (furnizor) la consumatorii de gaze.

Consumul tehnologic  $C_T$  este o diferență dintre cantitatea de gaze primită de la furnizor  $Q_p$  și cantitatea de gaze livrată la beneficiar  $Q_L$  și se exprimă în unități fizice de volum [mc].

$$C_T = Q_p - Q_L$$

Consumurile tehnologice în transportul prin conducte și instalațiile tehnologice aferente acestora constituie o problemă deosebit de importantă atât datorită faptului că este vorba de o materie primă valoroasă cât și datorită unor consecințe care pot rezulta în urma apariției emanațiilor de gaze (incendii, explozii).

În țări cu o puternică industrie de gaze se recunoaște un anumit nivel a consumurilor tehnologice, care se pot ridica până la cca 4% dacă sistemul de transport este mai vechi de 30 de ani.

Această situație se datorează atât uzurii conductelor, corodate exterior și interior, cât, mai ales și faptului că pe traseul conductelor, acestea însăși acționează ca niște separatoare, colectează impurități lichide care trebuie evacuate periodic. Evacuarea fazelor lichide se face cu ajutorul gazelor prin refulări repetate. De asemenea, impuritățile lichide contribuie la vicierea și măsurarea inexactă a debitelor vehiculate de la furnizor la consumator.

În operațiile de distribuție a gazelor prin conducte apar operații și manevre care se realizează cu un consum de gaze cum ar fi:

- refularea conductelor pentru necesități tehnologice și siguranța în exploatare;
- refulări de gaze la cuplarea altor conducte noi sau pentru înlocuirea unora vechi;
- refulări pentru înlocuirea sau repararea unor armături uzate.

Gradul de neomogenitate al unei conducte, corelat cu gradul de uzură au ca rezultat apariția în corpul conductelor a unor orificii prin care se

scurg gazele în atmosferă. Aceste scurgeri pot fi direct în atmosferă (libere) sau prin medii poroase (conducte subterane).

Scurgerea gazelor în atmosferă se poate, de asemenea, produce și datorită îmbinărilor defectuoase, neetanșeităților armăturilor etc.

Dacă măsurile necesare de localizare și remediere a acestor defecte nu sunt luate la timp, atunci acestea pot da naștere la accidente majore cu urări deosebit de grave.

### **1.6.2. Clasificarea consumurilor tehnologice**

Consumuri tehnologice datorate refulărilor și scurgerilor de gaze programate pentru:

- cuplări;
- refularea impurităților lichide.

Consumuri tehnologice datorate scurgerilor accidentale de gaze:

- defecte propriu-zise;
- neetanșeități robineți și supape de siguranță;
- accidente tehnice.

## **1.7. Întreținerea și exploatarea rețelelor de distribuție [41, 42, 43]**

Întreprinderea distribuitoare este obligată să efectueze marcarea traseelor, controlul periodic și revizia conductelor și branșamentelor aparținând sistemului de distribuție. Traseul conductelor montate în zonă neconstruită va fi marcat prin răsuflători din țevă, a căror înălțime să permită reperarea, iar în celelalte zone cu marcarea cu GN cu vopsele sau plăcuțe speciale pe suprafețe fixe.

Controlul pentru detectarea scăpărilor de gaze se face la intervale de 1-7 zile, în funcție de densitatea construcțiilor și de traficul rutier. Conductele situate pe terenuri fără construcții se pot verifica la intervale de maxim 3 luni.

Controlul prin detectoare portabile se face la intervale de o lună și constă în verificarea traseului, a căminelor și canalizațiilor subterane alăturate până la 3 m de conducta de gaze.

În cazul conductelor fără răsuflători controlul se va face prin sondaje la distanță de 15-24 m în zone construite și 50 m pe trasee fără construcții.

### 1.7.1. Odorizarea gazelor

Pentru evitarea formării amestecurilor explozive în cazul scăpării gazelor este necesară depistarea scăpărilor de gaze în incinte închise. Detecția se realizează datorită unor substanțe care introduse în gaze dau senzații de natură să pună în gardă și să alarmeze beneficiarii și detectorii întreprinderii distribuitoare.

Conform legislației în vigoare gazele vor fi odorizate permanent de către întreprinderea furnizoare. În cazul folosirii etil-mercaptanului, conținutul de odorant va fi de 11-14 g etil-mercaptan de concentrație 100% la 1000 Nm<sup>3</sup>.

La cererea întreprinderii distribuitoare se poate cere mărirea concentrației de odorant pe perioade limitate de timp pentru acțiunile suplimentare de depistare a eventualelor neetanșități din sistemul de distribuție gaze.

În situații speciale se pot livra gaze neodorizate la cererea beneficiarului în cazul folosirii acestora pentru procese tehnologice.

Odorantul folosit trebuie să fie avizat de S.C. Distrigaz și Ministerul Sănătății.

Caracteristicile principale ale odorantului sunt:

- inofensiv pentru organismul uman;
- miros particular penetrant;
- necoroziv;
- inert față de componenții gazului natural;
- volatil, să formeze un amestec omogen cu gazele combustibile;
- absența reziduurilor la ardere.

Caracteristicile și proprietățile fizice ale etil-mercaptanului:

Formula chimică:	CH <sub>3</sub> -CH <sub>2</sub> -SH
Masa moleculară:	62
Temperatura de fierbere:	35°C
Conținutul de sulf:	51,5 [%]
Stabilitatea chimică:	Instabil
Stabilitatea la oxidare în aer:	foarte instabil
Stabilitatea la apă:	se descompune
Comportarea față de oxidul de fier din conducte:	Reacționează
Corozivitatea (în condițiile de transport gaze):	Coroziv
Toxitatea:	Neglijabilă, practic se datorează formării H <sub>2</sub> S
Perceptibilitatea	1 : 1000000

Instalațiile de odorizare, în general, sunt cele dotate cu pompă dozatoare.

### 1.7.2. Aparate de detectat pierderi gaze

Ultimele aparate pentru detectat pierderi gaze cu care au fost dotate întreprinderile de distribuții din țara noastră sunt cele ale firmei germane **Sewerin**, cunoscute sub denumirea de **Variotec-6**, Figura 1.15.

Detectorul de tip **Variotec-6** este destinat măsurării concentrațiilor de gaze din zonele rețelelor de transport și distribuție gaze naturale. Acest aparat cuprinde două sisteme de măsurare:

- a) un sistem de măsurat bazat pe senzor cu semi-conductor pentru măsurători în domeniul ppm, respectiv 0 la 20 și 0 la 50 ppm;
- b) al doilea sistem funcționează pe baza conductivității termice și este destinat efectuării măsurătorilor până la 100% vol.

Utilizând diferite probe preluate spre cercetare din vecinătatea traseului conductei respective, aparatul poate fi folosit la următoarele operații:

1. Supravegherea conductelor îngropate prin aplicarea tehnicii aspirației. Aceasta se realizează cu ajutorul sistemului de măsură cu semi-conductori.
2. Detectarea pentru prelocalizarea scurgerilor din conducte îngropate cu ajutorul sondajelor locale efectuate în sol. În acest scop se folosește sistemul de măsură bazat pe conductivitatea termică.

Un alt aparat de detectat este dispozitivul de alarmare pentru supravegherea spațiilor și a locurilor de muncă cu atmosfera periculoasă, tip EX-TEC PM 3 sau METANOMETRU.

Acesta indică continuu concentrația posibilă până la „Limita inferioară de explozie” LEL (Lower Explosive Limit), sau este folosit ca detector pentru localizarea scurgerilor de gaze în instalațiile de distribuție-utilizare.

Toate gazele inflamabile și vaporii vor fi indicați. În acest scop, limita de măsurare este 100% LEL sau 4,4% vol. metan.

Gazele explozive nu pot deveni explozive înainte de a ajunge la un anumit grad de amestec cu aerul. Această proporție este mică și caracteristică fiecărui gaz.

De aceea fiecare gaz exploziv are propriul său nivel al LEL și UEL (Upper Explosive Limit – limita superioară de explozie). Detectoarele de gaze explozive sunt întotdeauna calibrate pentru a emite semnale de avertizare anticipată. Aceste semnale sunt generate și emise la nivele de concentrație situate cu mult sub nivelul LEL.



Figura 1.15. Detectarea scăpărilor de gaze cu aparatul de tip Variotec 6



### 1.7.3. Protecția catodică [51]

Coroziunea este fenomenul de distrugere parțială sau totală a materialelor, în general a metalelor, realizată în special în urma unor reacții chimice sau electrochimice care au loc prin interacțiunea metal – mediu înconjurător.

Economia fierei țări este puternic afectată de coroziunea metalelor, pierderile de metal fiind cu atât mai mari, cu cât gradul de industrializare al țării respective este mai ridicat. Pierderile anuale datorate corodării în urma fenomenului de coroziune se estimează la 15-28% din cantitatea de metal extrasă și prelucrată pe glob.

Coroziunea subterană reprezintă un proces tipic electrochimic, fenomen complex influențat în special de transportul oxigenului în sol și de conductibilitatea electrică a acestuia, respectiv compoziția chimică. Solul este un mediu coroziv cu caracteristici deosebite de la un loc la altul, datorită umidității variabile, a procentului diferit de săruri dizolvate, umidității și a prezenței unei cantități variabile de oxigen.

Comportamentul la coroziune al tuturor conductelor metalice îngropate este o problemă dificil de controlat datorită în primul rând complexității și a sistemului metal/electrolit (sol), cât și a interacțiunii galvanice dintre diferitele gospodării metalice subterane.

În cazul centrelor urbane aglomerate, distrugerile provocate de coroziune capătă un aspect deosebit de complex care rezultă din:

- multitudinea și complexitatea gospodăriilor metalice subterane (rețele de apă potabilă, industrială, canalizare, rețele de telecomunicații, cabluri electrice, rețele de gaze, hidrocarburi);
- prezența factorilor naturali de coroziune (aerare diferențiată, compoziția chimică, neomogenitatea solului) cât și acțiunea nefastă a unor factori acceleratori de coroziune de proveniență industrială;
- transportul electric urban generând curenți de dispersie în curent continuu, precum și rețele de distribuție energie electrică, acționări electrice industriale, care generează curenți de dispersie în curent alternativ, deseori cu un pronunțat caracter deformant;
- costul ridicat al intervențiilor pentru reparații datorate atât lucrărilor de decopertare, cât și celor de reamenajare a căilor de circulație afectate, cu toate implicațiile lor asupra traficului rutier.

Coroziunea structurilor metalice subterane decurge după un mecanism tipic electrochimic, cu o viteză globală a cărei măsură indirectă este potențialul electrochimic conductă-sol.

Implementarea unei rețele de distribuție (de exemplu: distribuție gaze) într-un centru urban pune probleme de alegere a materialului conductelor, protecției lor anticorozive etc. Traseul adoptat pentru această rețea trebuie să țină cont de poziția sa în raport cu consumatorii industriali susceptibili să producă perturbații grave, vis-à-vis de coroziunea prin acțiunea curenților de dispersie „vagabonzi”.

#### **1.7.4. Concepția sistemului complex de protecție anticorozivă activă a rețelelor de distribuție gaze naturale din municipiul Timișoara [51]**

În concepția sistemului de protecție anticorozivă din Timișoara s-a ținut cont de următoarele aspecte:

- distribuția traseelor liniilor de tramvai și amplasarea punctelor de racord a cablurilor de întoarcere, respectiv distribuția curenților de dispersie și mărimile acestora;
- conformația și amplasarea rețelelor de distribuție gaze naturale din municipiul Timișoara;
- starea de coroziune actuală a rețelei de distribuție gaze naturale în corelație cu gradul de degradare a izolației bituminoase de pe aceasta, ceea ce impune ca în anumite zone densitatea de curent de protecție ce trebuie injectat să ajungă la valori relativ mari ( $5-10 \text{ mA/m}^2$ );
- aspecte tehnico-economice – posibilitatea de amplasare a anozilor de injecție și a stațiilor de injecție potențiostatice, respectiv asigurarea alimentării acestora cu energie electrică, precum și distribuția altor gospodării metalice subterane din zona comună: rețele de apă, cabluri RENEL, cabluri telefonice;
- concepția și dimensionarea anozilor de injecție pentru o durată de funcționare de minim 30 de ani și cu raza de acoperire corespunzătoare.

Sistemul de protecție corozivă activă destinat reducerii coroziunii tuturor conductelor metalice subterane de distribuție a gazelor naturale din municipiul Timișoara se compune din:

- 12 stații potențiostatice tip SPS 25 A/30 V cu montură de anod aferentă;
- 15 stații potențiostatice tip SPS 40 A/15 V cu dispozitiv de drenare (DDR 200 A) încorporat, racordate față de calea de rulare tramvai, sau la bara de colectare negativă din substațiile de redresare a tramvaiului;
- 35 dispozitive de drenare individuale montate la subtraversările conductelor de gaze naturale cu linia de tramvai.

## **1.8. Implementarea noului sistem GIS în exploatarea rețelelor de distribuție gaze**

### **1.8.1. GIS – Geographic Information System – Introducere**

Sistemele informaționale geografice SIG cunoscute sub denumirea GIS sunt concepute să proceseze date definite prin amplasarea lor geografică.

GIS implementează construirea unui model pentru o lume existentă, incluzând istoricul ei, cu scopul de a înțelege, analiza și controla resurse și facilități destinat modelării și gestionării unor resurse corelate geografic.

Aplicațiile GIS descriu obiecte din lumea reală prin: amplasarea geografică, atribute nelegate de poziția geografică (caracteristici tehnice, stare juridică etc.), conexiuni în spațiu între obiecte, conexiuni logice funcționale între obiecte (topologia rețelei), informații temporale (istoric, evoluție etc.).

Dezvoltate în ultima perioadă, sistemele GIS s-au extins rapid ca o alternativă în domeniul cartografic la clasicele sisteme CAD (Computer Aided Design). Chiar și în cele mai dezvoltate țări, sistemele GIS sunt încă un domeniu de pionierat. În România, proiectarea, dezvoltarea și aplicarea sistemelor GIS reprezintă o activitate aflată la început de drum.

Implementarea unui GIS pornește de la elemente geografice, respectiv hărți, a căror stocare pe suport magnetic se poate face prin diverse metode: scanare (hărți raster), vectorizare, hărți digitizate (digitizare pe planșetă, digitizare pe ecran, vectorizarea automată a hărților raster și corectare manuală ulterioară), construirea prin conversie la scară.

Construirea unei aplicații GIS ridică o serie de probleme dificile de rezolvat, precum: conversia manuală a datelor, trasarea poligoanelor cu foarte multe laturi, gestionarea unui mare volum de date, crearea unei hărți topo continue, importul datelor deja convertite), gestionarea mai multor versiuni ale aceleiași baze de date (variante locale și evoluție în timp), gestionarea bazelor de date hibride (raster, vector), integrarea cu baze de date deja existente, corelarea limbajului de interogare cu atributele de spațiu.

Efortul de proiectare, dezvoltare și implementare a aplicațiilor GIS este justificat având în vedere multiplele avantaje ce decurg din exploatarea lor: gestionarea facilă și unitară a rețelelor existente, arhivarea datelor referitoare la mijloacele fixe, facilități de proiectare pentru extensii sau

modificări ale rețelelor existente, urmărirea activităților de exploatare și rezolvare a defectelor, facilități în prelucrarea sintetică a datelor, facilități de informare și luare a deciziilor pentru dispeceri și manageri.

### 1.8.2. Date generale

Începând cu anul 1999 s-a demarat acțiunea de implantare a unui sistem cartografic informatizat, orientat către gestionarea rețelelor de gaz din municipiul Timișoara.

Programul utilizat este un GIS (Geographic Information System), construit dintr-o bază de date grafică asociată unei baze de date alfanumerice.

Obiectivul aceste lucrări este studiul avantajelor aduse de GIS în exploatarea rețelelor.

Acest demers constă în:

- realizarea unei metode de gestiune tehnică a rețelelor;
- evidențierea posibilității de a face legătura cu alte programe, în sprijinul exploatării lor;
- propunerea de noi funcții, inexistente până în prezent, care ar putea fi integrate;
- formularea anumitor posibilități de evoluție a produsului.

Un GIS este un ansamblu de obiective localizate în spațiu, de atribute asociate acelor obiective și de aplicații specifice (programe), structurate astfel încât să ofere utilizatorului, posibilitatea gestiunii tehnice, o vizualizare ușoară și ajutor în luarea deciziilor.

Funcțiile GIS sunt prezentate punând în lumină utilitatea metodelor actuale de exploatare și nevoia informatizării.

Planul de bază este fundalul pe care sunt reprezentate diferite elemente de rețea. În acest caz este vorba de planurile topografice. Baza de date grafice este reprezentată de ansamblul elementelor din rețeaua de distribuție gaze a municipiului Timișoara.

Elementele rețelei de gaz sunt: conductele de gaz de presiune medie și redusă, branșamente, cămine de vane, stații de reglare-măsurare.

Aceste informații grafice se suprapun peste planul de bază, pornind de la informațiile descriptive ale rețelei.

Informația grafică este structurată pe straturi, ceea ce permite afișarea anumitor elemente și mascarea altora, pentru a evita aglomerarea elementelor pe ecran și pentru a mări vizibilitatea.

Fiecărui element grafic de rețea îi este asociat cel puțin un fișier alfanumeric care conține caracteristicile acestuia (date tehnice, debite, aparatură, date despre legalitatea și execuția investiției).

### 1.8.3. Funcționarea GIS în interesul sistemului de exploatare a sistemului de distribuție

Precizia ridicată a planurilor topografice permite localizarea cu ușurință a diferitelor elemente de rețea. Actualizarea cu ușurință a rețelei de gaze, conduce la evitarea erorilor existente în planuri vechi.

Calculul de dimensionare și echilibrare a rețelei de distribuție este una din funcțiile importante introduse în program.

Acestea demonstrează modul în care pot fi utilizate datele introduse în aplicația de tip GIS, pentru calcule ingineresti de exploatare și întreținere a rețelei.

În prezent programul permite calculul de dimensionare pe o zonă deservită de o stație de sector (SRS) oarecare, sau între două puncte oarecare ale rețelei de presiune redusă.

Sunt introduse două funcții principale de calcul și analiză a rețelei:

- calculul presiunilor în nodurile rețelei și distribuția debitelor în conducte, pentru diferite valori ale presiunii de ieșire din stația de sector P1;
- calculul de redimensionare a conductelor (diametrelor), astfel încât rețeaua să asigure o presiune P2, într-un nod deficitar al rețelei, în condițiile existenței unei presiuni P1 la ieșirea din stația SRS.

Pentru efectuarea acestor calcule utilizatorul nu trebuie să introducă date suplimentare, pentru că programul folosește chiar datele introduse în aplicația GIS:

- topologia rețelei (conexiuni, lungimile conductelor, poziția vanelor, branșamente), sunt preluate de program direct de pe harta topografică a rețelelor;
- diametrele conductelor sunt preluate din baza de date asociată tronsoanelor de conductă;
- debitele de consum sunt preluate din baza de date asociată branșamentelor (consumatorilor).

Metodologia și algoritmi de calcul constau în calculul iterativ, pe o rețea de presiune redusă dedublă sub formă de arbore.

Scopul pentru care sa introdus programul de calcul este de a permite utilizatorului să analizeze, prin simulare, calitatea rețelei de distribuție, în diferite regimuri de funcționare: vară, iarna, studiu de și de a permite redimensionarea rețelei pentru a face față regimurilor critice de funcționare sau la modificarea regimului de consum (adăugarea de noi branșamente) sau redimensionarea debitelor în ore de consum, în cadrul rețelei.

În concluzie, aplicația se prezintă ca un program de sprijin decizional și de centralizare a informațiilor cu privire la:

- descrierea tehnică a rețelei și a elementelor constructive;
- durata de viață a rețelei;
- dispune de informații fiabile și precise;
- exploatare ușoară și rapidă;
- permite automatizarea anumitor funcții.

Trebuie să evidențiem în plus că posibilitatea de a reprezenta în mod grafic rezultatul integrărilor, prin hărți tematice, constituie un aspect esențial, căci ele permit exemplificarea clară a rapoartelor efectuate asupra bazei de date înregistrate.

#### **1.8.4. Tim Sig – un mod nou de abordare a GIS**

La nivelul municipiului Timișoara a luat ființă Tim Sig, care este asocierea tuturor societăților proprietare de gospodării subterane pentru implementarea GIS (tradus sistem informațional geografic SIG), în utilizarea unei baze de date comune coordonată de Primăria Timișoara.

Baza de date pentru gaz, evidențiată în corelare cu celelalte rețele poate furniza informație completă referitoare la echipările edilitare (vecinătăți, intervenții și reparații la rețea fără deranjarea vecinătăților).

Existența unei baze de date generale asupra tramei stradale va permite eliberarea unui certificat de urbanism în mod operativ, având în vedere posibilitatea eliberării unitare a avizului unic de gospodărie subterană.

Beneficiarii certificatelor de urbanism vor economisi timp, creându-se astfel un nou mod de deservire a populației și a unităților economice.

Acest sistem GIS ar trebui să aducă un ajutor real în gestionarea și exploatarea rețelei de distribuție a gazului. Aportul său esențial constă în posibilitatea de a avea acces ușor și rapid la informații precise și fiabile, ca și în automatizarea anumitor funcțiuni.

De asemenea, acest program va răspunde necesităților de exploatare ale utilizatorului, atunci când modificările cerute, integrarea datelor și funcțiilor vor fi luate în calcul.

#### **1.8.5. Aportul GIS în exploatarea rețelelor de distribuție gaz**

Obiectivele GIS trebuie să constituie: un suport de memorie pentru rețeaua de gaz și un mod de exploatare, permițând automatizarea anumitor funcții.

S.C. Distrigaz Nord S.A. Tg. Mureș – Sucursala Timișoara este beneficiară a proiectului și furnizare a datelor primare, grafice și alfanumerice, utilizând planurile topografice puse la dispoziție de Primăria Municipiului Timișoara care a furnizat totodată logica de bază pentru transpunerea datelor grafice și alfanumerice și a aplicațiilor specifice.

Grupul de lucru operativ constituit are ca obiectiv elaborarea unei baze de date grafice, care să răspundă necesităților de exploatare ale utilizatorului:

- stabilirea elementelor de rețea care vor fi urmărite prin intermediul aplicației;
- stabilirea datelor alfanumerice care vor fi atașate fiecărui element de rețea;
- stabilirea unei strategii de lucruri, în vederea unui schimb de informații optim;
- necesitatea legării cu alte aplicații.

Planul de bază este fundalul pe care sunt reprezentate diferitele elemente de rețea, în acest caz este vorba de planurile topografice furnizate de către Primăria Timișoara pe suport magnetic. Acestea cuprind trama stradală, clădirile, limitele de proprietate, denumirea străzilor și numărul caselor, cursurile de apă etc.

Baza de date grafice reprezintă ansamblul elementelor de rețea de gaz din municipiul Timișoara.

Aceste elemente ale rețelei de gaz sunt: conducte de gaz de presiune, medie și redusă, branșamente, cămine de vane, stații de reglare și de măsurare.

Datele alfanumerice asociate fiecărui element grafic îi este asociat cel puțin un fișier alfanumeric care conține caracteristicile acestuia:

Fișele asociate fiecărui obiect se referă la:

- date tehnice: Tipul de presiune, diametru, lungime, adâncire de pozare;
- debit: Tipul consumatorilor, destinația debitului, capacitate
- legalitate: Anul de pozare, date despre identificarea aprobării, a proiectului de execuție, a executării instalației, procesele verbale de recepție și deschidere a instalațiilor, numărul de inventar, cod mijloc fix și valoare de inventar.

Consultarea unui fișier se va putea face selecționând în meniul de apel, tipul de obiect pe care vrem să îl vizualizăm (conductă, branșament, SRM etc.) și apoi clicând pe elementul grafic corespunzător. Pe ecran va apare fișa obiectului, care conține caracteristicile corespunzătoare. Putem ulterior să vizualizăm o altă fișă a aceluiași obiect, alegând-o dintr-o listă de fișe. De asemenea, aplicația ne permite ca pe ecranul calculatorului să vizualizăm un anumit element grafic, pornind de la fișa acestuia.

Pentru a interoga baza de date, se formează rapoarte. Acestea reprezintă totalitatea elementelor de un anumit tip care îndeplinesc anumite condiții. De

exemplu, toate conductele de gaz, care au diametrul nominal mai mare de 50 mm și sunt montate înainte de 1975.

Rapoartele se pot forma de către utilizator, alegând condițiile dorite, apoi se interoghează baza de date. Raportul poate fi vizualizat ca o însușire de fișe ale elementelor respective, care au îndeplinit condițiile cerute, sau ca o listă cu caracteristicile tuturor obiectelor care formează obiectul raportului.

Rezultatul poate fi vizualizat grafic, prin prezentarea cu o culoare specifică a elementelor extrase de către raport. Se formează așa-zisele hărți tematice, care pot fi tipărite la imprimantă.

De exemplu se va putea scoate o hartă tematică cu toate brașamentele de gaz de pe strada X, pozate după anul 1990. Pentru a realiza hărți tematice, este imperios necesar ca informațiile referitoare la obiecte să fie completate în fișe.

În cazul rapoartelor, avem în plus posibilitatea de a calcula suma referitoare la un anumit câmp. De exemplu, putem vedea care este lungimea brașamentelor de pe strada X, care au fost pozate după anul 1990.

Fiecare conductă de presiune medie sau redusă va avea atașată o fișă în care se va ține evidența defectelor și o fișă în care se va ține evidența reviziilor efectuate.

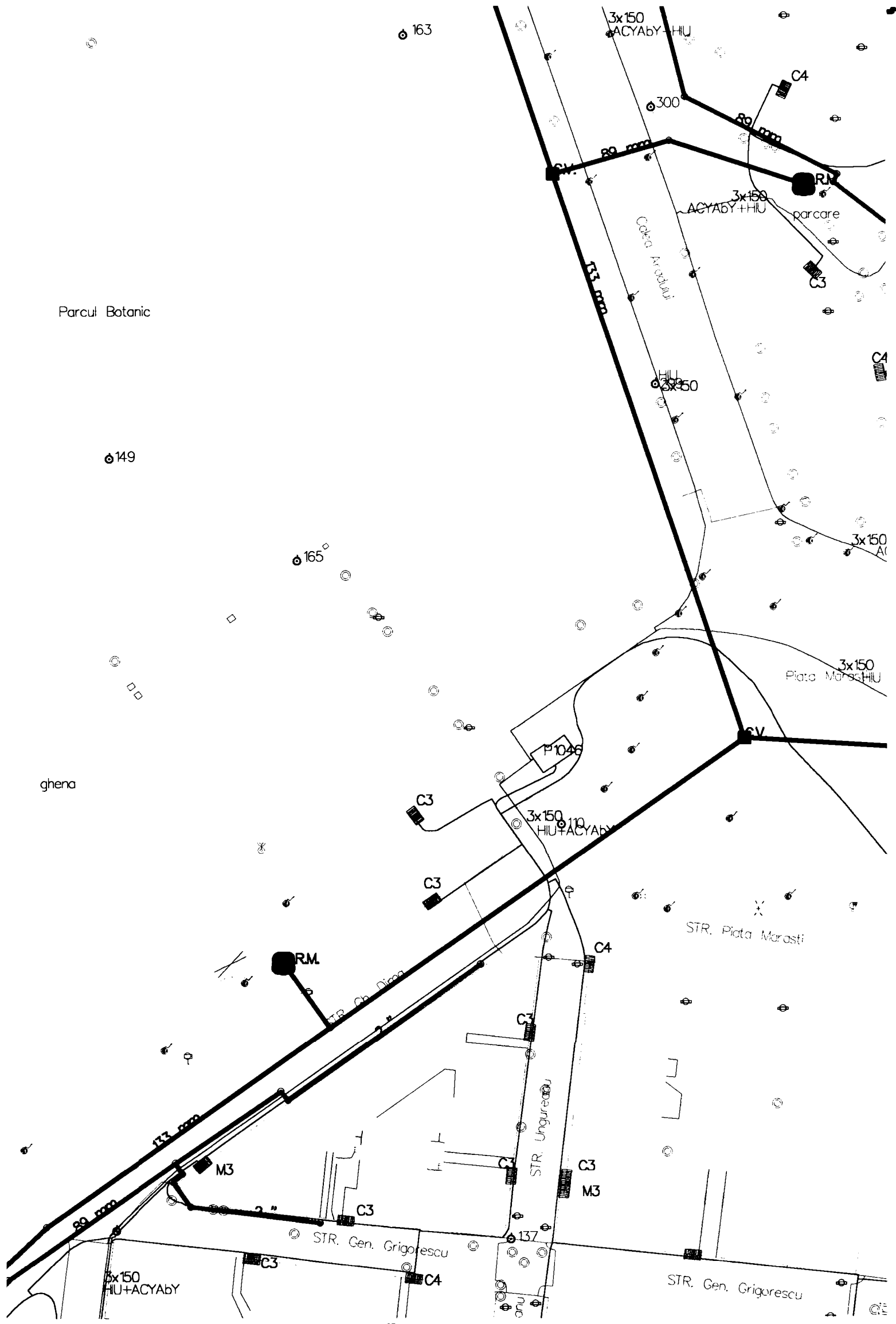
Urmărirea computerizată a acestor fișe are avantajul de a ușura determinarea zonelor în care se cere imperios înlocuirea conductelor.

Pe baza datelor grafice introduse în aplicația GIS, programul va genera în mod automat conexiunile între elementele de rețea (conducte, vane, SRM-uri, brașamente) precum poziția vanelor (închis-deschis).

Astfel, la cererea utilizatorului, care va specifica tronsonul de rețea „defect” programul va putea indica vanele care trebuie închise pentru izolarea tronsonului respectiv de restul rețelei. De asemenea, programul poate genera lista abonaților (brașamentelor) care vor rămâne fără alimentare cu gaz după izolarea tronsonului de rețea defect.

Aplicația se prezintă ca un program complex dar posibilitățile sistemului nu au fost încă în întregime exploatate, deci va trebui să se realizeze o muncă de formulare a necesităților și obiectivelor de integrat.





## CAPITOLUL 2. NOȚIUNI DESPRE COMPOZIȚIA ȘI ARDEREA GAZULUI NATURAL

### 2.1. Principalele caracteristici ale gazului natural

Așa cum s-a mai precizat, prin denumirea de gaz natural se înțelege amestecul de gaze combustibile care se obțin în mod natural prin sondajele efectuate în zăcăminte subterane. Ele sunt constituite din amestec de hidrocarburi naturale cu impurități ca bioxidul de carbon, vapori de apă, impurități mecanice etc.

Gazul natural, extras din exploatările din Ardeal, are caracteristici foarte apropiate de cele ale gazului natural pur, așa cum rezultă din Tabelul 2.1. [1, 2, 3, 4].

**Tabelul 2.1. caracteristicile metanului pur și ale gaz natural din Ardeal**

Denumire	Simbol	UM	Metan pur	Gaz natural din Ardeal
Greutatea moleculară	M	–	16,4	16,13
Densitatea la 0° și 760 torr	$\rho^{\circ}$	kg/m <sup>3</sup>	0,716	0,716
Constanta gazului	R	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{grd}}$	518,9	516
Capacitatea calorică specifică	C <sub>p</sub>	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3 \cdot \text{grd}}$	1,543	–
Raportul c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>	x	–	1,319	1,315
Temperatura de solidificare	t <sub>sol</sub>	grd	–184	–184
Temperatura de fierbere	t <sub>fierb</sub>	grd	–165	–165
Puterea calorică superioară	H <sub>s</sub>	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}$	39758	39821
Puterea calorică inferioară	H <sub>i</sub>	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3}$	35719	35727
Limite de metan în amestecul carburant între care este posibilă aprinderea	$\frac{100V_{CH_4}}{V_{CH_4} + V_{aer}}$	%	5-15	5-15,4

Gazul natural este incolor și inodor. Din motive de securitate, mai ales pentru consumul casnic, gazul natural se odorizează cu mercaptan. Arde cu flacără albastră și se caracterizează printr-o mare stabilitate termică. Aprinderea amestecurilor de gaz natural și aer nu are loc decât dacă participarea volumică a gazului metan în amestecul carburant este cuprinsă între 5 și 15,4 [%].

Cea mai importantă caracteristică energetică a gazului natural este puterea calorifică. Valoarea acestei mărimi se determină conform STAS 3361-62 cu ajutorul unui colorimetru special tip Junkers. Principiul metodei constă în arderea completă a unei cantități anumite de gaz și transmiterea, fără pierderi, a căldurii degajate în procesul de ardere, unei cantități de apă care se determină prin cântărire.

O dată cu dezvoltarea tehnicii cromatografice se preferă determinarea compoziției gazului natural, iar puterea calorifică se calculează cu formule semiempirice. În Tabelul 2.2. se prezintă, pentru exemplificare, buletinul de analiză cromatografică nr. 495/97 emis de Centrul de Cercetare și Inginerie Tehnologică pentru Gaz Metan – Mediaș. Proba a fost recoltată de la S.R.M. Timișoara I, în 13.11.1997 și analizată la 8.12.1997.

**Tabelul 2.2. Compoziția volumetrică a gazului natural**

Denumire	Participarea volumetrică	UM	Valoare
Metan	(CH <sub>4</sub> ) <sub>c</sub>	%	99,055
Etan	(C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,144
Propan	(C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,025
Izo-butan	(C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,008
N-butan	(C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,004
Neo-pentan	(C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,000
Izo-pentan	(C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,004
N-pentan	(C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,001
Azot	(N <sub>2</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,663
Oxigen	(O <sub>2</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,042
Dioxid de carbon	(CO <sub>2</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,054

Ca o particularitate, întâlnită de altfel și în alte zone petroliere ale țării, se semnalează injecția de gaze asociate, prevenite din zona Șandra, în magistrala de gaze naturale care alimentează orașul Timișoara. Compoziția volumetrică a gazelor asociate se situează în jurul valorilor prezentate în Tabelul 2.3. Comparativ cu gazul natural, se constată o creștere a ponderii hidrocarburilor grele care intră în compoziția gazului asociat. Ca urmare și puterea calorifică a gazului asociat este mai mare, ceea ce reprezintă un avantaj, însă apare și riscul ca impuritățile (umiditate, picături de hidrocarburi

grele, suspensii mecanice) conținute să afecteze negativ siguranța transportului și utilizării amestecului celor doi combustibili gazoși.

**Tabelul 2.3. Compoziția volumetrică a gazului asociat din zona Șandra**

Denumire	Participarea volumetrică	UM	Valoare
Metan	(CH <sub>4</sub> ) <sub>c</sub>	%	83,26
Etan	(C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> ) <sub>c</sub>	%	5,78
Propan	(C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ) <sub>c</sub>	%	2,46
I-Butan	(C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,69
N-Butan	(C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,96
I-Pentan	(C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,39
N-pentan	(C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,33
Heptan +	(C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> ) <sub>c</sub>	%	1,00
Azot	(N <sub>2</sub> ) <sub>c</sub>	%	1,62
Dioxid de carbon	(CO <sub>2</sub> ) <sub>c</sub>	%	3,51

Dacă compoziția volumică a gazului natural este cunoscută se pot folosi relațiile existente în literatura de specialitate pentru calculul densității, volumului specific, puterii calorifice, cantitățile minime de oxigen și produselor arderii în condiții stoichiometrice [5, 6,7].

Densitatea gazului natural:

$$\rho_{gn} = \sum v_i \rho_i^0 \quad [\text{kg/m}^3_N] \quad (2.1.)$$

în care:

$v_i$  este participarea volumică a diverșilor componenți ai gazului natural  
 $\rho_i^0$  – densitatea componentului respectiv în condiții normale, în  $\text{kg/m}^3_N$ .

Puterea calorică inferioară a gazului natural se raportează la  $1 \text{ m}^3_N$  și se calculează cu ajutorul unor relații de forma:

$$H_i = 35707 (\text{CH}_4)_c + 63572 (\text{C}_2\text{H}_6)_c + 91023 (\text{C}_3\text{H}_8)_c + \\ + 118339 (\text{C}_4\text{H}_{10})_c + 145767 (\text{C}_5\text{H}_{12})_c \quad \text{kJ/m}^3_N \quad (2.2.)$$

## 2.2. Noțiuni despre cinetica reacțiilor de ardere

În procesele de oxidare a substanțelor carburante se produc întotdeauna transformări chimice complexe, care nu pot fi descrise prin ecuații simple. Aceste ecuații exprimă numai bilanțul material, care corespunde reacției luată

în totalitatea ei, fără a pune în evidență mecanismul adevărat al procesului de oxidare.

În primul rând trebuie observat că întrucât reacțiile de oxidare se petrec la nivel atomic, hidrocarburile din care este compus gazul natural, suferă mai întâi un proces de cracare termică, de descompunere în carbon și hidrogen. Aceste două elemente chimice intră într-un proces de oxidare care se desfășoară după legi specifice fiecăruia.

Reacția carbonului cu oxigenul conduce la formarea simultană a bioxidului și oxidului de carbon, conform relației:



Raportul dintre cantitățile ambilor oxizi este dependent de reacțiile secundare, care însoțesc procesul primar de ardere a carbonului. Astfel, reacția „secundară” de ardere a oxidului de carbon ridică întotdeauna conținutul de bioxid de carbon al produselor de ardere, pe câtă vreme reacția „secundară” dintre carbonul încălzit și bioxidul de carbon, acționează în sens invers, adică conduce la ridicarea concentrației oxidului de carbon. Ponderea diferitelor grupe de reacții se schimbă în funcție de nivelul de temperatură la care au loc și de concentrația locală a oxigenului. Așa de exemplu, la temperaturi  $t < 700^\circ\text{C}$  oxidul de carbon, format în urma oxidării carbonului, părăsește suprafața particulei de carbon, întâlnește oxigenul, arde cu flacără puțin luminoasă și se transformă în  $\text{CO}_2$ . La temperaturi cuprinse între circa  $(800-1200)^\circ\text{C}$  au loc reacții caracterizate prin faptul că simultan se produce transformarea carbonului în  $\text{CO}$ , iar acesta din urmă arde parțial în  $\text{CO}_2$ . În sfârșit, la temperaturi foarte ridicate (peste  $1200^\circ\text{C}$ ) au loc reacții în care  $\text{CO}_2$  se transformă în  $\text{CO}$ , după reacția secundară:



Desfășurarea reacțiilor de oxidare a carbonului se complică și mai mult în prezența vaporilor de apă și a grupului oxidril  $\text{OH}$ , rezultat în procesul de oxidare a hidrogenului.

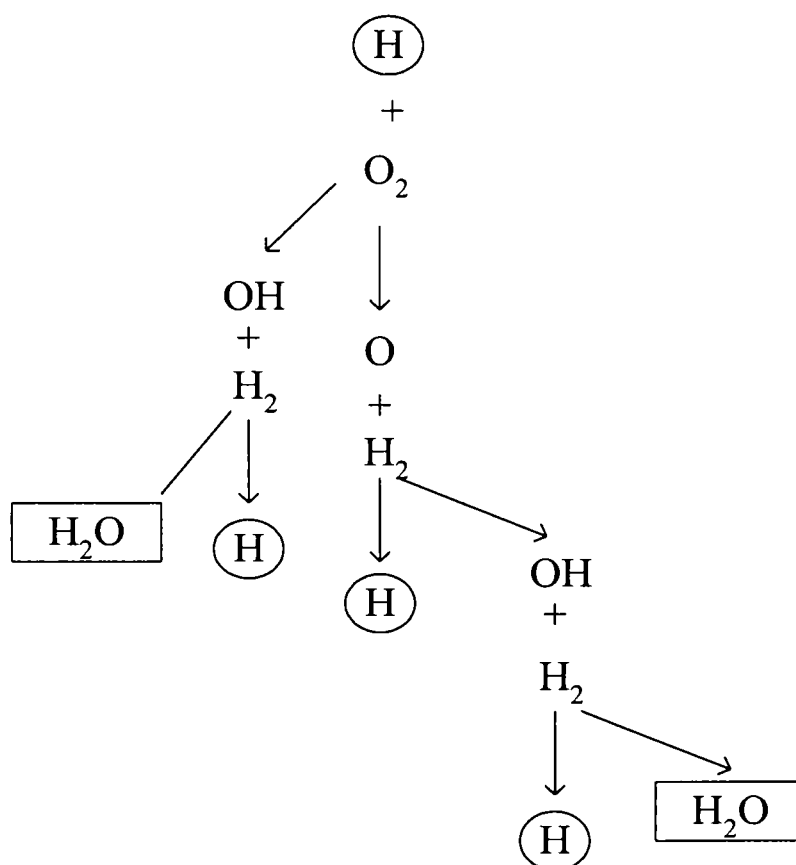
Revenind la arderea hidrogenului, trebuie observat că reacția de oxidare conform cineticii clasice:



nu mai este satisfăcătoare pentru explicarea anumitor lucruri. Astfel, dacă se compară viteza de ardere stabilită pe cale experimentală cu cea determinată pe baza legilor cineticii clasice, cele două valori nu coincid. Mai mult decât atât,

o analiză spectrală pune în evidență pe lângă prezența moleculelor de  $H_2$ ,  $O_2$  și  $H_2O$  și a unor atomi de H, O și chiar a radicalului OH, care conform reacției chimice (2.5.) nu au de unde să existe.

