

**UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” DIN TIMIȘOARA**

**TEZE DE DOCTORAT**

**CONTRIBUȚII PRIVIND APRINDEREA ȘI  
ARDEREA COMBUSTIBILULUI,  
SCHIMBUL DE CĂLDURĂ ȘI CONTROLUL  
ACESTORA ÎN GENERATOARELE DE AER  
CALD, INDEPENDENTE**

**Ing. Florin Mărcuț**

2011

**Seria 8: Inginerie Industrială Nr. 31**

**EDITURA POLITEHNICA**

# **CONTRIBUȚII PRIVIND APRINDEREA ȘI ARDEREA COMBUSTIBILULUI, SCHIMBUL DE CĂLDURĂ ȘI CONTROLUL ACESTORA ÎN GENERATOARELE DE AER CALD, INDEPENDENTE**

Teză destinată obținerii  
titlului științific de doctor inginer  
la  
Universitatea "Politehnica" din Timișoara  
în domeniul INGINERIE INDUSTRIALĂ  
de către

**Ing. Florin Mărcuț**

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Mihai Jădăneanț  
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing. Ioan Felea  
prof.univ.dr.ing. Anghel Chiru  
conf.univ.dr.ing. Ioan Laza

Ziua susținerii tezei: 16.03.2011

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |                        |   |
|------------------------|---|
| 1. Automatică          | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie              | 8. Inginerie Industrială                    |
| 3. Energetică          | 9. Inginerie Mecanică                       |
| 4. Ingineria Chimică   | 10. Știința Calculatoarelor                 |
| 5. Inginerie Civilă    | 11. Știința și Ingineria Materialelor       |
| 6. Inginerie Electrică |   |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2011

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,  
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221  
e-mail: editura@edipol.upt.ro

## Cuvânt înainte

Teza de doctorat este rezultatul informațiilor acumulate prin studiu experimental și teoretic pe parcursul stagiului de doctorat și a activității mele de proiectare și testare a generatoarelor de aer cald independente.

Dorința de a cunoaște și a dezvolta aceste echipamente s-a lovit de la început de lipsa datelor, literatura de specialitate tratând sumar acest tip de instalații, fiind preferate instalațiile cu puteri termice mari și foarte mari.

Dezvoltarea și diversificarea generatoarelor de aer cald în cadrul firmei Mecord mi-au conturat ideea de a trata și sistematiza cunoștințele acumulate într-o lucrare care să ofere date noi în peisajul literaturii de specialitate a instalațiilor de încălzire de mică putere, cu credința că vor fi considerate utile de cei interesați de aceste echipamente.

La îndemnul familiei și a directorului firmei Mecord, dl. ing. Florian SALA am hotărât să realizez o lucrare de doctorat în acest domeniu.

Teza de doctorat reprezintă un studiu de ansamblu a generatoarelor de aer cald destinate încălzirii cabinelor vehiculelor, cu accent pe aprinderea și arderea combustibilului lichid, schimbul de căldură și controlul acestora.

Mulțumesc domnului prof. univ. dr. ing. Mihai JĂDĂNEANȚ pentru profesionalismul și perseverența cu care m-a îndrumat pe parcursul realizării lucrării de doctorat în calitate de conducător științific.

De asemenea mulțumesc profesorilor Facultății de Mecanică din Timișoara care au contribuit la pregătirea mea pe parcursul anilor de facultate și de doctorat, în special celor din Catedra de Termotehnică, Mașini termice și Autovehicule Rutiere.

Mulțumesc directorului firmei Mecord dl. ing. Florian SALA pentru sprijinul acordat.

Amintesc cu recunoștință numele celor trei referenți științifici, domnul prof. univ. dr. ing. Ioan FELEA de la Universitatea din Oradea, doamna prof. univ. dr. ing. Anghel CHIRU de la Universitatea „Transilvania” din Brașov, și domnul conf. dr. ing. Ioan LAZA de la Universitatea "Politehnica" din Timișoara și doresc să le mulțumesc în mod special pentru efortul depus în revizuirea tezei de doctorat și pentru sfaturile oferite în scopul perfecționării acesteia.

Mulțumesc familiei pentru înțelegerea și susținerea acordate în realizarea acestei teze de doctorat.

Timișoara, 14 Februarie 2011

ing. Florin Mărcuț

Destinatarii dedicației.

**Laura și Gabriel**

Mărcuț, Florin

**Contribuții privind aprinderea și arderea combustibilului, schimbul de căldură și controlul acestora în generatoarele de aer cald, independente**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 8, Nr. 31, Editura Politehnica, 2011, 169 pagini, 71 figuri, 19 tabele.

ISSN: 1842-8967

ISBN: 978-606-554-265-5

Cuvinte cheie: generator de aer cald, disc vaporizator, tub de ardere, cazan, transfer de căldură, radiație termică, echipament electronic, confort termic.

Rezumat,

Teza de doctorat reprezintă un studiu de ansamblu a generatoarelor de aer cald cu combustie, destinate încălzirii cabinelor vehiculelor în staționare sau în timpul deplasării, independent de sistemele deservite de motoarele termice.

Lucrarea tratează aprinderea și arderea combustibilului lichid, construcția, calculul termic și controlul generatoarelor de aer cald, fiind utilă celor interesați de instalații de încălzire independente în domeniul mijloacelor de transport dar și celor interesați de arzătoare de mică putere (1÷5 kW), fără piese în mișcare.

# CUPRINS

Notații, abrevieri, acronime	
Lista de tabele	
Lista de figuri	
1. Generatoare de aer cald	9
1.1. Definiție	9
1.2. Descriere generală	
1.2.1. Structura generatorului de aer cald	10
1.2.2. Principiul de funcționare	11
1.2.3. Echipamentul de comandă și control al generatorului de aer cald	11
1.2.4. Caracteristici tehnice	15
1.2.5. Domenii de utilizare a generatoarelor de aer cald	16
2. Cerințe legislative în domeniul generatorului de aer cald	17
2.1. Cerințe și proceduri de încercare pentru generatoarele de aer cald stipulate de Directiva Parlamentului și a Consiliului European 2001/56/CE	17
2.2. Cerințe și proceduri de încercare pentru generatoarele de aer cald stipulate de Directiva Parlamentului și a Consiliului European 70/221/CE	21
3. Construcția generatorului de aer cald	22
3.1. Generatorul de aer cald propriu-zis, subansamblurile și reperele acestuia	22
3.1.1. Ansamblul generatorului de aer cald propriu-zis	22
3.1.2. Subansamblul motor, tub ardere, cazan	25
3.2. Construcția arzătorului generatorului de aer cald	28
3.2.1. Construcția discului vaporizator	29
3.2.2. Construcția tubului de ardere	31
3.3. Construcția cazanului generatorului de aer cald	34
3.3.1. Cazan turnat din aliaj de aluminiu	34
3.3.2. Cazan din tablă asamblat prin sudură	35
3.4. Construcția grupului motoventilator și suflantei	41
3.5. Construcția pompei de combustibil lichid	43
3.6. Construcția carcasei	45
4. Analiza comparativă a soluțiilor constructive a arzătoarelor generatoarelor de aer cald independente destinate vehiculelor	46
4.1. Generalități privind generatoarele de aer cald destinate vehiculelor rutiere, feroviare și ambarcațiuni.	46
4.2. Tipuri constructive de generatoare de aer cald	46
4.2.1. Prezentare tipuri constructive de generatoare de aer cald independente pentru vehicule	47
4.2.2. Prezentare aeroterma A20	49
4.2.3. Prezentare aeroterma A42	53
4.2.4. Prezentare aeroterma A120	57
4.3. Criterii de analiză comparativă a soluțiilor constructive a arzătoarelor generatoarelor de aer cald.	61
4.4. Concluzii	62