Limitele cineticii clasice de a explica aceste reacții de ardere, au determinat o serie de cercetări și studii, care s-au soldat cu fundamentarea cineticii reacțiilor în lanț simplu sau ramificat a lui Semenov, Lewis etc. [8]; [9]. Conform acestor teorii reacția de oxidare a hidrogenului ar decurge după schema reprezentată în Figura 2.1. un atom activat de hidrogen întâlnește o moleculă de oxigen și în urma reacției apare un radical OH și un atom de oxigen. Radicalul OH reacționează cu o moleculă de hidrogen și se produce o moleculă de apă  $H_2O$  și un atom acționat de hidrogen.



**Figura 2.1. Schema de oxidare a hidrogenului**

- $\textcircled{H}$  – atom activat de hidrogen;
- $\boxed{H_2O}$  – moleculă de apă ca produs final.

Pe ramura din dreapta a schemei, atomul de oxigen reacționează cu o moleculă de hidrogen și dă naștere unui atom activat de hidrogen și a unui radical OH. Acesta din urmă reacționează cu o moleculă de hidrogen și produce un atom activat de hidrogen și o moleculă de apă.

Ca urmare, la terminarea unui ciclu amorsat de prezența unui singur atom activat de hidrogen se obțin trei atomi activați de hidrogen, ceea ce explică de ce variază în timp viteza de ardere. Schema propusă de Semenov și

Lewis se consideră cea mai probabilă și pentru faptul că explică prezența atomilor de H și O, respectiv a radicalului OH. În plus, viteza de ardere, calculată tot după legile cineticii clasice, dar pe etape distincte, are valori apropiate sau egale cu cele măsurate experimental.

Pentru abordarea unor probleme cu caracter energetic, așa cum este cazul în lucrarea de față, cunoașterea bilanțului material al proceselor de ardere a gazului natural este suficientă pentru întocmirea unui calcul termic, care necesită determinarea cantităților de aer și a produselor arderii, presupusă perfectă și completă.

Se reamintește că noțiunea de ardere perfectă presupune îndeplinirea condiției ca oxidarea carbonului să se facă până la faza finală de CO<sub>2</sub>, iar arderea completă presupune că, odată aprins, combustibilul arde până când se consumă întreaga materie combustibilă, indiferent că arderea este perfectă sau nu.

### 2.3. Bilanțul material al procesului de ardere a gazului natural

Oxigenul minim necesar arderii incomplete a 1 m<sup>3</sup><sub>N</sub> de gaz natural rezultă din relația:

$$O_{\min} = 2 (CH_4)_c + 3,5 (C_2H_6)_c + 5 (C_3H_8)_c + 6,5 (C_4H_{10})_c + 8 (C_5H_{12})_c - (O_2)_c \quad [m^3_N / m^3_N] \quad (2.6.)$$

iar aerul necesar arderii

$$L = \lambda \frac{O_{\min}}{0,21} \quad [m^3_N / m^3_N] \quad (2.7.)$$

în care  $\lambda$  reprezintă coeficientul excesului de aer.

Produsele arderii se stabilesc din relațiile:

– cantitatea de dioxid de carbon:

$$V_{CO_2} = (CH_4)_c + 2 (C_2H_6)_c + 3 (C_3H_8)_c + 4 (C_4H_{10})_c + 5 (C_5H_{12})_c + (CO_2)_c \quad [m^3_N / m^3_N] \quad (2.8.)$$

– cantitatea de oxigen liber:

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) O_{\min} \quad [m^3_N / m^3_N] \quad (2.9.)$$

– cantitatea de azot:

$$V_{N_2} = (N_2)_c + \frac{0,79}{0,21} \lambda O_{\min} [m^3_N / m^3_N] \quad (2.10.)$$

– cantitatea de vapori de apă:

$$V_{H_2O} = 2 (CH_4)_c + 3 (C_2H_6)_c + 4 (C_3H_8)_c + 5 (C_4H_{10})_c + \\ + 6 (C_5H_{12})_c + \frac{\lambda L_{\min} \rho_a^\circ d}{1000 \rho_{H_2O}^\circ} [m^3_N / m^3_N] \quad (2.11.)$$

în care:

$\rho_a^\circ = 1,293 [kg / m^3_N]$  și  $\rho_{H_2O}^\circ = 0,804 [kg / m^3_N]$  sunt densitățile aerului și vaporilor de apă în condiții normale de presiune și temperatură;

$d = 10 [g/kg_{\text{aer}}]$  reprezintă conținutul de umiditate mediu anual al unui kg de aer uscat, în condițiile României.

Produsele arderii pot fi grupate în:

– gaze uscate:

$$V_{gu} = V_{CO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} [m^3_N / m^3_N] \quad (2.12.)$$

și gaze totale (umede):

$$V_{gt} = V_{gu} + V_{H_2O} [m^3_N / m^3_N] \quad (2.13.)$$

Participarea volumică a diverselor componente în gazele de ardere uscate:

$$(CO_2)_f = \frac{V_{CO_2}}{V_{gu}} 100 [\%] \quad (2.14.)$$

$$(O_2)_f = \frac{V_{O_2}}{V_{gu}} 100 [\%] \quad (2.15.)$$

$$(N_2)_f = \frac{V_{N_2}}{V_{gu}} 100 [\%] \quad (2.16.)$$

Participarea volumică în gazele umede:

$$v_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{gt}} 100 [\%] \quad (2.17.)$$



$$v_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{gt}} 100 \text{ [%]} \quad (2.18.)$$

$$v_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{gt}} 100 \text{ [%]} \quad (2.19.)$$

$$v_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{gt}} 100 \text{ [%]} \quad (2.20.)$$

Conținutul maxim al dioxidului de carbon în gazele totale uscate se obține din relația (1.14.) pentru  $\lambda = 1$  și anume:

$$(CO_2)_{f \max} = \frac{V_{CO_2}}{V_{gu}^o} 100 \text{ [%]} \quad (2.21.)$$

în care:

$$V_{gu}^o = V_{CO_2} + V_{N_2}^o = V_{CO_2} + \frac{0,79}{0,21} O_{\min} + (N_2)_c \text{ [m}^3_{N}/ \text{m}^3_{N}] \quad (1.22.)$$

Pentru ușurarea calculelor și reducerea timpului de lucru s-a întocmit un program de calcul intitulat PRODARD.FOR prezentat în continuare:

```

cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
c   PRODARD.FOR                                     c
c   Program care determină:                          c
c   1.Aerul minim necesar arderii                   c
c   2. Produsele arderii stoichiometrice            c
c   pentru gazul natural                             c
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc

```

```

REAL n2,lambada,Lmin
PARAMETER (roa0=1.293, row0=0.804, d = 10)
OPEN(1, FILE='compgaz.inp',STATUS='OLD')
OPEN(2, FILE='tabpa.txt'STATUS='NEW')

READ(1,225)ch4, c2h6, c3h8, c4h10, c5h12, n2, o2, co2,lambada

ch4=ch4/100
c2h6=c2h6/100

```

$c_{3h8} = c_{3h8}/100$   
 $c_{4h10} = c_{4h10}/100$   
 $c_{5h12} = c_{5h12}/100$   
 $n_2 = n_2/100$   
 $o_2 = o_2/100$   
 $co_2 = co_2/100$

c Puterea calorifică inferioară [kJ/m<sup>3</sup>N]

$$H_i = 35707 \cdot c_{ch4} + 63572 \cdot c_{c2h6} + 91023 \cdot c_{c3h8} + 118339 \cdot c_{c4h10} + 145767 \cdot c_{c5h12}$$

c Oxigenul minim necesar arderii perfecte și complete  
 c a 1 m<sup>3</sup>N de gaz natural [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]

$$O_{min} = 2 \cdot c_{ch4} + 3.5 \cdot c_{c2h6} + 5 \cdot c_{c3h8} + 6.5 \cdot c_{c4h10} + 8 \cdot c_{c5h12} - o_2$$

c Aerul minim necesar arderii [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]

$$L_{min} = O_{min} / 0.21$$

c Aerul real [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]

$$L = \lambda \cdot L_{min}$$

c produsele arderii perfecte stoichiometrice pentru  $\lambda = 1$

c>>>> Cantitatea de dioxid de carbon [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]:

$$V_{co2} = c_{ch4} + 2 \cdot c_{c2h6} + 3 \cdot c_{c3h8} + 4 \cdot c_{c4h10} + 5 \cdot c_{c5h12} + co_2$$

c>>>> Cantitatea minimă de azot [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]:

$$V_{n20} = n_2 + (0.79/21) \cdot O_{min}$$

c>>>> Cantitatea minimă de vapori de apă [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]:

$$V_{h2o0} = 2 \cdot c_{ch4} + 3 \cdot c_{c2h6} + 4 \cdot c_{c3h8} + 5 \cdot c_{c4h10} + 6 \cdot c_{c5h12} + (L_{min} \cdot \rho_{a0} \cdot d / (1000 \cdot \rho_{v0}))$$

c în care:

c>>>> densitatea aerului în condiții normale:  $\rho_{a0} = 1.293 \text{ kg/m}^3\text{N}$

c>>>> densitatea vaporilor de apă în condiții normale: row0 = 0.804 kg/m<sup>3</sup>N  
 c>>>> conținutul de umiditate al aerului (valoare medie anuală pentru  
 c>>>> România; exprimată în grame pentru 1 kg de are uscat: d = 10 g/kg  
 a.u.

c Volumul minim al gazelor uscate [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]:

$$V_{gu0} = V_{co2} + V_{n20}$$

c Volumul minim al gazelor totale [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]:

$$V_{gt0} = V_{gu2} + V_{h2o0}$$

c Valoarea maximă a conținutului de dioxid de carbon în gaze de ardere

$$co2max = (V_{co2} / V_{gu0}) * 100$$

WRITE(2,228) Omin, Lmin, Vco2, Vn20, Vh2o0, Vgu0, Vgt0, co2max

225 FORMAT(////, F10.0,////, F10.0,////, F10.0,////, F10.0,////, F10.0,  
 1 ////, F10.0,////, F10.0,////, F10.0,////, F10.0)

226 FORMAT (I4,6F8.2)

228 FORMAT ('Tabelul 1. Aerul minim și produsele arderii',/,

1 'stoichiometrice pentru gazul natural',  
 2 ///,52('-'),/,  
 3 ' | Denumire | Simbol | U.M. | Valoarea | ',/,  
 4 52('-'),/,  
 5 ' | Oxigenul minim | Omin | m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N | ',F8,4, | ',/,  
 6 52('-'),/,  
 7 ' | Aerul minim | Lmin | m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N | ',F8,4, | ',/,  
 8 52('-'),/,  
 9 ' | Cantitatea de CO2 | VCO2 | m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N | ',F8,4, | ',/,  
 9 52('-'),/,  
 9 ' | Cantitatea minimă de H2O | VH2o0 | m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N | ',F8,4, | ',/,  
 9 52('-'),/,  
 9 ' | Cantitatea min. de gaze uscate | Vgu0 | m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N | ',F8,4, | ',/,  
 9 52('-'),/,  
 9 ' | Cantitatea min. de gaze totale | Vgt0 | m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N | ',F8,4, | ',/,  
 9 52('-'),/,  
 9 ' | Con.max. de CO2 in g.u. | CO2max | % | ',F8,4, | ',/,  
 9 52('-'),/,

Tabelul 1. Aerul minim si produsele arderii stoichiometrice pentru gazul natural

Denumire	Simbol	U.M.	Valoarea
Oxigenul minim	O <sub>min</sub>	m <sup>3</sup> N/m <sup>3</sup> N	1.9882
Aerul minim	L <sub>min</sub>	m <sup>3</sup> N/m <sup>3</sup> N	9.4674
Cantitatea de CO <sub>2</sub>	V <sub>CO<sub>2</sub></sub>	m <sup>3</sup> N/m <sup>3</sup> N	.9954
Cantitatea minima de N <sub>2</sub>	V <sub>N<sub>2</sub></sub>	m <sup>3</sup> N/m <sup>3</sup> N	7.4859
Cantitatea minima de H <sub>2</sub> O	V <sub>H<sub>2</sub>O</sub>	m <sup>3</sup> N/m <sup>3</sup> N	2.1396
Cant. min. de gaze uscate	V <sub>gu0</sub>	m <sup>3</sup> N/m <sup>3</sup> N	8.4813
Cant. min. de gaze totale	V <sub>gt0</sub>	m <sup>3</sup> N/m <sup>3</sup> N	10.6209
Con. max. de CO <sub>2</sub> in g. u.	CO <sub>2</sub> max	%	11.7370

## 2.4. Entalpia produselor arderii perfecte

Schimbul de căldură dintre fluidul cald (gazele de ardere) și fluidul rece (apa, aburul sau aerul) care circulă prin schimbătoarele de căldură ale unui generator de abur, are loc la presiune constantă, egală aproximativ cu presiunea atmosferică (cu excepția unor cazane de concepție specială cu ardere la presiuni ridicate folosite în ciclurile mixte de speța a II<sup>a</sup> [10]). De aceea căldura schimbată între cele două fluide cald și rece va determina o variație de entalpie a acestora.

Entalpia cantității gazelor rezultate din arderea a 1 m<sup>3</sup><sub>N</sub> gaz natural cu un anumit λ și aflate la temperatura t se stabilește din relația:

$$(I_g)_{t, \lambda} = V_{CO_2} (i_{CO_2})_t + V_{N_2}^o (i_{N_2})_t + V_{H_2O}^o (i_{H_2O})_t + (\lambda - 1) L_{min}(i_a)_t \quad [kJ/ m^3_N] \quad (2.23.)$$

în care:

–  $V_{N_2}^o$  și  $V_{H_2O}^o$  – se obțin din relațiile 1.10. și 1.11. pentru  $\lambda = 1$ ; în  $[m^3_N/ m^3_N]$ ;

–  $(i_{\text{CO}_2})_t$ ,  $(i_{\text{N}_2})_t$ ,  $(i_{\text{H}_2\text{O}})_t$  și  $(i_{\text{H}_2\text{O}})_t$  – reprezintă entalpia specifică a dioxidului de carbon, azotului, vaporilor de apă și aerului, considerată la temperatura  $t$  a gazului, în  $\text{kJ}/\text{m}^3_{\text{N}}$ .

De foarte multe ori, în calculele termice de proiectare dar și în cele de verificare, dependența:

$$(I_g)_{t,\lambda} = f(t, \lambda) \quad (2.24.)$$

se trasează sub forma unei diagrame. Pentru ușurarea calculelor și reducerea timpului de lucru s-a întocmit un program de calcul intitulat DIAGIT.FOR, care a fost rulat pe calculator și s-a obținut diagrama din Figura 2.2. valabilă pentru compoziția gazului natural prezentată în Tabelul 2.2.

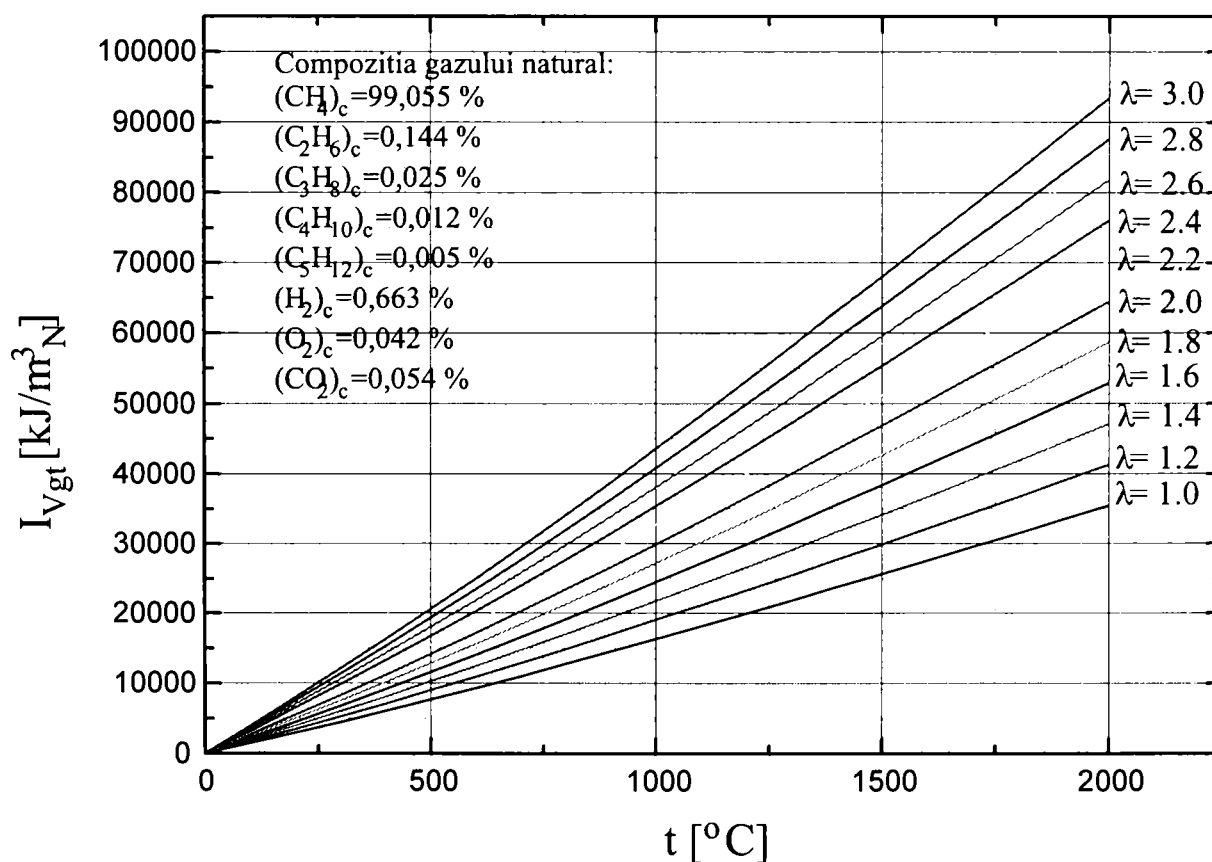


Figura 2.2. Diagrama  $(I_g)_{t,\lambda} = f(t, \lambda)$  pentru gaz natural

230 STOP  
240 END

```
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc  
c      DIAGIT.FOR      c  
c      Program de calcul pentru      c  
c      trasarea diagramei I - t      c  
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
```

```
REAL iro2,in2,io2,ih2o,ia,icen,Ivgt,  
1  lambda,Lmin,n2
```

```
INTEGER i,j,temp
```

```
DIMENSION iro2(100),in2(100),  
1  io2(100),ih2o(100),ia(100),icen(100),  
2  temp(100),Ivgt(100,100)
```

```
PARAMETER ( roa0 = 1.293 , row0 = 0.804 , d = 10 )
```

```
OPEN(1,FILE='compgaz.inp',STATUS='OLD')  
OPEN(2,FILE='entalp.dat',STATUS='OLD')  
OPEN(3,FILE='tabit.dat',STATUS='NEW')
```

```
READ(1,225) ch4,c2h6,c3h8,c4h10,c5h12,n2,o2,co2
```

```
ch4=ch4/100  
c2h6=c2h6/100  
c3h8=c3h8/100  
c4h10=c4h10/100  
c5h12=c5h12/100  
n2=n2/100  
o2=o2/100  
co2=co2/100
```

```
DO i=1,22  
  READ(2,226) temp(i),iro2(i),in2(i),io2(i),  
&      ih2o(i),ia(i),icen(i)  
END DO
```

```
c  Puterea calorifica inferioara [KJ/m3N]
```

```
Hi=35707*ch4+63572*c2h6+91023*c3h8+118339*c4h10+145767*c5h12
```

```
c  Oxigenul minim necesar arderii perfecte si complete  
c  a 1m3N de gaz natural [m3N/m3N]
```

```
Omin=2*ch4+3.5*c2h6+5*c3h8+6.5*c4h10+8*c5h12-o2
```

c Aerul minim necesar arderii [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]

$$L_{\min} = O_{\min} / 0.21$$

c Aerul real [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]

$$L = \lambda * L_{\min}$$

c Produsele arderii perfecte stoichiometrice pentru  $\lambda = 1$

c

c>>>> Cantitatea de dioxid de carbon [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]:

$$V_{\text{co2}} = \text{ch4} + 2 * \text{c2h6} + 3 * \text{c3h8} + 4 * \text{c4h10} + 5 * \text{c5h12} + \text{co2}$$

c>>>> Cantitatea minima de azot [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]:

$$V_{\text{n20}} = \text{n2} + (0.79 / 0.21) * O_{\min}$$

c>>>> Cantitatea minima de vapori de apa [m<sup>3</sup>N/m<sup>3</sup>N]:

$$V_{\text{h2o0}} = 2 * \text{ch4} + 3 * \text{c2h6} + 4 * \text{c3h8} + 5 * \text{c4h10} + 6 * \text{c5h12} + \\ \& (L_{\min} * \text{roa0} * d / (1000 * \text{row0}))$$

c in care:

c>>>> densitatea aerului in conditii normale:  $\text{roa0} = 1.293 \text{ kg/m}^3\text{N}$

c>>>> densitatea vaporilor de apa in conditii normale:  $\text{row0} = 0.804 \text{ kg/m}^3\text{N}$

c>>>> continutul de umiditate al aerului (valoarea medie anuala pentru

c>>>> Romania; exprimata in grame pentru 1 kg de aer uscat:  $d = 10 \text{ g/kg.a.u.}$

c Entalpia cantitatii gazelor rezultate din arderea a 1 m<sup>3</sup>N gaz natural

c pentru diferite valori ale coeficientului excesului de aer  $\lambda$

c si diferite valori ale temperaturii  $t$  [ C ] se stabileste

c din urmatoarea relatie:

$$\lambda = 1.0$$

DO j=1,11

DO i=1,20

$$I_{\text{vgt}}(i,j) = V_{\text{co2}} * i_{\text{ro2}}(i) + V_{\text{n20}} * i_{\text{n2}}(i) + V_{\text{h2o0}} * i_{\text{h2o}}(i) + \\ + (\lambda - 1) * L_{\min} * i_{\text{a}}(i)$$

END DO

$$\lambda = \lambda + 0.2$$

END DO

do 90 i=0,20

90 write(3,100) (I<sub>vgt</sub>(i,j),j=1,11)

100 FORMAT(1X11(F8.1))

225 FORMAT(////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,

1 ////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0)

Rezultatele programului DIAGIT.FOR

100	1463.3	1713.8	1964.3	2214.8	2465.3	2715.8	2966.3	3216.8	3467.3	3717.8	3968.3
200	2953.3	3457.5	3961.7	4465.9	4970.1	5474.3	5978.4	6482.6	6986.8	7491.0	7995.2
300	4478.9	5241.5	6004.2	6766.8	7529.5	8292.1	9054.7	9817.4	10580.0	11342.6	12105.3
400	6050.6	7076.4	8102.2	9128.1	10153.9	11179.7	12205.5	13231.4	14257.2	15283.0	16308.9
500	7663.0	8958.3	10253.7	11549.1	12844.4	14139.8	15435.2	16730.5	18025.9	19321.3	20616.6
600	9303.9	10875.1	12446.3	14017.6	15588.8	17160.1	18731.3	20302.6	21873.8	23445.1	25016.3
700	10992.2	12847.3	14702.3	16557.4	18412.4	20267.5	22122.6	23977.6	25832.7	27687.7	29542.8
800	12734.0	14874.5	17014.9	19155.4	21295.8	23436.3	25576.7	27717.1	29857.6	31998.0	34138.5
900	14511.4	16937.2	19363.1	21788.9	24214.8	26640.6	29066.5	31492.3	33918.2	36344.0	38769.9
1000	16319.7	19038.9	21758.0	24477.2	27196.4	29915.5	32634.7	35353.9	38073.0	40792.2	43511.4
1100	18132.3	21152.7	24173.1	27193.5	30213.9	33234.4	36254.8	39275.2	42295.6	45316.0	48336.4
1200	19957.9	23279.5	26601.2	29922.9	33244.6	36566.2	39887.9	43209.6	46531.2	49852.9	53174.6
1300	21832.8	25455.7	29078.6	32701.5	36324.5	39947.4	43570.3	47193.2	50816.1	54439.1	58062.0
1400	23807.4	27739.5	31671.5	35603.6	39535.7	43467.8	47399.9	51332.0	55264.1	59196.2	63128.3
1500	25640.2	29881.4	34122.7	38364.0	42605.3	46846.5	51087.8	55329.1	59570.4	63811.6	68052.9
1600	27568.5	32118.9	36669.4	41219.8	45770.3	50320.7	54871.1	59421.6	63972.0	68522.5	73072.9
1700	29510.0	34369.6	39229.2	44088.9	48948.5	53808.1	58667.7	63527.4	68387.0	73246.6	78106.2
1800	31460.4	36629.2	41798.0	46966.8	52135.6	57304.4	62473.2	67642.0	72810.8	77979.6	83148.4
1900	33442.2	38928.1	44414.0	49899.9	55385.8	60871.7	66357.6	71843.5	77329.3	82815.2	88301.1
2000	35414.6	41217.6	47020.7	52823.7	58626.7	64429.7	70232.7	76035.7	81838.8	87641.8	93444.8



## CAPITOLUL 3

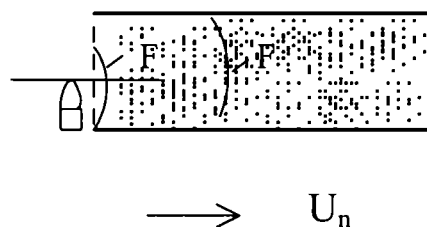
# ARZĂTOARE PENTRU GAZUL NATURAL

### 3.1. Aprinderea. Viteza de propagare a frontului flăcării

Compoziția, caracteristicile fizice și tehnologice ale gazului natural îl recomandă pentru a fi folosit atât ca materie primă pentru industria chimică, cât și drept un excelent combustibil pentru instalații industriale și mai ales casnice. În cadrul lucrării de față atenția va fi focalizată doar în direcția folosirii gazului natural în instalațiile de ardere casnice și în mod deosebit în microcentralele care furnizează apa caldă pentru încălzire și în scop menajer.

Cazanele mici de apă caldă, care intră în componența microcentralelor termice, sunt dotate fie cu arzătoare atmosferice, fie cu arzătoare cu insuflarea aerului. Acestea din urmă se folosesc de regulă pentru cazane cu puterea termică mai mare (peste 60 kw).

Indiferent de tipul arzătorului, acesta trebuie să asigure stabilitatea aprinderii și arderii amestecului carburant constituit din gaz natural și aer. S-a menționat și anterior că aprinderea amestecurilor de gaz natural și aer nu are loc decât dacă participarea volumică a gazului natural în amestecul carburant este cuprinsă între 5 și 15,4 % (vezi Tabelul 3.1.). Să presupunem că un asemenea amestec carburant format din  $1 \text{ m}^3_{\text{N}}$  gaz natural și aerul minim necesar arderii, s-ar afla în repaus într-un tub, deschis la ambele capete pentru ca presiunea să rămână constantă (Figura 3.1.). Dacă se apropie o sură de

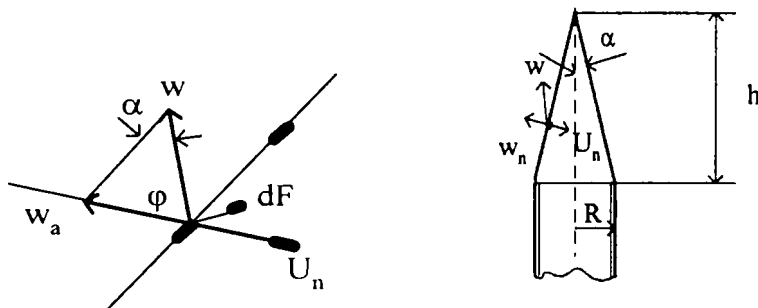


**Figura 3.1. Schema de principiu a aprinderii unui amestec carburant staționar aflat într-un tub deschis la capete**

aprindere (flacără sau scânteie electrică) stratul de amestec carburant din vecinătatea sursei de aprindere se încălzește și când atinge temperatura de aprindere apare frontul de flacără  $F$ . Se știe că prin noțiunea de „front de flacără” se înțelege locul geometric al tuturor punctelor care se află la momentul dat în stare de reacție.

Frontul flăcării, odată apărut, în urma reacțiilor de oxidare se produce căldură, care determină ridicarea temperaturii și aprinderea straturilor vecine de amestec carburant. În felul acesta frontul flăcării se deplasează prin amestecul carburant staționar cu o anumită viteză  $U_n$  denumită viteză normală de propagare a flăcării.

Dacă începe deplasarea amestecului carburant în sens contrar deplasării frontului flăcării, cu viteza  $w_{am} = U_n$ , atunci frontul flăcării devine nemișcat. În acest caz se realizează o ardere staționară, în sensul că frontul flăcării își păstrează, neschimbată în timp, poziția și forma geometrică. Asemenea situația are loc de exemplu în arzătoarele de gaz obișnuite. În figura 3.2. s-a reprezentat conul unei flăcări staționare la ieșirea amestecului carburant dintr-un tub în care curgerea este laminară și stabilizată. Forma de paraboloid a acestei flăcări este urmarea faptului că în cazul curgerii laminare distribuția vitezelor în secțiunea de ieșire din tub este parabolică. Abaterile formei flăcări de la aceea de paraboloid se datoresc pe de o parte efectului de răcire al pereților tubului, iar pe de altă parte, creșterii concentrației centrilor activi în vârful conului de flacără.



**Figura 3.2. Conul unei flăcări staționare la ieșirea amestecului carburant dintr-un orificiu (tub)**

Suprafața staționară a conului flăcării reprezintă locul geometric al punctelor în care componentele vitezei jetului, normale la suprafața dată, sunt egale cu viteza normală de propagare a flăcării  $U_n$ . Conform legii lui Gouy-Michelson viteza normală de propagare a flăcării va fi dată de relația care exprimă echilibrul suprafeței elementare  $dF$  și anume:

$$U_n = w_n = w \sin \alpha = w \frac{h}{\sqrt{R^2 + h^2}} \quad (3.1.)$$

Relația (3.1.) permite determinarea experimentală a vitezei normale de propagare a frontului flăcării cu condiția cunoașterii vitezei de ieșire a amestecului carburant din tub  $w$  și a geometriei flăcării care se formează. Determinarea formei conului de flacără (pentru calculul unghiului  $\alpha$  și a lungimii  $h$ ) se face pe baza fotografierii directe a flăcării cu ajutorul metodelor de interferență schlieren și prin metoda fotografierii în umbră.

Măsurătorile efectuate au arătat că viteza normală de propagare a flăcării depinde, în primul rând, de calitatea gazului carburant și de concentrația acestuia în aer (Figura 3.3.). Valorile maxime ale vitezei  $U_n$  se obțin pentru concentrații egale sau apropiate de acea care corespunde unui amestec stoichiometric. Pe măsură ce se mărește sau se micșorează concentrația combustibilului în amestec viteza  $U_n$  se reduce. La atingerea limitelor de concentrație, inferioară sau superioară, flacăra se stinge. În afara acestor limite, flacăra nu se mai propagă.

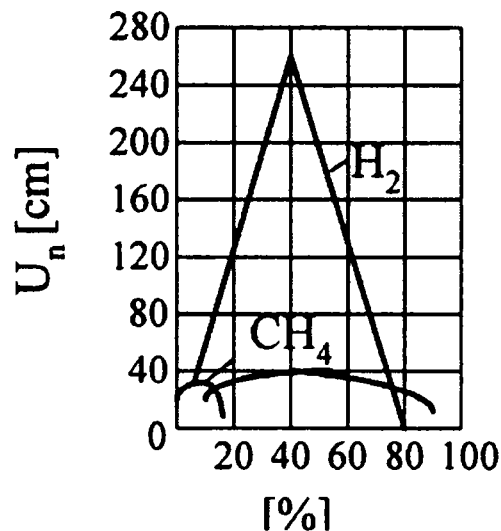


Figura 3.3. Variația vitezei normale de propagare a flăcării în funcție de calitatea și concentrația gazului combustibil în amestecul carburant

Concentrația combustibilului în amestecul carburant

Existența limitelor de aprindere, inferioară și superioară, este legată de faptul că la excese mari de aer (amestecuri sărace) sau la excese mici de aer (amestecuri bogate) fluxul de căldură degajat este insuficient pentru a produce încălzirea până la temperatura de aprindere a amestecului din straturile vecine.

Măsurătorile experimentale au arătat că limitele de concentrație la propagarea flăcării depind nu numai de natura gazului combustibil, ci și de temperatură, de presiune, de gradul de omogenizare a amestecului, de

participarea gazelor inerte etc. În Tabelul 2.1. se prezintă câteva valori ale limitei concentrației de aprindere pentru amestecuri omogene cu aerul a câtorva gaze aflate la presiunea normală și temperatura camerei. În același tabel se prezintă și valorile maxime ale vitezei normale de propagare a flăcării  $U_n^{\max}$  precum și conținutul de gaz combustibil în amestec pentru care se obține această valoare. După cum se observă valoarea  $U_n^{\max}$  se realizează pentru valori ale concentrației ceva mai mici decât cele care corespund concentrației stoichiometrice.

Îmbogățirea cu oxigen a aerului folosit pentru ardere lărgeste limitele concentrației de aprindere.

**Tabelul 3.1. Valori ale limitei concentrației de aprindere pentru amestecuri omogene cu aerul a câtorva gaze la presiunea normală și la temperatura camerei**

Denumirea gazului	Formula chimică	Conținutul volumic al gazului în amestec cu aerul		Valoarea vitezei normale maxime de propagare a flăcării $U_n^{\max}$ [m/s]	Conținutul de gaz în amestec pentru care se obține viteza $U_n^{\max}$ [%]
		Limita inferioară a concentrației [%]	Limita superioară a concentrației [%]		
Hidrogen	H <sub>2</sub>	4,1	74,2	2,67	37,0
Oxid de carbon	CO	12,5	74,2	0,42	48,0
Metan	CH <sub>4</sub>	5,0	15,0	0,37	9,8
Etan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	3,22	12,45	0,40	6,3
Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,37	9,5	0,38	4,3
Butan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	1,86	8,41	0,37	3,3
Pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	1,4	7,8	0,385	2,92
Hexan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	1,25	6,9	0,385	2,52
Etilenă	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	3,75	29,5	0,63	7,0
Acetilenă	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	2,5	80,0	1,35	10

Pentru amestecurile alcătuite din mai multe gaze combustibile calculul limitelor de concentrație (inferioară sau superioară) se face de obicei prin aplicarea așa numitei **legi a amestecării**, care matematic se exprimă prin formula lui Le Chatelier [11]:

$$L_{\text{am}} = \frac{v_1}{L_1} + \frac{v_2}{L_2} + \dots + \frac{v_n}{L_n} \quad (3.2.)$$

în care:

$v_1, v_2, \dots, v_n$  reprezintă participarea volumică a gazului respectiv în amestec, în %;

$L_1, L_2, \dots, L_n$  – limita concentrației (inferioare și superioare) corespunzătoare unui anumit component, în %.

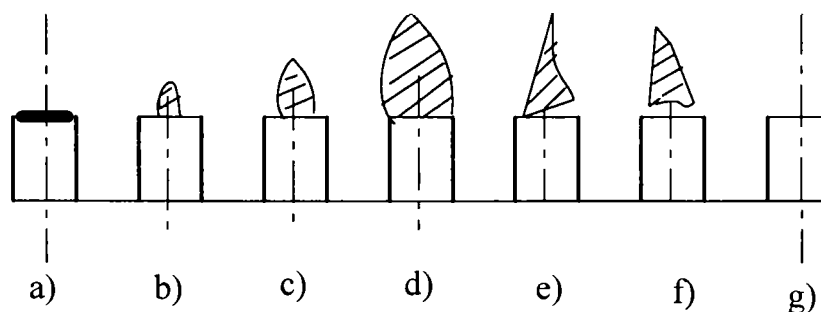
Adăugarea în gazele combustibile a unor gaze inerte ( $\text{CO}_2, \text{N}_2, \text{H}_2\text{O}$  etc.) schimbă substanțial limitele de aprindere. De aceea se recomandă ca în acest caz valoarea limitelor de aprindere a combustibililor gazoși să se determine experimental. Pentru calcule aproximative se poate folosi formula:

$$L_{am}^b = L_{am} \frac{(1 + \frac{b}{1-b}) 100}{100 + L_{am} \frac{b}{1-b}} \quad [\%] \quad (3.3.)$$

unde  $b$  reprezintă conținutul de balast (gaze inerte) al amestecului.

### 3.2. Stabilitatea aprinderii și arderii

Arderea unui amestec carburant este stabilă dacă în timp flacăra își menține geometria neschimbată. Această situație corespunde ieșirii din gura arzătorului a amestecului carburant cu o viteză corespunzătoare vitezei de propagare a arderii (Figura 3.4.d). Dacă viteza de ieșire crește, flacăra va rămâne suspendată (Figura 3.4.e), se rupe (Figura 3.4.f) și apoi dispare (Figura 3.4.g). Dimpotrivă, dacă viteza de ieșire a amestecului carburant din gura arzătorului tinde să scadă sub valoarea vitezei de propagare a arderii, flacăra se micșorează din ce în ce și are tendința să pătrundă în arzător (Figura 3.4.c, b și a). Ca urmare, nerespectarea condițiilor cerute de stabilitate a flăcării combustibililor gazoși conduce la apariția a două fenomene:



**Figura 3.4. Prezentarea sinoptică a variației geometriei flăcării în funcție de viteza de ieșire a amestecului carburant din gura arzătorului**

– ruperea sau „suflarea” flăcării, când aceasta se îndepărtează de gura arzătorului și se rupe, ceea ce limitează pe de o parte sarcina termică maximă a arzătorului, iar pe de altă parte poate conduce la acumularea de amestec exploziv în focar și în canalele de fum care se pot autoaprinde și provoca accidente nedorite;

– returul sau întoarcerea flăcării, când are loc pătrunderea flăcării în interiorul arzătorului, ceea ce poate avea ca urmare degradarea componentelor arzătorului sau chiar apariția exploziilor în interiorul acestuia.

Viteza de ieșire a amestecului carburant din arzător pentru care apare fenomenul de retur, sau de rupere a flăcării, poartă denumirea de **viteză de retur**, respectiv **viteză de rupere**. Valoarea acestora depinde de diametrul ajutorului (gurii de ieșire) arzătorului, de concentrația combustibilului în amestecul carburant, de natura combustibilului, de forma câmpului de viteze la ieșirea din ajutoraj, de temperatura pereților orificiului de ieșire, de prezența și forma stabilizatorului de flacără etc. În figura 3.5. se reprezintă curbele de variație ale vitezelor de rupere (curba 1) și de retur (curba 2) pentru un diametru constant al orificiului (gurii arzătorului) în funcție de raportul  $L/L_{min}$ . Se precizează că  $L$  reprezintă aerul real existent în amestecul carburant obținut din  $1\text{m}^3_N$  gaz natural, iar  $L_{min}$  reprezintă aerul minim necesar arderii a  $1\text{m}^3_N$  gaz natural.

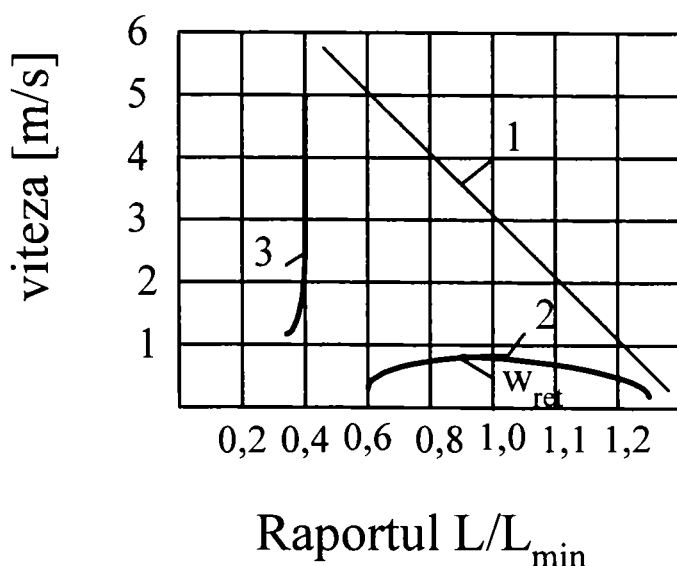


Figura 3.5. Variația vitezei  $w_{rup}$  și  $w_{ret}$  în funcție de raportul dintre aerul real  $L$  existent în amestecul carburant și aerul minim  $L_{min}$  necesar arderii gazului natural

Dacă:

a)  $\lambda' = \frac{L}{L_{min}} < 1$  – raportul poartă denumirea de grad de aerare primară;

b)  $\lambda = \frac{L}{L_{min}} > 1$  – raportul reprezintă coeficientul excesului de aer.

Pentru o valoare dată a raportului  $L_r/L_{min}$  domeniul de stabilitate a flăcării este delimitat de curbele 1 și 2. Se observă că domeniul de stabilitate crește cu scăderea valorii gradului de aerare primară. Cu toate acestea în practică nu se recomandă  $\lambda < 0,4$  întrucât apar puncte galbene în flacără, se formează funingine și se produc pierderi de căldură datorate arderii incomplete și imperfecte.

### 3.3. Organizarea procesului de ardere a gazului natural

Schemele principale de organizare a procesului de ardere a gazului natural, reprezentate în Figura 3.6., oferă trei posibilități:

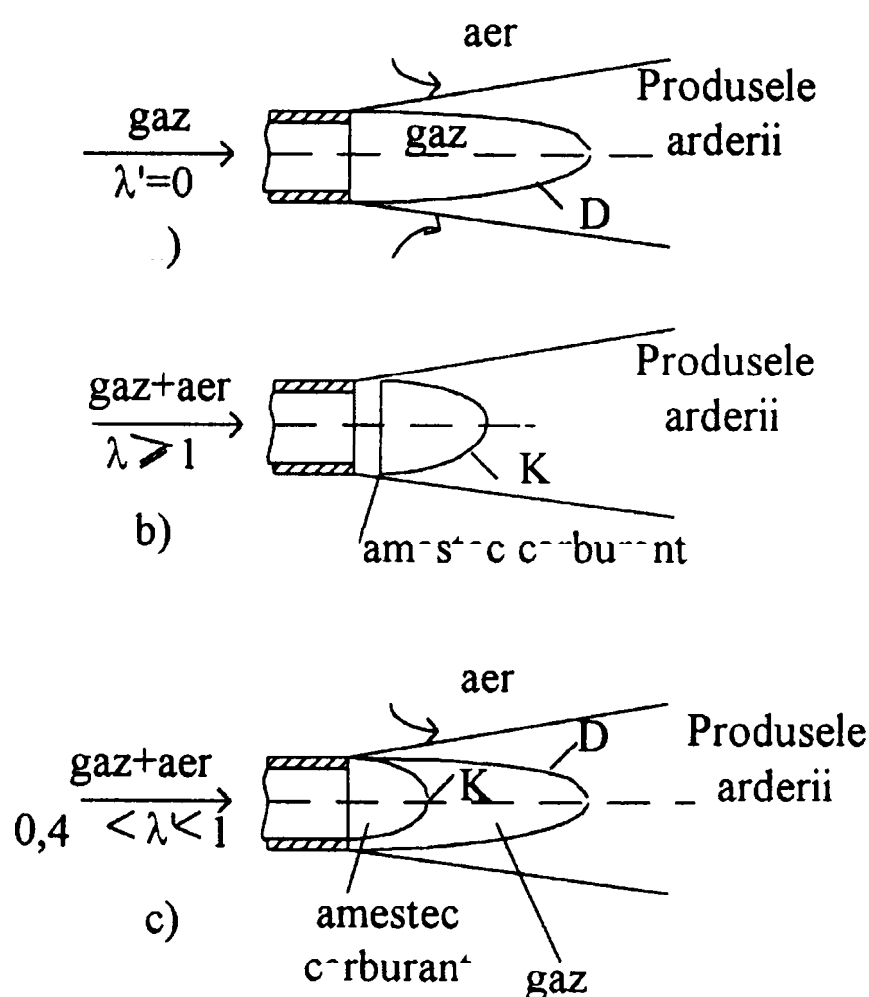


Figura 3.6. Scheme principale de organizare a procesului de ardere a gazului natural  
a – difuziv; b – cinetic; c – intermediar, D și K – frontul de ardere difuziv și cinetic

a) **Regim difuziv**, caracterizat prin introducerea separată în focar a gazului natural și a aerului ( $\lambda = 0$ ), care apoi se amestecă prin difuziune, se aprinde și arde. În interiorul frontului difuziv de ardere, D, se găsește gaz natural, iar în exterior – produsele arderii și bineînțeles și aer (Figura 3.6.a). În cazul organizării procesului de ardere în regim difuziv, viteza totală de ardere depinde în special de factorii fizici, care influențează schimbul de masă și căldură în flacără și joacă un rol esențial în fenomenele de aprindere, propagare a frontului flăcării și stabilitate a arderii. Din aceste motive arderea este lentă, flacăra este lungă și luminoasă, încărcările termice ale focarului sunt reduse. În prezent nu se mai fabrică și nu se mai folosesc arzătoare de tip difuziv.

b) **Regim cinetic** (Figura 3.6.b) este caracterizat prin faptul că în focar se introduce un amestec omogen de combustibil și aer ( $\lambda \geq 1$ ), care se aprinde și arde. În interiorul frontului de ardere cinetic K se găsește amestec carburant, iar în exterior – produse ale arderii. În cazul arderii cinetice, viteza totală de ardere depinde în special de factorii care influențează și determină viteza de desfășurare a reacțiilor chimice: energia de activare a reacțiilor, concentrația agenților reactanți, temperatura și presiunea din spațiul de ardere. Flacăra este scurtă, transparentă, cu capacitate mică de radiație. Se pot obține încărcări termice mari ale focarului, nu există pericol de formare a funinginii, dar domeniul de stabilitate al flăcării este redus mai ales pentru  $\lambda > 1,2$  (vezi Figura 3.5.). Întrucât arzătoarele de gaze naturale li se cer un domeniu de reglare de cel puțin (40 ÷ 100)% din sarcina nominală, arzătoarele de tip ejector, care pot realiza o ardere în domeniul cinetic nu au o largă răspândire. Ele se utilizează numai pentru deservirea unor agregate termice care funcționează la sarcină constantă sau înregistrează variații mici de sarcină.

Pe de altă parte, flacăra neluminoasă, caracteristică arderii cinetice, având un coeficient de radiație mic, transmite un flux de căldură relativ redus. Din acest motiv suprafețele de radiație dispuse în focar nu sunt utilizate eficient, ceea ce contravine tendinței generale manifestată în construcție cazanelor de apă caldă modernă.

c) **Regim intermediar** (Figura 3.6.c) este caracterizat prin faptul că în focar se introduce un amestec de combustibil și aer ( $0,4 < \lambda < 0,8$ ). Arzătoarele sunt de tip semiejector iar flacăra prezintă două zone distincte, mărginite de frontul de ardere cinetic K și frontul de ardere difuziv D. Flacăra este relativ scurtă, cu o bună capacitate de radiație, viteza de ardere este suficient de ridicată, iar domeniul de reglare al arzătorului este foarte larg (25-100% din sarcina nominală).



### **3.4. Arzătoare pentru gaz natural de mică putere**

Asemenea arzătoare se folosesc în general pentru echiparea mașinilor de gătit, cazanelor de apă caldă, aparatelor pentru producerea rapidă a apei calde, tuburilor radiante, cuptoarelor tehnologice etc.

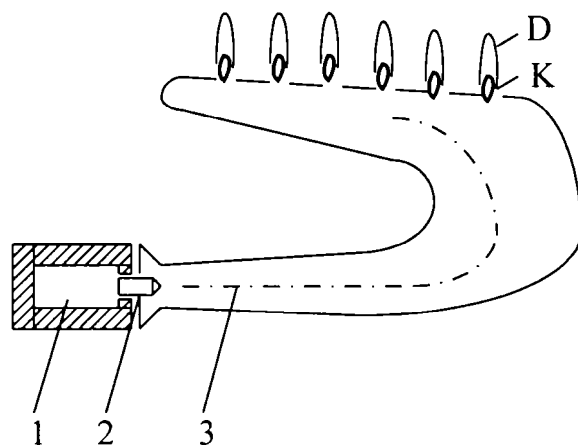
Arzătoarele de tip ejector se folosesc foarte rar și numai în cazuri speciale pentru cuptoare tehnologice. Cele mai răspândite sunt arzătoarele de tip semiejector, care pentru a realiza o putere termică mai mare se grupează mai multe la un loc formând cunoscutele arzătoare atmosferice. Acestea se caracterizează prin faptul că arderea în focar se petrece practic la presiunea atmosferică, ușoara depresiune de circa (0,2-0,4) m.bar fiind ne semnificativă în raport cu presiunea atmosferică de peste 1000 m.bar. Arzătoarele atmosferice deservesc, în general, consumatori cu puteri termice mici, până la 60, maxim 100 kW.

Pentru consumatorii care necesită puteri mai mari se folosesc arzătoare cu introducerea forțată a aerului necesar arderii, de regulă de către un ventilator acționat de un motor electric. Dacă ventilatorul este înglobat în aceeași carcasă ca și arzătorul, acest ansamblu poartă denumirea de arzător monobloc, foarte răspândit în prezent.

Prezenta lucrare de doctorat are ca obiectiv optimizarea transportului și utilizării gazului natural. Ca urmare, autorul nu-și propune să facă o descriere din punct de vedere constructiv a nenumăratelor tipuri de arzătoare de mică putere care se fabrică și se utilizează în prezent. De altfel, o tratare exhaustivă a acestui subiect ar suscita un volum foarte mare care ar depăși posibilitățile unei singure teze de doctorat. De aceea, se consideră mult mai potrivit să se facă o descriere principială a celor două grupe mari de arzătoare: atmosferice și cu introducerea (insuflarea) aerului.

#### **3.4.1. Arzătoare atmosferice**

Așa cum s-a precizat și mai înainte, arzătoarele atmosferice sunt alcătuite dintr-un ansamblu de 2 până la 20 bucăți arzătoare elementare de tip semiejector (Figura 3.7.).



**Figura 3.7. Schema unui arzător elementar de tip semiejector**

1 – colector; 2 – duză; 3 – corp arzător; K și D – frontul de flacără cinetic și difuziv

Gazul natural ajunge în colectorul 1 cu suprapresiunea  $\Delta p_g$  și se distribuie la fiecare duză, care echipează câte un arzător elementar. Gazul se destinde adiabatic în ajutorajul convergent (duză) până la presiunea atmosferică și vâna de gaz, cu viteză subsonică, ejectează aerul primar. Uniformizarea amestecului gaz-aer are loc în corpul arzătorului, care în prima sa parte este de forma unui ajutoraj convergent-divergent și permite transformarea parțială a energiei cinetice în energie potențială. Ușoara suprapresiune, astfel creată în corpul arzătorului asigură învingerea rezistențelor gazodinamice și ieșirea amestecului carburant (gaz natural și aer primar) cu o anumită viteză capabilă să realizeze stabilitatea flăcării. Această condiție este îndeplinită dacă viteza amestecului carburant la ieșirea din fantele (orificiile) arzătorului  $w_{am}$  este cuprinsă între viteza de rupere și viteza de retur corespunzătoare gazului natural. Pentru o fantă (orificiu) cu un anumit diametru hidraulic  $d_h$ , valoarea acestor viteze ( $w_{rup}$  și  $w_{ret}$ ) depinde mai ales de concentrația gazului natural în amestecul carburant (vezi Figura 3.5.).

Diametrul hidraulic al fantelor sau orificiilor arzătorului prin care iese amestecul carburant este în general  $d_h = 1 \div 3$  mm. Flacăra este scurtă (10-20 mm), suficient de luminoasă și scoate foarte bine în evidență prezența simultană a frontului de flacără cinetic K și a frontului de flacără difuziv D.

Literatura de specialitate [11, 12, 13, 14] dar mai ales prospectele și cataloagele firmelor producătoare a unor asemenea arzătoare oferă foarte multe variante constructive, dar toate, fără excepție, au la bază conceptul modular, adică sunt constituite din alăturarea a două sau mai multe arzătoare elementare.

Aprinderea se face cu scânteie electrică produsă de un dispozitiv piezoelectric sau între doi electrozi. Supravegherea flăcării se realizează cu fotocelulă, fotorezistențe sau cu tije de ionizare.

Pornirea cazanului, respectiv aprinderea arzătorului prevăzut cu dispozitiv piezoelectric se face în urma unor comenzi manuale executate de operator. În ultimul timp, pornirea cazanelor se face după un program secvențial, care se derulează automat după ce s-a fixat regimul de funcționare al cazanului (vară, iarnă), temperatura apei calde cu ajutorul termostatului de serviciu și s-a apăsat butonul de pornire. Aprinderea nu are loc dacă presiunea gazului natural (controlată de termostatul de gaz) nu are valoarea corespunzătoare, dacă nu există tirajul necesar (controlat de termostatul de fum) sau dacă nu funcționează pompa de circulație a apei în instalație. În afara acestora, aprinderea nu poate avea loc dacă presiunea apei în cazan respectiv în instalația de încălzire (controlată de hidrometru) nu are valoarea potrivită, adică dacă instalația nu este plină cu apă.

După aprindere, funcționarea este controlată de dispozitivul de supraveghere care menține accesul gazului natural la arzător atâta vreme cât există flacăra.

Dacă după un anumit timp de funcționare, temperatura apei la ieșirea din cazan a atins valoarea fixată de termostatul de serviciu, atunci se comandă întreruperea alimentării cu gaz a arzătorului, deci stingerea flăcării principale, dar se menține flacăra de veghe iar pompa de circulație a apei rămâne în funcțiune. După o vreme, când temperatura apei la ieșirea din cazan scade cu circa  $(4-6)^{\circ}\text{C}$ , termostatul de serviciu comandă deschiderea accesului gazului la arzător. Aprinderea flăcării principale se face de la flacăra de veghe sau este necesară comanda apariției scânteii electrice.

În cazul când se produce defectarea termostatului de serviciu și temperatura apei tinde să crească în continuare, intervine termostatul de siguranță, care, la atingerea temperaturii apei de cca  $95^{\circ}\text{C}$  sau  $103^{\circ}\text{C}$  (după cum este conceput și reglat) comandă închiderea bruscă a electroventilului de pe conducta de alimentare cu gaz, flacăra se stinge, iar cazanul intră în „blocaj”. Pornirea cazanului, deci aprinderea flăcării, nu mai este posibilă decât după înlăturarea defecțiunii apărute, prin acționarea manuală a butonului de avarie și executarea instrucțiunilor de pornire.

Intrarea în „avarie” a cazanului, respectiv a arzătorului, poate fi determinată și de alte cauze ca de exemplu scăderea presiunii gazului natural sub valoarea  $\Delta p_{\min}$  (circa 1-2 m.bar), la dispariția tirajului ca urmare a înfundării coșului de fum sau la stingerea flăcării ca urmare a unei rafale de vânt. De aceea, pentru prevenirea acestei ultime cauze, pe canalul de fum, imediat la ieșirea gazelor de ardere din cazan, se prevede un „dispozitiv anti-vânt”.

În ultimul timp, cazanele de apă caldă sunt echipate cu arzătoare atmosferice cu capacitate de modulare a flăcării. Dacă, așa cum s-a descris mai sus, temperatura apei la tur atinge temperatura reglată cu ajutorul termostatului de serviciu, în loc să se producă oprirea accesului gazului la arzător, se micșorează doar presiunea gazului, iar flacăra devine mai mică, fără însă să se stingă. Asemenea arzătoare cu capacitatea de modulare a flăcării s-au dovedit mai economice și mai sigure în funcționare, motive pentru care se întrevede o proliferare a acestora în viitorul imediat, deși ele sunt ceva mai scumpe.

### 3.4.2. Arzătoare cu insuflarea aerului

Arzătoarele de gaz natural care intră în această categorie, se caracterizează prin faptul că amestecul carburant se formează prin introducerea gazului combustibil în curentul de aer (necesar arderii), insuflat de un ventilator. Pentru ca amestecarea gazului natural cu aerul să se facă cât mai rapid și cât mai intim, orificiul unic de injecție a gazului combustibil este divizat în mai multe orificii cu diametru mai mic, dar suma secțiunilor acestora este egală cu secțiunea orificiului unic. Diametrele orificiilor mici pot avea aceeași valoare sau valori diferite pentru ca penetrația jeturilor de gaz combustibil în curentul de aer să difere și să se obțină astfel o mai bună amestecare a celor două fluide.

Injecția gazului natural poate fi centrală, periferică sau mixtă. Arzătoarele de mică putere folosesc aproape fără excepție injecția centrală a gazului combustibil, întrucât constructiv este mai simplă și în plus oferă posibilitatea unei reglări mai ușoare a debitului de gaz, respectiv a puterii termice a arzătorului.

În România, la Întreprinderea de cazane mici și arzătoare din Cluj-Napoca s-au fabricat arzătoare pentru gaze naturale de tipul AMAG, cu puteri termice între 150 și 8000 kW [1], cu depresiune sau suprapresiune în focar și sistem de reglare „tot-nimic”, „tot-puțin-nimic”, respectiv „continuu”. Întrucât gradul de automatizare al acestor arzătoare a fost depășit în prezent ele nu se mai fabrică. Ca urmare, în ultimul deceniu au pătruns pe piața românească o mulțime de arzătoare fabricate de firme din Italia, Germania, Franța, Anglia, Austria, Ungaria, Jugoslavia, Cehia etc. Cu aceste arzătoare au fost echipate o serie de agregate termice (cazane de abur, cazane de apă caldă și fierbinte, uscătoare agricole sau industriale, cuptoare industriale și alte instalații tehnologice) existente sau fabricate în țară, respectiv importate.

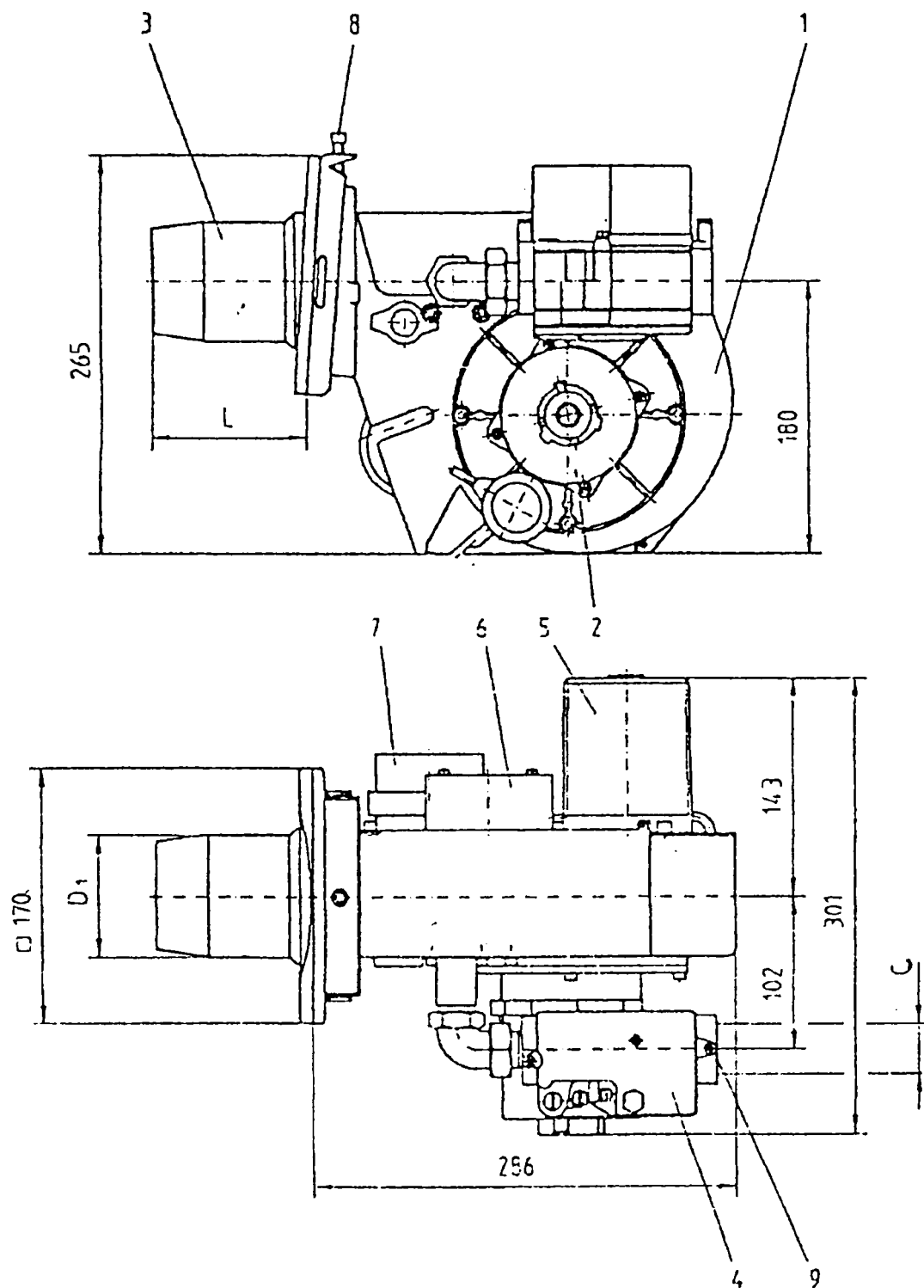
Din multitudinea de arzătoare cu insuflarea aerului s-au ales pentru exemplificare arzătoarele monobloc automatizate de gaz, tip ABG,

fabricate de GB-GANZ Tüzeléstechnikai Kft din Budapesta, având ca reprezentanță în România firma S.C. GB-GANZ ROMANIA Termotehnica S.R.L. din Cluj-Napoca. Motivul principal constă în faptul că aceste arzătoare echipează cazanele de apă caldă SIETA cu puteri termice  $16 \div 2000$  kW, foarte răspândite în microcentralele termice a multor regii care asigură încălzirea orașelor. În plus, prin contribuția și a autorului tezei de doctorat, cazanul de apă caldă TERMO-90, fabricat de S.C. TERMOENERGETICA BANATUL S.A. din Timișoara pentru a funcționa pe combustibil lichid, a fost trecut să funcționeze cu gaz natural, variantă mult mai economică și agreată din punct de vedere ecologic fiindcă se evită poluarea mediului cu oxizi de sulf.

Principalele date tehnice ale arzătoarelor monobloc automate de gaz tip ABG sunt prezentate în Tabelul 3.2. aceste arzătoare pot funcționa cu gaz metan sau gaz propan-butan, cu reglaj în 2 sau 3 puncte (trepte), respectiv, unele dintre ele, cu reglaj continuu. În Figura 3.8. se prezintă schița și unele dimensiuni de gabarit ale arzătoarelor tip ABG-3 și ABG-10.

Pe corpul (carcasa) arzătorului se montează:

- motorul electric care antrenează ventilatorul de insuflare a aerului necesar arderii;
- cutia de aspirație cu clapeta de reglare a aerului; pentru arzătoarele cu reglare în 3 puncte sau continuă se montează și servomotorul pentru acționarea clapetei de aer;
- sistemul de amestec cu duza de gaz cu suportul aferent, pe care sunt montate electrodul de aprindere, tija de ionizare și deflectorul, este reglabil pentru a putea varia puterea arzătorului în funcție de presiunea din focar (vezi Figurile 3.9. și 3.10.);
- tubul de flacără, normal sau prelungit;
- cutia de comandă, care conține automatul de ardere, elementele de comandă, precum și șirul de cleme pentru efectuarea legăturilor electrice;



**Figura 3.8. Vedere de ansamblu a arzătoarelor ABG-3 și ABG-10**

1 – corp arzător; 2 – motor ventilator; 3 – tub de flacără; 4 – modul de comandă-siguranță gaz; 5 – automatul de ardere; 6 – transformator de aprindere; 7 – presostat de aer; 8 – șurub de fixare; 9 – racord intrare gaz combustibil;  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $L$  și  $C$  – dimensiuni variabile (potrivite tipului de arzător)

**Tabelul 2.2. Date tehnice privind arzătoarele monobloc automatizate de gaz tip ABG comercializate de GB-GANZ ROMANIA  
Termotehnica S.R.L. din Cluj-Napoca**

Tip constructiv	ABG-3			ABG-10			ABG-30		ABG-45	ABG-60	ABG-80
	1.1 2.1.	1.1 2.1.	1.2. 2.2.	1.3. 2.3.	ABG-30	ABG-3-D	ABG-45	ABG-60	ABG-80		
Garnă de putere [kW]	17÷60	40÷80	60÷120	60÷120	120÷300	80÷140	200÷450	240÷600	350÷800		
Consum de gaz natural <sup>*)</sup> [m <sup>3</sup> N/h]	1,7÷6	4÷8	6÷12	6÷12	12÷30	8÷14	20÷45	24÷60	35÷80		
Consum gaz propan-butan <sup>**)</sup> [m <sup>3</sup> N/h]	0,55÷1,95	1,3÷2,6	1,95÷3,9	1,95÷3,9	3,9÷9,75	2,6÷4,55	6,5÷14,6	7,7÷19,4	11,3÷25,9		
Presiune de racordare [m. bar]	25÷60	25÷100		25÷85		25÷40	25÷100		25÷100		
Mod de reglare	Reglaj în 2 puncte (pornit-oprit) În 2 sau 3 puncte cu schimbarea lentă a flăcării										
Tip automat de ardere	Brahma tip SR 3 sau VM 41 respectiv Landis tip LGB 21			Landis tip LGB 21 Brahma tip VM 41		LFL 1.322 Landis					
Mod de aprindere	scânteie electrică de înaltă tensiune										
Supraveghere flacără	prin ionizare sau U.V. la comandă										
Alimentare cu energie electrică	230 V, 50 Hz + pământare										
Putere absorbită în funcționare [W]	140		300		500		1200		1700		
Nivel de zgomot [dB]	-		67 ± 5		70 ± 2		72 ± 2		72 ± 2		
Masă netă [kg]	9		42		41		85		95		

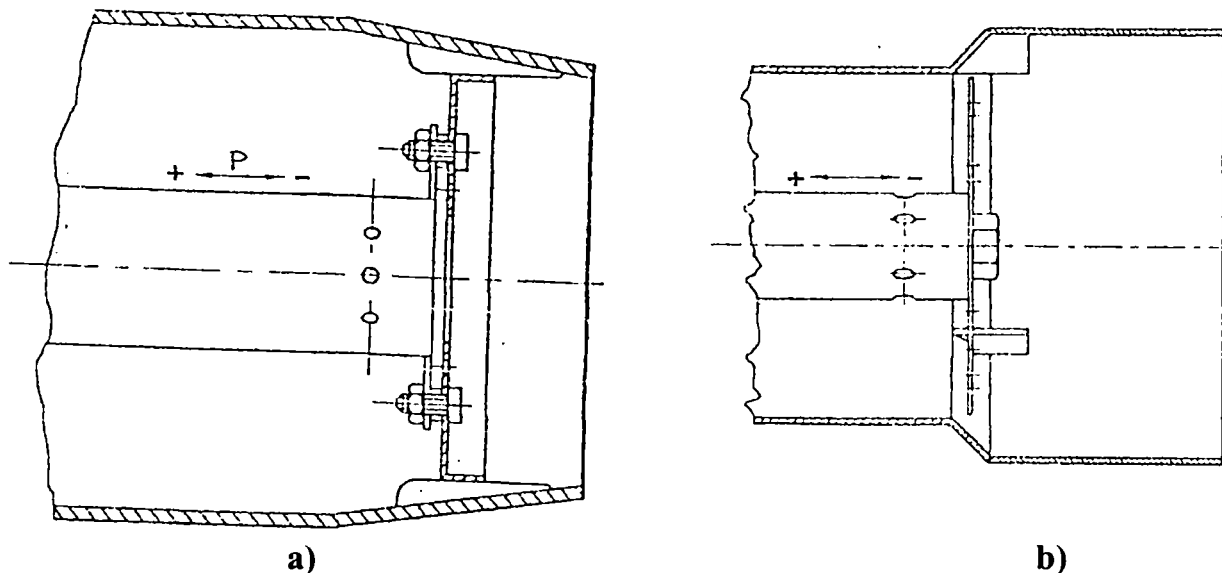
<sup>\*)</sup> Puterea calorică inferioară a gazului natural  $H_i = 36,5 \text{ MJ/m}^3 \text{ N}$ .

<sup>\*\*\*)</sup> Puterea calorică inferioară a gazului propan-butan  $H_i = 110 \text{ MJ/m}^3 \text{ N}$ .

– presostatul de aer, iar pe rampa de gaz se prevede și presostatul de gaz;

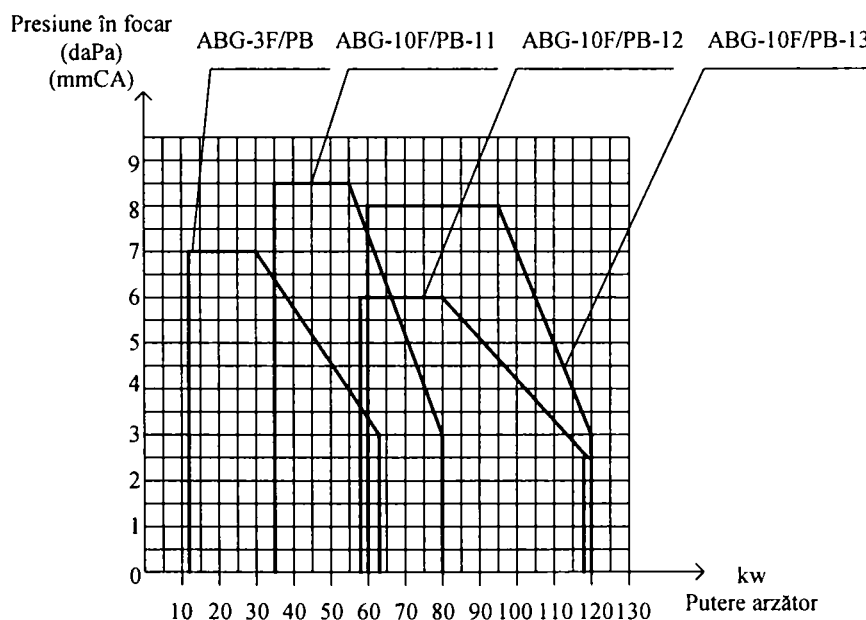
– transformatorul de aprindere, necesar producerii scânteilor de înaltă tensiune pentru aprinderea amestecului gaz-aer.

Reglarea puterii arzătorului (în gama de putere termică specifică fiecăruia) se face de către personalul autorizat prin reglarea poziției deflectorului și duzei (Figura 3.9.) în conformitate cu caracteristica putere-presiune în focar (Figura 3.10.).



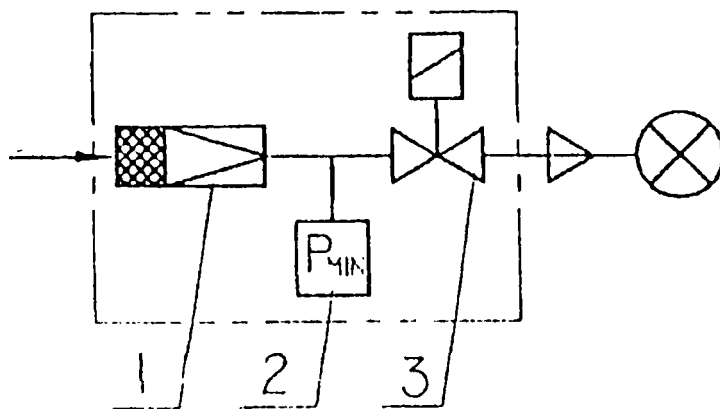
**Figura 3.9. Reglarea deflectorului și duzei**  
a) arzător ABG-3; b) arzător ABG-10

Arzătoarele ABG-3, ABG-10 se racordează la o rampă de gaz a cărei componentă este prezentată în Figura 3.11.



**Figura 3.10. Caracteristica de putere în funcție de presiunea din focar pentru câteva arzătoare ABG**





**Figura 3.11. Componenta rampei de gaz pentru arzătoarele ABG-3 și ABG-10**  
 1 – regulator de presiune cu filtru; 2 – presostat de gaz; 3 – ventil electromagnetic

Punerea în funcțiune a arzătorului se face după o prealabilă verificare a corectitudinii montării sale, a etanșeității rețelei de alimentare cu gaze, a îndeplinirii condițiilor de pornire a agregatului deservit etc.

După cuplarea întrerupătorului general, cu elementele de reglare și protecție în stare închisă, automatul de ardere este pus sub tensiune. Automatul de ardere pornește ventilatorul și se efectuează prevenirea arzătorului, respectiv focarului, timp de 30 secunde.

După scurgerea timpului de prevenire, este pus sub tensiune transformatorul de aprindere, care generează scânteile de înaltă tensiune între electrozii de aprindere, montate în fața orificiilor de gaz și deflectorului. În același timp cu transformatorul, sau, în cazul automatelor de ardere Landis, după 2 secunde este pus sub tensiune electroventilul de gaz, care se deschide și lasă gazul din rețea să pătrundă spre orificiile de injecție. Vânele de gaz pătrund în curentul de aer, se formează amestecul carburant, care găsind condiții favorabile (scânteie electrică, temperatură, viteză) se aprinde și formează flacăra.

Prin intermediul tije de ionizare (sau la comandă specială supraveghetor cu U.V.) automatul de ardere supraveghează flacăra și oprește transformatorul de aprindere. În continuare arzătorul ABG-3 sau ABG-10 funcționează automat în regim pornit-oprit. După fiecare decuplare, o nouă pornire a arzătorului se face cu repetarea programului prezentat mai sus.

Se atrage atenția că nu de puține ori firmele care se ocupă de comercializarea arzătoarelor de gaz natural, neglijează informarea beneficiarului cu date referitoare la performanțele energetice și ecologice ale arzătoarelor și aparatelor termice pe care acestea le deservește. De asemenea, cărțile tehnice care însoțesc livrarea arzătoarelor nu conțin date cu privire la geometria flăcării acestora, ceea ce pune în reală dificultate pe proiectanții

care urmăresc stabilirea concordanței obligatorii dintre generația flăcării și a focarului.

Din păcate, din lipsă de aparatură de măsură și uneori de specialiști, nu se fac măsurători termotehnice conform *Prescripțiilor tehnice C 11-81 și C 10-82*, elaborate de ISCIR, în scopul stabilirii indicilor de performanță energetică și ecologică ale arzătorului și aparatelor termice deservite. Acești indici, stabiliți la probele de punere în funcțiune, trebuie comparați cu cei obținuți în cadrul operațiilor de omologare [24, 25] și trase concluziile care se impun. De asemenea, acești indici trebuie să servească drept bază de comparație cu indicii stabiliți în urma măsurărilor făcute după anumite perioade de funcționare în scopul stabilirii fiabilității și economicității agregatelor.

În capitolul următor (Capitolul 4) se va prezenta metodologia de încercare a arzătoarelor pe gaz natural, dar și a unor cazane de apă caldă echipate cu astfel de arzătoare.

### **3.5. Interșanjabilitatea combustibililor gazoși**

#### **3.5.1. Noțiuni introductive**

Combustibilii gazoși folosiți pentru alimentarea arzătoarelor care deserveșc cazanele mici de apă caldă sunt: gazul natural (simbol G 20) și gazul lichefiat butan sau propan (G 30 respectiv G 31).

Unitatea de energie termică rezultată din arderea gazului natural fiind mult mai ieftină decât cea produsă prin folosirea gazului lichefiat butan sau propan, este lesne de înțeles de ce arzătoarele pentru cazane și nu numai, sunt proiectate și construite să funcționeze pe gaz natural. Sunt localități urbane și rurale unde rețeaua de gaze naturale n-a ajuns încă, caz în care cazanele de apă caldă, volens-nolens, trebuie să funcționeze cu gaze lichefiate sau cu combustibili lichizi (motorină STAS 240-80, combustibil lichid ușor tip 3 sau 4 cu conținut de sulf  $S < 1\%$  STAS 54-80 sau combustibil lichid pentru uz neindustrial tip M, STAS 177-89). Prețul energiei termice obținut din arderea acestor combustibili este cam același, prin urmare el nu mai reprezintă un criteriu de departajare. Dacă se ține seama însă că în compoziția gazelor lichefiate butan sau propan nu există sulf, acestea sunt preferabile din punct de vedere ecologic în comparație cu folosirea combustibililor lichizi. În plus, dacă există perspectiva alimentării în viitor cu gaz natural a localității respective, atunci cu siguranță este îndreptățită folosirea la început a gazului lichefiat, urmând ca apoi să se treacă la funcționarea pe gaz natural. Schimbarea combustibilului nu necesită înlocuirea arzătorului, ci numai a

duzelor sale, operație mult mai simplă și mai ieftină decât cea de trecere de la funcționarea pe combustibil lichid la funcționare pe gaz natural, când se impune schimbarea arzătorului.

### 3.5.2. Indici de interșanjabilitate

Trecerea arzătorului de la funcționarea cu un combustibil gazos la altul, tot gazos, este cunoscută în literatură sub denumirea de interșanjabilitatea combustibililor gazoși, problemă care a fost destul de mult studiată în ultimele trei decenii în străinătate, iar mai recent și în țara noastră [18, 19, 20, 21, 2, 23].

În cazul înlocuirii unui combustibil gazos cu altul tot gazos, una dintre condițiile fundamentale constă în necesitatea asigurării fluxului termic corespunzător menținerii puterii termice nominale a arzătorului, respectiv a cazanului de apă caldă pe care-l deservește. Matematic această condiție se exprimă prin relația:

$$\eta_{b1} \dot{V}_{g1} H_{i1} = \eta_{b2} \dot{V}_{g2} H_{i2} \text{ [kw]} \quad (3.4.)$$

în care:

$\eta_{b1}, \eta_{b2}$  este randamentul termic brut al cazanului;

$H_{i1}, H_{i2}$  – puterea calorică inferioară, în  $\text{KJ/m}^3_{\text{N}}$ ;

$\dot{V}_{g1}, \dot{V}_{g2}$  – debitul gazului combustibil, în  $\text{m}^3_{\text{N/s}}$ .

La schimbarea gazului combustibil nu sunt motive întemeiate să se modifice valoarea randamentului termic brut, deci se poate considera  $\eta_{b1} = \eta_{b2}$ .

Debitul de combustibil se calculează din relația:

$$\dot{V}_g = A \mu \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_g}} \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (3.5.)$$

unde:

$A$  este secțiunea de curgere a gazului, în  $\text{m}^2$ ;

$\mu$  - coeficientul de debit;

$\Delta p$  – suprapresiunea gazului la intrarea în duză, în Pa;

$\rho_g$  – densitatea gazului, în  $\text{kg/m}^3$ .

Considerând că valoarea coeficientului de debit este aceeași  $\mu_1 = \mu_2 = c_t$ , pe baza relațiilor (3.4.) și (3.5.) se obține în final:

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left( \frac{W_{o1}}{W_{o2}} \right)^2 \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \quad (3.6.)$$

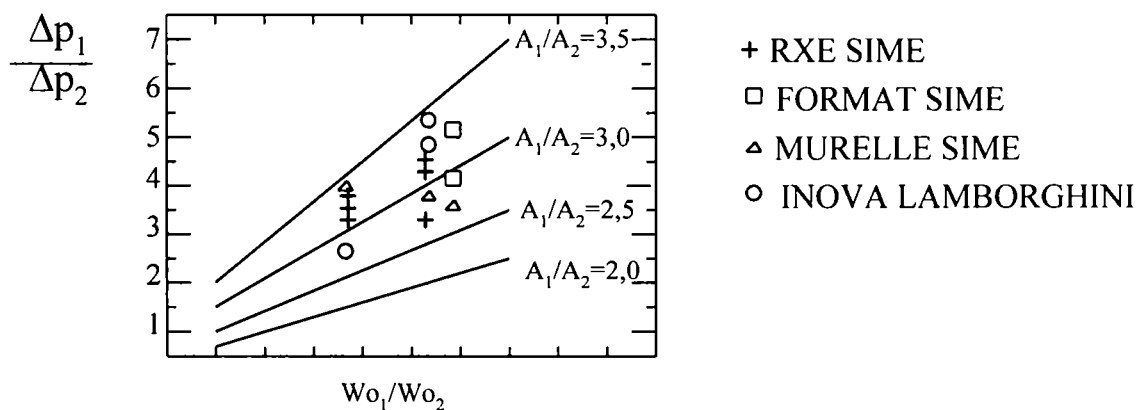
în care raportul:

$$\frac{H_i}{\sqrt{\rho_g}} = W_o \quad (3.7.)$$

s-a denumit indicele Wobbe.

Din relația (3.7.) rezultă că dacă doi combustibili gazoși au același indice Wobbe ( $W_{o1} = W_{o2}$ ) ei pot fi interșanjați fără a fi nevoie de modificări constructive sau funcționale ale arzătorului. În caz contrar ( $W_{o1} \neq W_{o2}$ ) se impune fie modificarea presiunii gazului la intrarea în duză, fie schimbarea mărimii secțiunii orificiilor duzelor sau chiar ambele modificări menționate mai înainte.