5. Condiții de încercare a generatorului de aer cald	64
6. Generatoare de aer cald din clasa generatorului A20	67
6.1. Generator de aer cald Air Top Webasto	67
6.2. Generatorul de aer cald Airtronic Eberspächer	69
6.3. Analiză comparativă	71
7. Studiul aprinderii, arderii și schimbului de căldură în generatorul de aer cald cu disc de vaporizare	72
7.1. Descrierea și principiul de funcționare a arzătorului cu disc fix de vaporizare	72
7.2. Mecanismul de formare a amestecului de ardere	73
7.3. Modelul fizic al schimbului de căldură realizat la nivelul discului vaporizator	74
7.3.1. Determinarea fluxului de căldură radiativ	76
7.3.2. Determinarea puterii termice a bujiei incandescente	81
7.3.3. Determinarea fluxului de căldură transmis prin radiație de bujie	83
7.3.4. Determinarea suprafeței minime a discului vaporizator	88
7.3.5. Determinarea produselor de ardere și a temperaturii gazelor de ardere	91
7.3.6. Compoziția produselor de ardere	93
7.3.7. Temperatura gazelor de ardere	94
7.4. Bilanțul termic al generatorului de aer cald	96
7.4.1. Calculul căldurii disponibile a unității de combustibil	96
7.4.2. Calculul căldurii utile preluată de fluidul de lucru în generatorul de aer cald	97
7.5. Calculul termic al generatoarelor de aer cald	101
7.5.1. Calculul temperaturilor gazelor de ardere	102
7.5.2. Calculul temperaturilor înainte și după schimbătoarele de căldură pe partea gazelor de ardere	102
7.5.3. Calculul schimbului de căldură în camera de ardere și tubul de flacără	104
7.5.4. Calculul suprafeței de radiație a camerei de ardere cu ajutorul legii Stephan- Boltzmann	105
7.5.5. Determinarea fluxului de căldură primit de aerul de ardere prin convecție forțată	108
7.5.6. Calculul schimbului de căldură în cazanul generatorului de aer cald	110
7.5.7. Determinarea coeficientului de transfer a căldurii la peretele interior al cazanului	115
7.5.8. Determinarea coeficientului de transfer a căldurii la suprafața exterioară a cazanului	117
7.5.9. Diferența medie de temperatură	119
7.5.10. Calculul termic al cazanului generatorului de aer cald	119
8. Determinarea experimentală a performanțelor generatorului de aer cald tip A20	121
8.1. Determinări experimentale și calcule efectuate pentru determinarea performanțelor generatorului de aer cald A20	121
8.2. Metoda de determinare experimentală a puterii termice, debitul de aer cald, creșterea de temperatură a aerului și a randamentului	121
8.3. Determinarea calității arderii	124

9. Cercetări experimentale asupra câmpului de temperaturi în arzătorul cu distribuția combustibilului pe vaporizator fix	125
9.1. Prezentarea arzătorului și schimbătorului de căldură al aerotermei A 20	125
9.2. Determinări experimentale pentru stabilirea câmpului de temperaturi în arzătorul aerotermei A20	128
9.3. Analiza rezultatelor experimentale	132
9.3.1. Câmpul de temperaturi pe direcția longitudinală a arzătorului	132
9.3.2. Câmpul de temperaturi în camera de ardere între cepul bujiei incandescente și deflectorul tubului de flacără	133
9.3.3. Câmpul de temperaturi între vaporizator și cepul bujiei incandescente	134
9.4. Concluzii	135
10. Considerații privind controlul electronic al aprinderii, arderii și funcționării generatorului de aer cald. Optimizarea arderii	137
10.1. Echipamentul electronic al generatorului de aer cald	137
10.2. Managementul funcționării generatorului de aer cald	140
10.2.1. Ciclograma de funcționare normală	140
10.2.2. Ciclograma de funcționare la stingerea flăcării	142
10.2.3. Ciclograma de funcționare la neinițierea arderii	143
10.2.4. Ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al sesizorului de flacără	144
10.2.5. Ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al motorului	145
10.2.6. Ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al bujiei	146
10.2.7. Ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al pompei de combustibil	146
10.2.8. Ciclograma de funcționare în cazul opririi motorului autovehiculului	147
10.2.9. Ciclograma de funcționare în cazul ieșirii tensiunii electrice de alimentare din domeniul admis	148
10.3. Optimizarea digitală a arderii	149
10.3.1. Metoda de optimizarea digitală a arderii	149
10.3.2. Algoritm de verificare a aprinderii, stabilității arderii și optimizarea arderii în generatorul de aer cald	151
11. Condiții de montaj a generatorului de aer cald pe vehicule	155
11.1. Elementele completului de montaj a generatorului de aer cald	155
11.2. Condiții de montaj a generatorului de aer cald	157
11.2.1. Montajul generatorului de aer cald propriu-zis	158
11.2.2. Montajul tubulaturii de evacuare a gazelor de ardere și aspirație aer de ardere	158
11.2.3. Alimentarea cu combustibil	158
11.2.4. Montajul pompei de motorină	159
11.2.5. Montajul părții electrice	161
11.2.6. Încercări la punerea în funcțiune	161



---

12. Concluzii și contribuții personale	162
12.1. Concluzii	162
12.2. Contribuții personale	162
Bibliografie	167

## Notății, abrevieri, acronime

AER	Aer pentru ardere
A20,A40, A120	Tipuri de generatoare de aer cald Mecord
CE	Consiliul european
$CO_2$	Dioxid de carbon
CO	Monoxid de carbon
GA	Gaze de ardere
HC	Hidrocarburi
$H_2O$	Vapori de apă
$N_2$	Azot
$NO_x$	Oxizi de azot
$O_2$	Oxigen
SF	Sesizor de flacără
TAE	Timpe de ventilare necesar eliminării gazelor remanente în arzătorul instalației la stingerea flăcării
TAp**	Reprezintă intervalul de timp maxim prescrist pentru secvența de pornire
TPb	Timpe preîncălzire bujie
[..]*	Interval posibil de decuplare a bujiei și trecere la funcționarea pe trepte
$A_g$	Coeficient de absorție [-]
$a$	Coeficient de schimb de căldură[W/m <sup>2</sup> °C]
$\beta$	Coeficient de corecție a factorului de emisie[-]
CO	Concentrația de monoxid de carbon [ppm]
C	Căldura specifică [kJ/kg°C]
C	Coeficienți adimensionali[-]
$c_{ga} \Big _0^{t_{ga}}$	Căldura specifică medie a gazelor de ardere[kJ/Nm <sup>3</sup> K]
D	Debit[kg/s]
dCx	Debite de combustibil pe trepte de funcționare ale pompei de combustibil [Hz]
dAx	Debite de aer de ardere pe trepte de funcționare ale suflantei de aer[%]
$\varepsilon_g, \varepsilon_{CO_2}, \varepsilon_{H_2O}$	Factor de emisie [-]
$\Delta\varepsilon_g$	Coeficient de corecție a factorului de emisie[-]
$\varphi_{12}$	Coeficient unghiular mediu de radiație[-]
HC	Concentrația de hidrocarburi [ppm]
$i$	Entalpia masică [kJ/kg]
I	Intensitatea curentului electric [A]
$I_g^0$	Entalpia gazelor de ardere [kJ/kgcomb]

$J$	Radiozitatea suprafeței [W/m <sup>2</sup> ]
$k$	Coeficient global de schimb de căldură [W/m <sup>2</sup> K]
$l, d$	Lungime, dimensiune caracteristică [m]
$L_{min}$	Aer minim necesar arderii [kmol/kgcomb]
$\lambda$	Coeficientul excesului de aer[-]
$\lambda_{cond}$	Conductivitate termică [W/mK]
$\dot{m}$	Debitul de combustibil [kg/h]
NOx	Concentrația de oxizi de azot [ppm]
$n$	Turație [rot/min]
$\eta$	Randament[%]
$\gamma$	Vâscozitatea cinematică a mediului [m <sup>2</sup> /s]
$O_{min}$	Oxigen minim necesar arderii [kmol/kgcomb]
$p$	Presiunea [kPa]
$Pr$	Criteriul Prandtl[-]
$P_t, P_e$	Putere termică,electrică[W]
Re	Criteriul Reynolds[-]
$\rho$	Densitate[Kg/m <sup>3</sup> ]
$q$	Pierdere de căldură [%]
$Q$	Căldura [J]
$\dot{Q}_{pv}, \dot{Q}_1, \dot{Q}_2, \dot{Q}_3$	Fluxuri de căldură [W]
$q_v$	Căldura latentă de vaporizare a combustibilului [kJ/kg]
$\sigma_0$	Constanta lui Stefan-Boltzmann[W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
$S$	Suprafața [m <sup>2</sup> ]
$S_{12}$	Suprafața de radiație reciprocă[m <sup>2</sup> ]
$\Delta t$	Diferența de temperatură [°C]
$\bar{t}$	Temperatura medie [°C]
$t_f, t_m$	Temperaturi [°C]
$T_g, T_s$	Temperaturi [K]
$U$	Tensiune electrică [V]
$V_g^0$	Volumul gazelor de ardere [Nm <sup>3</sup> /kgcomb]
$w$	Viteza [m/s]