Pentru o valoare cunoscută a raportului  $W_{o1}/W_{o2}$  se pot determina mai multe perechi de valori ale rapoartelor  $\Delta p_2/\Delta p_1$  și  $A_1/A_2$ , care satisfac relația (3.7.), reprezentată grafic în coordonate adimensionale în Figura 3.12. punctele reprezentate în Figura 3.12. se referă la câteva cazuri concrete, aplicate de firmele SIME și LAMBORGHINI din Italia pentru cazul interșanjării cazanelor mici de apă caldă RXE, FORMAT, MURELLE și INOVA de la folosirea gazului lichefiat la gazul natural și invers..



**Figura 3.12. Reprezentarea grafică a dependenței**

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left( \frac{W_{o1}}{W_{o2}} \right)^2 \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2$$

Din multitudinea de posibilități se alege aceea care asigură pe lângă conservarea sarcinii termice a arzătorului și condițiile de stabilitate a flăcării simultan cu o ardere perfectă. Acest lucru poate fi preliminar dacă indicii Weaver au valori cuprinse între anumite limite. Se atrage atenția asupra a două aspecte:

1. În urma schimbării combustibilului, arzătorul trebuie supus unor probe, măsurătorile termotehnice fiind singurele care pot confirma dacă intersanjabilitatea a fost corect rezolvată, cu alte cuvinte, dacă s-a conservat puterea termică a arzătorului, dacă flacăra este stabilă iar arderea este corespunzătoare.

2. În lucrarea [11] se subliniază că expresiile matematice pentru calculul indicilor Weaver de modificare a sarcinii  $I_H$  și a gradului de ardere  $I_A$  prezentate în lucrările [18, 19, 20 și 21] sunt corecte numai dacă  $W_{O_2} = W_{O_1}$  sau cel mult dacă aceste valori diferă foarte puțin între ele. În cazul schimbării gazului natural cu gaz petrolier lichefiat valorile indicilor  $W_{O_1}$  și  $W_{O_2}$  diferă mult între ele și ca urmare expresiile matematice ale indicilor  $I_H$  și  $I_A$  trebuie stabilite pornind de la definiția de bază a acestora și utilizând relația (3.7.).

Ca urmare, valoarea indicelui de modificare a sarcinii termice  $I_H$  este dată de raportul:

$$I_H = \frac{V_{g_2} Hi_2}{\dot{V}_{g_1} Hi_1} = \frac{A_2 W_{O_2}}{A_1 W_{O_1}} = \left( \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \right)^{0.5} \quad (3.8.)$$

a cărui mărime ideală este  $I_H = 1,0$  și admisă  $I_H = 0,94 \div 1,06$ .

Indicele de modificare a gradului de aerare se bazează pe raportul debitelor de aer și poate fi exprimat prin relația:

$$I_A = \frac{\dot{V}_{g_2} L_{\min 2}}{\dot{V}_{g_1} L_{\min 1}} = \frac{A_2}{A_1} \left( \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \right)^{0.5} \left( \frac{\rho_{g_2}}{\rho_{g_1}} \right)^{0.5} \frac{L_{\min 2}}{L_{\min 1}} = \frac{A_2}{A_1} \left( \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \right)^{0.5} \frac{Hi_1 W_{O_2} L_{\min 2}}{Hi_2 W_{O_1} L_{\min 1}} \quad (3.9.)$$

Acest indice reprezintă un factor fundamental în aprecierea stabilității arderii (flăcării) în cazul arzătoarelor atmosferice de tip ejector sau semiejector și valoarea sa trebuie cuprinsă între aceleași limite de toleranță ca și ale indicelui de sarcină, adică  $I_A = 0,94 \div 1,06$ .

Evaluarea tendinței de rupere a flăcării se bazează pe corelarea gradului de aerare cu vitezele normale de propagare a frontului flăcării  $U_n$ , stabilitatea fiind asigurată de valori unitare, eventual subunitare, având ca limită inferioară admisibilă  $I_{rup} \geq 0,64$ . Expresia matematică a indicelui de rupere a flăcării este:

$$I_{rup} = I_A \frac{U_{n2}}{U_{n1}} \frac{1 - (O_2)_{g2}}{1 - (O_2)_{g1}} \quad (3.10.)$$

în care:

$U_{n2}$  și  $U_{n1}$  sunt vitezele normale de propagare a frontului flăcării, în cm/s;

$(O_2)_{g2}$  și  $(O_2)_{g1}$  – conținutul de oxigen al gazului combustibil.

Aprecierea siguranței arderii din punctul de vedere al flăcării se estimează în raport cu vitezele normale de propagare a frontului flăcării și de modificarea ponderii aerului primar. Dacă valorile indicelui de retur al flăcării sunt negative sau limitate superior la 0,078, se poate considera că nu există pericol de retur al flăcării la schimbarea combustibilului. Valoarea indicelui de retur al flăcării se stabilește din relația empirică:

$$I_{ret} = \frac{U_{n2}}{U_{n1}} - 1,4 I_A + 0,4 \quad (3.11.)$$

Referitor la indicii de apariție a zonelor galbene din flacără, respectiv la formarea oxidului de carbon, valorile acestora sunt determinate direct de ponderea atomilor de carbon și hidrogen eliberați în procesul de descompunere pirogenetică a moleculelor, proces care precede reacția de oxidare.

Dacă valoarea acestor indici este nulă sau negativă nu apare pericolul de formare a negrului de fum, respectiv a oxidului de carbon. Valorile maxim admise:  $I_{NF} \leq 0,14$  și  $I_{CO} \leq 0,1$ .

Indicele de apariție a zonelor galbene în flacără, respectiv a negrului de fum are expresia matematică:

$$I_{NF} = I_A + \frac{N_2 - N_1}{110} - 1 \quad (3.12.)$$

iar indicele de formare a oxidului de carbon:

$$I_{CO} = I_A - 0,366 \frac{R_2}{R_1} - 0,634 \quad (3.13.)$$

în care  $N$  și  $R$  reprezintă numărul atomilor de carbon, respectiv de hidrogen, eliberați prin descompunerea pirogenetică, care revin la 100 de molecule de combustibil gazos. În cazul amestecurilor de gaze care conțin  $H_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$  și diverse hidrocarburi de forma  $C_mH_n$ , valorile mărimilor  $N$  și  $R$  se stabilesc cu relații de forma:

$$N = \sum_m (C_mH_n)_c + (CO)_c + (CO_2)_c \quad (3.14)$$

$$R = 2(H_2)_c + \sum_n (C_mH_n)_c \quad (3.15)$$

în care  $(H_2)_c$ ,  $(C_mH_n)_c$ ,  $(CO)_c$  și  $(CO_2)_c$  reprezintă participările volumice ale acestor componente în amestecul gazos combustibil.

Relațiile (3.14.) și (3.15.) trebuie aplicate în mod diferențiat. Astfel, dacă pentru gazul de bază (gazul natural) ele se aplică așa cum sunt scrise, în cazul gazelor de schimb (gaz petrolier lichefiat propan sau butan) în relațiile (3.12.) și (3.13.) trebuie să se introducă valorile corectate și anume:

$$N^C = N_{gp} \frac{(Hi)_{g,m}}{(Hi)_{g,p}} \quad (3.16.)$$

$$N^C = N_{gb} \frac{(Hi)_{g,m}}{(Hi)_{g,b}} \quad (3.17.)$$

care să țină seama de faptul că numărul de molecule dintr-un amestec carburant, care prin ardere dezvoltă același flux de căldură ca și gazul de bază, este invers proporțional cu puterea calorifică. Același raționament se aplică și pentru stabilirea indicelui R.

### 3.5.3. Câteva aplicații privind intersanjabilitatea combustibililor

În lucrarea [22] autorii și-au propus să verifice în ce măsură două firme de prestigiu din Italia, SIME și LAMBORGHINI, constructoare a unor cazane de apă caldă cu puteri termice între 20 și 60 kW, dotate cu arzătoare atmosferice pe gaz natural respectă condițiile intersanjabilității expuse mai sus, atunci când recomandă diametrul duzei și suprapresiunea gazului lichefiat propan sau butan, care urmează să înlocuiască gazul natural. În urma analizei valorilor indicilor Weaver, redați în Tabelul 3.3., s-a tras concluzia că recomandările făcute de firmele în cauză sunt corecte, întrucât în urma schimbării gazului combustibil se conservă sarcina termică a cazanului, nu există pericol de rupere sau retur a flăcării respective de apariție a oxidului de carbon și negrului de fum.

În localitățile unde nu există termoficare și nici alimentare cu gaz natural, cazanele mici care produc apa caldă pentru încălzire și scopuri sanitare, funcționează cu gaz propan lichefiat. Costul energiei obținute din arderea acestui combustibil fiind mai mare în comparație cu folosirea gazului natural este firesc ca atunci când se ivește posibilitatea racordării la rețeaua de gaze naturale să se opereze pentru folosirea acestuia din urmă. Aceste cazuri au apărut frecvent în Timișoara și în comunele învecinate. În lucrarea [23] se studiază cazul concret al cazanului CERVINIA tip 43, cu o putere termică nominală de 47,9 kW, care funcționează pe GPL propan (G 31) și urmează să folosească gaz natural (G 20). Arzătorul acestui cazan este de tip atmosferic, compus din șase arzătoare elementare având diametrul duzei  $D_{G31} = 1,75$  mm, diametrul duzei arzătorului pilot de  $d_{G31} = 0,2$  mm, suprapresiunea gazului înaintea duzei  $(\Delta p_g)_{G31} = 19,7$  mm și suprapresiunea de alimentare  $(\Delta p_{al})_{G31} = 37$  mbar.

**Tabel 2.3. Valori ale indicilor Weaver calculate pentru trecerea de la funcționarea cu gaz natural la funcționarea pe gaz petrolier lichefiat a unor cazane de apă caldă fabricate de firmele SIME și LAMBORGHINI din Italia [22]**

Denumire	Denumirea firmei și simbolul cazanului										
	SIME RXE					SIME MURELLE		SIME FORMAT		INVOLA LAMBORGHINI	
	RX 19	RX 26	RX 37	RX 48	RX 55	20 BN	25 BNS	OF	BF	L20 MCW	L20 MCSW
$P_t$ [kW]	22	30,5	39,1	48,8	60,7	24,4	28,5	23,3	23,3	22,76	23,24
$I_H$	0,9734	0,9969	0,9907	0,9844	1,0071	0,9822	0,9871	1,0354	1,0025	1,0317	1,0788
$I_A$	0,9304	0,9529	0,9469	0,9409	0,9625	0,9388	0,9435	0,9896	0,9582	0,9861	1,0311
$I_{sup}$	0,9671	0,9905	0,9843	0,9788	1,0005	0,9758	0,9807	1,0287	0,9960	1,0250	1,0718
$I_{ret}$	0,1369	0,1054	0,1138	0,1222	0,0919	0,1251	0,1185	0,0540	0,0980	0,0589	-0,0041
$I_{NF}$	0,0659	0,0884	0,0825	0,0764	0,0909	0,0744	0,0790	0,1251	0,0937	0,1216	0,1667
$I_{CO}$	0,0174	0,0399	0,0339	0,0279	0,0496	0,02584	0,0305	0,0766	0,0452	0,0731	0,1181



Ținând seama de capacitatea de reglare a valvei de gaz autorii aleg  $(\Delta p_g)_{G20} = 14,5$  mbar, respectiv  $(\Delta p_{al})_{G20} = 20$  mbar. În aceste condiții, din relația (3.7.) și cu datele din Tabelul 3.4 a rezultat  $D_{G20} = 2,64$  mm și  $d_{G20} = 0,3$  mm.

**Tabelul 3.4. Date cu privire la compoziția chimică și proprietățile fizice ale gazului natural și GPL propan**

Denumire	Simbol	UM	G 20	G 31
Metan	(CH <sub>4</sub> )c	%	99,055	–
Etan	(C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )c	%	0,144	0,48
Propan	(C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )c	%	0,025	96,83
Propilenă	(C <sub>4</sub> H <sub>6</sub> )c	%	–	2,00
Butan	(C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )c	%	0,012	0,69
Pentan	(C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> )c	%	0,005	–
Azot	(N <sub>2</sub> )c	%	0,663	–
Oxigen	(O <sub>2</sub> )c	%	0,042	–
Bioxid de carbon	(CO <sub>2</sub> )c	%	0,054	–
Densitatea relativă	$\rho_r$	–	0,5599	1,5178
Puterea calorifică inferioară	H <sub>i</sub>	MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	35,7147	93,617
Indice Wobbe	W <sub>o</sub>	MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	47,73	75,988
Aer minim	L <sub>min</sub>	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	9,4694	23,7769
Indice N	$\frac{\text{buc.atomi C}}{100 \text{ molecule gaz}}$		100	300
Indice R	$\frac{\text{buc.atomi H}}{100 \text{ molecule gaz}}$		400	796
Viteza normală de propagare a frontului flăcării	–	m/s	0,3701	0,38483

Valorile indicilor Weaver sunt:  $I_H = 0,9999$ ,  $I_A = 1,0439$ ,  $I_{rup} = 1,00352$ ,  $I_{ret} = 0,09973$ ,  $I_{NF} = -0,3051$  și  $I_{CO} = -0,007137$ .

Ca urmare, prin modificările preconizate, se va conserva sarcina termică a cazanului, funcționarea arzătorului va fi stabilă fără pericol de rupere sau retur, respectiv de formare a negrului la fum și a monoxidului de carbon.

În lucrarea [26] autorii printre care se numără și cel al tezei de doctorat prezintă studiul teoretic și experimental privind funcționarea cazanului de apă caldă PLINTEH-ELTIM 1.24 E cu gaz lichefiat butan (G 30). Cazanul a fost conceput să funcționeze cu gaz natural (G 20) în care scop este înzestrat cu arzător atmosferic multiplu, compus din 13 bucăți arzătoare elementare de tip semiejector.

Pe baza proprietăților termofizice și chimice ale gazului natural și GPL butan (Tabel 2.5) și a metodologiei expuse mai sus, s-au calculat valorile

Weaver:  $I_H = 0,9945$ ,  $I_A = 0,9863$ ,  $I_{rup} = 1,026$ ,  $I_{ret} = 0,0594$ ,  $I_{NF} = 0,1747$  și  $I_{CO} = 0,073$ .

**Tabelul 3.5. Compoziția chimică și proprietățile termofizice ale GPL butan (G 30)**

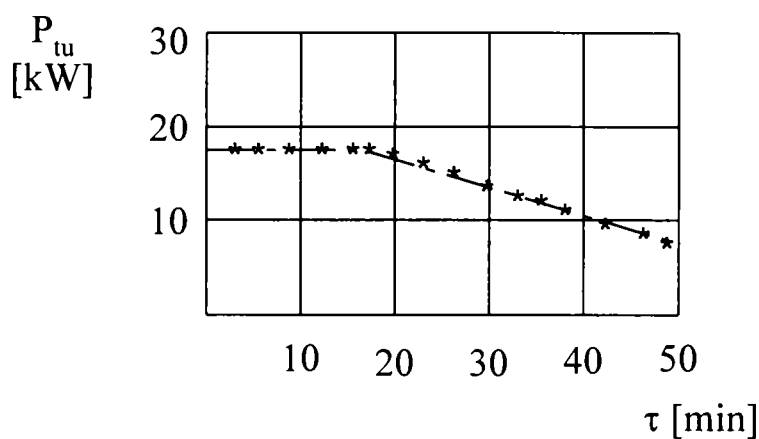
Denumire	Simbol	UM	G 30
Etan	(C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> ) <sub>c</sub>	%	2,0
Propan	(C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ) <sub>c</sub>	%	12,0
Butan	(C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ) <sub>c</sub>	%	86,0
Densitatea relativă	$\rho_r$	–	1,9243
Puterea calorifică inferioară	$H_i$	MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	113,9656
Indice Wobbe	Wo	MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	82,1556
Aer minim	$L_{min}$	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	29,8095
Indice N	–	$\frac{\text{buc.atomi C}}{100 \text{ molecule gaz}}$	384
Indice R	–	$\frac{\text{buc.atomi H}}{100 \text{ molecule gaz}}$	968
Viteza normală de propagare a frontului flăcării	–	m/s	0,385
Densitatea absolută	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	2,488

Analiza valorilor numerice ale indicilor Weaver prefigurează o ardere stabilă, fără pericol de rupere sau retur a flăcării, o foarte slabă tendință de formare a negrului de fum (funingine), dar fără pericol de apariție a oxidului de carbon și de modificare a sarcinii termice.

Măsurătorile termotehnice necesare testării cazanului, alimentat cu GPL butan, s-au făcut pe standul Universității Politehnica Timișoara, autorizat de ISCIR sub nr. L2/12726 [27]. Gazul combustibil a fost furnizat de o butelie obișnuită (capacitate de 12 kg) la suprapresiunea  $\Delta p_{g2} = 30$  mbar. La recomandarea firmei constructoare, arzătorul a fost echipat cu duze având diametrul  $d_2 = 0,75$  mm, deși conform relației (2.6.), pentru caracteristicile gazului natural și GPL butan din țara noastră ar fi fost necesar  $d_{2c} = 0,85$  mm.

Consumul de combustibil s-a măsurat prin cântărire, butelia de aragaz fiind așezată pe platanul unui cântar. Cu ajutorul aparaturii integrate în stand (care va fi prezentată în Capitolul 4) s-au măsurat valorile temperaturilor apei la intrarea și ieșirea din cazan, debitul de apă care a circulat prin acesta și compoziția gazelor de ardere prelevate imediat la ieșirea din cazan.

Valorile medii ale compoziției volumice a gazelor de ardere uscate ( $CO_2 = 10,06\%$ ,  $O_2 = 5,8\%$ ,  $CO = 34$  ppm,  $NO = 78,9$  ppm,  $NO_2 = 9,5$  ppm,  $SO_2 = 0$  ppm) au permis stabilirea valorii coeficientului excesului de aer  $\lambda_c = 1,392$  precum și posibilitatea de a face aprecieri asupra calității arderii.



\* Valorile  $P_{tu}$  determinate experimental

**Figura 3.13. Variația în timp a puterii termice utile a cazanului PLINTEH-ELTIM 1.24 E alimentat cu GPL butan**

Variația în timp a puterii termice utile  $P_{tu}$  a cazanului, prezentată în Figura 3.13, conduce la constatarea că nu s-a putut realiza puterea termică nominală  $P_{tn} = 24$  kW, deși măsurătorile au fost refăcute de mai multe ori. La început, în primele 14 minute  $P_{tu} = 18,5$  kW (adică circa 80% din  $P_{tn}$ ), iar apoi scade în mod continuu ca după 50 de minute să ajungă  $P_{tu} = 7,32$  kW (circa 32% din  $P_{tn}$ ).

Explicația acestei comportări rezidă în incapacitatea unei singure butelii de GPL butan (aragaz), de a furniza, în mod constant în timp, debitul de gaz format prin vaporizarea lichidului din butelie. Energia necesară vaporizării este preluată din masa lichidului și a buteliei, la care se adaugă energia termică primită de la mediul ambiant. Cum aceasta din urmă este mult mai mică decât energia necesară vaporizării, temperatura conținutului buteliei scade în timp și conduce în mod fizic la frânarea procesului de vaporizare, deci la micșorarea continuă a debitului de gaz livrat. Cu titlu de curiozitate se menționează că în cazul uneia dintre probe, care a durat aproape 2 ore, temperatura buteliei de aragaz a scăzut sub  $0[^\circ\text{C}]$ , vaporii de apă din aerul ambiant s-au condensat pe suprafața exterioară a buteliei și apoi au format o pojghiță de gheață de circa (1-2) mm grosime.

De altfel, în lucrarea [28] se precizează că la temperatura de  $20^\circ\text{C}$  debitul maxim de gaz livrat de o butelie obișnuită este 0,5 kg/h, adică de circa 4 ori mai mic decât debitul necesar cazanului încercat pentru a putea funcționa la puterea nominală.

Pe lângă debitul suficient de combustibil autorii consideră că arzătorul trebuie echipat cu duze având diametrul  $d_{2c} = 0,85$  mm pentru a se obține  $P_{tn}$  a cazanului.

Încercările executate au permis să se facă observații asupra flăcării și să se execute măsurători termotehnice pe partea de apă și gaze de ardere. S-a

constatat că la schimbarea combustibilului, prin înlocuirea gazului natural cu GPL butan, în condițiile precizate mai sus, flacăra a rămas stabilă, nu s-au observat tendințe de rupere a flăcării sau de retur, și nici de formare a funinginii. Conținutul de CO în gazele de ardere uscate este apropiat de zero. Toate acestea confirmă și validează corectitudinea folosirii relației (2.6.) și a indicilor Weaver în soluționarea problemelor de interșanjabilitate a combustibililor gazoși.

În încheiere se consideră nu lipsită de importanță observația că un număr important al cazanelor de apă caldă funcționează pe combustibil lichid. Cum motorina și combustibilul lichid pentru uz neindustrial tip M au un preț mai ridicat decât CLU tip 3, atunci, din motive financiare, se preferă acesta din urmă, care însă conținând sulf, poluează mediul ambiant și microcentrala nu primește aviz de mediu din partea organelor abilitate. În asemenea situație trebuie luată în considerație posibilitatea trecerii cazanului de la funcționarea pe combustibil lichid la funcționarea pe combustibil gazos GPL sau cel mai economic gaz natural. În lucrarea [29] se abordează o astfel de problemă.

În același context se menționează acțiunea de echipare cu arzătoare pentru gaz natural a cazanelor de apă caldă din familia TERMO, cu puteri termice de (60-180) kW, fabricate de TERMOENERGETICA BANATUL. În lucrarea [30], în care sunt prezentate rezultatele măsurărilor termotehnice efectuate pe cazanul TERMO 90 în vederea omologării sale pentru funcționarea pe combustibil lichid, se face și propunerea echipării sale cu arzătorul pe gaz natural ABG-10-F-1-3, fabricat de G.B. GANZ din Budapesta, prezentat în subcapitolul 3.4.2.

# CAPITOLUL 4

## CERCETĂRI EXPERIMENTALE

### 4.1. Încercarea arzătoarelor de gaz natural cu insuflarea aerului

#### 4.1.1. Introducere

Optimizarea folosirii gazului natural impune perfecționarea permanentă a tehnologiei și instalațiilor în scopul obținerii unei arderi perfecte și nepoluante în condițiile unei siguranțe maxime în funcționare. În această acțiune concertată un loc aparte îi revine încercării pe stand a arzătoarelor de gaz natural în vederea omologării celor noi fabricate în țară sau acreditării ISCIR a celor importate.

Prescripțiile tehnice C 11-81, colecția ISCIR, stabilesc condițiile tehnice de încercare în vederea omologării arzătoarelor cu funcționare independentă (arzătoare monobloc sau similare) de combustibil lichid și de gaze combustibile. Sunt supuse acestei prevederi arzătoarelor destinate cazanelor de abur, apă fierbinte, apă caldă, sobelor și altor aparate pentru încălzit de uz neindustrial sau colectiv.

Încercările în vederea omologării au ca scop verificarea condițiilor tehnice prevăzute în C 11-81, în standardele de condiții generale, în standardele sau normele interne de produs – cuprinse în caietul de sarcini de încercare și în desenul tip de ansamblu ale prototipului. Aceste încercări se efectuează pe **standuri de încercare autorizate de ISCIR** și cuprind:

- a) examinarea documentației tehnice de încercare;
- b) examinarea constructivă a prototipului;
- c) verificarea etanșeității;
- d) verificarea aprinderii și stingerii arzătorului;
- e) încercarea de funcționare la puterea termică nominală, minimă și intermediară;
- f) verificarea performanțelor de ardere;
- g) verificarea funcționării instalației de automatizare etc.

În cele ce urmează se va prezenta contribuția autorului tezei de doctorat la reamenajarea și echiparea unui stand de încercare a arzătoarelor de gaze naturale de puteri mici și mijlocii, la nivelul exigențelor Inspectoratului de stat

pentru cazane și instalații de ridicat (ISCIR) în vederea omologării acestuia. De asemenea sunt prezentate unele observații și concluzii rezultate din încercarea arzătorului KB 4 G fabricat SANT'ANDREA, din Italia.

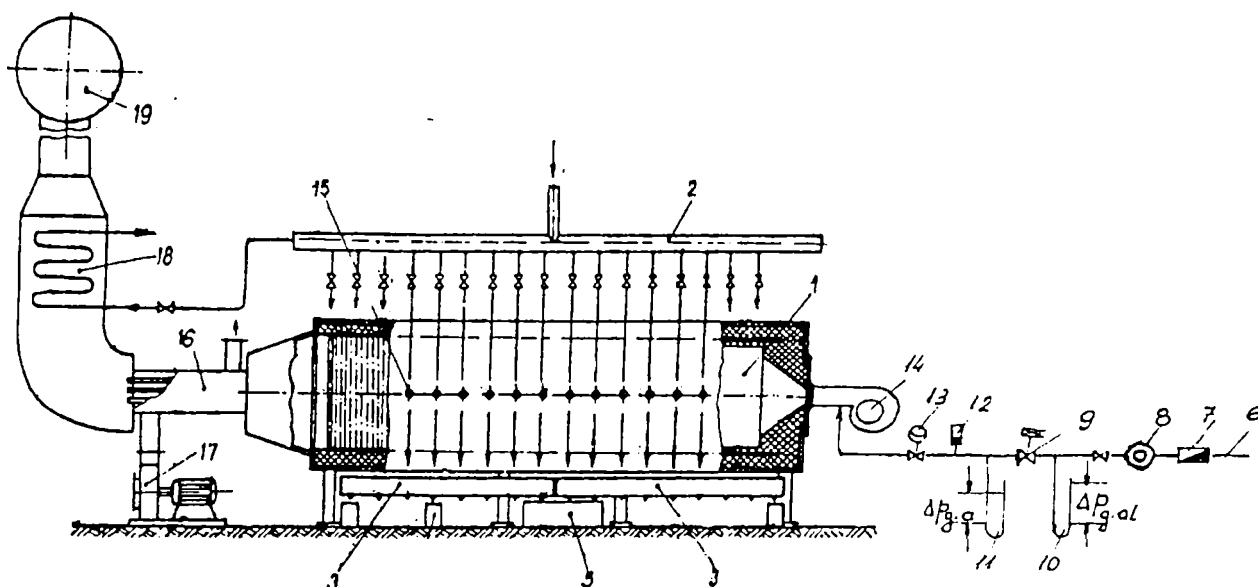
#### 4.1.2. Componenta standului experimental

Standul experimental, de la Universitatea Politehnica din Timișoara, la care se face referire, provine dintr-o veche instalație de laborator care a servit la studiul arderii păcurii grele în focare de tip ciclon [31]. Această instalație a fost reamenajată și modernizată de către autorii lucrării [33] prin proiectarea și realizarea instalației de alimentare cu gaz natural, respectiv prin completarea aparaturii de măsură. Un salt calitativ deosebit l-a constituit posibilitatea folosirii pentru măsurători a stației complexe TESTO 33, care permite printre altele și determinarea participării volumetrice în gazele de ardere uscate, a oxigenului liber ( $O_2$ ) și dioxidului de carbon ( $CO_2$ ) în %, respectiv a monoxidului de carbon (CO), monoxidului de azot (NO), dioxidului de azot ( $NO_2$ ) și dioxidului de sulf ( $SO_2$ ) în ppm [34].

În principal, standul pentru încercarea arzătoarelor, prezentat schematic în Figura 4.1., se compune din tunelul de flacără, instalația de alimentare cu gaz natural, instalația de tiraj și aparatura de măsură.

Tunelul de flacără este un calorimetru de formă cilindrică, cu diametrul interior de 860 mm și lungimea de 3600 mm, compus dintr-un număr de 17 serpentine a câte șase spire fiecare, confecționate din țevă de oțel cu diametrul de 1". Cu ajutorul a patru tiranți, cele șaptesprezece serpentine sunt strânse una lângă cealaltă și alcătuiesc astfel un corp comun de formă cilindrică, acoperit la exterior cu un strat de șamotă care îi conferă etanșeitate. Izolarea termică s-a făcut cu vată minerală protejată la exterior de o îmbrăcăminte din tablă de formă paralelipipedică.

Fiecare serpentină are o suprafață de încălzire expusă flăcării  $A_s = 0,566 \text{ m}^2$  și o lungime în direcția axială de aproximativ 210 mm. Cele 17 serpentine sunt legate la un capăt de colectorul distribuitor din care primesc apa rece. Debitul de apă, care circulă printr-o serpentină, poate fi reglat prin manevrarea robinetului existent pe fiecare dintre acestea. Apa caldă părăsește serpentinele prin 17 ștuțuri convergente și curge în două jgheaburi amovibile, alcătuite fiecare din câte două părți: una comună și cealaltă compartimentată în 9, respectiv în 8 părți.



**Figura 4.1. Stand pentru încercarea arzătoarelor de gaze**

1 – tunel de flacără; 2 – distribuitor; 3 – jgheauri amovibile; 4 – vase captatoare; 5 – bazin colector; 6 – conductă gaz; 7 – regulator presiune; 8 – debitmetru; 9 – reductor de presiune; 10 și 11 – manometru diferențial cu apă; 12 – presostat; 13 – electrovalva; 14 – arzător; 15 – orificii pentru observație și preluarea probelor; 16 – preîncălzitor de aer; 17 – ventilator; 18 – schimbător de căldură gaze-apă; 19 – coșul de fum

Pe latura din stânga a tunelului de flacără sunt plasate 18 orificii închise cu capace filetate. Aceste orificii servesc pentru vizualizarea flăcării sau pentru introducerea sondelor folosite la măsurarea temperaturii și presiunii, respectiv la prelevarea probelor de gaze pentru analiză.

Placa frontală, din oțel cu grosimea  $\delta = 10$  mm, este prevăzută cu un orificiu central și permite asamblarea prin șuruburi a arzătorului ce urmează a fi testat.

În aval, tunelul de flacără se continuă cu un confuzor conic, urmat de un preîncălzitor de aer tubular, un schimbător de căldură gaze de ardere-apă, iar la sfârșit se înalță coșul de fum metalic, care asigură tirajul natural.

Pe canalul de gaze, înaintea coșului de fum, se află un șiber pentru reglarea tirajului.

Instalația de alimentare cu gaz natural a arzătorului cuprinde un regulator de presiune, un debitmetru și două manometre diferențiale cu apă, care folosesc la măsurarea suprapresiunii gazului în amonte și aval de reductorul de presiune.

Suprapresiunea de alimentare cu gaz natural  $\Delta p_{ga}$  se reglează la valoarea cerută prin prospect sau caietul de sarcini elaborat de proiectant prin acționarea reductorului 9.

### 4.1.3. Aparatele folosite, metodologia de lucru și rezultate

Puterea termică efectivă a arzătorului se determină după relația:

$$P_t = \eta_a B H_i \quad [\text{kW}] \quad (4.1.)$$

în care:

$\eta_a$  – este randamentul arderii;

$B$  – debitul de gaz consumat, în  $\text{m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ ;

$H_i$  – puterea calorică inferioară, în  $\text{KJ}/\text{m}^3_{\text{N}}$ .

Randamentul arderii are expresia matematică:

$$\eta_a = \frac{100 - q_3 \cdot 100}{100} \quad (4.2.)$$

în care: pierderea relativă de căldură datorată arderii imperfecte rezultă din relația [7]:

$$q_3 = \frac{12635 \cdot CO \cdot 10^{-6} \cdot V_{gu}}{H_i} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.3.)$$

unde:

$CO$  – este conținutul de monoxid de carbon în gazele de ardere uscate, în ppm;

$V_{gu}$  – cantitatea de gaze uscate, în  $\text{m}^3_{\text{N}}/\text{m}^3_{\text{N}}$  corespunzătoare coeficientului excesului de aer  $\lambda$  cu care se lucrează.

Debitul de gaz natural consumat se stabilește din relația:

$$B = B_{\text{cit}} \frac{p_b + \frac{\Delta p_{\text{gal}}}{13,545}}{p_{b0}} \cdot \frac{273}{273 + t_{\text{gn}}} \quad [\text{m}^3_{\text{N}}/\text{h}] \quad (4.4.)$$

în care:

$B_{\text{cit}}$  – reprezintă diferența dintre indicația finală și inițială a contorului de gaz natural, raportată la numărul de ore scurse pe durata măsurătorilor în regim staționar;

$p_b$  – presiunea barometrică, în mmHg;

$p_{b0}$  – presiunea barometrică normală ( $p_{b0} = 760$  mmHg);



$\Delta p_{gal}$  – suprapresiunea gazului natural, măsurată înaintea reductorului de presiune, în mm col. H<sub>2</sub>O;

$t_{gn}$  – temperatura gazului natural, în °C.

Puterea calorică inferioară se determină cu ajutorul aparatului Junkers, conform STAS 3361-62 sau pe baza analizei cromatografice a gazului natural.

Geometria flăcării (lungimea și unghiul de evazare) precum și stabilitatea acesteia se pot aprecia prin observațiile care se fac prin cele 17 orificii de vizualizare.

Calitatea arderii se stabilește pe baza analizei gazelor, prelevate din unul sau mai multe orificii, dispuse de-a lungul tunelului de flacără. În acest scop se folosește stația complexă TESTO 33, care permite măsurarea temperaturii și depresiunii în punctul de prelevare a gazelor de ardere, precum și determinarea conținutului de O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, NO, NO<sub>2</sub> și SO<sub>2</sub> în gazele de ardere uscate [34].

Fluxul de căldură schimbat (preponderent prin radiație și mai puțin prin convecție) între gazele de ardere și apa, care circulă prin fiecare din cele 17 serpentine ale standului, se determină din relația:

$$Q_w = \sum_{i=1}^{17} D_{wi} (t_{i2} - t_{i1}) c_w \quad [\text{kW}] \quad (4.5.)$$

în care:

$D_{wi}$  – este debitul de apă care circulă prin serpentină,  $i$ , în kg/s;

$t_{i2}$ ;  $t_{i1}$  – temperatura apei la ieșirea, respectiv intrarea în serpentină, în °C;

$c_w$  – capacitatea calorică masică, în KJ/kg grd.

Debitele de apă  $D_{wi}$  se măsoară gravimetric prin cântărirea cantităților de apă strânse în vasele colectoare într-un interval de timp  $\Delta\tau$  care se cronometrează.

Colectarea apei necesită deplasarea jgheaburilor amovibile astfel încât apa care iese din fiecare serpentină se strânge în câte un compartiment al jgheabului din care apoi se scurge în unul din cele 17 vase colectoare.

Măsurarea temperaturii apei se face cu termometre cu mercur și se verifică cu termometrul electronic TESTO-925-2 existent în dotarea standului.

Densitatea fluxului de căldură schimbat între mediul din tubul de flacără și apa care circulă prin fiecare serpentină având suprafața de încălzire  $A_s$ , se determină prin relația:

$$q_i = \frac{D_{wi} (t_{i2} - t_{i1}) c_w}{A_s} \quad [\text{kW/m}^2] \quad (4.6.)$$

Pentru exemplificare, în Tabelul 4.1. sunt concentrate valorile mărimilor măsurate și calculate în cazul încercării pe stand a arzătorului KBG, fabricat SANT'ANDREA Italia. Compoziția gazului natural s-a determinat prin metoda cromatografică, iar produsele arderii au fost determinate conform indicațiilor din literatura de specialitate [7], utilizând un program de calcul electronic special conceput (vezi Capitolul 2).

**Tabelul 4.1. Valorile mărimilor măsurate și calculate în cazul încercării pe stand a arzătorului KBG, fabricat SANT'ANDREA Italia**

Nr. crt.	Denumire	Simbol	UM	Valoare numerică
1.	Compoziția volumică a gazului natural			
	– metan	(CH <sub>4</sub> ) <sub>c</sub>	%	99,055
	– etan	(C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,144
	– propan	(C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,025
	– butan	(C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,012
	– pentan	(C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,005
	– azot	(N <sub>2</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,663
	– oxigen	(O <sub>2</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,042
	– bioxid de carbon	(CO <sub>2</sub> ) <sub>c</sub>	%	0,054
2.	Puterea calorică inferioară	H <sub>i</sub>	KJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	35505,3
3.	Produsele arderii perfecte λ = 1			
	– cantitatea de aer minim	L <sub>min</sub>	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	9,4674
	– cantitatea de bioxid de carbon	V <sub>CO2</sub>	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	0,9949
	– cantitatea de vapori de apă	V <sub>H<sub>2</sub>O</sub> <sup>0</sup>	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	2,1396
	– cantitatea de azot	V <sub>N<sub>2</sub></sub> <sup>0</sup>	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	7,4859
	– cantitatea de gaze uscate	V <sub>gn</sub> <sup>0</sup>	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	8,4898
4.	Cantitatea de gaze uscate pentru λ = 1,208	V <sub>gn</sub>	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	10,4500
5.	Conținutul de monoxid de carbon în gazele de ardere uscate	CO	ppm	382
6.	Pierdere relativă de căldură prin ardere imperfectă	q <sub>3</sub>	%	0,142
7.	Randamentul arderii	η <sub>a</sub>	%	99,858
8.	Debitul de gaz consumat	B	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /h	3,983
9.	Puterea termică a arzătorului	P <sub>t</sub>	KW	39,2269

În Figura 4.2. s-a reprezentat variația densității fluxului de căldură primit de apa care circulă prin fiecare serpentină de răcire a tunelului de flacăra.

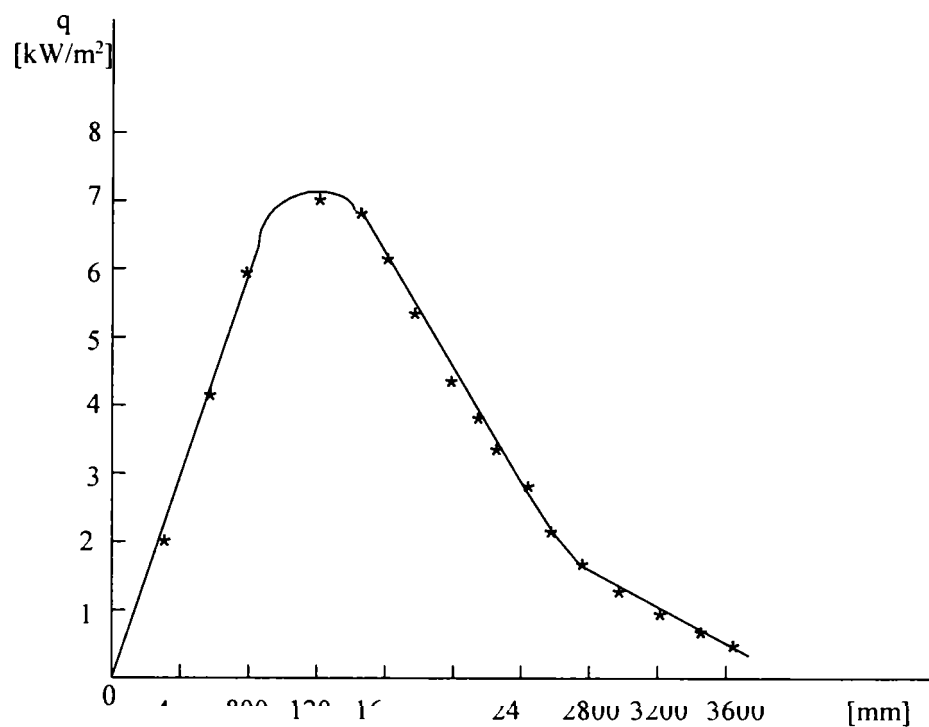


Figura 4.2. Variația densității fluxului de căldură de-a lungul tunelului de flacără

#### 4.1.4. Observații și concluzii

Analizând prin prisma prescripțiilor tehnice C11-81 ISCIR se poate afirma că standul prezentat mai înainte este realizat și dotat încât permite îndeplinirea tuturor exigențelor privind:

- a) alimentarea în bune condiții a arzătorului cu combustibil, energie electrică, apă, aer, după caz și în raport de necesitățile arzătorului;
- b) evacuarea corespunzătoare a gazelor de ardere și posibilitatea de reglare a presiunii (depresiunii) din focar prin manevrarea șiberului dispus pe canalul de gaze înaintea coșului de fum;
- c) măsurarea cu precizie a temperaturii fluidelor de lucru, cât și a consumului de gaz natural;
- d) observarea flăcării arzătorului astfel încât să se poată urmări nestânjenit amorsarea și stabilizarea acesteia și să se poată aprecia dimensiunile ei;
- e) prelevarea în condiții corespunzătoare a probelor de gaze combustibile și de ardere în vederea determinării compoziției acestora.

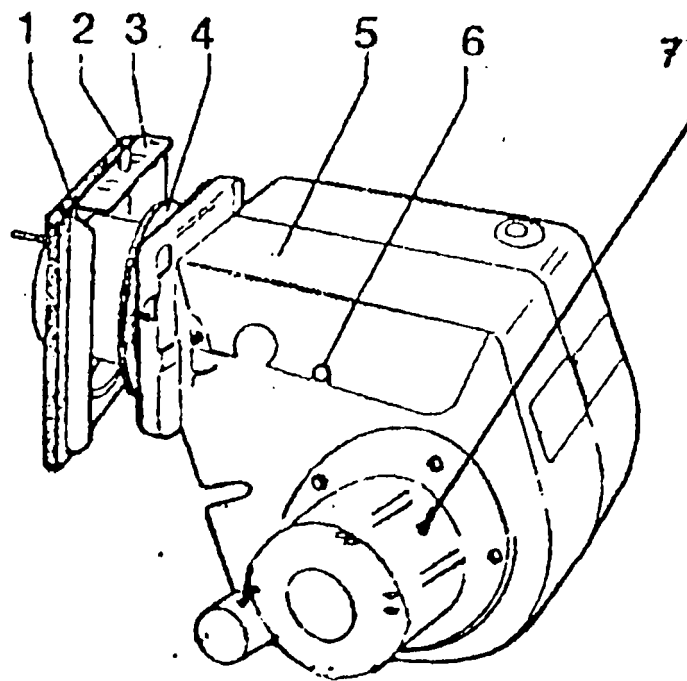
Trebuie observat pe de o parte că temperatura apei de răcire la ieșirea din serpentinele de răcire  $t_{i2} < 85^{\circ}\text{C}$ , dar la intrare  $t_{i1} = 17 < 50^{\circ}\text{C}$  cât se recomandă în PT C 11-81. Această abatere nu afectează funcționalitatea standului și nici precizia măsurătorilor. Pe de altă parte, standul descris mai înainte, dispune de posibilitatea măsurării variației fluxului de căldură schimbat între gazele de ardere și apa de răcire de-a lungul tunelului de ardere, facilitate pe care n-o oferă standul propus în PT C 11-81 și nici alte standuri realizate până acum în țara noastră. Mai mult decât atât, dotarea cu aparatură modernă, permite să se facă măsurători mult mai precise mai ales în ceea ce privește cantitatea arderii, atât din punct de vedere energetic, cât și al poluării mediului ambiant. Gazoanalizorul TESTO 33, realizat la nivelul performanțelor pe plan mondial, este mult superior aparatului Orsat recomandat de prescripțiile amintite. În plus, se precizează existența la catedra TMTAR a aparatului Ströhlein model ST 4 cu care se poate determina conținutul de funingine (în cazul în care acestea apare în flacără) mult mai precis decât dacă s-ar folosi pompa Bacharach [35].

Concepția și realizarea standului, dotarea sa cu aparatură modernă de măsură de înaltă precizie și posibilitatea prelucrării datelor experimentale cu ajutorul calculatorului, toate acestea se constituie în tot atâtea argumente pentru acreditarea standului de către ISCIR Central București pentru încercarea arzătoarelor pe combustibil gazos cu puteri termice până la 250 kW.

#### 4.1.6. Prezentarea arzătorului KB 4 G

Acest arzător a fost importat de la firma SANT' ANDREA din Italia pentru echiparea cazanelor de apă caldă sau a cuptoarelor industriale cu putere termică cuprinsă între limitele  $P_{\min} = 20,9 \text{ kW} = 17955 \text{ kcal/h}$  și  $P_{\max} = 46,5 \text{ kW} = 39972 \text{ kcal/h}$ . Arzătorul a funcționat cu gaz natural având puterea calorică  $H_i = 8480,3 \text{ kcal/m}^3_{\text{N}} = 35505 \text{ kJ/m}^3_{\text{N}}$ . Suprapresiunea gazului natural la alimentare a fost  $\Delta p_{\text{ga}} = 30 \text{ mbar}$ .

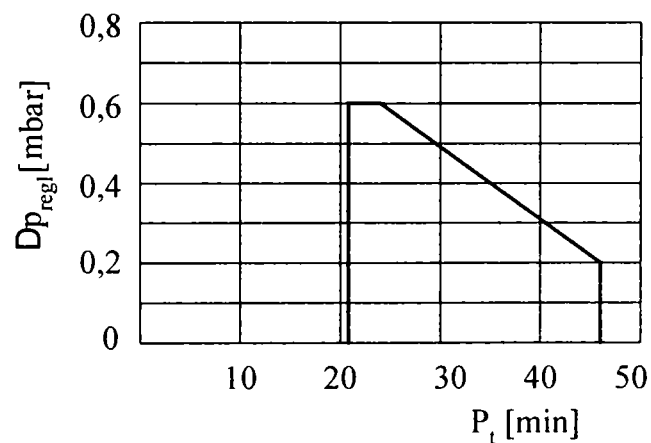
Arzătorul KB 4 G, prezentat în Figura 4.3. face parte din categoria arzătoarelor cu insuflare a aerului de către un ventilator, încorporat în carcasa sa și antrenat de un motor electric cu puterea de 100 w. În funcție de puterea termică cerută de agregatul pe care îl deservește (cazan, cuptor) se stabilește debitul de gaz combustibil prin acționarea șurubului dispozitivului de reglare încorporat în valva de gaz. În acest scop se procedează astfel:



**Figura 4.3. Arzătorul KB 4 G împreună cu dispozitivul de fixare**

1 și 4 – garnitură izolantă patrată și rotundă; 2 și 6 – șurub fixare; 3 – suport de fixare; 5 – carcasa arzătorului, 7 – motor electric

– se citesc din diagrama de reglare căderea de presiune  $\Delta p_{regl}$  corespunzătoare puterii termice la care trebuie să funcționeze arzătorul (Figura 4.4.);



**Figura 4.4. Diagrama de reglare a arzătorului KB 4 G**

– se rotește încet și în sensul potrivit șurubul de reglare până când manometrul diferențial atașat indică aceeași valoare  $\Delta p_{regl}$  între un punct situat

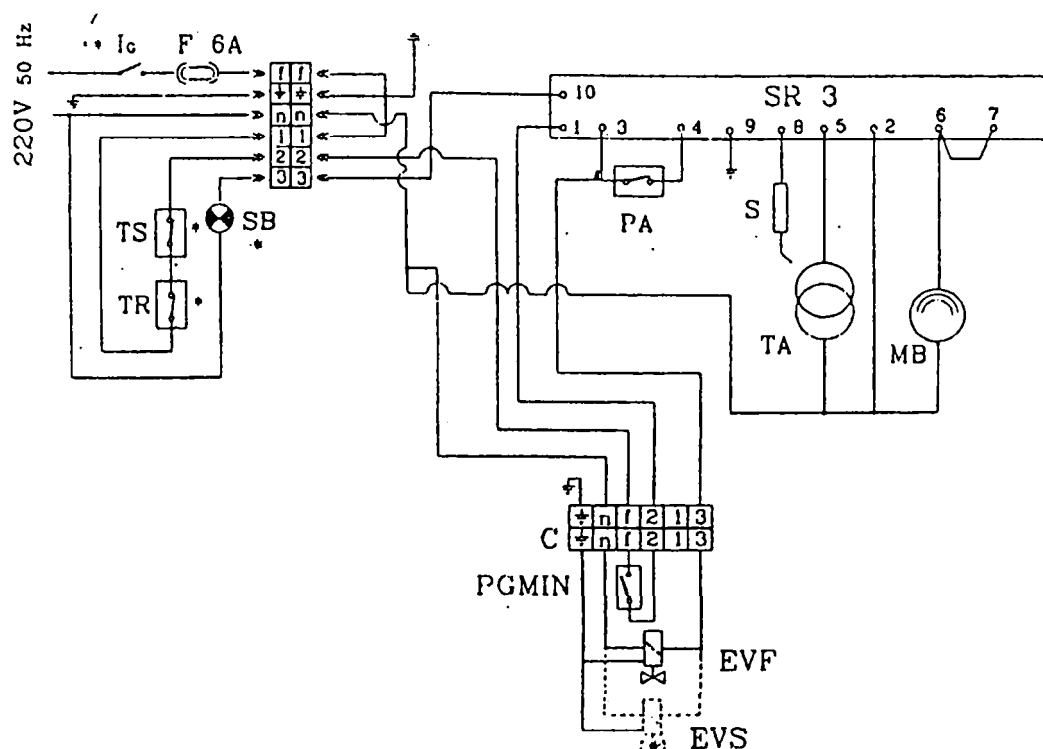
pe conducta de gaz, imediat în amonte de șurubul de reglare și alt punct din focar;

– se pornește arzătorul și se reglează debitul de aer insuflat de ventilator prin acționarea manetei de reglare, închizând sau deschizând secțiunea de aspirație, corespunzător celor opt trepte de reglare;

– funcționarea arzătorului, respectiv a reglajului acestuia, se apreciază prin calitatea arderii stabilită în urma gazelor de ardere.

În cazul de față, arzătorul KB 4 G a fost reglat să funcționeze la puterea  $P_t = 39,5 \text{ kW}$ , adică la circa 85% din sarcina nominală, deci pentru  $\Delta p_{\text{regl}} = 0,3 \text{ mbar}$  și analiza gazelor de ardere s-a făcut cu stația TESTO 33 [34].

Arzătorul KB 4 G dispune de o dotare corespunzătoare, care îi conferă o funcționare sigură în regim automat. Dintre principalele echipamente cu care acesta este dotat, evidențiate în schema electrică prezentată în Figura 4.5., se menționează:



**Figura 4.5. Schema electrică a arzătorului KB 4 G**

C – conector cu 6 poli; EVF – electrovalvă de funcționare; EVS – electrovalvă de securitate; F – siguranță fuzibilă; IG – întrerupător general; MB – motor arzător; PA – presostat aer; PGMIN – presostat de gaz; S – sondă de ionizare; SB – semnal bloc; TA – transformator; TR – termostat reglare; TS – termostat de siguranță

- a) valva electromagnetică tip Brahma 12/sr, care servește pentru reglarea debitului de gaz precum și la închiderea, respectiv

- deschiderea, accesului acestuia spre arzător atunci când se primesc semnale de la termostatul de reglare, termostatul de siguranță, presostatul de aer, presostatul de gaz și sonda de ionizare;
- b) presostatul de aer, care controlează suprapresiunea aerului refulat de ventilator și dă semnalul de oprire a accesului gazului combustibil spre arzător, dacă suprapresiunea aerului  $\Delta p_a \leq 0,8$  mbar;
  - c) presostatul de gaz, care controlează suprapresiunea gazului combustibil și emite un semnal de închidere a intrării acestuia în arzător, dacă suprapresiunea  $\Delta p_a \leq 0,8$  mbar;
  - d) releul programator SR3-VE 3.2, care în principal asigură derularea secvențională a programului de pornire (ventilare-aprindere-control flacără), respectiv repornire (aprindere-control flacără) în cazul intervenției termostatalui de reglare.

Firma constructoare SANT' ANDREA recomandă un regim de exploatare al arzătorului, caracterizat printr-un conținut volumic în gazele de ardere uscate după cum urmează:  $\text{CO}_2 = (9 \div 10)\%$  și  $\text{CO} < 0,1\% = 1000$  ppm.

#### 4.1.6. Măsurători. Rezultate

Măsurătorile au fost efectuate pe standul TMTAR de la U.P. Timișoara [35] și au avut drept scop principal stabilirea calității arderii gazului natural. Sonda aparatului TESTO 33 a fost introdusă în ultimul orificiu al tunelului de ardere, de unde s-au extras probe de gaze de ardere, respectiv s-au măsurat temperaturile acestora  $t_{gc}$  și depresiunea  $\Delta p = 0,3$  bar. Pe durata măsurătorilor debitul de combustibil s-a menținut constant  $B = 3,964 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$  și s-a variat doar debitul de aer prin acționarea manuală a clapetei de aspirație, care a fost fixată în pozițiile III ÷ VIII. Rezultatul măsurătorilor este consemnat în Tabelul 4.2.

**Tabelul 4.2. Valori măsurate pe traseul gazelor de ardere la încercarea arzătorului KB4G, fabricat SANT' ANDREEA**

Treapta	$T_{gc}$ [°C]	Compoziția gazelor de ardere uscate						Coef. exces aer [λ]
		$\text{O}_2$ [%]	CO [ppm]	NO [ppm]	$\text{NO}_2$ [ppm]	$\text{SO}_2$ [ppm]	$\text{CO}_2$ [%]	
III	240	2,2	446	101	7	0	10,5	1,105
IV	235	3,1	413	90	6	0	10,0	1,160
V	228	3,9	382	87	7	0	9,6	1,208
VI	225	4,3	371	86	9	0	9,3	1,247
VII	222	5,2	248	92	8	0	8,8	1,318
VIII	220	5,8	336	88	10	0	8,5	1,365

Din analiza valorilor cuprinse în Tabelul 4.2. rezultă că arderea gazului natural este ușor imperfectă ( $CO > 0$ ) indiferent de regimul de lucru al arzătorului. De altfel, așa cum s-a prezentat mai înainte, fabrica constructoare recomandă ca la funcționarea arzătorului conținutul în gazele de ardere uscate a dioxidului și monoxidului de carbon să fie:  $CO_2 = (9 \div 10)\%$  și  $CO < 0,1\% = 1000$  ppm. Aceleași recomandări se regăsesc și în *Prescripțiile tehnice* ISCIR C 11-81 în care se precizează că la sarcina nominală, conținutul de monoxid de carbon  $CO < 0,1\%$  iar  $\lambda = 1,25$ . Prin urmare, pe baza celor de mai sus, funcționarea arzătorului în condițiile specificate mai sus se poate considera corespunzătoare doar pentru situația când clapeta de aer se găsește în poziția V sau chiar VI.

Pentru aprecierea funcționării arzătorului din punct de vedere ecologic trebuie să se exprime conținutul de CO și  $NO_x$  în gazele de ardere uscate în  $mg/m^3_N$ , folosindu-se relațiile [37], [38], [39]:

$$C_{CO} [mg/m^3_N] = 1,25 \cdot \frac{21 - O_{2ref}}{21 - O_2} CO [ppm] \quad (4.7.)$$

$$C_{NO_x} [mg/m^3_N] = 2,05 \cdot \frac{21 - O_{2ref}}{21 - O_2} [NO + NO_2] [ppm] \quad (4.8.)$$

în care pentru hidrocarburi  $O_{2ref} = 3\%$ .

**Tabel 4.3.**

Denumirea noxei	Simbol	UM	Valori calculate		Cf. Ord. 462/93 MAPP
			Treapta V	Treapta VI	
Monoxid de carbon	$C_{CO}$	$mg/m^3_N$	502,6	499,8	100
Dioxid de azot	$C_{NO_2}$	$mg/m^3_N$	202,8	209,9	350
Dioxid de sulf	$C_{SO_2}$	$mg/m^3_N$	0	0	35

Din datele înscrise în Tabelul 4.3. se constată că funcționarea arzătorului nu se încadrează în prevederile *Legii protecției mediului* 137/95 și a *Ordinului* 462/93 al Ministerului Apelor, Pădurilor și protecției mediului, în ceea ce privește conținutul de CO în gazele de ardere uscate.

În cazul arzătorului KB4G se constată că pe de o parte acesta întrunește condițiile cerute de P.T. C 11-81 elaborate de ISCIR și deci din acest punct de vedere ar putea fi agrementat pentru import și comercializare în România, iar pe de altă parte nu întrunește condițiile impuse de *Legea protecției Mediului* 137/95 și deci instalațiile echipate cu acest arzător au șansa de a nu primi aviz de mediu.



Se impune, deci, o cât mai grabnică revizuire a P.T. C 11-81 precum și o punere de acord între ISCIR și M.A.P.P.M. în ce privește concentrația limită a noxelor în gazele de ardere.

## **4.2. Încercarea cazanelor de apă caldă cu funcționare pe gaz natural**

### **4.2.1. Cuvânt introductiv**

Optimizarea folosirii gazului natural drept combustibil pentru cazanele de apă caldă are cel puțin două aspecte la fel de importante:

- în primul rând, omologarea, respectiv, acreditarea de către ISCIR numai a cazanelor de apă caldă care întrunesc condițiile funcționării nepoluate cu un randament termic brut de peste 90%, dovedit prin măsurători termotehnice executate conform normelor în vigoare;
- în al doilea rând, verificarea periodică a funcționării cazanului pentru a se stabili în ce măsură se mai realizează performanțele termice pentru care a fost omologat sau acreditat și dacă este cazul, luarea măsurilor de redresare a situației.

În acest context, în cadrul tezei de doctorat, s-au abordat ambele aspecte semnalate mai sus pentru două cazuri concrete ivite în perioada doctoranturii.

Astfel, pe baza unei înțelegeri intervenite între firmele PLINTEH și ELTIM (din Timișoara) urma să fie comercializate și ulterior fabricate în colaborare, tipurile de cazane 2.240, 1.24 E, 2.38 E și 2.28 EFF. În vederea acreditării de către ISCIR aceste cazane trebuiau supuse probelor legale. Deși măsurătorile termotehnice au făcut obiectul contractului de cercetare științifică nr. 395 din 14 august 1998 între S.C. ELECTROMETAL S.A. și UNIVERSITATEA POLITEHNICĂ din Timișoara, Catedra TMTAR, în calitate de doctorand, la solicitarea conducătorului științific, m-am integrat în colectivul de cercetare și am participat efectiv la toate fazele derulării contractului.

De asemenea, tot la solicitarea conducătorului științific, am participat la măsurătorile termotehnice făcute pe cazanele de apă caldă SIETA înzestrate cu arzătoare G.B. GANZ pe gaz natural din centrala termică UMT aparținând S.C. CALOR S.A. TIMIȘOARA.

#### 4.2.2. Prezentarea cazanelor de apă caldă fabricate de firma PLINSKA TEHNIKA – Zrenianin

Firma PLINSKA TEHNIKA, prescurtat PLINTEH, din Zrenianin, Iugoslavia, fabrică o gamă largă de cazane de apă caldă tip B și tip C, cu puteri termice utile între 11,1 și 28 kW, tiraj natural sau forțat, aprindere piezoelectrică sau electronică, monoterme și biterme.

Cazanele cu tiraj natural și aprindere piezoelectrică sunt de **Tip B** (Tabelul 4.4.) iar cele cu tiraj forțat și aprindere electronică sunt de **Tip C** (Tabelul 4.5.). Simbolul atribuit fiecărui cazan se compune din cifre, numele și litere, a căror semnificație este următoarea:

- prima cifră:                  1                  – cazan monoterm, pentru încălzire
- 2                  – cazan biterm, pentru încălzire și apă caldă sanitară;
- următorul număr format din două cifre: – puterea termică în kW;
- prima literă                          O                  – aprindere piezoelectrică și flacără de veghe;
- E                  – aprindere electronică fără flacără de veghe;
- ultimele două litere:      EF                  – tiraj forțat și cameră de ardere închisă

Din comparația datelor înscrise în Tabelele 4.4 și 4.5, respectiv din Figurile 4.6, 4.7, 4.8 și 4.9, rezultă că între cazanele de apă caldă de tipul B și C există o foarte mare asemănare (care merge uneori până la identitate) din punct de vedere constructiv și funcțional. Diferențele constau doar în modul în care se face aprinderea și supravegherea flăcării, respectiv – se realizează tirajul.

**Tabelul 4.4. Caracteristicile tehnice ale cazanelor tip B produse de firma PLINTEH, Iugoslavia**

Denumire	UM	Cazane monoterme					Cazane biterme				
		112.0	118.0	124.0	128.0	128.0	212.0	218.0	224.0	328.0	238.0
Puterea termică utilă <sup>*)</sup>	kW	11,1	17,4	23,3	28	38	11,1	17,4	23,3	28	38
	kcal/h	10000	15000	20000	24000	32000	10000	15000	20000	24000	32000
Puterea termică a focarului <sup>*)</sup>	kW	12,8	19,4	27	31	41,4	12,8	19,4	27	31	41,4
	kcal/h	10989	16758	23200	26700	34800	10989	16758	23200	26700	34800
Consumul de gaz natural <sup>**)</sup>	m <sub>3</sub> /h	1,3	1,95	2,6	3,0	4,1	1,3	1,95	2,6	3,0	4,1
Suprapresiunea gazului natural la intrare arzător	mbar	18-25	18-25	18-25	18-25	18-25	18-25	18-25	18-25	18-25	18-25
Temperatura apei pentru încălzire	°C	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
Temperatura apei sanitare	°C	–	–	–	–	–	60	60	60	60	60
Ecart temp. apă sanitară la debitul de 10 l/min	°C	–	–	–	–	–	13	25	33	40	53
Presiunea apei min. reci la intrare max.	bar	–	–	–	–	–	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	bar	–	–	–	–	–	6	6	6	6	6
Tensiunea curentului electric	V	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
Frecvența curentului electric	Hz	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Puterea electr.abs.	W	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140
Diametrul coșului	mm	110	110	130	145	155	110	110	130	145	155
Masa (brută)	kg	23	30	33	37	42	32	36	46	55	65
Înălțime (H)	mm	800	800	800	800	950	800	800	800	800	950
Adâncime (B)	mm	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360
Lățime (A)	mm	445	445	485	520	650	445	445	485	520	670

<sup>\*)</sup> – Corespondența dintre valorile exprimate în kW și Kcal/h sunt orientative;

<sup>\*\*)</sup> – gaz natural cu putere calorifică inferioară  $H_i = 10,5 \text{ kWh/m}^3 = 9030 \text{ kcal/m}^3 = 37806,8 \text{ kJ/m}^3$ .

Observație: Nu se precizează starea gazului natural (presiunea și temperatura) dar este probabil că se referă la condițiile normale (760 mm col Hg și 15C).

**Tabelul 4.5. Caracteristicile tehnice ale cazanelor tip C produse de firma PLINTEH, Iugoslavia**

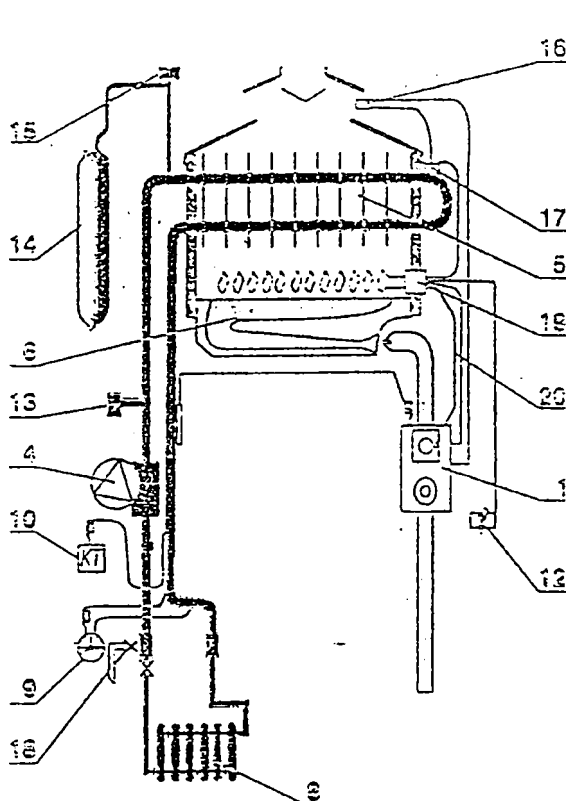
Denumire	UM	Cazane monoterme					Cazane biterme				
		1.12 EFF	1.18 EFF	1.24 EFF	1.28 EFF	1.28 EFF	2.12 EFF	2.18 EFF	2.24 EFF	2.28 EFF	2.38 EFF
Puterea termică utilă <sup>*)</sup>	KW	11,1	17,4	23,3	28	38	11,1	17,4	23,3	28	38
	kcal/h	10000	15000	20000	24000	32000	10000	15000	20000	24000	32000
Puterea termică a focarului <sup>*)</sup>	KW	12,8	19,4	27	31	41,4	12,8	19,4	27	31	41,4
	kcal/h	10989	16758	23200	26700	34800	10989	16758	23200	26700	34800
Consumul de gaz natural <sup>**)</sup>	m <sub>3</sub> /h	1,3	1,95	2,6	3,0	4,1	1,3	1,95	2,6	3,0	4,1
Suprapresiunea gazului natural la intrare arzător	Mbar	18- 25	18- 25	18- 25	18- 25	18- 25	18- 25	18- 25	18- 25	18- 25	18- 25
Temperatura apei pentru încălzire	°C	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
Temperatura apei sanitare	°C	–	–	–	–	–	60	60	60	60	60
Ecart temp. apă sanitară la debitul de 10 l/min	°C	–	–	–	–	–	13	25	33	40	53
Presiunea apei min. reci la intrare max.	Bar	–	–	–	–	–	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	Bar	–	–	–	–	–	6	6	6	6	6
Tensiunea curentului electric	V	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
Frecvența curentului electric	Hz	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Puterea electr.abs.	W	190	190	190	190	190	190	190	190	190	190
Diametrul coșului	Mm	110	110	110	110	110	110	110	110	110	110
Masa (brută)	Kg	28	35	38	42	47	36	40	51	60	70
Înălțime (H)	Mm	800	800	800	800	950	800	800	800	800	950
Adâncime (B)	Mm	360	360	360	360	360	360	360	360	360	360
Lățime (A)	Mm	445	445	485	520	650	445	445	485	520	670

<sup>\*)</sup> – Corespondența dintre valorile exprimate în kW și Kcal/h sunt orientative;

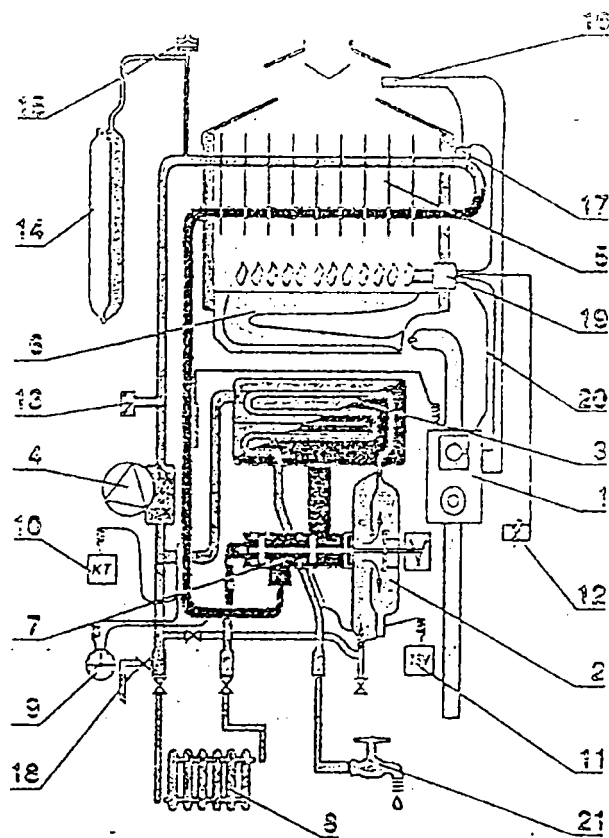
<sup>\*\*)</sup> – gaz natural cu putere calorifică inferioară  $H_i = 10,5 \text{ kWh/m}^3 = 9030 \text{ kcal/m}^3 = 37806,8 \text{ kJ/m}^3$ .

Observație: Nu se precizează starea gazului natural (presiunea și temperatura) dar este probabil că se referă la condițiile normale (760 mm col Hg și 15C).

## Scheme de principiu ale cazanelor de apă caldă tip B cu aprindere piezoelectrică, cameră de ardere deschisă și tiraj natural



**Figura 4.6. Cazan monoterm**

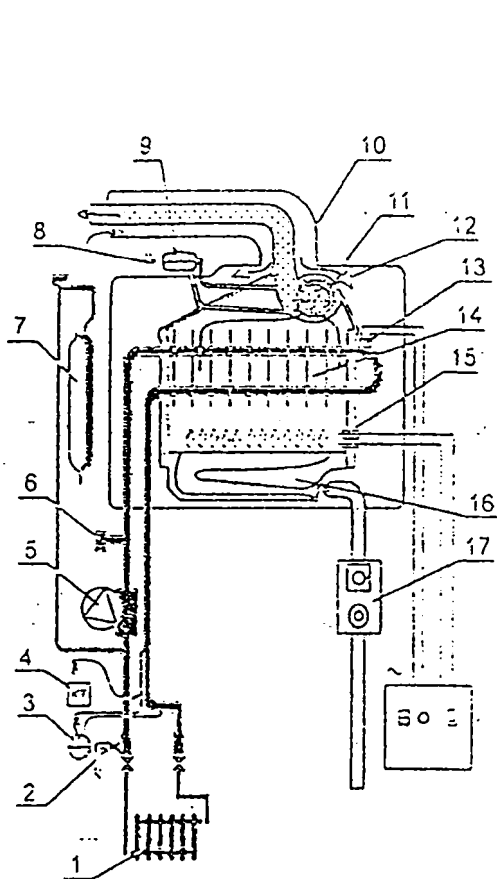


**Figura 4.7. Cazan biterm**

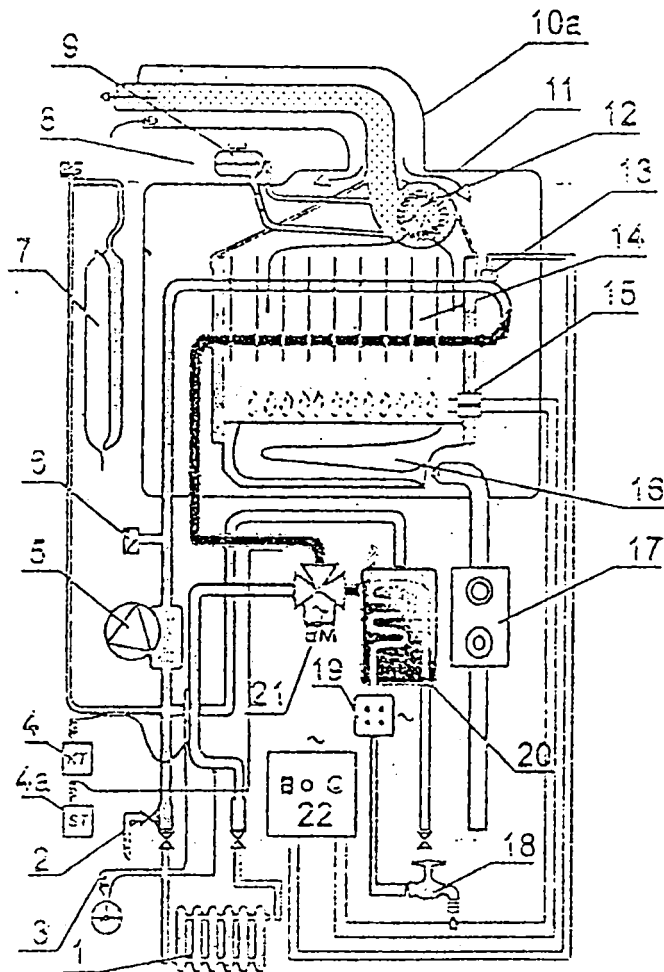
### Legendă:

1 – Valvă de gaz; 2 – Supapă diferențială; 3 – Schimbător de căldură apă-apă; 4 – Pompă de circulație; 5 – Schimbător de căldură gaz-apă; 6 – Arzător; 7 – Distribuitor cu trei căi; 8 – Calorifer; 9 – Termomanometru; 10 – Termostatul cazanului (de serviciu); 11 – Termostatul pentru apă sanitară; 12 – Aprinzător piezoelectric; 13 – Indicator de debit al apei de încălzire; 14 – Vas expansiune; 15 – Supapă automată de aerisire; 16 – Termostatul coșului; 17 – Termostatul de siguranță; 18 – Supapă de siguranță 2,5 bar; 19 – Pilot; 20 – Termoelement; 21 – Robinet apă caldă

**Scheme de principiu ale cazanelor de apă caldă tip C cu aprindere electronică, cameră de ardere închisă și tiraj forțat**



**Figura 4.8. Cazan monoterm**



**Figura 4.9. Cazan biterm**

**Legendă:**

- 1 – Radiator; 2 – Supapă de siguranță 2,5 bar; 3 – Termomanometru; 4 – Termostatul cazanului 90°C (de serviciu); 4a – Termostat de apă sanitară 60°C; 5 – Pompă de circulație; 6 – Indicator de debit al apei de încălzire; 7 – Vas expansiune 8 l (cazanele 1,38xxx nu au vas de expansiune); 8 – Supapă automată de aerisire; 9 – Presostat ventilator; 10 – Țevi concentrice pentru fum și aer; 11 – Cameră etanșă; 12 – Ventilator; 13 – Termostatul de siguranță 110°C; 14 – Schimbător de căldură gaz-apă; 15 – Electrode de aprindere și ionizare; 16 – Arzătorul coșului; 17 – Valva de gaz; 18 – Robinet apă caldă; 19 – Indicator (senzor) de debit pentru apă sanitară; 20 – Schimbător de căldură apă-apă; 21 – Distribuitor cu trei căi: electric pentru cazanul 38 kW; hidraulic pentru cazane până la 28 kW; 22 – Cutia electrică

Schema de principiu a cazanelor de apă caldă PLINTEH tip B, cu aprindere piezoelectrică, cameră de ardere deschisă și tiraj natural este prezentată în Figura 4.6. pentru cazanele monoterme și în Figura 4.7. pentru cazanele biterme.

În principal, **cazanele monoterme** constau din două circuite, unul de apă și altul de gaze, care vor fi descrise pe scurt în cele ce urmează.

### **Circuitul apei**

Apa sanitară din conducta de retur este împinsă de pompa de circulație în schimbătorul de căldură gaz-apă. Acesta este compus din țevi (tuburi) din cupru cu aripioare, legate în serie.

Circulația gazelor de ardere și a apei se face în contracurent. După străbaterea țevilor schimbătorului de căldură, apa caldă iese prin conducta de tur, circulă prin radiatoarele dispuse în spațiile de încălzit, se răcește și se întoarce în conducta de retur de unde este aspirată de către pompa de circulație și reintrodusă în circuit. Pe circuitul apei sunt amplasate: o supapă de siguranță, un vas de expansiune închis, o supapă automată de aerisire și un indicator de debit (flusostat) care controlează debitul apei. Utilajele cuprinse în circuitul apei funcționează mai eficient dacă presiunea este (0,4 – 1) bar, dar funcționează și în instalații deschise.

### **Circuitul gazului combustibil, aerului și gazelor de ardere**

Gazul combustibil cu suprapresiunea  $\Delta p_{ga} = (18 - 25)$  mbar intră mai întâi în valva de gaz, care are multiple roluri, dintre care în principal se semnalează:

- reglarea presiunii și debitului de gaz al arzătorului principal și pilot;
- închiderea și deschiderea accesului gazului spre arzătoare în funcție de semnalul primit de la instalația de comandă și automatizare.

Arzătorul principal este de tip atmosferic, semiejector, confecționat din oțel inoxidabil.

La pornire, aprinderea arzătorului pilot, care asigură flacăra de veghe, se face de la o scânteie electrică produsă prin acționarea dispozitivului de aprindere piezoelectric. Aprinderea amestecului carburant, care iese din orificiile arzătorului principal, se face de la flacăra de veghe.

Aceasta rămâne aprinsă chiar și la stingerea arzătorului principal, comandată de termostatul cazanului (de serviciu). Flacăra de veghe poate fi observată printr-un vizor.

Supravegherea flăcării pilot (și deci a arderii), se face de către termoelementul dispus chiar în mijlocul acesteia. Dacă dintr-un motiv oarecare flacăra pilot se stinge, termoelementul se răcește și comandă intrarea cazanului în blocaj, adică oprirea accesului gazului combustibil spre arzător. Intrarea în blocaj a arzătorului poate fi comandată și de termostatul de siguranță, termostatul de fum și presostatul de gaz înglobat în valva de gaz.

Camera de ardere (focarul) este confecționat din tablă protejată și izolată cu plăci ceramice groase de 1-2 mm.

Gazele de ardere sunt evacuate prin ventilare naturală spre coș printr-o cameră de dirijare încorporată în cazan, care are rolul unui dispozitiv „anti vânt”.

**Cazanele biterme**, Figura 4.7, care pot produce și apă caldă sanitară, mai au în plus față de cele monoterme un schimbător de căldură apă-apă, confecționat din țevi de cupru. Cazanul biterm produce apă caldă sanitară numai când consumatorul deschide robinetul de apă caldă. Atunci, datorită depresiunii care se creează, supapa diferențială se deschide, pistonul distribuitorului cu trei căi se deplasează, închide ieșirea apei calde spre instalația de încălzire și deschide intrarea acesteia spre schimbătorul de căldură apă-apă. Se creează astfel un circuit intern al apei pentru încălzire (pompa – schimbător de căldură gaze-apă, distribuitorul cu trei căi, schimbătorul de căldură apă-apă – pompa) care cedează căldură apei sanitare și o încălzește. Reglarea termostată modulează puterea flăcării astfel încât să se obțină temperatura dorită a apei sanitare, temperatură care poate fi reglată pe termostatul cu trei poziții al supapei de gaz și merge până la temperatura de maxim 60°C. Cazanele de apă caldă PLINTEH de tipul B pot fi dotate cu aprindere electronică. Un asemenea exemplu îl constituie cazanul 2.38 E, care este un cazan biterm cu puterea termică de 38 kW, aprinderea electronică și tiraj natural.

**Cazanele de apă caldă PLINTEH tip C** au la bază aceeași concepție ca și cele de tip B, descrise mai înainte, dar se deosebesc de acestea prin modul în care se face aprinderea și supravegherea flăcării, respectiv se realizează tirajul. Cazanele PLINTEH tip C au aprindere electronică iar supravegherea flăcării se face cu electrod (sondă) de ionizare. Este suficientă acționarea întrerupătorului principal și reglarea termostatului de serviciu pentru ca să pornească cazanul, respectiv să se aprindă de la o scânteie electrică amestecul carburant care iese din arzător. Stingerea arzătorului este comandată de termostatul de serviciu, atunci când apa caldă a atins temperatura prestabilită. Celelalte situații de oprire din funcțiune a cazanului și intrarea sa în blocaj pot fi comandate de termostatul de siguranță, sonda de ionizare, presostatul de gaz și presostatul ventilatorului. Camera de ardere este de tip închis. Depresiunea creată în focar datorită intrării în funcțiune a ventilatorului, determină aspirația aerului necesar arderii prin canalul inelar. Gazele de ardere sunt aspirate de ventilator și refulate în mediul ambiant prin tubul central.

**Elementele de siguranță** cu care sunt înzestrate cazanele de apă caldă PLINTEH au fost amintite și mai înainte cu prilejul descrierii componentei și funcționării acestor cazane. În cele ce urmează se vor face câteva precizări.



**Controlul flăcării** la cazanele cu aprindere piezoelectrică se face cu ajutorul termoelementului încălzit de flacăra pilot, iar la cazanele cu aprindere electronică – cu sonda de ionizare.

**Controlul temperaturii maxime** a apei de încălzire se asigură cu ajutorul termostatului de siguranță. Acesta se montează pe conducta de ieșire a apei din schimbătorul de căldură gaze-apă. Când temperatura apei depășește 95°C, termostatul de siguranță dă un semnal care declanșează blocarea accesului gazului combustibil spre arzător. Cazanele prevăzute cu aprindere electronică intră în blocaj și se aprinde becul roșu (RESET). Aprinderea arzătorului nu este posibilă până când temperatura apei nu scade sub limita prescrisă și numai după apăsarea butonului RESET.

În cazul cazanelor înzestrate cu dispozitiv piezoelectric de aprindere, la semnalul dat de termostatul de siguranță se blochează accesul gazului combustibil, deci se sting atât flacăra arzătorului principal, cât și cea a arzătorului pilot. Ca urmare repornirea cazanului nu este posibilă decât după scăderea temperaturii apei sub 95°C și numai după acționarea dispozitivului de aprindere piezoelectrică.

**Controlul tirajului** se realizează cu ajutorul termostatului de fum. În lipsa unui tiraj corespunzător elementul sensibil emite un semnal, care conduce la oprirea accesului gazului combustibil spre arzător, respectiv la intrarea cazanului în blocaj. Scoaterea din blocaj a cazanului este posibilă numai după îndepărtarea cauzelor care au determinat insuficiența tirajului, respectiv după restabilirea condițiilor de răcire a termostatului de fum. Pentru punerea în funcțiune a cazanului trebuie acționat mai întâi butonul de blocaj și apoi se execută manevra specifică, în funcție dacă cazanul este prevăzut cu aprindere electronică sau piezoelectrică.

În cazul cazanelor înzestrate cu ventilator controlul tirajului forțat se realizează de către presostatul de aer. În lipsa unei depresiuni (în canalul de aspirație) sau a unei suprapresiuni (în canalul de refulare) corespunzătoare a aerului, se produce intrarea în blocaj a cazanului.

**Controlul presiunii** apei din cazan este indicată de termomanometru. La o funcționare normală presiunea maximă a apei nu este depășită. În caz de depășire se activează supapa de siguranță, care se deschide la 3 bar și se deversează surplusul de apă la scurgere.

Preluarea creșterii de volum datorită dilatării apei în urma încălzirii este realizată de vasul de expansiune.