## LISTA DE TABELE

Tabelul 1.1. Caracteristici tehnice ale generatoarelor de aer cald	15
Tabelul 2.1. Valorile maxime ale componentelor gazelor de eşapament	19
Tabelul 3.1. Tabel componentă	22
Tabelul 4.1. Caracteristicile tehnice ale aerotermelor	47
Tabelul 4.2. Dimensiunile principale ale aerotermelor	48
Tabelul 4.3. Date tehnice A20	49
Tabelul 4.4. Date tehnice A42	53
Tabelul 4.5. Date tehnice A120	57
Tabelul 4.6. Compararea soluțiilor constructive ale aerotermelor	61
Tabelul 6.1. Caracteristicile generatorului de aer cald Air Top 2000ST	68
Tabelul 6.2. Caracteristicile generatorului de aer cald Airtronic D2	70
Tabelul 7.1. Caracteristicile orientative ale unor combustibili lichizi	93
Tabelul 8.1. Metoda de determinare experimentală	121
Tabelul 8.2. Determinarea puterii termice	122
Tabelul 8.3. Consumul de combustibil	123
Tabelul 8.4. Temperaturile gazelor de ardere evacuate	123
Tabelul 8.5. Măsurătorile efectuate pentru determinarea calității arderii	124
Tabelul 9.1. Mărimi măsurate	130
Tabelul 10.1. Valori măsurate efectuate pe aeroterma A20/24V	150

## LISTA DE FIGURI

Figura 1.1. Desen ansamblu generator de aer cald	10
Figura 1.2. Secțiune generator aer cald	11
Figura 1.3. Schema bloc a echipamentului electronic	13
Figura 1.4. Ciclograma de funcționare normală	14
Figura 3.1. Desen generator de aer cald propriu-zis 3D explodat	23
Figura 3.2. Generator de aer cald propriu-zis	24
Figura 3.3.a. Subansamblul grup motor, arzător, schimbător de căldură	25
Figura 3.3.b. Desen subansamblu grup motor, arzător, schimbător de căldură 3D	26
Figura 3.4. Desen subansamblu arzător, schimbător de căldură 3D explodat	26
Figura 3.5. Subansamblul grup motor	27
Figura 3.6. Desen arzător cu disc de vaporizare	29
Figura 3.7. Vaporizator	30
Figura 3.8. Tub de ardere	31
Figura 3.9. Distribuția orificiilor de admisie aer de ardere	33
Figura 3.10. Cazan din tablă de 12 kW	35
Figura 3.11. Cazan din tablă nervurat exterior de 3,5 kW	36
Figura 3.12. Cazan din tablă nervurat exterior de 1,8 kW	36
Figura 3.13. Schema de circulație, dimensiuni caracteristice cazan	38
Figura 3.14. Suflantă radial axială	42
Figura 3.15. Secțiune pompă de combustibil lichid	44
Figura 4.1. Părțile componente ale aerotermei de tip A20	51
Figura 4.2. Părțile componente ale aerotermei de tip A42	55
Figura 4.3. Părțile componente ale aerotermei de tip A120	59
Figura 6.1. Secțiune prin generatorul de aer cald Webasto	67
Figura 6.2. Poză a generatorului de aer cald Air Top 2000 ST	69
Figura 6.3. Secțiune generator aer cald Eberspächer	69
Figura 6.4. Poză generator de aer cald Airtronic D2 Eberspächer	71
Figura 7.1. Arzător cu disc fix de vaporizare	72
Figura 7.2. Formarea amestecului de ardere	73

Figura 7.3. Fluxurile de căldură ce intervin pe discul vaporizator	75
Figura 7.4. Schema de calcul a fluxului radiativ de căldură	76
Figura 7.5. Factorii de emisie emisferici ai bioxidului de carbon $\varepsilon_{CO_2}$	78
Figura 7.6. Factorii de emisie emisferici a vaporilor de apă $\varepsilon_{H_2O}$	79
Figura 7.7. Factorul de corecție $\Delta\varepsilon_g$	80
Figura 7.8. Diagrama coeficientului de corecție $\beta$	80
Figura 7.8.a. Secțiune prin bujie incandescentă	82
Figura 7.9. Amplasarea bujiei incandescente	83
Figura 7.10. Schema pentru determinarea fluxului de căldură transmis de bujie discului vaporizator prin radiație	84
Figura 7.11. Dimensionarea elementelor camerei de ardere	88
Figura 7.12. Elementele de izolare a discului vaporizator	90
Figura 7.13. Schema schimbătoarelor de căldură din generatorul de aer cald	103
Figura 7.14. Schema schimbului de căldură în camera de ardere și tubul de flacără	105
Figura 7.15. Schema tubului de flacără și a diafragmei	107
Figura 7.16. Schimbul de căldură prin radiație și convecție la gazele de ardere	111
Figura 7.17. Tubul nervurat	112
Figura 7.18. Căldura transferată prin perete	112
Figura 7.19. Determinarea coeficientului de transfer a căldurii	116
Figura 9.1. Secțiune transversală prin generatorul de aer cald	126
Figura 9.2. Secțiune longitudinală prin generatorul de aer cald	127
Figura 9.3. Poziția termocuplelor T1, T2, T3, T4, T5, T6	128
Figura 9.4. Poziția termocuplelor TS7, TD8, TS9, TD10, T11, T12, TS13, TD14	129
Figura 9.5. Graficul temperaturilor pe direcția longitudinală	133
Figura 9.6. Graficul temperaturilor TS7, TD8, TS9, TD10	134
Figura 9.7. Graficul temperaturilor T11, T12, TS13, TD14, T15	135
Figura 10.1. Schema electrică bloc a echipamentului de comandă și control a generatorului de aer cald tip A20	139
Figura 10.2. Ciclograma de funcționare normală	141
Figura 10.3. Ciclograma de funcționare la stingerea flăcării	142
Figura 10.4. Ciclograma de funcționare la neinițierea arderii	143
Figura 10.5. Ciclograma de funcționare la defectarea sesizorului de flacără	144
Figura 10.6. Ciclograma de funcționare la defectarea motorului	145
Figura 10.7. Ciclograma de funcționare la defectarea bujiei	146
Figura 10.8. Ciclograma de funcționare la defectarea pompei de combustibil	147
Figura 10.9. Ciclograma de funcționare în caz de oprire a motorului autovehiculului	148
Figura 10.10. Ciclograma de funcționare în cazul tensiunii minime sau maxime	149
Figura 11.1. Elementele completului de montaj	156
Figura 11.2. Elementele principale ale completului de montaj	157
Figura 11.3. Montaj tub motorină	159
Figura 11.4. Alimentare cu combustibil pe tur/retur	159
Figura 11.5. Alimentare cu combustibil din rezervor	160

# 1. GENERATOARE DE AER CALD

## 1.1. Definiție

Generatoarele de aer cald sunt echipamente destinate încălzirii cabinelor mijloacelor de transport, independent de sistemele proprii ale acestora, atunci când temperaturile sunt inferioare confortului termic ( $18 \div 25^{\circ}\text{C}$ ). [95]

În perioada de staționare a vehiculelor, încălzirea cabinelor acestora cu sistemele proprii presupune funcționarea motoarelor termice în regim de ralanti, cu un consum mare de combustibil (direct proporțional cu capacitatea cilindrică).

Utilizarea generatoarelor de aer cald permite climatizarea cabinelor vehiculelor cu un consum de combustibil de  $(10 \div 20)\%$  din consumul motorului termic, funcție de necesarul de încălzire și tipodimensiunea generatorului.

Funcționarea motoarelor termice în regim de ralanti pe timp rece, timp îndelungat (ore), nu este recomandată deoarece acestea nu ajung la temperatura optimă de lucru  $75 \div 85^{\circ}\text{C}$  (mai ales motoarele diesel), fapt ce determină o uzură accentuată a acestora. [30]

Generatoarele de aer cald constituie elemente opționale în configurația autovehiculelor dar utilizarea acestora aduce **economii considerabile de combustibil și reducerea uzurii motoarelor termice ale autovehiculelor**.

Aceste instalații, denumite curent aeroterme independente, pot funcționa și în paralel cu sistemele de încălzire dependente de motoarele termice ale mijloacelor de transport .