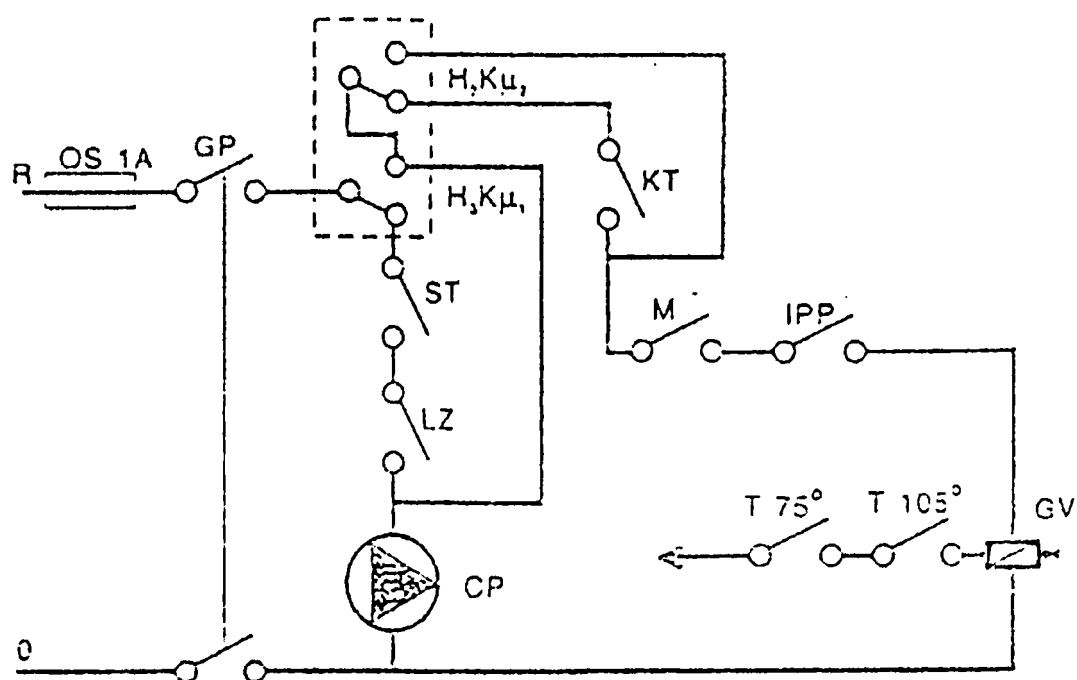
**Controlul funcționării pompei de circulație**, respectiv a asigurării unui debit corespunzător al apei care circulă prin schimbătoarele de căldură, se realizează cu ajutorul indicatorului de debit. Dacă dintr-un motiv oarecare debitul apei scade sub o anumită valoare (circa 600 l/h) cazanul se oprește din funcțiune, fără să intre în blocaj. Dacă se restabilește debitul apei peste valoarea limită, amintită mai sus, cazanul își reia funcționarea.

Schema electrică a cazanelor PLINTEH este în principiu aceeași, dar prezintă unele particularități în funcție de puterea termică a cazanului, modul de aprindere (electronic sau piezoelectric), felul tirajului (natural sau artificial) și modul în care se realizează acționarea robinetului cu trei căi pentru comutarea circuitului de apă la cazanele biterme (pneumatic sau electric).

Pentru exemplificare, în Figurile (4.10 – 4.13) sunt prezentate schemele electrice ale cazanelor care au fost supuse probelor termoelectrice și anume:

- Figura 4.10 – schema electrică a cazanului 2.240;
- Figura 4.11 – schema electrică a cazanului 1.24 E;
- Figura 4.12 – schema electrică a cazanului 2.38 E;
- Figura 4.13 – schema electrică a cazanului 2.28 EFF;

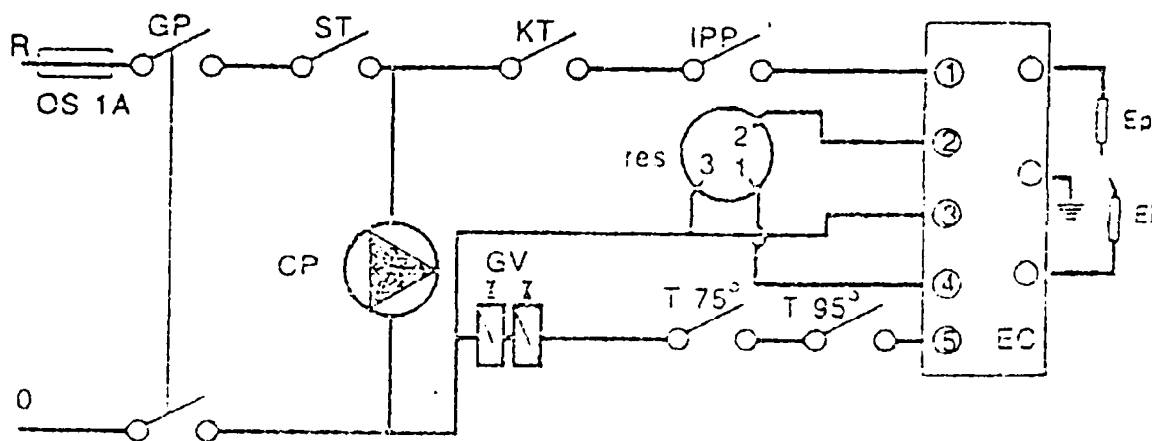
Pentru acest scheme se observă modul de legare a motoarelor electrice care antrenează pompa de circulație, respectiv ventilatorul pentru tiraj și robinetul cu trei căi dacă acestea există. De asemenea, se evidențiază prezența elementelor de siguranță și automatizare specificate mai înainte, care concurează la buna funcționare a cazanelor.



**Figura 4.10. Schema electrică a cazanului PLINTEH 2.240 cu robinet cu trei căi**

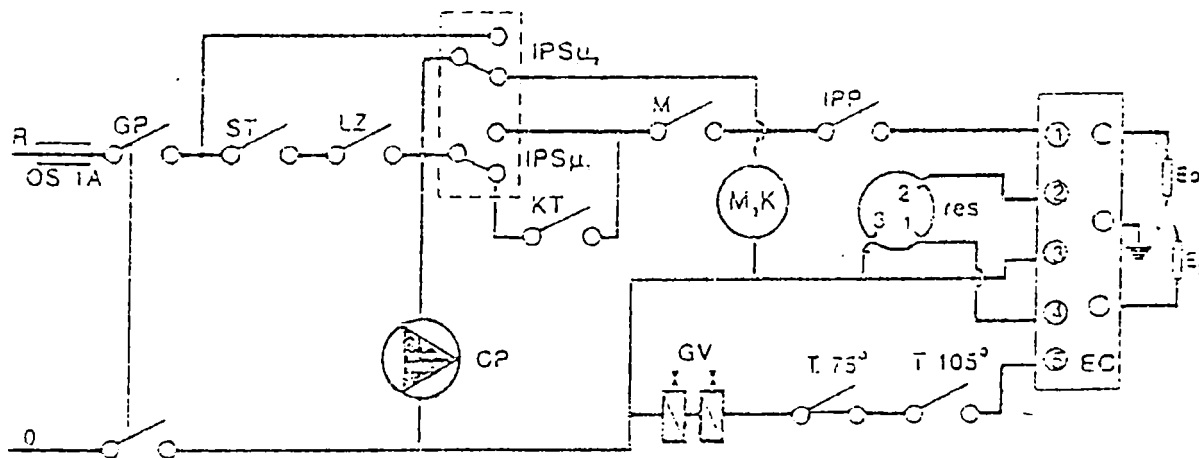
**Legendă:**

GP – întrerupător principal; ST – termostat de cameră; KT – termostat cazan; IPP – indicator de debit; GV – valvă de gaz; LZ – întrerupător vară-iarnă; T – termostat de siguranță; M – modulator; OS – siguranță electrică; CP – pompă de circulație; H<sub>3</sub>K<sub>μ</sub> – microîntrerupătorul robinetului hidraulic cu trei căi



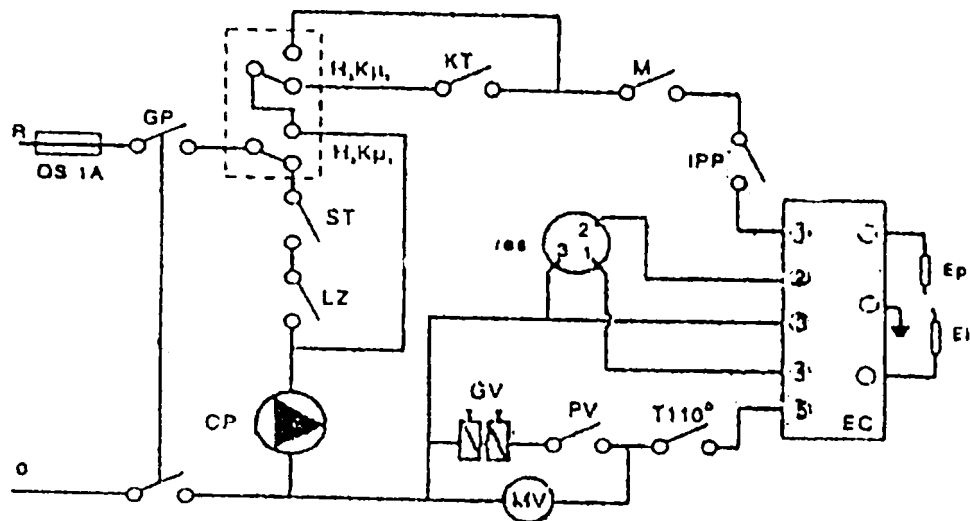
**Figura 4.11. Schema electrică a cazanului PLINTEH 1.24 E**

GP – întrerupător principal; ST – termostat de cameră; KT – termostat cazan; IPP – indicator de debit; GV – valvă de gaz; T – termostat de siguranță; OS – siguranță electrică; CP – pompă de circulație; res – reset (buton avarie); EC – placă electronică 1-intrare/5-ieșire;  $E_p$  – electrodul de aprindere;  $E_i$  – electrodul de ionizare



**Figura 4.12. Schema electrică a cazanului PLINTEH 2.38 E**

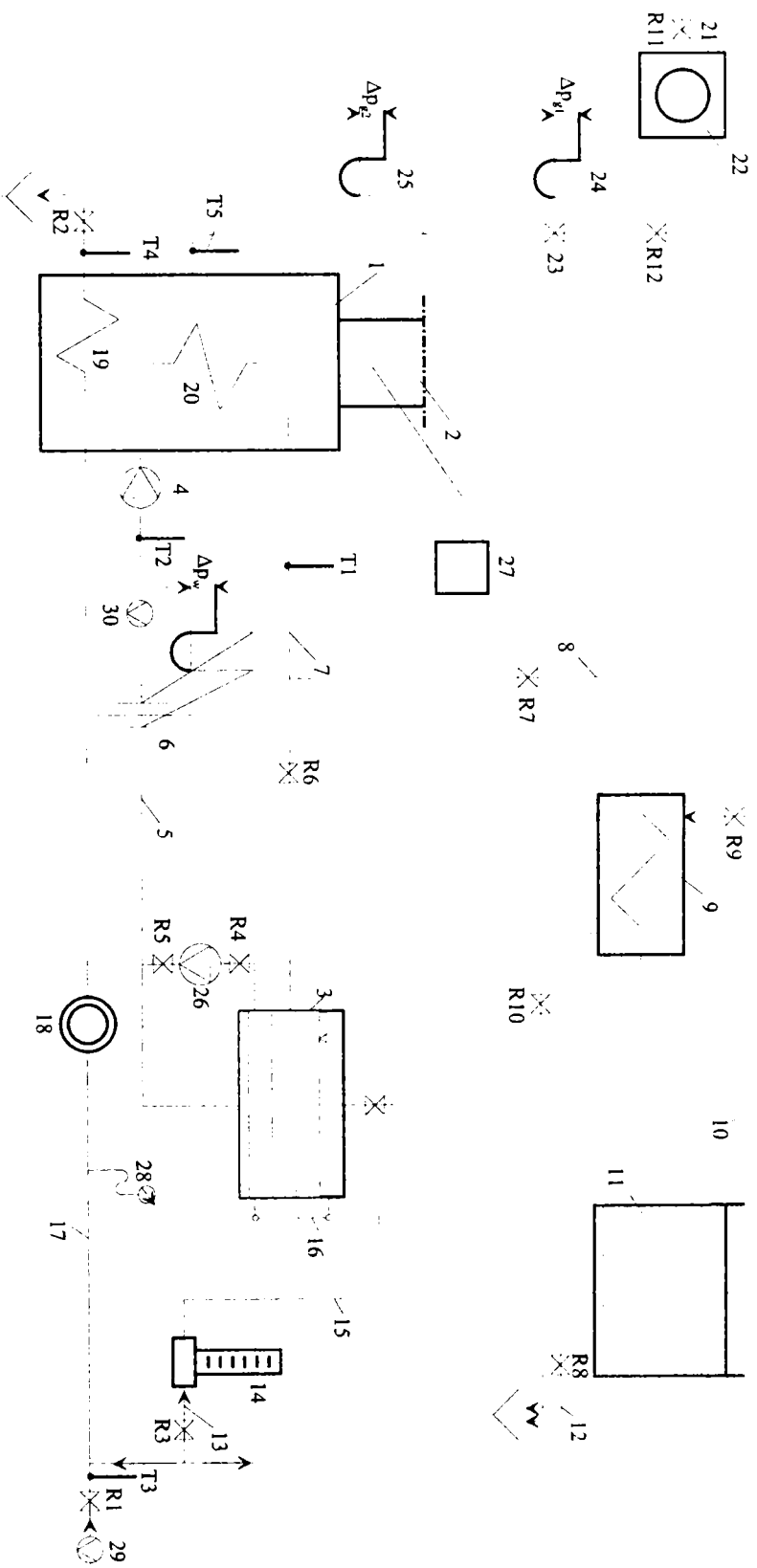
GP – întrerupător principal; ST – termostat de cameră; KT – termostat cazan; IPP – indicator de debit; GV – valvă de gaz; T – termostat de siguranță; M – modulator; OS – siguranță electrică; CP – pompă de circulație; res – reset (buton avarie);  $IPSm$  - microîntrerupătorul ventilului hidraulic cu trei căi; EC – placă electronică 1-intrare/5-ieșire;  $E_p$  – electrodul de aprindere;  $E_i$  – electrodul de ionizare



**Figura 4.13 – Schema electrică a cazanului PLINTEH 2.28 EF**

**Legendă:**

GP – întrerupător principal; ST – termostat de cameră; KT – termostat cazan; IPP – indicator de debit; GV – valvă de gaz; T – termostat de siguranță; M – modulator; OS – siguranță electrică; CP – pompă de circulație; res – reset (buton avarie); PV – presostat aer; MV – motor ventilator;  $IPS_{\mu}$  respectiv  $H_3K_{\mu}$  – microîntrerupătorul robinetului hidraulic cu trei căi; EC – placă electronică; 1 – intrare; 5 – ieșire;  $E_p$  – electrodul de aprindere;  $E_i$  – electrodul de ionizare



**Figura 4.14. Schema standului de încercare a cazanelor de apă caldă pentru încălzire și menajeră, care funcționează cu gaz natural**

**Legendă:**

- 1 – cazan, 2 – coș de fum, 3 – vas de amestec; 4 – pompa de circulație a cazanului; 5 și 7 – conducte de retur și tur; 6 – diafragmă; 8, 10, 12, 13, 15, 17 – conducte apă; 9 – schimbător de căldură apă-apă; 11 – vas etalonat; 14 – rotametrul; 16 – sticlă de nivel; 18 – contor de apă; 19 și 20 – schimbătoare de căldură gaze – apă; 21 – conductă de gaz natural; 22 – vas etalonat; 23 – reductor de presiune; 24 și 25 – manometre diferențiale cu apă; 26 – pompă de circulație a standului; 27 – stație TESTO 33; R1 – R12 – robinete; T1 – T5 – termometre; 28 – m. nomertru; 29 și 30 - filtru

### 4.2.3. Standul de încercare a cazanelor de apă caldă cu funcționare pe gaz natural

Este cunoscut faptul că proiectarea, execuția și exploatarea cazanelor de apă caldă sunt reglementate de *Prescripțiile Tehnice C 31-84*, elaborate de ISCIR. Până în prezent nu au fost elaborate prescripții tehnice speciale privind încercarea în vederea omologării acestor cazane. Se precizează însă că până la elaborarea și intrarea în vigoare a unor asemenea prescripții tehnice speciale privind încercarea în vederea omologării a cazanelor de apă caldă pentru încălziri centrale, PT C 10-82 au caracter de recomandare nominalizându-se care prevederi au caracter obligatoriu. De asemenea, se specifică că încercările termotehnice se vor efectua numai pe standuri de încercare executate conform schemei de principiu din Anexa 5 [24].

Standul de omologare a cazanelor de apă caldă din dotarea Universității Politehnica Timișoara, prezentat schematic în Figura 4.14 întrunește toate condițiile cerute, motiv pentru care este autorizat de ISCIR Central București.

În vederea punerii în funcțiune și executării măsurătorilor termotehnice, fiecare cazan în parte a fost racordat la circuitul de apă (tur și retur), la conducta de gaze naturale, la coșul de fum și la rețeaua de energie electrică.

Debitul de apă care circulă prin cazan, s-a măsurat cu ajutorul diafragmei montate pe conducta de retur, iar debitul apei reci introduse în vasul de amestec s-a stabilit cu ajutorul rotametrului. Debitul apei sanitare s-a măsurat atât cu ajutorul contorului de apă, cât și prin colectare într-un vas gradat.

Temperatura apei pentru încălzire, la tur și retur s-a măsurat cu termometrele  $T_1$  și  $T_2$ . Temperatura apei sanitare s-a determinat cu ajutorul termometrelor  $T_3$  și  $T_4$  și s-a verificat cu termometrul electronic TESTO 952-2.

Consumul de gaz natural s-a stabilit cu ajutorul unui contor volumetric și a unui cronometru iar suprapresiunea s-a stabilit cu ajutorul a două manometre diferențiale cu apă, montate în amonte și aval de reductorul de presiune cu acționare manuală.

Analiza gazelor de ardere s-a făcut cu ajutorul stației TESTO 33, a cărei funcționare, așa cum s-a mai spus, este prezentată în lucrarea [34]. Sonda pentru prelevarea gazelor de ardere a fost introdusă imediat deasupra schimbătorului de căldură gaze-apă la cazanele cu tiraj natural și în canalul central al coșului de fum la cazanul cu tiraj forțat. În locul de unde au fost prelevate gazele de ardere, s-au măsurat temperatura și respectiv suprapresiunea sau depresiunea acestora față de presiunea barometrică.

#### 4.2.4. Efectuarea măsurătorilor

Scopul măsurătorilor și probelor la care au fost supuse cele patru cazane de apă caldă menționate mai sus, a fost acela de a se putea stabili și trage concluzii asupra următoarelor aspecte:

- manevrabilitatea și siguranța de funcționare;
- comportarea din punct de vedere energetic;
- comportarea din punct de vedere ecologic.

Măsurătorile termotehnice au fost făcute pe fiecare cazan în parte atât în regim termic dinamic cât și în regim termic staționar. În primul caz valorile temperaturilor apei la tur și retur, precum și ale gazelor de ardere la coș sunt variabile în timp. În al doilea caz, valorile mărimilor amintite rămân constante în timp și permit stabilirea pierderilor relative de căldură și a randamentului termic brut pe cale directă și indirectă.

Rezultatele măsurătorilor pe circuitul apei calde pentru încălzire, al apei calde sanitare (numai pentru cazanele biterme), al gazului natural și al gazelor de ardere sunt consemnate prezentate în Anexa A în tabele după cum urmează:

- cazanul 2.240 în Tabelele A.1 – A.7;
- cazanul 1.24 E în Tabelele A.8 – A.13;
- cazanul 2.38 E în Tabelele A.14 – A.20;
- cazanul 2.28 E în Tabelele A.21 – A.27.

Notațiile din aceste tabele au următoarea semnificație:

- $t_{w1}$  – temperatura apei la tur [°C];
- $t_{w2}$  – temperatura apei la retur [°C];
- $t_{w3}$  – temperatura apei reci [°C];
- $t_{w4}$  – temperatura apei sanitare [°C];
- $\Delta p_w$  – căderea de presiune activă pe diafragmă [mm col. Hg];
- $\Delta p_{g1}$  și  $\Delta p_{g2}$  – suprapresiunea gazului natural în amonte și aval de reductorul de presiune (vezi Figura 3.14);
- $D_{w1} = D_{w2}$  – debitul de apă care intră și iese din cazan [kg/h];
- $D_{w3}$  – debitul de apă rece introdus în vasul de amestec [kg/h];
- $D_{w4}$  – debitul apei sanitare [l/h];
- $\Delta p_{wr}$  – suprapresiunea apei din rețea [bar];
- $t_{gc}$  – temperatura gazelor de ardere la coș [°C];
- $\Delta p_{coș}$  – suprapresiunea sau depresiunea pe canalul de evacuare a gazelor de ardere la coș [mbar];

- $\text{CO}_2$  – conținutul de dioxid de carbon în gazele de ardere uscate [%];
- $\text{O}_2$  – conținutul de oxigen în gazele de ardere uscate [%];
- $\lambda$  - coeficientul excesului de are la coș [-];
- $\text{CO}$  – conținutul de monoxid de carbon în gazele de ardere uscate [ppm];
- $\text{NO}$  – conținutul de monoxid de azot în gazele de ardere uscate [ppm];
- $\text{NO}_2$  – conținutul de dioxid de azot în gazele de ardere uscate [ppm];
- $\text{SO}_2$  – conținutul de dioxid de sulf în gazele de ardere uscate [ppm];
- $\text{NO}_x$  – conținutul dioxid de azot în gazele de ardere uscate cu  $\text{O}_{2 \text{ ref}} = 3\%$  [ $\text{mg}/\text{m}^3_{\text{N}}$ ];
- $t_a$  – temperatura aerului din laborator [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- $t_{\text{ar}}$  – temperatura aerului rece din exterior [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Puterea calorifică inferioară a gazului natural s-a stabilit experimental în Laboratorul de termotehnică de la U.P. Timișoara, conform STAS 3351-78. Compoziția gazului natural s-a apreciat:

$$(\text{CH}_4)_c = 99,055\%, (\text{C}_2\text{H}_6)_c = 0,144\%, (\text{C}_3\text{H}_8)_c = 0,025\%, (\text{C}_4\text{H}_{10})_c = 0,012\%, \\ (\text{C}_5\text{H}_{12})_c = 0,005\%, (\text{N}_2)_c = 0,663\%, (\text{O}_2)_c = 0,042\% \text{ și } (\text{CO}_2)_c = 0,054\%$$

Valoarea puterii calorifice determinată experimental a fost:

$$(\text{H}_i)_{\text{exp}} = 35650 \text{ kJ}/\text{m}^3_{\text{N}} = 8515 \text{ kcal}/\text{m}^3_{\text{N}},$$

iar prin calcul pe baza compoziției de mai sus:

$$(\text{H}_i)_{\text{calc}} = 35714,7 \text{ kJ}/\text{m}^3_{\text{N}} = 8530,3 \text{ kcal}/\text{m}^3_{\text{N}}.$$

Pentru evaluarea pierderilor de căldură și a randamentului termic s-a acceptat:

$$\text{H}_i = 35700 \text{ kJ}/\text{m}^3_{\text{N}} = 8527 \text{ kcal}/\text{m}^3_{\text{N}}.$$



#### 4.2.5. Metodologia de calcul și relațiile folosite la prelucrarea rezultatelor

Puterea termică utilă a cazanului s-a calculat cu relația:

$$P_{tu} = \frac{D_{w1} c_w (t_{w1} - t_{w2})}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (4.9.)$$

în care  $c_w = 4,1868 \text{ kJ/kg.grd}$  este capacitatea termică specifică a apei.

Puterea termică a focarului:

$$P_{tf} = \frac{B H_i}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (4.10.)$$

în care consumul de gaz natural s-a stabilit cu relația:

$$B = \frac{B_{cit}}{3600} \frac{p_b + \frac{\Delta p_{gn}}{13,545}}{p_{b0}} \cdot \frac{273}{273 + t_{gn}} \quad [\text{m}^3_{\text{N/s}}] \quad (4.11.)$$

unde:

$B_{cit}$  – reprezintă diferența dintre indicația finală și inițială a contorului de gaz natural, raportată la numărul de ore scurse pe durata măsurătorilor, în  $\text{m}^3/\text{h}$ ;

$p_b$  – presiunea barometrică, în mm Hg;

$p_{b0} = 760 \text{ mm Hg}$ , presiunea barometrică normală;

$\Delta p_{gn}$  – suprapresiunea gazului natural în amonte de reducție (notată cu  $\Delta p_{g1}$ , pe Figura 4.14), în mm col.  $\text{H}_2\text{O}$ ;

$t_{gn}$  – temperatura gazului natural, în  $^\circ\text{C}$ ;

$H_i$  – puterea calorifică inferioară, în  $\text{kJ}/\text{m}^3_{\text{N}}$ .

Randamentul termic brut pe cale directă s-a determinat cu relația:

$$\eta_{tb} = \frac{P_{tu}}{P_f} 100 \quad [\%] \quad (4.12.)$$

iar pe cale indirectă:

$$\eta_{tb} = 100 - (q_2 + q_3 + q_5) \quad [\%] \quad (4.13.)$$

Pierdere relativă datorată căldurii fizice a gazelor de ardere eliminate la coș [1, 7]:

$$q_2 = \frac{I_{gc} + I_{ga}}{H_i} 100 \quad [\%] \quad (4.14.)$$

în care:

$I_{gc}$  și  $I_{ga}$  sunt entalpiile gazelor de ardere la temperatura  $t_{gc}$ , respectiv  $t_a$ , în  $\text{kJ/m}^3_N$ ;

$t_{gc}$  – temperatura gazelor de ardere la părăsirea cazanului, în  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_a$  – temperatura aerului din sala cazanelor, în  $^{\circ}\text{C}$ .

Valoarea entalpiilor  $I_{gc}$  și  $I_{ga}$  s-a calculat cu relația (2.23., subcapitolul 2.4.) pentru gazul natural cu compoziția din Tabelul 4.2., în care  $\lambda = \lambda_c$  este coeficientul excesului de aer la coș, determinat prin măsurători cu stația TESTO 33.

Pierdere relativă de căldură datorată arderii imperfecte s-a determinat cu ajutorul relației [1, 7]:

$$q_3 = \frac{12635 \text{ CO} \cdot 10^{-6} V_{gu}}{H_i} 100 \quad [\%] \quad (4.15.)$$

în care:

CO este conținutul mediu de monoxid de carbon în gazele de ardere uscate, în ppm;

$V_{gu}$  – cantitatea de gaze uscate pentru  $\lambda_c$ , în  $\text{m}^3_N / \text{m}^3_N$ .

Pierdere relativă datorată schimbului de căldură prin radiație în convecție între suprafața exterioară a cazanului și mediul ambiant a fost acceptată conform [40].

Pe baza relațiilor de mai sus s-a întocmit un program de calcul prezentat în continuare intitulat ITA.FOR care permite să se calculeze randamentul termic brut al cazanului de apă caldă.

```

cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
c      Dorin (R), 2000                                     c
c      Calculul arderii si a randamentului c
c      pe cale indirecta                                     c
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc

```

```

INCLUDE 'interpol.for'

```

```

REAL iro2,in2,io2,ih2o,ia,icen,n2,lambda,
1      iro2c,in2c,io2c,ih2oc,iac,icenc,Lmin,
2      iro2r,in2r,io2r,ih2or,iar,icenr,Igc,Igr

```

```

INTEGER I,temp

```

```

DIMENSION iro2(100),in2(100),
1          io2(100),ih2o(100),ia(100),icen(100)

```

```

COMMON /a/ temp(100)

```

```

PARAMETER ( roa0 = 1.293 , row0 = 0.804 , d = 10 )

```

```

OPEN(1,FILE='compgaz.inp',STATUS='OLD')
OPEN(2,FILE='entalp.dat',STATUS='OLD')
OPEN(3,FILE='intalt.inp',STATUS='OLD')
OPEN(4,FILE='tabita.txt',STATUS='NEW')

```

```

READ(1,225) ch4,c2h6,c3h8,c4h10,c5h12,n2,o2,co2

```

```

ch4=ch4/100
c2h6=c2h6/100
c3h8=c3h8/100
c4h10=c4h10/100
c5h12=c5h12/100
n2=n2/100
o2=o2/100
co2=co2/100

```

```

DO I=1,22
  READ(2,226) temp(i),iro2(i),in2(i),io2(i),
1          ih2o(i),ia(i),icen(i)
END DO

```

```

READ(3,227) lambda,tc,tar,co,q5

```

```

c      Puterea calorifica inferioara [KJ/m3N]

```

```

Hi=35707*ch4+63572*c2h6+91023*c3h8+118339*c4h10+145767*c5h12

```

```

c      Oxigenul minim necesar arderii perfecte si complete
c      a 1m3N de gaz natural [m3N/m3N]

```

```

Omin=2*ch4+3.5*c2h6+5*c3h8+6.5*c4h10+8*c5h12-o2

```

```

c      Aerul minim necesar arderii [m3N/m3N]

```

```

Lmin=Omin/0.21

```

```

c      Aerul real [m3N/m3N]

```

```

L=lambda*Lmin

c   Produsele arderii perfecte stoichiometrice pentru lambda = 1
c
c>>>> Cantitatea de dioxid de carbon [m3N/m3N]:

Vco2=ch4+2*c2h6+3*c3h8+4*c4h10+5*c5h12+co2

c>>>> Cantitatea minima de azot [m3N/m3N]:

Vn20=n2+(0.79/0.21)*Omin

c>>>> Cantitatea minima de vapori de apa [m3N/m3N]:

Vh2o0=2*ch4+3*c2h6+4*c3h8+5*c4h10+6*c5h12+
&      (Lmin*roa0*d/(1000*row0))

c   in care:
c>>>> densitatea aerului in conditii normale: roa0 = 1.293 kg/m3N
c>>>> densitatea vaporilor de apa in conditii normale: row0 = 0.804
kg/m3N
c>>>> continutul de umiditate al aerului (valoare medie anuala pentru
c>>>> Romania; exprimata in grame pentru 1 kg de aer uscat: d = 10
g/kg.a.u.

c   Volumul minim al gazelor uscate [m3N/m3N]:

Vgu0=Vco2+Vn20

c   Volumul minim al gazelor totale [m3N/m3N]:

Vgt0=Vgu0+Vh2o0

c   Valoarea maxima a continutul de dioxid de carbon in gaze de ardere

co2max=(Vco2/Vgu0)*100

c   Cantitatea de gaze uscate pentru coeficientul excesului de aer
lambda [m3N/m3N]:

Vgul=Vgu0+(lambda-1)*Lmin

c
c   Interpolarea vlorilor entalpiilor gazelor de ardere in functie de
c   temperatura gazelor tc
c
CALL INTERPOL(i,tc,iro2,iro2c)
CALL INTERPOL(i,tc,in2,in2c)
CALL INTERPOL(i,tc,io2,io2c)
CALL INTERPOL(i,tc,ih2o,ih2oc)
CALL INTERPOL(i,tc,ia,iac)
CALL INTERPOL(i,tc,icen,icenc)

c   Entalpia cantitatii gazelor rezultate din arderea a 1 m3N gaz
natural
c   cu un anumit lambda si aflate la temperatura tc [ C] se stabileste
c   din urmatoarea relatie:

Igc=Vco2*iro2c+Vn20*in2c+Vh2o0*ih2oc+(lambda-1)*Lmin*iac

```

```

c
c   Interpolarea vlorilor entalpiilor gazelor de ardere in functie de
c   temperatura aerului rece tar
c
CALL INTERPOL(i,tar,iro2,iro2r)
CALL INTERPOL(i,tar,in2,in2r)
CALL INTERPOL(i,tar,io2,io2r)
CALL INTERPOL(i,tar,ih2o,ih2or)
CALL INTERPOL(i,tar,ia,iar)
CALL INTERPOL(i,tar,icen,icenr)

c   Entalpia cantitatii gazelor rezultate din arderea a 1 m3N gaz
natural
c   cu un anumit lambda si aflate la temperatura tar [ C] se stabileste
c   din urmatoarea relatie:

Igr=Vco2*iro2r+Vn20*in2r+Vh2o0*ih2or+(lambda-1)*Lmin*iar

c   Pierderea relativa de caldura cu gazele de ardere evacuate
c   la temperatura tc se calculeaza cu relatia:

q2=((Igc-Igr)/Hi)*100

c   Pierderea relativa de caldura datorita arderii imperfecte q3

q3=((12635*co*Vgul)/Hi)

c   Randamentul termic brut pe cale indirecta se calculeaza cu relatia
[%]:

etatb=100-(q2+q3+q5)

WRITE(4,229) tar,tc,co,lambda,Igc,Igr,q2,q3,Vgul,q5,etatb

225 FORMAT(/////,F10.0,/////,F10.0,/////,F10.0,/////,F10.0,/////,F10.0,
1      ////,F10.0,/////,F10.0,/////,F10.0)
226 FORMAT(I4,6F8.2)
227 FORMAT(/////,F10.0,/////,F10.0,/////,F10.0,/////,F10.0,/////,F10.0)

229 FORMAT('Tabelul 2. Performantele energetice si',/,
1      'randamentul termic brut pe cale indirecta',
2      '///,52(''-')',/,
3      '|Marimea mas. sau calc. |Simbol| U.M. |Valoarea|',/,
4      52(''-')',/,
5      '|Temp. aer rece | tar | oC |',F8.4,'|',/,
6      52(''-')',/,
7      '|Temp. gazelor de ardere | tc | oC |',F8.4,'|',/,
8      52(''-')',/,
9      '|Con. mediu de CO in g.u. | CO | % |',F8.5,'|',/,
9      52(''-')',/,
9      '|Coef. excesului de aer | lc | - |',F8.4,'|',/,
9      52(''-')',/,
9      '|Entalp. g.a. pt. tc si lc| Igc | KJ/m3N |',F8.2,'|',/,
9      52(''-')',/,
9      '|Entalp. g.a. pt. tr si lc| Igr | KJ/m3N |',F8.2,'|',/,
9      52(''-')',/,
9      '|Pierderea relativa la cos | q2 | % |',F8.4,'|',/,

```

```

9      52(' '),/,
9      '|Pierd. rel. ard. imp.      | q3 | %      |',F8.4,'|',/,
9      52(' '),/,
9      '|Cant. de g.u. pentru lc    | Vgul |m3N/m3N |',F8.4,'|',/,
9      52(' '),/,
9      '|Pierd. rel. in med. amb.   | q5 | %      |',F8.4,'|',/,
9      52(' '),/,
9      '|Randamentul termic brut    |itatb | %      |',F8.4,'|',/,
9      52(' ')

```

```

230 STOP
240 END

```

```

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

```

```

SUBROUTINE INTERPOL(i,tx,y,z)

```

```

INTEGER I,temp

```

```

COMMON /a/ temp(100)

```

```

DIMENSION y(100)

```

```

DO I=1,22

```

```

  if (tx.eq.temp(i)) then

```

```

    z=y(i)

```

```

    goto 10

```

```

  end if

```

```

  if (tx.lt.temp(i)) then

```

```

    z=y(i-1)+((y(i)-y(i-1))/(temp(i)-temp(i-1)))*(tx-temp(i-1))

```

```

    goto 10

```

```

  end if

```

```

END DO

```

```

10 RETURN

```

```

END

```

Tabelul 2. Performantele energetice si randamentul termic brut pe cale indirecta

Marimea mas. sau calc.	Simbol	U.M.	Valoarea
Temp. aer rece	tar	oC	28.8000
Temp. gazelor de ardere	tc	oC	186.1800
Con. mediu de CO in g.u.	CO	%	.00017
Coef. excesului de aer	lc	-	2.6380
Entalp. g.a. pt. tc si lc	Igc	KJ/m <sup>3</sup> N	6589.58
Entalp. g.a. pt. tr si lc	Igr	KJ/m <sup>3</sup> N	1012.30
Perdere relativa la cos	q2	%	15.7083
Pierd. rel. ard. imp.	q3	%	.0014
Cant. de g.u. pentru lc	Vgul	m <sup>3</sup> N/m <sup>3</sup> N	23.9889
Pierd. rel. in med. amb.	q5	%	2.0000
<b>Randamentul termic brut</b>	<b>itatb</b>	<b>%</b>	<b>82.2903</b>

#### 4.2.6. Principalele rezultate privind comportarea cazanelor din punct de vedere energetic și ecologic [41]

În ANEXA A sunt cuprinse *in extenso* valorile mărimilor măsurate în regim termic, dinamic și staționar, rezultatele obținute în urma prelucrării acestora, precum și concluziile privind funcționarea fiecărui cazan supus probelor termotehnice și anume PLINTEH 2.24.0, 1.24 E, 2.38 E și 2.28 EFF. În cele ce urmează se face o sinteză a principalilor indicatori care conturează și definesc comportarea acestor cazane din punct de vedere energetic și ecologic.

Tabelul 4.6. conține valorile principalilor indicatori termici prevăzuți în prospect (simbol P) și obținuți în urma măsurătorilor (simbol M).

**Tabelul 4.6. Principalii indicatori termici prevăzuți în prospect (P) și obținuți prin măsurători (M)**

Denumire	Simbol	UM	Sursa	Cazan de apă caldă			
				2.24.0	1.24 E	2.38 E	2.28 EFF
Puterea termică utilă	$p_{tu}$	kW	P	23,3	23,3	38,0	28,0
			M	23,9	23,5	37,75	27,91
Puterea termică a focarului	$p_{if}$	kW	P	27,0	27,0	41,4	31,0
			M	26,3	25,3	41,85	30,14
Consumul de gaz natural	B	$M^3_N/h$	P	2,6	2,6	4,1	3,0
			M	2,65	2,556	4,221	3,04
Temperatura maximă a apei pentru încălzire	$t_{w1}$	°C	P	90	90	90	90
			M	88	89	88	88
Temperatura maximă a apei sanitare	$t_{w4}$	°C	P	60	–	60	60
			M	60,65	–	76,4	71,06
Ecart temp. apă sanitară la debitul de 10 l/min	$\Delta_{ts}$	°C	P	33	–	53	40
			M	25	–	49,61	31,2
Puterea termică a apei sanitare	$P_{ta}$	kW	P	23,02	–	37,0	27,9
			M	17,4	–	34,615	21,768
Randamentul termic brut pe cale directă	$\eta_{tb}$	%	P <sup>*)</sup>	86,30	86,30	91,78	90,32
			M	90,9	92,8	90,2	92,6

\*) Valori calculate conform datelor din Tabelele 4.4 și 4.5

**Tabelul 4.7. Compoziția gazelor de ardere la coș, pierderile relative de căldură și randamentul termic brut pe cale indirectă**

Denumire	Simb	UM	Cazan de apă caldă			
			2.24.0	1.24 E	2.38 E	2.28 EFF
Temperatura gazelor de ardere la coș	$t_{gc}$	°C	175,4	120,7	191,64	129,15
Conținut de oxigen	$O_2$	%	4,65	3,919	4,81	5,12
Conținut de dioxid de carbon	$CO_2$	%	9,17	9,542	9,0	8,84
Conținut de monoxid de carbon	CO	ppm	60,5	67,83	47,0	59,8
Conținut de monoxid de azot	NO	ppm	94,9	93,83	77,0	75,8
Conținut de dioxid de azot	$NO_2$	ppm	13,8	12,75	8,1	8,3
Conținut de dioxid de sulf	$SO_2$	ppm	0,0	0,0	0,0	0,0
Coeficientului excesului de aer	$\lambda_c$	–	1,280	1,230	1,304	1,328
Pierdere relativă de căldură la coș	$q_2$	%	7,959	5,96	8,9436	6,545
Pierdere relativă de căldură datorată arderii imperfecte	$q_3$	%	0,0238	0,0255	0,0188	0,0245
Pierdere relativă de căldură prin radiație și convecție	$q_5$	%	1,0	1,0	1,0	1,0
Randamentul arderii	$\eta_a$	%	99,9762	99,974	99,9812	99,9755
Randamentul termic brut pe cale indirectă	$\eta_a$	%	91,01	93,014	90,038	92,435



Valorile medii ale temperaturii și compoziției gazelor de ardere uscate, prelevate din coșul de fum, sunt consemnate în Tabelul 4.7. Pe baza acestor date s-au calculat pierderile relative de căldură și randamentul termic brut pe cale indirectă. Se constată o bună concordanță între valorile randamentului termic brut, pe cale directă și indirectă, ceea ce atestă acuratețea măsurărilor și dă un plus de credibilitate metodologiei de încercare.

Conversia valorilor concentrațiilor volumice [ppm] în concentrații masice [ $\text{mg}/\text{m}^3_{\text{N}}$ ] a monoxidului de carbon și oxizilor de azot în gazele de ardere uscate cu un conținut de oxigen  $\text{O}_{2 \text{ ref}} = 3\%$  s-a făcut cu ajutorul relațiilor (4.7.) și (4.8.). Comparația între valorile medii, rezultate în urma măsurărilor și calculelor, și cele maxim admise de *Legea Protecției Mediului* 137/95 și *Ordinul* 462/93 al MAPPM, este prezentată în Tabelul 4.8.