## 1.2. Descriere generală

Generatorul de aer cald este o sursă de energie termică obținută prin arderea unui combustibil lichid, utilizând ca sursă de energie pentru procesele funcționale energie electrică furnizată de bateria de acumulatori a vehiculului.

Aceste generatoare de aer cald se remarcă prin dimensiuni reduse și compactitate, condiții necesare pentru montajul acestora pe autovehicule. Ele pot fi montate în exteriorul cabinelor cât și în interiorul acestora. [37],[38],[39]

Un aspect deosebit de important îl reprezintă siguranța în exploatare a generatoarelor de aer cald. În marea majoritate a cazurilor, generatoarele de aer cald se montează în interiorul cabinelor vehiculelor, aerul cald furnizat de acestea trebuie să fie neimpurificat cu gaze reziduale din circuitul de ardere. Din aceste motive construcția generatorului de aer cald trebuie să fie etanșă, fluidul primar, gazele de ardere, fiind total separat de fluidul util, aerul cald. De asemenea nu este permisă supraîncălzirea cabinei sau a generatorului de aer cald.

Generatoarele de aer cald au ca elemente principale un arzător pe combustibil lichid, un schimbător de căldură gaze de ardere/aer, un sistem de ventilare, o pompă de combustibil lichid și echipamentul electronic de comandă și control.

### 1.2.1. Structura generatorului de aer cald

În figura 1.1. [37] se prezintă un generator de aer cald cu o construcție modulară la care se pot identifica principalele părți componente:

1. Panou de comandă
2. Cablu comandă
3. Ventilator
4. Carcasă superioară
5. Motor electric
6. Automat ardere
7. Suflantă
8. Vaporizator
9. Bujie
10. Tub ardere
11. Sesizor flacăă
12. Cazan - schimbător de căldură gaze de ardere/aer
13. Evacuare aer cald
14. Carcasă inferioară
15. Tub evacuare gaze de ardere
16. Tub admisie aer
17. Pompă de motorină
18. Admisie aer

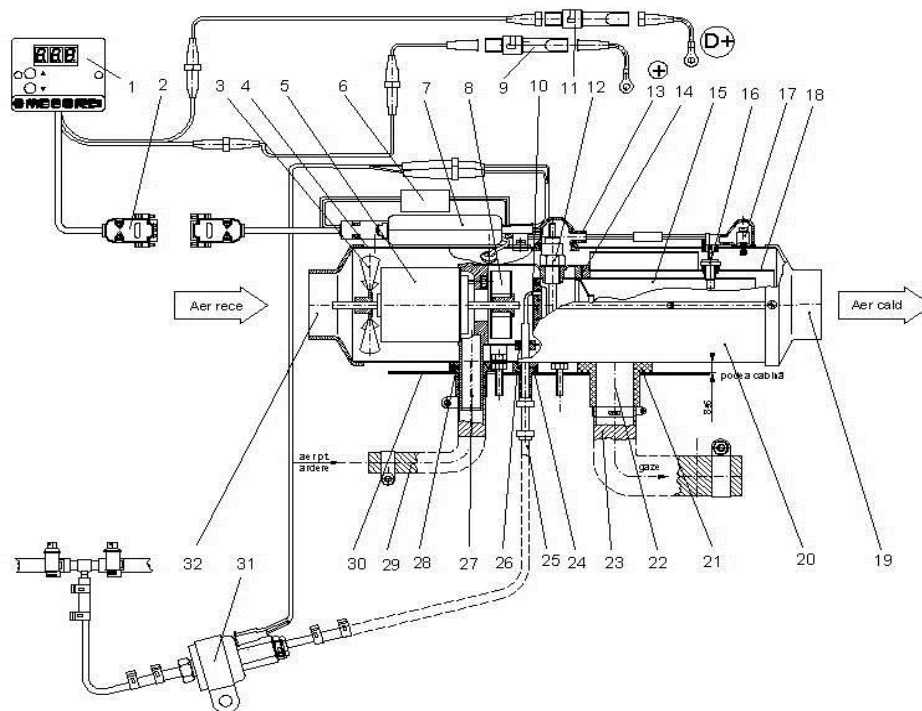


Figura 1.1. Desen ansamblu generator de aer cald

### 1.2.2. Principiul de funcționare

Figura 1.2. [47] prezintă o secțiune prin generatorul de aer cald propriu-zis cu indicarea traseelor de circulație a fluidelor prin acesta.

Generatorul de aer cald asigură încălzirea cabinelor vehiculelor prin arderea combustibilului lichid cu un consum redus de energie electrică preluată din acumulatorul de energie electrică a vehiculului.

Generatorul de aer cald este compus dintr-un arzător de motorină de tip vaporativ și un schimbător de căldură gaze de ardere – aer.

Aerul de ardere este vehiculat de o turbină (1), acționată de un motor electric (2), în camera de aprindere (6) unde se amestecă cu vaporii de motorină formați la suprafața vaporizatorului (11) realizându-se amestecul de aprindere. Acesta în prezența cepului incandescent (10) al bujiei (5), se aprinde și arde în camera de ardere (6). Gazele de ardere sunt evacuate din camera de ardere în tubul de flacără (8) unde se finalizează arderea. La capătul tubului de flacără gazele de ardere se întorc (9) și parcurg spațiul cilindric inelar format între exteriorul tubului de flacără (8) și interiorul cazanului (7) după care sunt evacuate în exterior. Cazanul (7) este un schimbător de căldură gaze de ardere – aer care transferă căldura de la gazele de ardere la aerul antrenat de ventilatorul (3) realizându-se funcția de încălzire a aerului a generatorului de aer cald. Aerul încălzit este dirijat în interiorul cabinei asigurând confortul termic al pasagerilor.

Funcționarea aerotermei este comandată de un automat de ardere (4). Puterea de încălzire poate fi reglată pe trepte de funcționare, după necesarul de căldură dorit de utilizatorul instalației prin intermediul echipamentului electronic de comandă și control în regim termostatat.

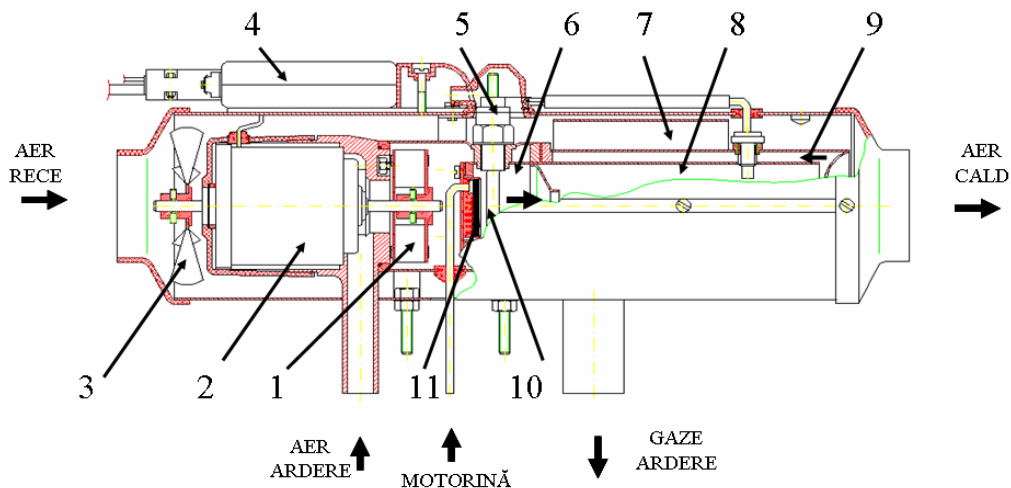


Figura 1.2. Secțiune generator aer cald

### 1.2.3. Echipamentul de comandă și control a generatorului de aer cald

Generatoarele de aer cald actuale nu pot fi concepute fără a avea la bază un echipament electronic de comandă și control a funcționării acestuia.



Construcția modulară a generatorului de aer cald prezintă numeroase avantaje comparativ cu o construcție clasică, integrată cum ar fi: simplificarea soluției constructive, creșterea fiabilității instalației, creșterea performanțelor instalației, posibilități extinse de reglare și control, identificarea și remedierea mai rapidă a defectelor.

În cazul generatoarelor de aer cald construcția modulară nu ar fi fost posibilă fără aportul echipamentelor electronice de comandă și control.

Sugestiv în această direcție este exemplul upgrade-ului de la o pompă de combustibil (cu pistonas sau cu roți dințate) antrenată mecanic, de motorul electric al grupului ventilator al generatorului de aer cald, la o pompă electromagnetică cu pistonas complet separată de generatorul de aer cald propriu-zis care necesită pentru funcționare o alimentare cu tensiune electrică în impulsuri, de neconceput fără un oscilator electronic cu tranzistor de putere. În acest mod debitul de combustibil lichid al pompei poate fi comandat foarte ușor din frecvența de lucru a oscilatorului, reglajul dozajului amestecului de ardere devenind ușor de realizat.

*Se poate afirma că trecerea la pompe de combustibil electromagnetice comandate electronic a însemnat pentru generatoarele de aer cald același progres tehnic ca și trecerea motoarelor termice pe benzină de la carburator la injecție comandată electronic.*

Generatoarele de aer cald sunt comandate de un echipament electronic care asigură managementul automat al funcționării în condiții optime, de siguranță și confort pentru șofer și pasagerii autovehiculului.

Comanda electronică are la bază un microcontroler programabil. Acesta este înscris cu un soft de bază care reprezintă de fapt un program de calculator care funcționează de comenzi efectuate de utilizator și de informațiile primite de la senzori specifici, de starea elementelor de execuție (motor electric, pompă motorină, bujie) comandă funcția de încălzire On/Off .

Programul înscris însușește prin conținutul său toate situațiile posibile în utilizarea generatorului de aer cald, materializate prin ciclograme de funcționare normală, de avarie, etc.. Echipamentul electronic permite modificarea valorilor unui set de parametri prin care se optimizează, pe standul de probă, calitatea arderii pe toate treptele de funcționare.

Legislația Uniunii Europene tratează distinct generatoarele de aer cald în Directiva Parlamentului și Consiliului European nr.56/2001 prin care se impun condiții tehnice pe care acestea trebuie să le îndeplinească, ce au în vedere și echipamentul electronic de comandă și control.

Sucesiunea secvențelor pentru pornirea generatorului de aer cald sunt comandate de echipamentul electronic: inițierea arderii se realizează prin preîncălzirea bujiei cu cep incandescent (poz. 12) la o temperatură de 850÷900°C, este comandată pompa de combustibil electromagnetică în impulsuri (poz. 31) la o frecvență programată, motorina ajunge în arzător (poz. 10, 15) unde în prezența aerului de ardere furnizat de suflantă (poz. 8), prin orificiile dispuse pe tubul de ardere (poz.15), are loc aprinderea și arderea amestecului carburant. La stabilizarea arderii, senzorul de temperatură (poz.16) comandă deconectarea bujiei, arzătorul intrând în funcționare stabilizată (figura 1.1.).

În figura 1.3 [50] este prezentată schema bloc a echipamentului electronic a unui generator de aer cald.

Schema electrică bloc pune în evidență elementele de execuție, senzorii, panoul de comandă și blocul electronic.

Aceste echipamente electronice permit reglarea unei temperaturi, analogic sau digital, pentru climatizarea cabinei vehiculului, pornirea sau oprirea funcționării generatorului de aer cald.

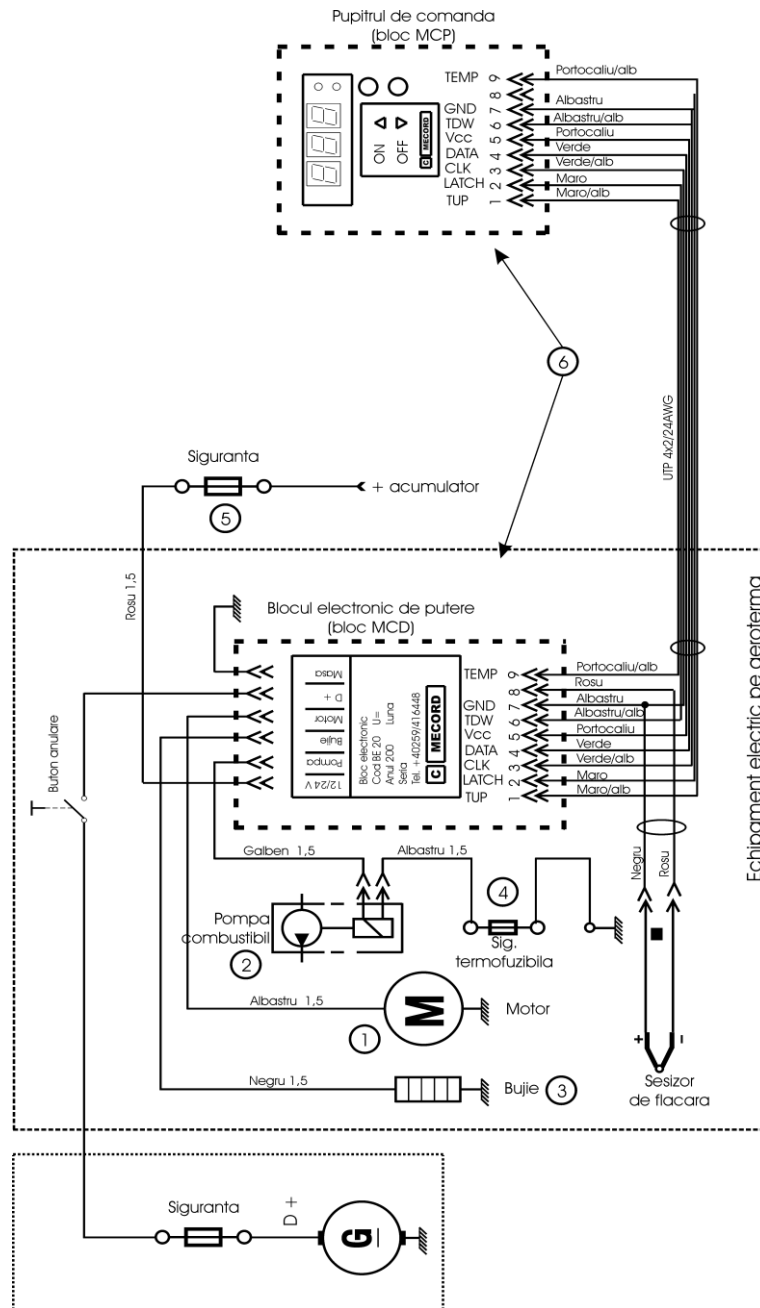


Figura 1.3. Schema bloc a echipamentului electronic

Generatorul de aer cald conține elemente de execuție (motor electric, pompă de combustibil, bujie incandescentă) și senzori de temperatură (sesizor de flacăra, senzor temperatură panou comandă, termoprotecție). Funcție de comanda primită de la utilizator, echipamentul electronic pune în funcțiune elementele de execuție în conformitate cu informațiile furnizate de senzori, conform ciclogramelor de funcționare normală și în regim de avarie.

Ciclogramele de funcționare (figura 1.4. - funcționare normală) [44] sunt elaborate astfel încât să permită aprinderea, arderea și stingerea în condiții de eficiență termică, încadrare în limitele admisibile a noxelor din gazele de ardere (CO, HC, Nox, indicele Bacharach), în condiții de siguranță. Managementul funcționării aerotermei [32] este realizat prin intermediul ciclogramelor de funcționare.