**Tabelul 4.8. Concentrația masică măsurată și concentrația limită a noxelor în gazele de ardere uscate**

Denumire	Simbol	UM	Concentrația medie măsurată la cazanul de apă caldă				Concentrația limită conf. Ord. 462/93 al MAPPM
			2.240	1.24 E	2.38 E	2.28 EFF	
Monoxid de carbon	$C_{\text{CO}}$	$\text{mg}/\text{m}^3_{\text{N}}$	83,8	89,3	65,3	84,7	100
Oxizi de azot (exprimat în $\text{NO}_2$ )	$C_{\text{NO}_2}$	$\text{mg}/\text{m}^3_{\text{N}}$	243,1	230,2	194,0	195,4	350
Oxizi de sulf (exprimat în $\text{SO}_2$ )	$C_{\text{SO}_2}$	$\text{mg}/\text{m}^3_{\text{N}}$	0,0	0,0	0,0	0,0	35

Din datele prezentate în tabelele 4.6, 4.7 și 4.8 precum și în tabelele și comentariile din ANEXA A rezultă că cele patru cazane supuse probelor termotehnic întrunesc condițiile folosirii economice a energiei termice a gazului natural. Arderea se poate considera perfectă și nepoluantă întrucât randamentul arderii se apropie de 100%, iar valorile concentrațiile noxelor în gazele de ardere uscate cu  $\text{O}_{2 \text{ ref}} = 3\%$  sunt mai mici decât cele admise de lege. Instalația de automatizare și protecția a cazanelor a funcționat foarte bine, chiar și atunci când cazanele au fost testate în condiții speciale create în mod deliberat: întreruperea alimentării cu energie electrică, micșorarea presiunii de alimentare cu gaz, întreruperea bruscă a alimentării cu gaz natural, defectarea termocuplei care asigură supravegherea flăcării, defectarea termostatului de serviciu etc.

Ca urmare a celor de mai sus, Comisia instituită de ISCIR Central București a hotărât acreditarea acestor patru cazane, inclusiv a celor care fac parte din aceeași familie (vezi Tabelele 4.4 și 4.5).

#### 4.2.7. Necesitatea controlului funcționării cazanelor de apă caldă care folosesc gaz natural

Randamentul global al unei centrale termice, considerată pentru simplificare că ar dispune de un singur cazan de apă caldă are expresia:

$$\eta_{gl} = \eta_{caz} \eta_{cond} \quad [\%] \quad (4.16.)$$

în care

$\eta_{caz}$  este randamentul efectiv al cazanului, în %;

$\eta_{cond}$  – randamentul conductelor, în %.

Dacă izolația termică a conductelor este bună  $\eta_{cond} = 99\%$  și ca urmare  $\eta_{gl} = f(\eta_{caz})$ . Ținând seama de consumul relativ mic de energie electrică pentru acționarea pompelor de circulație și a automatizării, randamentul efectiv al cazanului se poate aprecia egal cu randamentul termic brut al acestuia ( $\eta_{caz} = \eta_{tb}$ ), dat de relația (4.13). Din analiza valorilor pierderilor relative de căldură ( $q_2$ ,  $q_3$  și  $q_5$ ) rezultă că pe câtă vreme  $q_3 \cong 0,05\%$  și  $q_5 = (1 \sim 2)\%$ , cea mai mare pondere o are pierderea relativă cu căldura fizică la coș  $q_2 = (6 - 8)\%$ . La rândul său  $q_2$  este funcție de temperatura gazelor de ardere la coș  $t_{gc}$  și de coeficientul excesului de aer  $\lambda$ , respectiv de conținutul de  $CO_2$  în gazele de ardere uscate.

Dacă pe parcursul exploatării  $t_{gc}$  crește (ca urmare a murdăririi interioare și exterioare a suprafeței de schimb de căldură) și de asemenea se înregistrează o scădere a valorii conținutului de  $CO_2$  (ca urmare a neetanșeităților canalelor de gaze sau cel mai adesea a dereglării arzătorului), atunci fără îndoială valoarea randamentului termic brut scade ca urmare a creșterii lui  $q_2$ , deci economicitatea funcționării cazanului și în speță a centralei termice se înrăutățește.

Pentru redresarea situației, în cadrul reviziilor capitale se face curățirea depunerilor de pe suprafața de încălzire și se remediază eventualele inetanșeități ale canalelor de gaze, dar măsura cea mai eficientă constă în supravegherea permanentă (on line) a arderii și luarea promptă a măsurilor de reglare. Dacă supravegherea „on line” a arzătorului nu este posibilă, atunci măcar din timp în timp (la începutul și la mijlocul sezonului de încălzire) să se facă măsurători termotehnice pe partea de gaze și bineînțeles, însoțite de măsuri imediate de redresare. În caz contrar, nu numai economicitatea funcționării cazanului este periclitată, ci se poate produce chiar încălcarea legislației protecției mediului, prin emisii crescute de CO.

Pentru exemplificare, s-a ales cazul Centralei termice S.C. CALOR din Timișoara (zona UMT), dotată cu patru cazane de apă caldă SIETA tip CMI 1500 G, fabricate de SIETA S.A. Cluj-Napoca având puterea termică nominală  $P_{tn} = 1,50 \text{ Gcal/h} = 1744 \text{ kW}$ . Fiecare cazan este dotat cu un arzător SGB-275-GL 13 T fabricat de G.B. GANZ-Budapesta, având puterea termică nominală  $P_{tn} = 2,36 \text{ Gcal/h} = 2750 \text{ kW}$ , respectiv puterea termică minimă  $P_{tmin} = 1,03 \text{ Gcal/h} = 1200 \text{ kW}$ . Consumul de gaz natural la sarcina nominală  $B_{max} = 195 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ , iar la sarcina minimă  $B_{min} = 78 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ . Arzătorul poate funcționa în regim tot – puțin – nimic, sau altfel spus, în două trepte: cu flacără mică și cu flacără mare.

În urma măsurărilor făcute cu stația TESTO 33 la circa jumătate de an după punerea în funcțiune a centralei s-a constatat că numai unul din cele patru cazane funcționa corect, două funcționau acceptabil, iar cel de-al patrulea – sub așteptări de slab, așa cum rezultă din Tabelul 4.9. În urma reglării arzătorului, asistată de stația TESTO 33, situația s-a îmbunătățit radical: temperatura gazelor la coș a scăzut de la (233,9 respectiv 237,8)°C la (186,5 respectiv 192,0)°C coeficientul excesului de aer s-a redus de la (1,857 respectiv 1,934) la (1,179 respectiv 1,17) și ca urmare randamentul termic brut a crescut de la (83,008, respectiv 82,14)% la (90,567 respectiv, 90,264)%.

**Tabelul 4.9**

Mărimea măsurată sau calculată	UM	Înainte de reglare		După reglare	
		Flacără mică	Flacără mare	Flacără mică	Flacără mare
$t_{ar}$	°C	26,5	26,5	31,0	31,0
$t_{gc}$	°C	233,9	237,8	186,5	192,0
CO <sub>2</sub>	%	6,32	6,07	10,04	10,08
O <sub>2</sub>	%	9,69	10,08	3,18	3,06
$C_{CO}^{*)}$	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	108,55	109,1	44,8	55,4
$C_{NO2}^{*)}$	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	156,9	165,9	151,4	155,7
$C_{SO2}^{*)}$	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	0,00	0,00	0,00	0,00
$\lambda_c$	–	1,857	1,934	1,179	1,170
$q_2$	%	14,94	15,807	7,42	7,72
$q_3$	%	0,052	0,053	0,013	0,016
$q_5$	%	2,0	2,0	2,0	2,0
$\eta_{tb}$	%	83,008	82,14	90,567	90,264

\*) Participarea masică a noxei în gazele de ardere uscate cu un conținut de oxigen  $O_{2\text{ref}} = 3\%$ .

În același timp arderea poate fi considerată nepoluantă întrucât după reglare participarea masică a monoxidului de carbon în gazele de ardere uscate cu  $O_{2\text{ ref}} = 3\%$  a scăzut sub valoarea limită admisă prin *Ordinul* 462/93 al MAPPM ( $C_{CO\text{ max}} = 100\text{mg/m}^3_N$ ).

## CAPITOLUL 5. CONCLUZII

Prezenta lucrare structurată în cinci capitole, reprezintă o contribuție privind optimizarea distribuției și utilizării gazelor naturale ținând cont de ansamblul complex de factori care concură la soluționarea ei. Întregul ansamblu, pornind de la SRM-ul de predare existent la intrare în oraș, sistemul de distribuție dimensionat corespunzător, parametrii de funcționare corespunzători, tehnologie avansată de întreținere și exploatare, sistem de măsură performant, optimizarea proceselor de ardere, aparatele termice de utilizare cu randament ridicat, împreună fac ca gazul consumat de beneficiar să se utilizeze la parametrii optimi. Complexitatea traseului de la SRMP la beneficiar s-a analizat în mod unitar pentru a putea avea în final rezultatele dorite.

Capitolul 1 tratează Sistemul de distribuție al gazelor naturale din municipiul Timișoara. Conceptul inițial gândit, analizat și proiectat în perioada 1957-1999 s-a axat pe introducerea gazului metan pentru termoficarea industrială și urbană. Rețeaua de distribuție a fost dimensionată pentru regimul de presiune medie și redusă cu stațiile de sector necesare.

Cu toate că în calcule s-a ținut cont de perspectiva dezvoltării orașului în următorii 20-25 ani, datorită problemelor social-politice ale vremii nu s-a dezvoltat o gândire unitară de perspectivă în acea perioadă, care să țină seama în special de posibilitățile asigurării cu gaze din producția internă și din import.

Explozia aprobărilor realizate după anul 1990 de introducere a gazului metan în sectorul particular precum și la societățile comerciale mici și mijlocii a surprins pur și simplu o distribuție existentă nepregătită în totalitate pentru preluarea debitului suplimentar. Demararea bruscă a economiei de piață a îngreunat posibilitatea de a dezvolta noua concepție atât din punct de vedere legislativ cât și al realizării propriu-zise. Primele studii de fezabilitate, comandate de Primăria Timișoara s-au realizat abia în anul 1999 pentru trei zone de locuințe din municipiul Timișoara: Centru, Văcărescu-Platanilor și Circumvalațiunii I.

În prezent se află în stadiu de proiectare zonele Freidorf, Ciarda Roșie, Spitalul Municipal Nou (Calea Torontalului), Dimineții, unde au fost prevăzute noi stații de sector pentru a putea extinde conductele de presiune medie în vederea reechilibrării rețelelor de presiune redusă necesare pentru beneficiarii particulari.

Propunerea de transformare a SRM-ului nr. 2 Solventul în stație de predare și reactivarea SRM-ului de predare nr. 3 Fabrica de Zahăr va conduce la posibilitatea de injecție suplimentară de gaze în vederea menținerii unui echilibru constant ca urmare a pierderilor de presiune și a consumurilor diferite înregistrate în diverse puncte ale distribuției. O altă propunere este interconectarea întregului sistem de exploatare pentru a avea posibilitatea unei reechilibrări mai bune ca urmare a alimentării în inel.

Contorizarea individuală și suplimentarea debitului instalat pentru apartamentele de bloc în vederea instalării cazanelor biterme, a creat o problemă majoră de exploatare având în vedere că toate rețelele de distribuție gaze din cartierele de blocuri au fost dimensionate pentru consumul preparării hranei în bucătării.

Înlocuirea bransamentului și dotarea cu reglatoare de capacitate corespunzătoare este prima măsură care trebuie aplicată urmând ca în a doua etapă să se redimensioneze rețeaua existentă în zonă.

Bineînțeles că optimizarea sistemului de distribuție se obține și printr-o aparatură de măsură și control performantă. Noua tehnologie este în curs de introducere și în utilarea distribuției Timișoara: contoare performante cu corectare PTZ, aparate electrice de detectat pierderi gaze, stație de verificat contoare volumetrică computerizată, PRM-uri dotate cu parte de reglare și măsură performante etc. La toate acestea se adaugă programul GIS adaptat în interesul sistemului de exploatare a rețelelor de distribuție gaze care în prezent se află în fază de implementare.

Capitolul al 2-lea tratează aspecte privind compoziția și arderea gazului natural. Au fost prezentate unele noțiuni despre cinetica reacțiilor de ardere precum și relațiile de calcul ale bilanțului material al procesului de ardere, respectiv a entalpiei gazelor și s-au elaborat două programe de calcul. În baza programului de calcul Prodard.For se determină aerul minim necesar arderii și produsele arderii stoichiometrice pentru gazul natural, iar cu programul de calcul Diagit.for se obține diagrama  $(I_g)_{t,\lambda} = f(t,\lambda)$  pentru gazul natural.

În capitolul al 3-lea se prezintă noțiunile de bază privind aprinderea amestecurilor carburante, viteza de propagare a frontului flăcării și stabilitatea aprinderii și arderii. Pornind de la schemele principale de organizare a procesului de ardere (difuziv, cinetic și intermediar) s-a trecut la clasificarea și prezentarea arzătoarelor de mică putere pentru gaz natural

și anume: arzătoare atmosferice și arzătoare cu insuflarea aerului. Din multitudinea de arzătoare din ultima categorie s-au ales pentru exemplificare arzătoarele monobloc automatizate tip ABG, fabricate de GB-GANZ din Budapesta având ca reprezentanță în România firma S.C. GB-GANZ ROMÂNIA Termotehnica S.R.L. din Cluj-Napoca. Motivul principal constă în faptul că aceste arzătoare echipează cazanele de apă caldă SIETA cu puteri termice  $16 \div 2000$  kW, foarte răspândite în microcentralele termice a multor regii care asigură încălzirea orașelor. În plus, și prin contribuția autorului tezei de doctorat, s-a făcut un studiu de implementare a acestor arzătoare la cazanele TERMO, fabricate de S.C. TERMOENERGETICA BANATUL pentru funcționarea cu CLU, argumentându-se că varianta propusă este mult mai economică și în același timp, agreată din punct de vedere ecologic fiindcă se evită poluarea mediului cu oxizi de sulf.

În finalul capitolului se tratează o problemă actuală și deosebit de importantă pentru activitatea practică și anume problema interșanjabilității combustibililor gazoși. În principiu este vorba de concretizarea modificărilor constructive și funcționale, care trebuie operate asupra arzătorului, la trecerea acestuia de la funcționarea pe un combustibil la alt combustibil gazos. Pe lângă unele exemple culese din bibliografia recentă, se prezintă și participarea autorului tezei de doctorat la experimentul de trecere a cazanului de apă caldă PLINTEH-ELTIM 1.24.E de la funcționarea pe gaz natural (G 20) la funcționarea cu gaz lichefiat butan (G.30) și dificultățile întâmpinate.

Capitolul al 4-lea intitulat **Cercetări experimentale** este format din două părți și anume: încercarea arzătoarelor de gaz natural cu insuflarea aerului, respectiv încercarea cazanelor de apă caldă cu funcționare pe gaz natural.

Subliniind că încercarea arzătoarelor trebuie făcută numai pe standuri de încercare autorizate de ISCIR, am prezentat contribuția adusă la transformarea unei vechi instalații de laborator, care a servit la studiul arderii păcurii grele în focare tip ciclon, într-un stand complet echipat și dotat cu aparatură de măsură modernă, capabil să răspundă tuturor exigențelor autorizării ISCIR în vederea încercării arzătoarelor cu insuflarea aerului cu puteri termice până la 200 kW și chiar peste. S-a subliniat că față de alte standuri existente în țară și agrementate de ISCIR acesta are avantajul că permite măsurarea variației fluxului de căldură, schimbat între mediul gazos și apa de răcire de-a lungul tunelului de flacăra.

Pe acest stand s-a încercat arzătorul KB 4 G, fabricat de firma SANT'ANDREA din Italia pentru echiparea cazanelor de apă caldă sau a cuptoarelor industriale cu putere termică cuprinsă între 20,9 și 46,5 kW. În urma încercărilor și calculelor efectuate s-a constatat că arzătorul KB 4 G se încadrează în P.T C 11-81 elaborate de ISCIR, dar nu întrunește condițiile impuse de Legea Protecției Mediului 137/95 în ceea ce privește conținutul de CO în gazele de ardere uscate și ca urmare nu are șanse de a fi acreditat pentru import. Cu toate acestea, profitând de neconcordanța dintre P.T C 11-81 și Legea Protecției Mediului 137/95 în ce privește concentrația limită a monoxidului de carbon în gazele uscate, arzătorul KB 4 G se importă în continuare.

În partea a doua a celui de-al patrulea capitol se prezintă rezultatele încercării a patru cazane de apă caldă fabricate de firma PLINTEH din Jugoslavia, care urmau să fie la început comercializate și ulterior produse de ELTIM din Timișoara pentru a funcționa cu gaz natural. Deși așa cum am arătat și mai înainte măsurătorile termotehnice au făcut obiectul contractului de cercetare științifică nr. 395/98 între S.C. Electrometal S.A. și Universitatea Politehnică din Timișoara, catedra TMTAR, la solicitarea conducătorului științific, m-am integrat în colectivul de cercetare și am participat la toate fazele derulării contractului.

După prezentarea cazanelor din punct de vedere constructiv și funcțional, s-a descris standul de încercare acreditat de ISCIR și aparatura de măsură folosită. Scopul măsurătorilor și probelor la care au fost supuse cele patru cazane de apă caldă menționate a fost acela de a se putea stabili și trage concluzii asupra următoarelor aspecte: manevrabilitatea și siguranța în funcționare, comportarea din punct de vedere energetic și ecologic.

Măsurătorile au fost făcute pe fiecare cazan în parte, atât în regim dinamic cât și în regim termic staționar. Rezultatele măsurătorilor și calculelor sunt consemnate în Anexa A, care cuprinde 27 de tabele precum și concluziile referitoare la comportarea acestor cazane, inclusiv propunerea de acreditare ISCIR. Pe baza relațiilor prezentate în metodologia de calcul s-a întocmit un program intitulat ITA.FOR, care permite să se calculeze randamentul termic brut al cazanelor de apă caldă supuse încercărilor termotehnice.

În finalul capitolului s-a considerat necesar să se sublinieze ideea că optimizarea utilizării gazelor naturale nu înseamnă doar folosirea unor agregate performante, dacă nu se face un control permanent sau măcar periodic al funcționării acestora și nu se iau măsurile adecvate pentru reglarea arderii și menținerea curată a suprafețelor de încălzire. Pentru exemplificare, s-a ales cazul Centralei termice S.C. CALOR din zona UMT



a Timișoarei, dotată cu patru cazane de apă caldă SIETA tip CMI 1500 G, având fiecare puterea termică  $P_{tn} = 1744 \text{ kW}$ .

În urma măsurărilor făcute cu stația TESTO 33, la circa jumătate de an după punerea în funcțiune a centralei, s-a constatat că numai unul din cele patru cazane funcționa corect, două funcționau acceptabil, iar cel de-al patrulea – sub așteptări de slab. În urma reglării arzătorului a fost posibilă creșterea randamentului termic brut cu aproximativ 8%, ceea ce reprezintă o economie de circa  $14 \text{ m}^3\text{N/oră}$ , echivalent cu necesarul de combustibil încălzirii a circa 7 apartamente de câte 4 camere.

Prin teza de doctorat elaborată am încercat să-mi aduc modesta mea contribuție în efortul general de optimizare a distribuției și utilizării gazelor naturale în general și în mod special în orașul Timișoara, care intră în sfera de activitate a Societății Comerciale DISTRIGAZ unde îmi desfășor activitatea.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] Ungureanu, C., *Generatoare de abur pentru instalații energetice clasice și nucleare*, EDP, București, 1977.
- [2] Antonescu, N., *Cazane de abur*, EDP, București, 1982.
- [3] \*\*\* *Manualul inginerului termotehnician*, vol. I, Editura Tehnică, București, 1986.
- [4] Ungureanu, C. ș.a., *Combustibili, instalații de ardere și cazane*, Editura Politehnica, Timișoara, 1999.
- [5] Ionel, Ioana, *Termotehnică, aplicații*, Ed. Politehnica, Timișoara, 2000.
- [6] Ungureanu, C. ș.a., *Generatoare de abur. Probleme*, I.P.T., Timișoara, 1980.
- [7] Ungureanu, C., Ionel, I., *Generatoare de abur. Calcul termic*, I.P.T., Timișoara, 1993.
- [8] Knorre, F.G., *Topocinîe proșesâ*, Gosenergoidal, Moskva, 1959.
- [9] Ghica V., Grecov O., *Schimbarea combustibilului gazos la cuptoarele metalurgice. Studii și cercetări de energetică*, XI, nr. 4, 1961, p. 369-352.
- [10] Marinescu M. ș.a., *Instalații de ardere. Culegere de probleme pentru ingineri*, Ed. Tehnică, București, 1985.
- [11] Pănoiu, N. ș.a., *Instalații de ardere*, Editura tehnică, București, 1968.
- [12] Grecov D., Iordache I., Antionescu N., *Arderea combustibililor gazoși*, Ed. Academiei RSR, București, 1969.
- [13] Ivanov I.V., *Metoda de calcul pentru arzătoare de gaz cu aer sub presiune. Sisteme noi de arzătoare pentru păcură și gaz*, IDT, București, 1960.
- [14] Popa, B. ș.a., *Arzătoare*, Ed. Tehnică, București, 1962.
- [15] Mreneși, M., *Cercetări privind modelarea numerică a proceselor de curgere și ardere în arzătoarele de suprafață radiană*, Teza de doctorat, UPCN, Cluj-Napoca, 1997.
- [16] Secrețeanu, N., *Referatul nr. 2 Arzătoare de gaze naturale pentru uz casnic*, 1997.
- [17] Popa B și Fodor T., *Arzătoare de gaz cu aer aspirat. Metalurgia și construcția de mașini*, nr. 6, 1956.
- [18] Weber, E.I., *Interchangeability of Fuels Gases*, cap. 14, p. 12/239-12/252, Combustion Engineering Handbook, Chicago, 1977.

- [19] Gillard, I., *Der Wobbe-Index von Gasgemischen und Schlussfolgerung für die Auslegung von Mischstationen*, Gas-Wärme-International, nr. 8, 1984.
- [20] Dutton, B.C., Gimeevsk, Ph., *Gaz nterschangeability: prediction of flame lift*, Journal of the Institute of Energy, nr. 6, 1983.
- [21] Pop, I., Ungureanu, C., *Criterii de interșanjabilitate a combustibililor gazoși*, Energetica, nr. 12, 1989.
- [22] Ionel, I., Ungureanu, C., *Reflections concerning the interchangeability of gaseous fuels used for small hot water boilers*, Bulet. științific al Universității Politehnica din Timișoara, Tom 43 (57), Mecanica, 1998, p. 117-128.
- [23] Ungureanu, C., Ionel, I., *Trecerea cazanelor mici de apă caldă de la funcționarea pe GPL (G 31) la funcționarea pe GN (G 20)*, Conferința națională de Termotehnică cu participare internațională, Pitești, 29-30 mai, 1998, p. 61-66.
- [24] \*\*\* *Prescripții tehnice privind încercările în vederea omologării cazanelor de abur și a cazanelor de apă fierbinte C 10-82*, colecția ISCIR.
- [25] \*\*\* *Prescripții tehnice privind încercările în vederea omologării arzătoarelor cu funcționare independentă, de combustibil lichid și de gaze naturale C 11-81*, colecția ISCIR.
- [26] Ionel, I., Dungan, L., Secrețeanu, N., Ungureanu, C., *Studiul funcționării cazanului de apă caldă PLINTEH ELTIM 1.24 E cu gaz lichefiat*, Conferința națională de Termotehnică, ediția a IX-a, 27-29 mai 1998, Craiova, p. 233-240.
- [27] Ionel, I., Ungureanu, C., Dungan, L., Secrețeanu, N., *Performanțele energetice și ecologice ale unor cazane de apă caldă fabricate în colaborare cu firmele PLINTEH (Jugoslavia) și ELTIM (România)*, Conferința națională de Termotehnică, ediția a IX-a, 27-29 mai 1998, Craiova, p. 223-232.
- [28] Adler, O., Vezeanu, P., *Instalații și echipamente termotehnice*, Editura Tehnică, București, 1970, p. 79-91.
- [29] Ionel, I., Ungureanu, C., Lelea, D., *Studiul privind interșanjabilitatea combustibililor gazoși la cazanele de apă caldă din familia SEL, produse de firma Lamborghini din Italia*, Document intern, Catedra TMTAR, U.P. Timișoara, 1999.
- [30] Ungureanu, C., Ionel, I., Florescu, M., Secrețeanu, N., *Cazanul de apă caldă TERMO-90 – o realizare de certă valoare – Instalații pentru construcții și confort ambiental*, Conferință cu participare internațională, ed. a X-a, Timișoara, aprilie 2001 (lucrare acceptată pentru comunicare și publicare).

- [31] Ungureanu, C. ș.a., *Stand experimental pentru studiul arderii păcurilor sulfuroase cu și fără aditiv*, Energetica, nr. 12, 1973.
- [32] Neiss, Fr., *Contribuții la studiul arderii combustibililor lichizi grei în focare de tip ciclon*, Teză de doctorat, IPT, 1978.
- [33] Secrețeanu, N., Ungureanu, C., *Stand pentru omologarea arzătoarelor de gaze – Instalații pentru construcții și confort ambiental*, Conferință cu participare internațională, ed. a IX-a, Timișoara, 6-7 aprilie 2000, p. 70-75.
- [34] Ionel, I., *Măsurarea emisiilor din gazele de ardere cu ajutorul senzorilor electronici*, a IV-a Conferință Națională de termotehnică, Timișoara, iunie 1994, vol. I, p. 253-241.
- [35] Stoica, V. ș.a., *metodă și instalație pentru determinarea computerizată, conform normativelor, a conținutului de praf din gazele de adere*, Conferința națională de Termotehnică, ediția a IX-a, vol. III, Craiova, 27-29 mai 1999, p. 307-316.
- [36] Secrețeanu, N., *Unele observații și concluzii rezultate din încercarea arzătorului KB4G, fabricat SANT'ANDREEA Italia*. Conferință cu participare internațională, Instalații pentru construcții și confort ambiental, ed. a IX-a, 6-7 aprilie 2000, Timișoara, p. 76-80.
- [37] Ionel, I., Ungureanu, C., *Termoenergetica și mediul*, Editura Tehnică, București, 1996.
- [38] \*\*\* *Legea protecției Mediului (nr. 137) în România*, Monitorul Oficial al României, anul VII, nr. 304/30.12.1995.
- [39] \*\*\* *Ordinul 462/92 al Ministerului Apelor, Pădurilor și Protecției Mediului*.
- [40] Pănoiu, N., *Cazane de abur EDP*, București, 1982.
- [41] \*\*\* *Normativ pentru proiectarea și executarea sistemelor de alimentare cu gaze naturale indicativ I6-98*.
- [42] \*\*\* *Normativ pentru exploatarea sistemelor de alimentare cu gaze naturale indicativ I6/1-98*. Uz intern, 1989.
- [43] Gabriel Ghe., *Exploatarea rețelelor și instalațiilor de gaze*, Ed. Tehnică, București, 1975.
- [44] Rusu E., *necesitatea și importanța măsurării debitelor de gaze*, CGM Mediaș, 1987.
- [45] Popoviciu S., Stan Alex., Popoviciu E., *Diminuarea infiltrațiilor de gaze din rețelele de distribuție*, Ed. Tehnică, București, 1975.
- [46] Jercan E., *Analiza cromatografică*, Ed. Tehnică, București, 1982.
- [47] Singliar M., *Practica cromatografiei de gaze*, Ed. Tehnică, București, 1963.
- [48] Kețev A., *Îndreptar de cromatografia gazelor*, Ed. Tehnică, București, 1980.

- [49] Popoviciu S., *Îndrumătorul proiectantului și executantului autorizat în gaze naturale*, D.G.N.Tg. Mureș, 1992.
- [50] Lupu N.I., *Economia gazelor naturale combustibile*, Editura Universității, Sibiu, 1997.
- [51] Lingvay I., Secrețeanu N., *Coroziunea rețelelor de transport și distribuție a gazelor naturale*, Ed. ICPE, București, 2000.
- [52] Vintilă S., Mihalache Ghe., *Ghid pentru determinarea consumurilor tehnologice considerate pierderi de gaze naturale din rețelele de transport și distribuție*, Ed. UTCB, 1999.
- [53] Thei H., Negru D., Jădăneanțu M., *Termodinamica și mașini termice*, IPT, Timișoara, 1999.
- [54] Bejan I., Neacșu E., *Termotehnica și mașini termice*, vol. I și II, LITO, IPT, 1982, 1987.
- [55] Dănescu Al. ș.a., *Termotehnica și mașini termice*, EDP, București, 1985.
- [56] Vlădea I., *Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii*, EDP, București, 1985.
- [57] Munteanu Ghe., *cartea instalatorului de gaze combustibile*, Ed. Tehnică, București, 1965.

## MĂSURĂTORI, REZULTATE ȘI CONCLUZII PRIVIND FUNȚIONAREA CAZANULUI DE APĂ CALDĂ PLINTEH 2.24.0

### REGIM TERMIC DINAMIC

Denumirea cazanului: Cazan apă caldă PLINTEH 2.24.0

Data încercării: 10.09.1998

		Inițial	Final
Presiunea barometrică	[mbar]	1020	1020
Temperatura aerului exterior	[°C]	17	17
Temperatura aerului interior	[°C]	20	20
Indicația contorului de gaz	[m <sup>3</sup> ]	4151,291	4153,943
Puterea calorifică inferioară	[MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ]	35,7	35,7
Suprapresiunea gazului natural în amonte de reductor ( $\Delta p_{gn2}$ )	[mm H <sub>2</sub> O]	615	615

**Tabel A.1. Măsurătorile termotehnice în regim termic dinamic pentru apa cadă  
folosită la încălzirea centrală (proba de casă)**

Ora	$t_{w1}$ [°C]	$t_{w2}$ [°C]	$t_{w3}$ [°C]	$\Delta p_w$ [mm H <sub>2</sub> O]	$\Delta p_{gl}$ [mm H <sub>2</sub> O]	$D_{w3}$ [Kg/h]
9 <sup>05</sup>	24,0	22,0	19,5	20	200	300
9 <sup>10</sup>	48,2	25,0	19,5	20	200	300
9 <sup>15</sup>	57,8	34,5	19,5	20	200	300
9 <sup>20</sup>	63,5	40,0	19,5	20	200	300
9 <sup>25</sup>	68,0	45,0	19,5	20	200	300
9 <sup>30</sup>	70,5	46,5	19,5	20	200	300
9 <sup>35</sup>	71,0	47,0	19,5	20	200	300
9 <sup>40</sup>	72,0	48,0	19,5	20	200	300
9 <sup>45</sup>	73,0	49,0	19,5	20	203	300
9 <sup>50</sup>	74,0	50,0	19,5	20	203	300
9 <sup>55</sup>	75,0	51,0	19,5	20	203	300
10 <sup>00</sup>	75,2	51,2	19,5	20	203	300
10 <sup>05</sup>	75,2	51,2	19,5	20	202	300

## REGIM TERMIC STAȚIONAR

Denumirea cazanului: Cazan apă caldă PLINTEH 2.24.0

Data încercării: 10.09.1998

		Inițial	Final
Presiunea barometrică	[mbar]	1020	1020
Temperatura aerului exterior	[°C]	19	19
Temperatura aerului interior	[°C]	22	22
Indicația contorului de gaz	[m <sup>3</sup> ]	4153,722	4154,783
Puterea calorifică inferioară	[MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ]	35,7	35,7
Suprapresiunea gazului natural în amonte de reductor ( $\Delta p_{gn2}$ )	[mm H <sub>2</sub> O]	615	615

**Tabel A.2. Măsurătorile termotehnice în regim termic staționar pentru apa cadă folosită la încălzirea centrală (proba de casă)**

Ora	$t_{w1}$ [°C]	$t_{w2}$ [°C]	$t_{w3}$ [°C]	$\Delta p_w$ [mm H <sub>g</sub> ]	$\Delta p_{g1}$ [mm H <sub>2</sub> O]	$D_{w3}$ [ Kg/h ]
10 <sup>00</sup>	75,2	51,2	19,5	20	200	300
10 <sup>03</sup>	75,2	51,2	19,5	20	200	300
10 <sup>06</sup>	75,2	51,2	19,5	20	203	300
10 <sup>09</sup>	75,3	51,2	19,5	20	200	300
10 <sup>12</sup>	75,2	51,3	19,5	20	200	300
10 <sup>15</sup>	75,2	51,2	19,5	20	201	300
10 <sup>18</sup>	75,2	51,2	19,5	20	201	300
10 <sup>21</sup>	75,2	51,3	19,5	20	200	300
10 <sup>24</sup>	75,3	51,3	19,5	20	200	300
Media	75,23	51,23	19,5	20	200	300

**Tabelul A.3. Măsurători termotermice pe partea gazelor de ardere provenite de la cazanul de apă caldă PLINTEH 2.240  
(proba de casă)**

Data încercării: 10.09.1998

Nr. crt.	$t_{gc}$ [°C]	O <sub>2</sub> [%]	CO <sub>2</sub> [%]	$\lambda_c$ [-]	$\Delta p_{cos}$ [mbar]	CO [ppm]	CO [mg/m <sup>3</sup> N]	NO [ppm]	NO <sub>2</sub> [ppm]	NO <sub>x</sub> [mg/m <sup>3</sup> N]	SO <sub>2</sub> [ppm]	SO <sub>2</sub> [mg/m <sup>3</sup> N]	O <sub>2 ref</sub> [%]
1.	172,0	4,7	9,1	1,289	-0,02	59	81,4	97	13	249,0	0	0	3
2.	175,7	4,6	9,2	1,276	-0,02	60	82,3	94	14	243,0	0	0	3
3.	175,0	4,7	9,1	1,289	-0,02	62	85,6	94	14	244,5	0	0	3
4.	175,2	4,6	9,2	1,276	-0,02	61	83,7	95	14	245,2	0	0	3
5.	175,6	4,6	9,2	1,276	-0,02	60	82,3	92	14	238,5	0	0	3
6.	176,0	4,6	9,2	1,276	-0,02	59	80,8	96	14	247,5	0	0	3
7.	176,1	4,7	9,1	1,289	-0,02	62	85,6	98	13	251,3	0	0	3
8.	175,8	4,6	9,2	1,276	-0,02	62	85,1	95	14	245,3	0	0	3
9.	175,9	4,5	9,2	1,276	-0,02	60	81,8	94	14	241,5	0	0	3
10.	176,1	4,6	9,2	1,276	-0,02	60	82,3	94	14	243,0	0	0	3
Media	175,4	4,65	9,17	1,280	-0,02	60,5	83,3	94,9	13,8	243,1	0	0	3



**Tabelul A.4. Performanțele energetice ale cazanului de apă caldă PLINTEH 2.240, fabricație PLINSKA TEHNICA – Zrenianin Yugoslavia (proba de casă)**

Nr. crt.	Mărimea măsurată sau calculată	Simbol	UM	Val. num. medie
1.	Temperatura apei la tur	$t_{w1}$	°C	75,23
2.	Temperatura apei la retur	$t_{w2}$	°C	51,23
3.	Temperatura apei reci	$t_{w3}$	°C	19,50
4.	Căderea de presiune pe diafragmă	$\Delta p_w$	mm Hg	20,0
5.	Debitul de apă caldă care circulă prin cazan	$D_{w1}$	Kg/h	858,2
6.	Puterea termică utilă a cazanului	$p_{tu}$	KW kcal/h	23,949 20596,8
7.	Consumul de combustibil	B	$m^3_N/h$	2,654
8.	Puterea calorifică inferioară	$H_i$	$MJ/m^3_N$	35,7
9.	Randamentul termic brut pe cale directă	$\eta_{tb}$	%	90,9
10.	Temperatura gazelor de ardere la coș	$t_{gc}$	°C	175,4
11.	Conținutul mediu de CO <sub>2</sub> în gazele de ardere uscate	(CO <sub>2</sub> )	%	9,17
12.	Conținutul mediu de O <sub>2</sub> în gazele de ardere uscate	(O <sub>2</sub> ) <sub>f</sub>	%	4,65
13.	Conținutul mediu de CO în gazele de ardere uscate	(CO) <sub>f</sub>	%	60,510 <sup>-4</sup>
14.	Coeficientul excesului de aer	$\lambda_c$	–	1,280
15.	Entalpia gazelor de ardere la coș pentru $t_{gc}$ și $\lambda_c$	$I_{gc}$	$kJ/m^3_N$	3204,0
16.	Entalpia gazelor de ardere la coș pentru $t_{ar}$ și $\lambda_c$	$I_{ga}$	$kJ/m^3_N$	362,7
17.	Pierdere relativă de căldură la coș	$q_2$	%	7,959
18.	Cantitatea de gaze uscate pentru $\lambda_c$	$V_{gu}$	$m^3_N/m^3_N$	11,127
19.	Pierdere relativă de căldură datorită arderii imp.	$q_3$	%	0,0238
20.	Pierdere relativă de căldură în mediul ambiant	$q_5$	%	1
21.	Randamentul termic brut pe cale indirectă	$\eta_{tb}$	%	91,01
22.	Puterea termică a focarului	$P_{tf}$	KW kcal/h	26,319 22634,2

**Tabelul A.5. Măsurători și calcule privind apa caldă sanitară furnizată de cazanul PLINTEH 2.24.0 (proba de casă)**

Nr. crt.	$t_{w3}$ [°C]	$t_{w4}$ [°C]	$\Delta\tau$ [s]	$D_{w4}$ [l/h]	$P_{ts}$		$d_{w4}$ [l/min]		$\Delta p_{wr}$ [bar]
					kcal/h	kW	pt	$\Delta t =$ 33°C    25°C	
1.	19,5	60,5	148	364,865	14959	17,395	7,555	9,973	0,8
2.	19,5	60,7	149	362,416	14931	17,362	7,541	9,954	0,8
3.	19,5	61,0	149	362,416	15040	17,488	7,596	10,027	0,8
4.	19,5	60,5	148	364,865	14959	17,395	7,555	9,973	0,8
5.	19,5	60,4	148	364,865	14923	17,352	7,537	9,949	0,8
6.	19,5	60,8	149	362,416	14968	17,404	7,559	9,978	0,8
M	19,5	60,65	148,5	363,636	14964	17,399	7,557	9,976	0,8

**Tabelul A.6**

Denumire	Simbol	UM	Prospect	Proba de casă
Putere termică utilă	$P_{tu}$	kW	23,3	23,949
		kcal/h	20000	20596,8
Puterea termică a focarului	$P_{tf}$	kW	27	26,319
		kcal/h	23200	22634,2
Randamentul termic brut	$\eta_{tb}$	%	–	90,9 <sup>*)</sup>
			–	91,01 <sup>**)</sup>
Consumul de gaz natural	B	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /h	2,6	2,654
Debit de apă sanitară pentru $\Delta t = 33^\circ\text{C}$	$d_{ws}$	l/min	10	7,557

<sup>\*)</sup> pe cale directă;

<sup>\*\*)</sup> pe cale indirectă.

**Tabel A.7**

Denumire	Simbol	UM	Concentrația medie măsurată	Concentrația limită conf. Ord. 462/93
Monoxid de carbon	CO	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	83,3	100
Oxizi de azot (exprimați în NO <sub>2</sub> )	NO <sub>2</sub>	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	243,1	350
Oxizi de sulf (exprimați în SO <sub>2</sub> )	SO <sub>2</sub>	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	0,0	35

## Concluzii referitoare la măsurătorile și testările efectuate pe cazanul de apă caldă PLINTEH 2.24.0

1. La funcționarea cazanului de apă caldă PLINTEH 2.240 în regim termic staționar s-au confirmat valorile preliminate de firma constructoare, așa după cum rezultă din Tabelul A.6, cu excepția debitului de apă sanitară. Această neconcordanță se datorează presiunii scăzute a apei reci provenită din rețeaua de alimentare și a rezistenței hidraulice a traseului, care determină un debit mai mic decât cel necesar. În această situație intervine supapa de gaz modulară, care diminuează în mod automat puterea termică a cazanului, menținând temperatura apei calde sanitare.

2. Funcționarea cazanului se poate considera că este economică. Randamentul termic brut de 90,8% pe cale directă și de 91,01% pe cale indirectă situează cazanul PLINTEH 2.240 în rândul cazanelor performante care funcționează cu gaz natural având  $H_i = 35700 \text{ kJ/m}^3_{\text{N}} = 8527 \text{ kcal/kJ/ m}^3_{\text{N}} = 9,915 \text{ kWh/ m}^3_{\text{N}}$ .

3. Arderea gazului natural se apropie de cea perfectă, conținutul de monoxid de carbon în gazele de ardere uscate situându-se în jur de 60,5 ppm. Ca urmare pierderea relativă de căldură datorată arderii imperfecte este nesemnificativă ( $q_3 = 0,0258\%$ ).