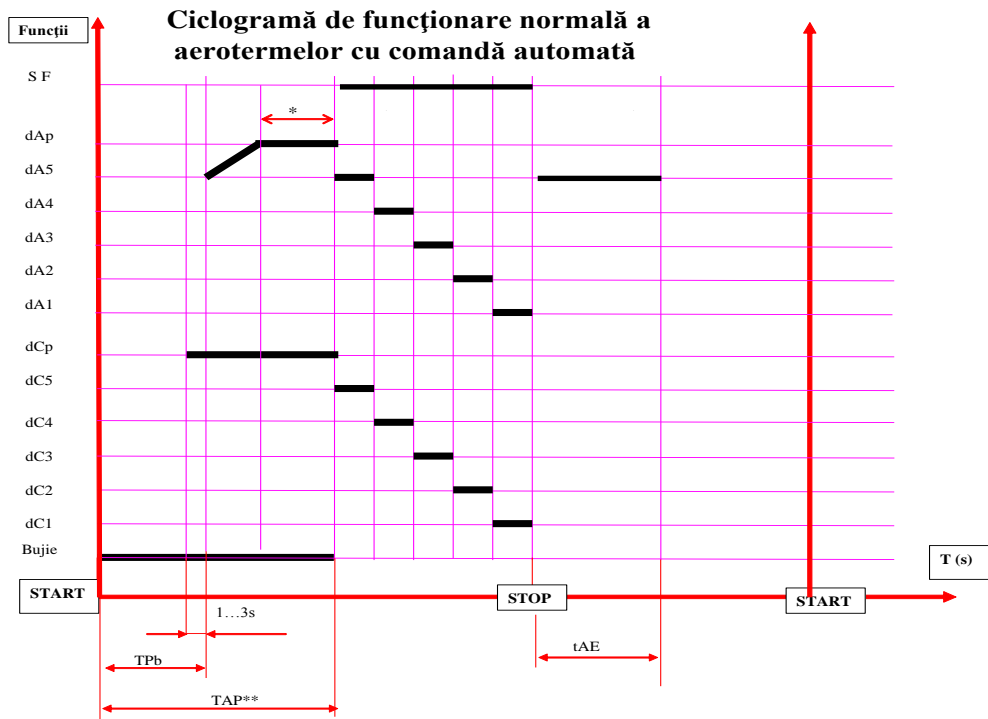


Figura 1.4. Ciclograma de funcționare normală

SF – sesizor flacăra

dCx - debite de combustibil pe trepte de funcționare ale pompei de combustibil

dAx - debite de aer de ardere pe trepte de funcționare ale suflantei de aer

[..]\* - interval posibil de decuplare a bujiei și trecere la funcționarea pe trepte

TAp\*\* - reprezintă intervalul de timp maxim prescris pentru secvența de pornire

TPb - timp preîncălzire bujie

TAE - timp de ventilare necesar eliminării gazelor combustibile remanente în arzătorul instalației la stingerea flăcării voluntară sau involuntară și de răcire a acestuia

Ciclograma de funcționare este o reprezentare grafică care prezintă modul de acțiune al elementelor de execuție.

Figura 1.4. prezintă ciclograma de funcționare normală a unui generator de aer cald cu 5 trepte de putere termică de la pornirea instalației START comutarea succesivă pe treptele de putere în ordine descrescătoare și oprirea la comanda utilizatorului STOP.

Puterea de încălzire poate fi reglată pe trepte de funcționare, după necesarul de căldură dorit de utilizatorul instalației prin intermediul echipamentului electronic de comandă și control în regim termostatat. Arderea pe treptele de putere este optimizată prin corelarea optimă a debitelor de combustibil  $dCx$  cu debitele de aer de ardere  $dAx$ , pe standul de verificare și control, obținându-se randament termic maxim în condiții de noxe minime. Valorile optimizate se memorează la nivelul microprocesorului. [33]

Echipamentul electronic are implementate ciclograme de protecție de ordin electric pe elementele de execuție și senzori ai generatorului de aer cald independent (verificare ciclică la întreruperea circuitului electric și scurt circuit), monitorizarea tensiunii de alimentare (oprirea instalației la praguri minime și maxime prestabilite), oprirea instalației automat și întreruperea alimentării cu combustibil în maxim 5 secunde de la oprirea motorului autovehiculului, informează utilizatorul de defectele depistate, menține temperatura din cabină conform reglajului din panoul de comandă și oprește instalația la supraîncălziri accidentale a acesteia sau a cabinei autovehiculului.

#### 1.2.4. Caracteristici tehnice

Caracteristicile tehnice ale generatoarelor de aer cald sunt prezentate în tabelul 1.1.[37]

Tabelul 1.1. Caracteristici tehnice ale generatoarelor de aer cald

Nr. Crt.	Caracteristica tehnică	UM
1	Putere termică la sarcină maximă	kW
2	Putere termică la sarcină minimă	kW
3	Debit de aer la sarcină maximă	m <sup>3</sup> /h
4	Debit de aer la sarcină minimă	m <sup>3</sup> /h
5	Combustibil	-
6	Consum combustibil la sarcină maximă	l/h
7	Consum combustibil la sarcină minimă	l/h
8	Tensiune de alimentare nominală	Vcc
9	Tip comandă electrică	-
10	Lungime	mm
11	Lățime	mm
12	Înălțime	mm
13.	Temperatura de lucru minimă/maximă	°C
14	Putere electrică consumată la pornire	W
15	Putere electrică consumată nominală	W
16	Silențiozitatea	DB
17	Limitele de tensiuni	%

Pe baza acestor caracteristici tehnice se pot compara pertinent generatoare din aceeași clasă, realizate de diverși producători.

Caracteristica tehnică principală o constituie, bineînțeles, puterea termică maximă. O caracteristică extrem de importantă o constituie silențiozitatea funcționării, generatorul de aer cald fiind folosit pentru climatizarea cabinelor dotate cu pat.

Aceste caracteristici tehnice constituie în cazul proiectării unui generator de aer cald, date de intrare.

### **1.2.5. Domenii de utilizare a generatoarelor de aer cald**

Generatoarele de aer cald sunt echipamente special construite pentru mijloace de transport cu funcție de încălzire a cabinelor, asigurând confortul termic atât pentru șofer cât și pentru pasageri. Acestea pot funcționa atât în timpul deplasării cât și în staționare, separat de echipamentele proprii de încălzire ale vehiculului sau în paralel cu acestea.

Singura condiție este ca la bordul vehiculului să fie disponibilă o sursă de energie electrică la tensiunea de 12 V sau de 24 V.

Generatoarele de aer cald pot echipa autovehiculele rutiere asigurând confortul termic atât pentru șofer cât și pentru pasageri dar pot asigura climatizarea spațiului de marfă, pe timp rece, pentru diverse destinații: pui de pasăre, flori, substanțe care se depreciază prin înghețare, etc..

Ambarcațiunile sunt de asemenea beneficiarele serviciilor de încălzire asigurate de generatoarele de aer cald, cu observația că există instalații special concepute pentru acest domeniu.

Generatoarele de aer cald sunt utilizate pe vehicule feroviare pentru transport persoane sau utilaje pentru întreținerea căii de rulare.

În toate aceste situații, pentru alegerea generatorului de aer cald, se estimează necesarul de căldură al spațiului ce se dorește încălzit funcție de care se alege tipodimensiunea cu putere termică adecvată.

## **2. CERINȚE LEGISLATIVE ÎN DOMENIUL GENERATOARELOR DE AER CALD**

Generatoarele de aer cald sunt echipamente destinate vehiculelor care produc căldură prin arderea combustibililor lichizi. Montajul acestora în cabina vehiculelor poate afecta siguranța pasagerilor dacă nu sunt îndeplinite un set general de cerințe. Aceste cerințe sunt avute în vedere de legislația națională a fiecărui stat în parte și în mod special de legislația Uniunii Europene care le uniformizează și centralizează.

Legislația europeană are ca obiect cerințele privind generatoarele de aer cald în Directiva Parlamentului și a Consiliului European 2001/56/CE și Directiva Parlamentului și a Consiliului European 70/221/CE. [78],[79]

Directiva Parlamentului și a Consiliului European 2001/56/CE prezintă cerințele privind generatorul de aer cald ca produs de sine stătător și cerințele referitoare la montajul acestuia pe vehicul. [78]

Directiva Parlamentului și a Consiliului European 70/221/CE cuprinde cerințele privind rezervoarele de combustibil lichid.[79] Producătorii de generatoare de aer cald execută rezervoare pentru acestea de mici dimensiuni 5 ÷ 40 litri, fiind obligați să respecte cerințele acestei directive.

### **2.1. Cerințe și proceduri de încercare pentru generatoarele de aer cald stipulate de Directiva Parlamentului și a Consiliului European 2001/56/CE**

Generatorul de aer cald este definit ca un sistem de încălzire cu combustie, care utilizează direct combustibil lichid și care nu utilizează căldura reziduală a motorului folosit pentru propulsia vehiculului.

Cerințele generale pentru sistemele de încălzire sunt:

- aerul încălzit care intră în habitacul să nu fie mai poluat decât aerul de la punctul de admisie în vehicul,
- șoferul și pasagerii, în timpul utilizării, să nu poată intra în contact cu părți ale vehiculului sau cu aer încălzit care pot cauza arsuri,
- gazele de ardere de la încălzitoarele cu ardere să fie în limite acceptabile.