4. Arderea se poate considera nepoluantă în sensul că valorile măsurate ale concentrației noxelor se situează sub limitele admise la emisie a gazelor de ardere, prevăzute în *Legea Protecției Mediului 137/95* și *Ordinul 462/93* al Ministerului Apelor, Pădurilor și protecției Mediului, așa cum rezultă din tabelul A.7.

5. Instalația de automatizare și protecție a cazanului a funcționat foarte bine, răspunzând prompt la comenzile manuale sau automate de pornire, oprire și funcționare în regim.

Se menționează că s-a testat comportarea cazanului de apă caldă PLINTEH 2.24.0 și în condiții speciale, create în mod deliberat și anume:

- întreruperea alimentării cu energie electrică;
- micșorarea presiunii de alimentare cu gaz natural;
- oprirea bruscă a alimentării cu gaz natural;
- defectarea termocuplei care asigură supravegherea flăcării;
- reducerea debitului de apă care circulă prin cazan.

În toate cazurile menționate a fost îndeplinită condiția de siguranță în funcționare.

6. Din cele expuse mai sus, rezultă că la proba de casă, cazanul de apă caldă PLINTEH 2.240 a realizat puterea termică nominală, funcționarea sa este sigură și economică, arderea poate fi considerată perfectă și nepoluantă și ca urmare propunem ca ISCIR Central București să fie de acord cu supunerea acestui cazan la proba oficială în vederea acreditării sale și acordării firmei S.C. ELECTROMETAL S.A. din Timișoara dreptul de a-l importa și comercializa în România.

# MĂSURĂTORI, REZULTATE ȘI CONCLUZII PRIVIND FUNȚIONAREA CAZANULUI DE APĂ CALDĂ PLINTEH 1.24 E

## REGIM TERMIC DINAMIC

Denumirea cazanului: Cazan apă caldă PLINTEH 1.24 E

Data încercării: 2.09.1998

		Inițial	Final
Presiunea barometrică	[mbar]	1022	1022
Temperatura aerului exterior	[°C]	16	18
Temperatura aerului interior	[°C]	19	21
Indicația contorului de gaz	[m <sup>3</sup> ]	4115,273	4117,925
Puterea calorifică inferioară	[MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ]	35,7	35,7
Suprapresiunea gazului natural în amonte de reductor ( $\Delta p_{gn2}$ )	[mm H <sub>2</sub> O]	615	615

**Tabel A.8. Măsurătorile termotehnice în regim termic dinamic pentru apa cadă  
folosită la încălzirea centrală (proba de casă)**

Ora	T <sub>w1</sub> [°C]	t <sub>w2</sub> [°C]	t <sub>w3</sub> [°C]	$\Delta p_w$ [mm H <sub>2</sub> O]	$\Delta p_{gl}$ [mm H <sub>2</sub> O]	D <sub>w3</sub> [ Kg/h ]
10 <sup>05</sup>	33,0	29,0	19,5	34	204	300
10 <sup>10</sup>	56,0	49,0	19,5	34	204	300
10 <sup>15</sup>	69,0	51,0	19,5	34	204	300
10 <sup>20</sup>	70,0	52,0	19,5	34	204	300
10 <sup>25</sup>	72,0	54,0	19,5	34	204	300
10 <sup>30</sup>	74,5	56,5	19,5	34	204	300
10 <sup>35</sup>	76,0	58,5	20	34	204	300
10 <sup>40</sup>	77,5	59,5	20	34	204	300
10 <sup>45</sup>	78,5	61,0	20	34	204	300
10 <sup>50</sup>	79,5	62,0	20	34	204	300
10 <sup>55</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>00</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>05</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300

## REGIM TERMIC STAȚIONAR

Denumirea cazanului: Cazan apă caldă PLINTEH 1.24 E

Data încercării: 2.09.1998

		Inițial	Final
Presiunea barometrică	[mbar]	1022	1022
Temperatura aerului exterior	[°C]	18	18
Temperatura aerului interior	[°C]	21	21
Indicația contorului de gaz	[m <sup>3</sup> ]	4117,704	4119,030
Puterea calorică inferioară	[MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ]	35,7	35,7
Suprapresiunea gazului natural în amonte de reductor ( $\Delta p_{gn2}$ )	[mm H <sub>2</sub> O]	615	615

**Tabel A.9. Măsurătorile termotehnice în regim termic staționar pentru apa cadă folosită la încălzirea centrală (proba de casă)**

Ora	$t_{w1}$ [°C]	$t_{w2}$ [°C]	$t_{w3}$ [°C]	$\Delta p_w$ [mm H <sub>g</sub> ]	$\Delta p_{g1}$ [mm H <sub>2</sub> O]	$D_{w3}$ [ Kg/h ]
11 <sup>00</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>02</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>04</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>06</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>08</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>10</sup>	80,7	62,6	20	34	204	300
11 <sup>12</sup>	80,5	62,6	20	34	204	300
11 <sup>14</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>16</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>18</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>20</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>22</sup>	80,5	62,6	20	34	204	300
11 <sup>24</sup>	80,5	62,6	20	34	204	300
11 <sup>26</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
11 <sup>28</sup>	80,6	62,6	20	34	204	300
11 <sup>30</sup>	80,5	62,5	20	34	204	300
Media	80,525	62,531	20	34	204	300

**Tabelul A.10. Măsurători termotermece pe partea gazelor de ardere provenite de la cazanul de apă caldă PLINTEH 1.24 E  
(proba de casă)**

Data încercării: 11.09.1998

Nr. crt.	$t_{ge}$ [°C]	O <sub>2</sub> [%]	CO <sub>2</sub> [%]	$\lambda_c$ [-]	$\Delta p_{cos}$ [mbar]	CO [ppm]	CO [mg/m <sup>3</sup> N]	NO [ppm]	NO <sub>2</sub> [ppm]	NO <sub>x</sub> [mg/m <sup>3</sup> N]	SO <sub>2</sub> [ppm]	SO <sub>2</sub> [mg/m <sup>3</sup> N]	O <sub>2 ref</sub> [%]
1.	113,1	4,0	9,5	1,236	-0,01	73	96,6	91	11	221,4	0	0	3
2.	114,8	3,8	9,6	1,223	-0,01	73	95,5	94	12	227,4	0	0	3
3.	121,7	4,0	9,5	1,236	-0,01	73	96,6	92	12	225,7	0	0	3
4.	123,4	3,8	9,6	1,223	-0,01	67	87,6	97	13	236,0	0	0	3
5.	122,8	4,2	9,4	1,249	-0,01	71	95,1	94	13	235,0	0	0	3
6.	122,6	4,0	9,5	1,236	-0,01	67	88,7	97	14	240,9	0	0	3
7.	121,7	3,8	9,6	1,223	-0,01	70	91,6	95	14	233,8	0	0	3
8.	121,3	4,0	9,5	1,236	-0,01	62	82,0	96	14	238,8	0	0	3
9.	120,9	3,8	9,6	1,223	-0,01	64	83,7	94	14	231,7	0	0	3
10.	121,2	3,8	9,6	1,223	-0,01	60	78,5	92	11	220,9	0	0	3
11.	122,6	4,0	9,5	1,236	-0,01	66	87,3	91	12	223,6	0	0	3
12.	122,8	3,8	9,6	1,223	-0,01	68	88,9	93	13	227,4	0	0	3
Media	120,7	3,917	9,542	1,230	-0,01	67,83	89,3	93,83	12,75	230,2	0	0	3

**Tabelul A.11. Performanțele energetice ale cazanului de apă caldă PLINTEH 1.24 E, fabricație PLINSKA TEHNICA – Zrenianin Yugoslavia (proba de casă)**

Nr. crt.	Mărimea măsurată sau calculată	Simbol	UM	Val. num. medie
1.	Temperatura apei la tur	$t_{w1}$	°C	80,525
2.	Temperatura apei la retur	$t_{w2}$	°C	62,531
3.	Temperatura apei reci	$t_{w3}$	°C	20,0
4.	Căderea de presiune pe diafragmă	$\Delta p_w$	mm Hg	34
5.	Debitul de apă caldă care circulă prin cazan	$D_{w1}$	kg/h	1125
6.	Puterea termică utilă a cazanului	$P_{tu}$	kW kcal/h	23,539 202403
7.	Consumul de combustibil	B	$m^3_N/h$	2,552
8.	Puterea calorifică inferioară	$H_i$	$MJ/m^3_N$	35,7
9.	Randamentul termic brut pe cale directă	$\eta_{tb}$	%	92,8
10.	Temperatura gazelor de ardere la coș	$t_{gc}$	°C	120,7
11.	Conținutul mediu de CO <sub>2</sub> în gazele de ardere uscate	(CO <sub>2</sub> )	%	9,542
12.	Conținutul mediu de O <sub>2</sub> în gazele de ardere uscate	(O <sub>2</sub> ) <sub>f</sub>	%	3,917
13.	Conținutul mediu de CO în gazele de ardere uscate	(CO) <sub>f</sub>	%	67,8310 <sup>-4</sup>
14.	Coeficientul excesului de aer	$\lambda_c$	–	1,230
15.	Entalpia gazelor de ardere la coș pentru $t_{gc}$ și $\lambda_c$	$I_{gc}$	$kJ/m^3_N$	2119,2
16.	Entalpia gazelor de ardere la coș pentru $t_{ar}$ și $\lambda_c$	$I_{ga}$	$kJ/m^3_N$	350,1
17.	Pierdere relativă de căldură la coș	$q_2$	%	4,96
18.	Cantitatea de gaze uscate pentru $\lambda_c$	$V_{gu}$	$m^3_N/m^3_N$	10,654
19.	Pierdere relativă de căldură datorită arderii imp.	$q_3$	%	0,0255
20.	Pierdere relativă de căldură în mediul ambiant	$q_5$	%	2
21.	Randamentul termic brut pe cale indirectă	$\eta_{tb}$	%	93,014
22.	Puterea termică a focarului	$P_{tf}$	kW kcal/h	25,3 21761



**Tabelul A.12**

Denumire	Simbol	UM	Prospect	Proba de casă
Putere termică utilă	$P_{tu}$	KW	23,3	23,539
		kcal/h	20000	20243
Puterea termică a focarului	$P_{tf}$	KW	27	25,3
		kcal/h	23200	21761
Randamentul termic brut	$\eta_{tb}$	%	–	92,8 <sup>*)</sup>
			–	93,014 <sup>**)</sup>
Consumul de gaz natural	B	$m^3_N/h$	2,6	2,552

\*) pe cale directă;  
 \*\*) pe cale indirectă.

**Tabel A.13**

Denumire	Simbol	UM	Concentrația medie măsurată	Concentrația limită conf. Ord. 462/93
Monoxid de carbon	CO	$mg/m^3_N$	89,3	100
Oxizi de azot (exprimați în NO <sub>2</sub> )	NO <sub>2</sub>	$mg/m^3_N$	230,2	350
Oxizi de sulf (exprimați în SO <sub>2</sub> )	SO <sub>2</sub>	$mg/m^3_N$	0,0	35

### Concluzii referitoare la măsurătorile și testările efectuate pe cazanul de apă caldă PLINTEH 1.24 E

1. La funcționarea cazanului de apă caldă PLINTEH 1.24 E în regim termic staționar s-au confirmat valorile preliminate de firma constructoare, așa după cum rezultă din Tabelul A.12.

Diferența de 6,2% dintre puterea termică a focarului, dată în prospect și cea calculată pe baza măsurătorilor, se datorează puterilor calorifice ale gazului combustibil (10,5 kWh/m<sup>3</sup> față de 9,915 kWh/m<sup>3</sup>) întrucât consumul este practic același.

2. Funcționarea cazanului se poate considera că este economică. Randamentul termic brut de 92,8% pe cale directă și de 93,024% pe cale indirectă situează cazanul PLINTEH 1.24 E printre cazanele cele mai performante care funcționează cu gaz natural. Valoarea ridicată a

randamentului termic brut se explică prin valori scăzute ale temperaturii gazelor de ardere și coeficientului excesului de aer la coș.

3. Arderea gazului natural se apropie de cea perfectă, conținutul de monoxid de carbon în gazele de ardere uscate situându-se în jur de 67,83 ppm. Ca urmare pierderea relativă de căldură datorată arderii imperfecte este ne semnificativă ( $q_3 = 0,0255\%$ ).

4. Arderea se poate considera nepoluantă în sensul că valorile măsurate ale concentrației noxelor se situează sub limitele admise la emisie a gazelor de ardere, prevăzute în *Legea Protecției Mediului 137/95* și *Ordinul 462/93* al Ministerului Apelor, Pădurilor și protecției Mediului, așa cum rezultă din tabelul A.13.

5. Instalația de automatizare și protecție a cazanului a funcționat foarte bine, răspunzând prompt la comenzile manuale sau automate de pornire, oprire și funcționare în regim.

Se menționează că s-a testat comportarea cazanului de apă caldă PLINTEH 1.24 E și în condiții speciale, create în mod deliberat și anume:

- întreruperea alimentării cu energie electrică;
- micșorarea presiunii de alimentare cu gaz natural;
- oprirea bruscă a alimentării cu gaz natural;
- reducerea debitului de apă care circulă prin cazan.

În toate cazurile menționate a fost îndeplinită condiția de siguranță în funcționare.

6. Din cele expuse mai sus, rezultă că la proba de casă, cazanul de apă caldă PLINTEH 1.24 E a realizat puterea termică nominală, funcționarea sa este sigură și economică, arderea poate fi considerată perfectă și nepoluantă și ca urmare propunem ca ISCIR Central București să fie de acord cu supunerea acestui cazan la proba oficială în vederea acreditării sale și acordării firmei S.C. ELECTROMETAL S.A. din Timișoara dreptul de a-l importa și comercializa în România.

# MĂSURĂTORI, REZULTATE ȘI CONCLUZII PRIVIND FUNȚIONAREA CAZANULUI DE APĂ CALDĂ PLINTEH 2.38 E

## REGIM TERMIC DINAMIC

Denumirea cazanului: Cazan apă caldă PLINTEH 2.38 E

Data încercării: 9.09.1998

		Inițial	Final
Presiunea barometrică	[mbar]	1015	1015
Temperatura aerului exterior	[°C]	17	17
Temperatura aerului interior	[°C]	20,5	21
Indicația contorului de gaz	[m <sup>3</sup> ]	4144,377	4147,290
Puterea calorică inferioară	[MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ]	35,7	35,7
Suprapresiunea gazului natural în amonte de reductor ( $\Delta p_{gn2}$ )	[mm H <sub>2</sub> O]	580	580

**Tabel A.14. Măsurătorile termotehnice în regim termic dinamic pentru apa cadă  
folosită la încălzirea centrală (proba de casă)**

Ora	$T_{w1}$ [°C]	$t_{w2}$ [°C]	$t_{w3}$ [°C]	$\Delta p_w$ [mm H <sub>g</sub> ]	$\Delta p_{g1}$ [mm H <sub>2</sub> O]	$D_{w3}$ [ Kg/h ]
9 <sup>20</sup>	22,0	19	19,5	38	250	540
9 <sup>25</sup>	58,5	36	19,5	38	250	540
9 <sup>30</sup>	68,5	48,5	19,5	38	250	540
9 <sup>32</sup>	71,0	45,5	19,5	38	250	540
9 <sup>34</sup>	72,5	46,5	19,5	38	250	540
9 <sup>36</sup>	74,0	47,0	19,5	38	250	540
9 <sup>38</sup>	75,0	47,5	19,5	38	250	540
9 <sup>40</sup>	76,0	48,5	19,5	38	250	540
9 <sup>42</sup>	76,0	48,5	19,5	38	250	540
9 <sup>44</sup>	76,0	48,5	19,5	38	250	540
9 <sup>46</sup>	76,0	48,4	19,5	38	250	540
9 <sup>48</sup>	76,2	48,5	19,5	38	250	540
9 <sup>50</sup>	76,2	48,6	19,5	38	250	540
9 <sup>52</sup>	76,0	48,5	19,5	38	250	540
9 <sup>54</sup>	76,1	48,7	19,5	38	250	540
9 <sup>57</sup>	76,0	48,5	19,5	38	250	540
10 <sup>00</sup>	76,0	48,5	19,5	38	250	540

## REGIM TERMIC STAȚIONAR

Denumirea cazanului: Cazan apă caldă PLINTEH 2.38 E

Data încercării: 9.09.1998

		Inițial	Final
Presiunea barometrică	[mbar]	1015	1015
Temperatura aerului exterior	[°C]	17	17
Temperatura aerului interior	[°C]	21	21
Indicația contorului de gaz	[m <sup>3</sup> ]	4145,833	4148,018
Puterea calorică inferioară	[MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ]	35,7	35,7
Suprapresiunea gazului natural în amonte de reductor ( $\Delta p_{gn2}$ )	[mm H <sub>2</sub> O]	580	580

**Tabel A.15 Măsurătorile termotehnice în regim termic staționar pentru apa caldă folosită la încălzirea centrală (proba de casă)**

Ora	$T_{w1}$ [°C]	$t_{w2}$ [°C]	$t_{w3}$ [°C]	$\Delta p_w$ [mm H <sub>g</sub> ]	$\Delta p_{g1}$ [mm H <sub>2</sub> O]	$D_{w3}$ [ Kg/h ]
9 <sup>40</sup>	76,0	48,5	19,5	38	250	540
9 <sup>42</sup>	76,0	48,5	19,5	38	250	540
9 <sup>44</sup>	76,0	48,5	19,5	38	250	540
9 <sup>46</sup>	76,0	48,2	19,5	38	250	540
9 <sup>48</sup>	76,2	48,5	19,5	38	250	540
9 <sup>50</sup>	76,2	48,6	19,5	38	250	540
9 <sup>52</sup>	76,0	48,5	19,5	38	250	540
9 <sup>54</sup>	76,1	48,7	19,5	38	250	540
9 <sup>56</sup>	76,0	48,6	19,5	37	250	540
9 <sup>58</sup>	76,0	48,5	19,5	38	250	540
10 <sup>00</sup>	76,1	48,5	19,5	38	250	540
10 <sup>02</sup>	76,1	48,5	19,5	37	250	540
10 <sup>04</sup>	76,2	48,5	19,5	37	250	540
10 <sup>06</sup>	76,0	48,6	19,5	38	250	540
10 <sup>08</sup>	76,0	48,7	19,5	38	250	540
10 <sup>10</sup>	76,0	48,7	19,5	38	250	540
Media	76,056	48,544	19,5	37,8125	250	540

**Tabelul A.16. Măsurători termotermice pe partea gazelor de ardere provenite de la cazanul de apă caldă PLINTEH 2.38 E  
(proba de casă)**

Data încercării: 9.09.1998

Nr. crt.	$t_{gc}$ [°C]	O <sub>2</sub> [%]	CO <sub>2</sub> [%]	$\lambda_c$ [-]	$\Delta p_{cos}$ [mbar]	CO [ppm]	CO [mg/m <sup>3</sup> N]	NO [ppm]	NO <sub>2</sub> [ppm]	NO <sub>x</sub> [mg/m <sup>3</sup> N]	SO <sub>2</sub> [ppm]	SO <sub>2</sub> [mg/m <sup>3</sup> N]	O <sub>2</sub> <sup>ref</sup> [%]
1.	184,2	5,0	8,9	1,319	-0,02	40	56,2	67	9	175,3	0	0	3
2.	185,7	4,8	9,0	1,304	-0,02	41	56,9	67	9	173,1	0	0	3
3.	190,0	4,6	9,1	1,290	-0,02	45	61,7	71	10	182,2	0	0	3
4.	192,7	4,7	9,1	1,290	-0,02	48	66,2	76	9	192,4	0	0	3
5.	195,0	4,8	9,0	1,304	-0,02	43	59,7	79	8	192,2	0	0	3
6.	198,0	4,9	9,0	1,304	-0,02	49	68,5	79	8	199,4	0	0	3
7.	194,1	4,8	9,0	1,304	-0,02	48	66,7	82	7	202,7	0	0	3
8.	192,2	5,0	8,9	1,319	-0,02	52	73,1	83	7	207,6	0	0	3
9.	192,0	4,9	8,9	1,319	-0,02	50	69,9	83	7	206,3	0	0	3
10.	192,5	4,6	9,1	1,290	-0,02	54	74,1	83	7	202,5	0	0	3
Media	191,64	4,81	9,0	1,304	-0,02	47	65,3	77	8,1	194,0	0	0	3

**Tabelul A.17. Performanțele energetice ale cazanului de apă caldă PLINTEH 2.38 E, fabricație PLINSKA TEHNICA – Zrenianin Yugoslavia (proba de casă)**

Nr. crt.	Mărimea măsurată sau calculată	Simbol	UM	Val. num. medie
1.	Temperatura apei la tur	$t_{w1}$	°C	76,056
2.	Temperatura apei la retur	$t_{w2}$	°C	48,544
3.	Temperatura apei reci	$t_{w3}$	°C	19,5
4.	Căderea de presiune pe diafragmă	$\Delta p_w$	mm Hg	37,8125
5.	Debitul de apă caldă care circulă prin cazan	$D_{w1}$	Kg/h	1180
6.	Puterea termică utilă a cazanului	$p_{tu}$	KW kcal/h	37,749 32464
7.	Consumul de combustibil	B	$m^3_N/h$	4,221
8.	Puterea calorifică inferioară	$H_i$	MJ/ $m^3_N$	35,7
9.	Randamentul termic brut pe cale directă	$\eta_{tb}$	%	90,2
10.	Temperatura gazelor de ardere la coș	$t_{gc}$	°C	191,64
11.	Conținutul mediu de CO <sub>2</sub> în gazele de ardere uscate	(CO <sub>2</sub> )	%	9,0
12.	Conținutul mediu de O <sub>2</sub> în gazele de ardere uscate	(O <sub>2</sub> ) <sub>f</sub>	%	4,81
13.	Conținutul mediu de CO în gazele de ardere uscate	(CO) <sub>f</sub>	%	4710 <sup>-4</sup>
14.	Coeficientul excesului de aer	$\lambda_c$	–	1,304
15.	Entalpia gazelor de ardere la coș pentru $t_{gc}$ și $\lambda_c$	$I_{gc}$	kJ/ $m^3_N$	3561,6
16.	Entalpia gazelor de ardere la coș pentru $t_{ar}$ și $\lambda_c$	$I_{ga}$	kJ/ $m^3_N$	368,7
17.	Pierdere relativă de căldură la coș	$q_2$	%	8,9436
18.	Cantitatea de gaze uscate pentru $\lambda_c$	$V_{gu}$	$m^3_N/m^3_N$	11,354
19.	Pierdere relativă de căldură datorită arderii imp.	$q_3$	%	0,0188
20.	Pierdere relativă de căldură în mediul ambiant	$q_5$	%	1,0
21.	Randamentul termic brut pe cale indirectă	$\eta_{tb}$	%	90,038
22.	Puterea termică a focarului	$P_{tf}$	KW kcal/h	41,85 35991

**Tabelul A.18. Măsurători și calcule privind apa caldă sanitară furnizată de cazanul PLINTEH 2.38 E (proba de casă)**

Nr. crt.	$t_{w3}$ [°C]	$t_{w4}$ [°C]	$\Delta\tau$ [s]	$D_{w4}$ [l/h]	$P_{ts}$		$d_{w4}$ [l/min]		$\Delta p_{wr}$ [bar]
					Kcal/h	kW	pt	$\Delta t =$	
1.	19,5	75	68	529,4	29382	34,16	53°C	19,59	0,8
2.	19,5	77	67	537,3	30895	35,93	25°C	20,6	0,8
3.	19,5	77	67	537,3	30895	35,93	53°C	20,6	0,8
4.	19,5	77	68	529,4	30441	35,397	25°C	20,3	0,8
5.	19,5	76	68	529,4	29912	34,781	53°C	19,94	0,8
M	19,5	76,4	67,5	532,5	29769	34,615	25°C	19,846	0,8

**Tabelul A.19**

Denumire	Simbol	UM	Prospect	Proba de casă
Putere termică utilă	$P_{tu}$	kW	38,0	37,749
		kcal/h	32000	32464
Puterea termică a focarului	$P_{tf}$	KW	41,4	41,85
		kcal/h	34800	35991
Randamentul termic brut	$\eta_{tb}$	%	–	90,2 <sup>*)</sup>
			–	90,038 <sup>**)</sup>
Consumul de gaz natural	B	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /h	4,1	4,221
Debit de apă sanitară pentru $\Delta t = 53^\circ\text{C}$	$d_{ws}$	l/min	10	9,361

<sup>\*)</sup> pe cale directă;

<sup>\*\*)</sup> pe cale indirectă.

**Tabel A.20**

Denumire	Simbol	UM	Concentrația medie măsurată	Concentrația limită conf. Ord. 462/93
Monoxid de carbon	CO	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	65,3	100
Oxizi de azot (exprimați în NO <sub>2</sub> )	NO <sub>2</sub>	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	194,0	350
Oxizi de sulf (exprimați în SO <sub>2</sub> )	SO <sub>2</sub>	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	0,0	35

## Concluzii referitoare la măsurătorile și testările efectuate pe cazanul de apă caldă PLINTEH 2.38 E

1. La funcționarea cazanului de apă caldă PLINTEH 2.38 E în regim termic staționar s-au confirmat valorile preliminate de firma constructoare, așa după cum rezultă din Tabelul A.19. Diferențele care apar între valorile preliminare și cele calculate în urma măsurătorilor, se datorează în parte puterii calorifice ( $10,5 \text{ kWh/m}^3$  prevăzută de firma producătoare și  $9,915 \text{ kWh/m}^3$ ).

2. Funcționarea cazanului se poate considera că este economică. Randamentul termic brut de  $90,2\%$  pe cale directă și de  $90,038\%$  pe cale indirectă situează cazanul PLINTEH 2.38 E în rândul cazanelor performante. Valoarea randamentului termic este în principal determinată de valoarea pierderilor relative la coș  $q_2$ , care se situează în jur de  $8,94\%$  ca urmare a unei temperaturi ridicate a gazelor de ardere la coș ( $t_{gc} = 191,64^\circ\text{C}$ ). Această ultimă valoare este datorată, după părerea noastră, faptului că s-a funcționat cu o suprapresiune a gazului la intrarea în arzător  $\Delta p_{g1} = 250 \text{ mm H}_2\text{O}$ , din dorința de a se realiza puterea termică nominală a cazanului. Considerăm mai normal să se mărească diametrul duzei de gaz și să se revină la suprapresiunea  $\Delta p_{g1} = 200 \text{ mm H}_2\text{O}$ . Este de așteptat ca în acest caz să se obțină o oarecare ameliorare a  $\eta_{tb}$ .

3. Arderea gazului natural se apropie de cea perfectă, conținutul de monoxid de carbon în gazele de ardere uscate situându-se în jur de  $47 \text{ ppm}$ . Ca urmare pierderea relativă de căldură datorată arderii imperfecte este nesemnificativă ( $q_3 = 0,0188\%$ ).

4. Arderea se poate considera nepoluantă în sensul că valorile măsurate ale concentrației noxelor se situează sub limitele admise la emisie a gazelor de ardere, prevăzute în *Legea Protecției Mediului 137/95* și *Ordinul 462/93* al Ministerului Apelor, Pădurilor și protecției Mediului, așa cum rezultă din tabelul A.20.

5. Instalația de automatizare și protecție a cazanului a funcționat foarte bine, chiar și atunci când cazanul a fost testat în condiții speciale.

6. Din cele expuse mai sus, rezultă că la proba de casă, cazanul de apă caldă PLINTEH 2.240 a realizat puterea termică nominală, funcționarea sa este sigură și economică, arderea poate fi considerată perfectă și nepoluantă și ca urmare propunem ca ISCIR Central București să fie de acord cu supunerea acestui cazan la proba oficială în vederea acreditării sale și acordării firmei S.C. ELECTROMETAL S.A. din Timișoara dreptul de a-l importa și comercializa în România.



# MĂSURĂTORI, REZULTATE ȘI CONCLUZII PRIVIND FUNȚIONAREA CAZANULUI DE APĂ CALDĂ PLINTEH 2.28 EFF

## REGIM TERMIC DINAMIC

Denumirea cazanului: Cazan apă caldă PLINTEH 2.28 EFF

Data încercării: 3.09.1998

		Inițial	Final
Presiunea barometrică	[mbar]	1023	1023
Temperatura aerului exterior	[°C]	25	27
Temperatura aerului interior	[°C]	23	25
Indicația contorului de gaz	[m <sup>3</sup> ]	4120,382	4123,497
Puterea calorifică inferioară	[MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ]	35,7	35,7
Suprapresiunea gazului natural în amonte de reductor ( $\Delta p_{gn2}$ )	[mm H <sub>2</sub> O]	607	607

**Tabel A.21. Măsurătorile termotehnice în regim termic dinamic pentru apa caldă folosită la încălzirea centrală (proba de casă)**

Ora	$t_{w1}$ [°C]	$t_{w2}$ [°C]	$t_{w3}$ [°C]	$\Delta p_w$ [mm H <sub>g</sub> ]	$\Delta p_{g1}$ [mm H <sub>2</sub> O]	$D_{w3}$ [ Kg/h ]
12 <sup>20</sup>	27	23	20	27	204	300
12 <sup>25</sup>	45	35	20	27	204	300
12 <sup>30</sup>	66,0	49,0	20	27	204	300
12 <sup>35</sup>	71,0	44,0	20	27	204	300
12 <sup>40</sup>	74,0	46,0	20	27	204	300
12 <sup>45</sup>	76,0	48,0	20	27	204	300
12 <sup>50</sup>	78,5	51,5	20	27	204	300
12 <sup>55</sup>	82,0	55,0	20	27	204	300
13 <sup>00</sup>	84,0	60,0	20	27	204	300
13 <sup>05</sup>	86,5	61,5	20	27	204	300
13 <sup>10</sup>	87,5	63,0	20	27	204	300
13 <sup>15</sup>	88,0	64,0	20	27	204	300
13 <sup>20</sup>	88,0	64,0	20	27	204	300

## REGIM TERMIC STAȚIONAR

Denumirea cazanului: Cazan apă caldă PLINTEH 2.28 EFF

Data încercării: 3.09.1998

		Inițial	Final
Presiunea barometrică	[mbar]	1023	1023
Temperatura aerului exterior	[°C]	27	27,5
Temperatura aerului interior	[°C]	25	25
Indicația contorului de gaz	[m <sup>3</sup> ]	4122,978	4124,535
Puterea calorifică inferioară	[MJ/m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ]	35,7	35,7
Suprapresiunea gazului natural în amonte de reductor ( $\Delta p_{gn2}$ )	[mm H <sub>2</sub> O]	607	607

**Tabel A.22. Măsurătorile termotehnice în regim termic staționar pentru apa cadă folosită la încălzirea centrală (proba de casă)**

Ora	$t_{w1}$ [°C]	$t_{w2}$ [°C]	$t_{w3}$ [°C]	$\Delta p_w$ [mm H <sub>2</sub> O]	$\Delta p_{g1}$ [mm H <sub>2</sub> O]	$D_{v3}$ [Kg/h]
13 <sup>15</sup>	88,0	64,0	20	27	204	300
13 <sup>17</sup>	88,0	64,0	20	27	204	300
13 <sup>19</sup>	88,1	64,2	20	27	204	300
13 <sup>21</sup>	88,0	64,1	20	27	200	300
13 <sup>23</sup>	88,1	64,0	20	27	200	300
13 <sup>25</sup>	88,2	64,1	20	27	200	300
13 <sup>27</sup>	88,0	64,1	20	27	200	300
13 <sup>29</sup>	88,0	64,0	20	27	200	300
13 <sup>31</sup>	88,0	64,0	20	27	200	300
13 <sup>33</sup>	88,2	64,0	20	27	200	300
13 <sup>35</sup>	88,1	64,1	20	27	200	300
13 <sup>37</sup>	88,0	64,0	20	27	200	300
13 <sup>39</sup>	88,0	64,0	20	27	200	300
13 <sup>41</sup>	88,0	64,0	20	27	200	300
13 <sup>43</sup>	88,0	64,0	20	27	200	300
13 <sup>45</sup>	88,0	64,0	20	27	200	300
Media	88,0437	64,0375	20	27	200,5	300

**Tabelul A.23. Măsurători termotermitice pe partea gazelor de ardere provenite de la cazanul de apă caldă PLINTEH 2.28 EFF  
(proba de casă)**

Data încercării: 3.09.1998

Nr. crt.	$t_{gc}$ [°C]	O <sub>2</sub> [%]	CO <sub>2</sub> [%]	$\lambda_c$ [-]	$\Delta p_{cos}$ [mbar]	CO [ppm]	CO [mg/m <sup>3</sup> N]	NO [ppm]	NO <sub>2</sub> [ppm]	NO <sub>x</sub> [mg/m <sup>3</sup> N]	SO <sub>2</sub> [ppm]	SO <sub>2</sub> [mg/m <sup>3</sup> N]	O <sub>2</sub> <sup>ref</sup> [%]
1.	124,2	4,8	9,0	1,304	-0,02	60	83,3	69	9	177,7	0	0	3
2.	127,5	5,0	8,9	1,319	-0,02	61	85,8	72	9	186,8	0	0	3
3.	128,3	5,2	8,8	1,334	-0,02	55	78,3	70	10	186,8	0	0	3
4.	129,1	5,2	8,8	1,334	-0,02	58	82,6	73	9	191,5	0	0	3
5.	129,4	5,3	8,7	1,349	-0,02	56	80,25	79	8	204,5	0	0	3
6.	130,2	5,3	8,7	1,349	-0,02	60	86,0	80	8	206,8	0	0	3
7.	132,4	5,1	8,9	1,319	-0,02	62	87,7	81	7	204,2	0	0	3
8.	131,5	5,1	8,9	1,319	-0,02	64	90,6	80	7	201,9	0	0	3
9.	128,8	5,0	8,9	1,319	-0,02	60	84,3	78	8	198,3	0	0	3
10.	130,1	5,2	8,8	1,319	-0,02	62	88,3	76	8	196,2	0	0	3
Media	129,15	5,12	8,84	1,328	-0,02	59.8	84,7	75,8	8,3	195,4	0	0	3

**Tabelul A.24. Performanțele energetice ale cazanului de apă caldă  
PLINTEH 2.28 EFF, (proba de casă)**

Nr. crt.	Mărimea măsurată sau calculată	Simbol	UM	Val. num. medie
1.	Temperatura apei la tur	$t_{w1}$	°C	88,0437
2.	Temperatura apei la retur	$t_{w2}$	°C	64,0357
3.	Temperatura apei reci	$t_{w3}$	°C	20
4.	Căderea de presiune pe diafragmă	$\Delta p_w$	mm Hg	27
5.	Debitul de apă caldă care circulă prin cazan	$D_{w1}$	Kg/h	1000
6.	Puterea termică utilă a cazanului	$p_{tu}$	KW kcal/h	27,91 24006
7.	Consumul de combustibil	B	$m^3_N/h$	3,040
8.	Puterea calorifică inferioară	$H_i$	$MJ/m^3_N$	35,7
9.	Randamentul termic brut pe cale directă	$\eta_{tb}$	%	92,6
10.	Temperatura gazelor de ardere la coș	$t_{gc}$	°C	129,15
11.	Conținutul mediu de CO <sub>2</sub> în gazele de ardere uscate	(CO <sub>2</sub> )	%	8,84
12.	Conținutul mediu de O <sub>2</sub> în gazele de ardere uscate	(O <sub>2</sub> ) <sub>f</sub>	%	5,12
13.	Conținutul mediu de CO în gazele de ardere uscate	(CO) <sub>f</sub>	%	59,810 <sup>-4</sup>
14.	Coeficientul excesului de aer	$\lambda_c$	–	1,328
15.	Entalpia gazelor de ardere la coș pentru $t_{gc}$ și $\lambda_c$	$I_{gc}$	$kJ/m^3_N$	2428,6
16.	Entalpia gazelor de ardere la coș pentru $t_{ar}$ și $\lambda_c$	$I_{ga}$	$kJ/m^3_N$	449,6
17.	Pierdere relativă de căldură la coș	$q_2$	%	5,543
18.	Cantitatea de gaze uscate pentru $\lambda_c$	$V_{gu}$	$m^3_N/m^3_N$	11,58
19.	Pierdere relativă de căldură datorită arderii imp.	$q_3$	%	0,0245
20.	Pierdere relativă de căldură în mediul ambiant	$q_5$	%	2,0
21.	Randamentul termic brut pe cale indirectă	$\eta_{tb}$	%	92,435
22.	Puterea termică a focarului	$P_{tf}$	KW kcal/h	30,14 25922

**Tabelul A.25. Măsurători și calcule privind apa caldă sanitară furnizată de cazanul PLINTEH 2.28 E (proba de casă)**

Nr. crt.	$t_{w3}$ [°C]	$t_{w4}$ [°C]	$\Delta\tau$ [s]	$D_{w4}$ [l/h]	$P_{ts}$		$d_{w4}$ [l/min]		$\Delta p_{wr}$ [bar]
					Kcal/h	kW	pt 40°C	$\Delta t =$ 25°C	
1.	21	71,0	145	372,414	18620,7	21,652	7,758	12,414	0,8
2.	21	71,1	144	375,0	18787,5	21,846	7,828	12,525	0,8
3.	21	71,0	146	369,86	18493,1	21,504	7,705	12,329	0,8
4.	21	71,2	144	375,0	18825,0	21,889	7,844	12,550	0,8
5.	21	71,0	143	377,6	18881,1	21,955	7,867	12,587	0,8
M	21	71,06	144,4	373,96	18720,5	21,768	7,800	12,480	0,8

**Tabelul A.26**

Denumire	Simbol	UM	Prospect	Proba de casă
Putere termică utilă	$P_{tu}$	kW	28,0	27,91
		kcal/h	24000	24006
Puterea termică a focarului	$P_{tf}$	KW	31	30,14
		kcal/h	26700	25922
Randamentul termic brut	$\eta_{tb}$	%	–	92,6 <sup>*)</sup>
			–	92,435 <sup>**)</sup>
Consumul de gaz natural	B	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /h	3,0	3,04
Debit de apă sanitară pentru $\Delta t = 40^\circ\text{C}$	$d_{ws}$	l/min	10	7,80

\*) pe cale directă;

\*\*) pe cale indirectă.

**Tabel A.27**

Denumire	Simbol	UM	Concentrația medie măsurată	Concentrația limită conf. Ord. 462/93
Monoxid de carbon	CO	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	84,7	100
Oxizi de azot (exprimați în NO <sub>2</sub> )	NO <sub>2</sub>	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	195,4	350
Oxizi de sulf (exprimați în SO <sub>2</sub> )	SO <sub>2</sub>	mg/m <sup>3</sup> <sub>N</sub>	0,0	35

## Concluzii referitoare la măsurătorile și testările efectuate pe cazanul de apă caldă PLINTEH 2.28 EFF

1. La funcționarea cazanului de apă caldă PLINTEH 2.28 EFF în regim termic staționar s-au confirmat valorile preliminate de firma constructoare, așa după cum rezultă din Tabelul A.25, cu excepția debitului de apă sanitară. Această neconcordanță se datorează presiunii scăzute a apei reci provenită din rețeaua de alimentare și a rezistenței hidraulice a traseului, care determină un debit mai mic decât cel necesar. În această situație intervine supapa de gaz modulară, care diminuează în mod automat puterea termică a cazanului, menținând temperatura apei calde sanitare.

2. Funcționarea cazanului se poate considera că este economică. Randamentul termic brut de 92,6% pe cale directă și de 92,425% pe cale indirectă situează cazanul PLINTEH 2.88 EFF în rândul cazanelor performante. Valoarea randamentului termic este în principal determinată de valoarea pierderilor relative la coș,  $q_2$ , care se situează în jur de 5,543% ca urmare a unei temperaturi moderate a gazelor de ardere la coș, deși coeficientul excesului de aer  $\lambda_c = 1,328$  se află la limita superioară admisă.

3. Arderea gazului natural se apropie de cea perfectă, conținutul de monoxid de carbon în gazele de ardere uscate situându-se în jur de 59,8 ppm. Ca urmare pierderea relativă de căldură datorată arderii imperfecte este nesemnificativă ( $q_3 = 0,0245\%$ ).

4. Arderea se poate considera nepoluantă în sensul că valorile măsurate ale concentrației noxelor se situează sub limitele admise la emisie a gazelor de ardere, prevăzute în *Legea Protecției Mediului 137/95* și *Ordinul 462/93* al Ministerului Apelor, Pădurilor și protecției Mediului, așa cum rezultă din tabelul A.27.

5. Instalația de automatizare și protecție a cazanului a funcționat foarte bine, chiar și atunci când cazanul a fost testat în condiții speciale.

6. Din cele expuse mai sus, rezultă că la proba de casă, cazanul de apă caldă PLINTEH 2.28 EFF a realizat puterea termică nominală, funcționarea sa este sigură și economică, arderea poate fi considerată perfectă și nepoluantă și ca urmare propunem ca ISCIR Central București să fie de acord cu supunerea acestui cazan la proba oficială în vederea acreditării sale și acordării firmei S.C. ELECTROMETAL S.A. din Timișoara dreptul de a-l importa și comercializa în România.