Procedura de încercare a calității aerului în cazul vehiculelor cu generator de aer cald montat cuprinde următoarele încercări:

1. Se lasă să funcționeze instalația de încălzire timp de o oră, la capacitate maximă și în condiții atmosferice normale (viteza vântului  $\leq 2$  m/s), cu toate ferestrele închise cu motorul de propulsie oprit. Dacă în condițiile selectării capacității maxime de încălzire, încălzitorul se oprește automat după mai puțin de o oră, măsurătoarea se poate efectua înainte de oprirea încălzitorului.

2. Proporția de CO în mediul ambiant se măsoară prin prelevarea de mostre din:

(a) un punct în afara vehiculului, cât mai aproape posibil de admisia aerului de încălzire și

(b) un punct în interiorul vehiculului situat la mai puțin de 1 m față de evacuarea aerului încălzit.

3. Citirile trebuie să se efectueze pe o durată reprezentativă de 10 minute.

4. Datele de la pct. (b) nu trebuie să le depășească cu mai mult de 20 ppm CO pe cele de la pct. (a)

Circuitul primar al generatorului de aer cald este supus unei încercări de etanșitate, pentru a garanta că aerul poluat nu poate intra în circuitul de aer încălzit destinat habitaculului. Această cerință se consideră îndeplinită dacă, la o presiune manometrică de 0,5 hPa, debitul de scurgere din schimbătorul de căldură este  $\leq 30 \text{ dm}^3/\text{h}$ .

Procedura de încercare a temperaturii în cazul vehiculelor cu generator de aer cald montat cuprinde următoarele încercări:

1. Se lasă să funcționeze instalația de încălzire timp de o oră la capacitate maximă și în condiții atmosferice normale (viteza vântului  $\leq 2 \text{ m/s}$ ), cu toate ferestrele închise. Dacă totuși, în condițiile selectării capacității maxime de încălzire, încălzitorul se oprește automat după mai puțin de o oră, măsurătoarea se poate efectua mai devreme. Dacă aerul încălzit este extras din exteriorul vehiculului, încercarea se efectuează la o temperatură a mediului de minim  $15^\circ\text{C}$ .

2. Temperatura de suprafață a oricărei părți a sistemului de încălzire care ar putea intra în contact cu șoferul vehiculului în timpul utilizării se măsoară cu un termometru de contact. Nici una din aceste părți nu trebuie să depășească o temperatură de  $70^\circ\text{C}$  pentru metal fără acoperire sau  $80^\circ\text{C}$  pentru alte materiale. Nici o parte din sistemul de încălzire amplasată în spatele scaunului șoferului în caz de supraîncălzire, nu trebuie să depășească temperatura de  $110^\circ\text{C}$ .

3. Nici o parte din sistemul de încălzire care ar putea intra în contact cu pasagerii aflați pe scaune în timpul utilizării normale nu trebuie să depășească o temperatură de  $110^\circ\text{C}$ , cu excepția grilajului de evacuare. În cazul vehiculelor din categoria  $M_2$  și  $M_3$ , nici o parte din sistemul de încălzire a vehiculului care ar putea intra în contact cu pasagerii în timpul utilizării normale nu trebuie să depășească o temperatură de  $70^\circ\text{C}$  pentru metal neacoperit sau  $80^\circ\text{C}$  pentru alte materiale.

4. Temperatura aerului încălzit care intră în habitacul, măsurată în centrul orificiului de evacuare, nu trebuie să depășească  $150^\circ\text{C}$ .

Procedura de încercare a gazelor de eșapament în cazul vehiculelor cu generator de aer cald montat cuprinde următoarele încercări:

1. Se lasă să funcționeze instalația de încălzire timp de o oră, la capacitate maximă, în condiții de atmosferă calmă (viteza vântului  $\leq 2 \text{ m/s}$ ) și la o temperatură de  $20 \pm 10^\circ\text{C}$ . Dacă, totuși, în condițiile selectării capacității maxime de încălzire, instalația de încălzire se oprește automat după mai puțin de o oră, măsurătoarea se poate efectua înainte de oprirea instalației.

2. Gazele de eșapament uscate și nediluate, măsurate cu ajutorul unui aparat de măsurare adecvat, nu trebuie să depășească valorile indicate în tabelul 2.1:

Tabelul 2.1. Valorile maxime ale componentelor gazelor de eșapament

Parametru	Instalații de încălzire cu combustibili gazoși	Instalații de încălzire cu combustibil lichid
CO	≤ 0,1 % vol.	≤ 0,1 % vol.
NO <sub>2</sub>	≤ 200 ppm	≤ 200 ppm
HC	≤ 100 ppm	≤ 100 ppm
Unitate de referință Bacarach*	≤ 1	≤ 4

\* Se utilizează unitatea de referință „Bacarach” ASTM D 2156.

3. Încercarea se repetă în condiții echivalente cu viteza de deplasare a unui vehicul de 100 km/h. În aceste condiții, valoarea pentru CO nu trebuie să depășească 0,2 %. Dacă încercarea a fost efectuată asupra instalației de încălzire considerate ca element constitutiv, nu trebuie să fie repetată în cazul unui tip de vehicul pe care este instalată instalația de încălzire.

Cerințele pentru montajul generatoarelor de aer cald sunt următoarele:

#### 1. Cerințe generale

1.1. Pentru controlul funcționării fiecărui încălzitor cu combustie în caz de urgență, se instalează un echipament de securitate (fie ca parte a încălzitorului, fie ca parte a vehiculului). Acesta se proiectează astfel încât, dacă la demaraj nu apare flacăra sau dacă flacăra dispăre în timpul funcționării, timpii de aprindere și de deschidere a alimentării cu combustibil să nu depășească patru minute în cazul încălzitoarelor cu combustibil lichid sau în cazul încălzitoarelor cu combustibil gazos, un minut dacă dispozitivul de supraveghere a flăcării este termoelectric sau 10 secunde dacă este automat.

#### 1.2. Închiderea întârziată a suflantelor de aer de ardere.

Dacă există o suflantă de aer de ardere, aceasta trebuie să fie prevăzută cu un dispozitiv de închidere întârziată în caz de supraîncălzire și de întrerupere a alimentării cu combustibil.

#### 1.3. Cerințe pentru alimentarea cu energie electrică

Toate cerințele tehnice care pot fi influențate de tensiunea curentului electric de alimentare trebuie să se încadreze într-o gamă de tensiune de  $\pm 16\%$  din valoarea nominală. Totuși, dacă există protecție la tensiune scăzută și/sau la supratensiune, cerințele trebuie să fie îndeplinite la tensiunea nominală și în imediata vecinătate a punctelor de întrerupere.

#### 1.4. Indicator luminos de avertizare

Un indicator clar vizibil în câmpul vizual al utilizatorului îl informează dacă încălzitorul cu ardere este conectat sau deconectat.

### 2. Cerințe privind instalarea pe vehicul

#### 2.1. Amplasarea generatorului de aer cald



2.1.1. Părțile de caroserie sau orice alte componente aflate în apropierea încălzitorului trebuie să fie protejate de căldură excesivă și de posibilitatea contaminării cu combustibil sau ulei.

2.1.2. Încălzitorul cu ardere nu trebuie să constituie risc de incendiu, nici măcar în caz de supraîncălzire. Această cerință se consideră îndeplinită dacă instalația asigură o distanță adecvată față de toate părțile și o ventilație corespunzătoare, prin folosirea unor materiale ignifuge sau prin utilizarea ecranelor termice.

2.1.3. În cazul vehiculelor din categoria M<sub>2</sub> și M<sub>3</sub>, încălzitorul nu trebuie să fie amplasat în habitacul. Totuși, se poate utiliza o instalație într-un înveliș închis eficace, care să fie conformă cu condițiile de la pct. 2.1.2.

2.1.4. La poziționarea încălzitorului trebuie să se ia toate măsurile de precauție rezonabile, pentru a reduce la minim riscul de rănire și de deteriorare a bunurilor personale.

## 2.2. Alimentarea cu combustibil

2.2.1. Orificiul de alimentare cu combustibil nu trebuie să fie situat în habitacul și trebuie să fie dotat cu un bușon eficace care să prevină scurgerea combustibilului.

2.2.2. În cazul încălzitoarelor cu combustibil lichid, dacă există o sursă de alimentare cu combustibil separată de cea a vehiculului, trebuie să se marcheze clar tipul combustibilului și amplasarea orificiului de alimentare.

2.2.3. În dreptul orificiului de alimentare trebuie să se aplice o notă care să indice faptul că încălzitorul trebuie să fie oprit înainte de realimentare. În plus, în manualul de utilizare furnizat de producător trebuie să se furnizeze instrucțiuni adecvate.

## 2.3. Sistemul de eșapament

Ieșirea de evacuare a gazelor de eșapament trebuie să fie amplasată astfel încât să împiedice intrarea emisiilor în vehicul prin ventilatoare, admisii de aer încălzit sau ferestre deschise.

## 2.4. Admisia aerului de ardere

2.4.1. Aerul pentru camera de ardere a încălzitorului nu trebuie să fie prelevat din habitacul vehiculului.

2.4.2. Admisia aerului de combustie trebuie să fie amplasată sau protejată în așa fel încât blocarea cu diverse obiecte să fie cât mai puțin probabilă.

## 2.5. Admisia aerului de încălzire

2.5.1. Alimentarea cu aer de încălzire se poate face cu aer proaspăt sau recirculat și care poate fi extras dintr-o zonă curată, puțin susceptibilă a fi contaminată de gazele de eșapament emise de motorul de propulsie sau de generatorul de aer cald sau de orice altă sursă din vehicul.

2.5.2. Conducta de admisie trebuie să fie protejată cu o sită sau prin orice alte mijloace adecvate.

### 2.6. Evacuarea aerului de încălzire

2.6.1. Toate conductele folosite pentru dirijarea aerului fierbinte în interiorul vehiculului trebuie să fie amplasate sau protejate în așa fel încât să nu poată provoca nici o rănire în cazul în care sunt atinse sau alte daune.

2.6.2. Ieșirea de evacuare a aerului trebuie să fie amplasată sau protejată în așa fel încât blocarea cu diverse obiecte să fie cât mai puțin probabilă.

### 2.7. Controlul automat a sistemului de încălzire

Sistemul de încălzire trebuie să se întrerupă automat, iar alimentarea cu combustibil să fie oprită în maxim cinci secunde după oprirea motorului vehiculului. Dacă este deja activat un dispozitiv manual, sistemul de încălzire poate rămâne în funcțiune.

## **2.2. Cerințe și proceduri de încercare pentru generatoarele de aer cald stipulate de Directiva Parlamentului și a Consiliului European 70/221/CE**

Cerințele pentru rezervoarele de combustibil ale generatoarelor de aer cald sunt funcție de materialul din care se realizează.

Cerințele principale sunt:

- rezervorul trebuie să reziste la o suprapresiune egală cu dublul presiunii de lucru dar nu mai mică de 0,4 bari,
- combustibilul nu trebuie să scape prin bușonul rezervorului sau prin dispozitive pentru compensarea suprapresiunii în timpul funcționării normale a vehiculului. În cazul răsturnării vehiculului este admisă o picurare de maxim 30g/min.

Cerințele suplimentare pentru rezervoarele din material plastic sunt: rezistență la șoc, rezistență mecanică, pierderea prin permeabilitate de combustibil limitată, rezistență la combustibil, rezistență la foc, rezistență la temperatură ridicată.

Pentru aceste cerințe directiva stipulează condițiile de încercare.

### 3. CONSTRUCȚIA GENERATORULUI DE AER CALD

Generatorul de aer cald este o instalație de mici dimensiuni care furnizează căldură pentru cabinele vehiculelor. Gabaritul redus al acestor instalații este impus de puterile termice nominale reduse de la 2 până la 15 kW și de spațiile de montaj disponibile pe vehiculele pe care le echipează.

Primul capitol al acestei lucrări prezintă în figura 1.1. desenul de ansamblu și componentele principale ale unui generator de aer cald, remarcându-se diversitatea reperelor acestuia: arzător pe combustibil lichid, schimbător de căldură gaze de ardere/aer, motor electric echipat cu ventilator pentru aer cald și suflantă pentru aerul de ardere, carcase, pompă de combustibil, tubulaturi și nu în ultimul rând echipament electronic, senzori, cablaje electrice.

Acest capitol își propune să prezinte construcția elementelor mecanice relevante ale generatorului de aer cald: arzător, schimbător de căldură, grup motoventilator, suflantă, carcasă și pompa de combustibil.

#### 3.1. Generatorul de aer cald propriu-zis, subansamblurile și reperele acestuia

Generatorul de aer cald propriu-zis este subansamblul generatorului de aer cald care furnizează efectiv agentul termic pentru încălzirea cabinelor vehiculelor.

Generatoarele de aer cald, indiferent de producătorul acestora, au o soluție constructivă similară diferențele constau în soluțiile constructive ale elementelor principale, adoptate și de nivelul tehnologic disponibil de fiecare fabricant în parte.

Se poate afirma că poziția producătorului de generatoare de aer cald pe piață este dată de tehnologia înglobată în produs și de resursele utilizate pentru cercetare dezvoltare.

Construcția generatorului de aer cald propriu-zis este prezentată pe structura construcției generatorului de aer cald tip A20 produs de firma Mecord. [40]

##### 3.1.1. Ansamblul generatorului de aer cald propriu-zis

Principalele subansamble ale generatorului de aer cald sunt redate în tabelul 3.1, pozițiile trecute în acest tabel se regăsesc în figurile ce urmează. [40],[48]

Tabelul 3.1. Tabel componentă

Poziție	Denumire piesă / ansamblu
1	Subansamblul motor, tub ardere, cazan
2	Carcasă inferioară
3	Organe de asamblare
4	Organe de asamblare
5	Capac
6	Carcasă superioară ansamblu

7	Sesizor flacără, element etanșare
8	Garnitură
9	Bujie incandescentă
10	Element etanșare bujie
11	Protecție bujie
12	Suflantă
13	Protecție conexiuni electrice
14	Organe de asamblare
15	Echipament electronic
16	Suport echipament electronic
17	Ventilator
18	Organe de asamblare
19	Organe de asamblare
20	Organe de asamblare

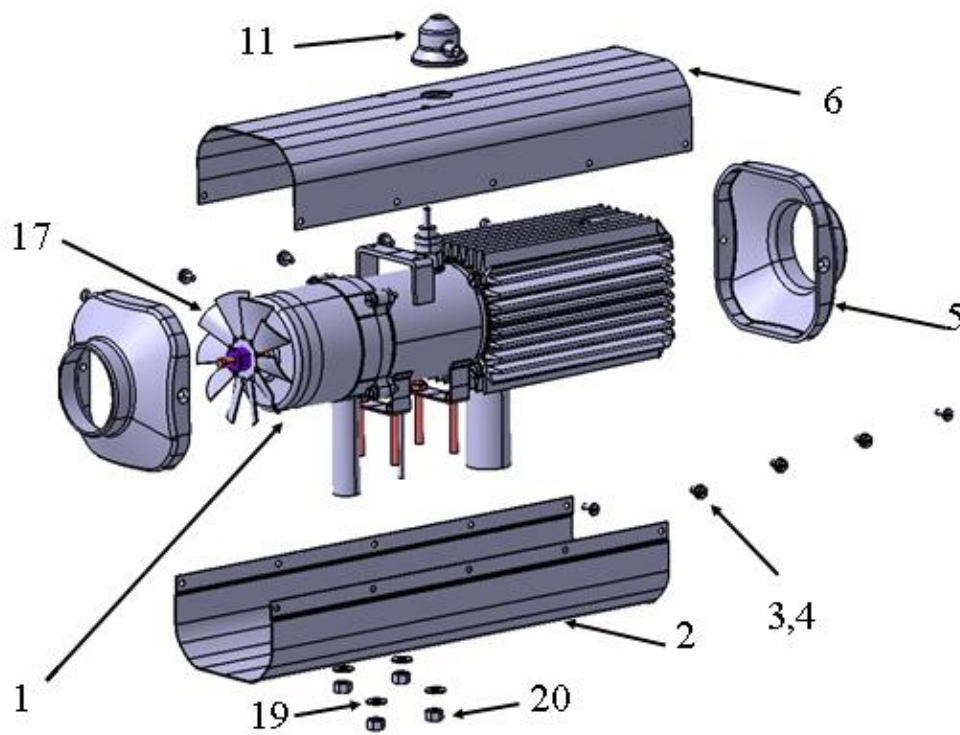


Figura 3.1. Desen generator de aer cald propriu-zis 3D explodat

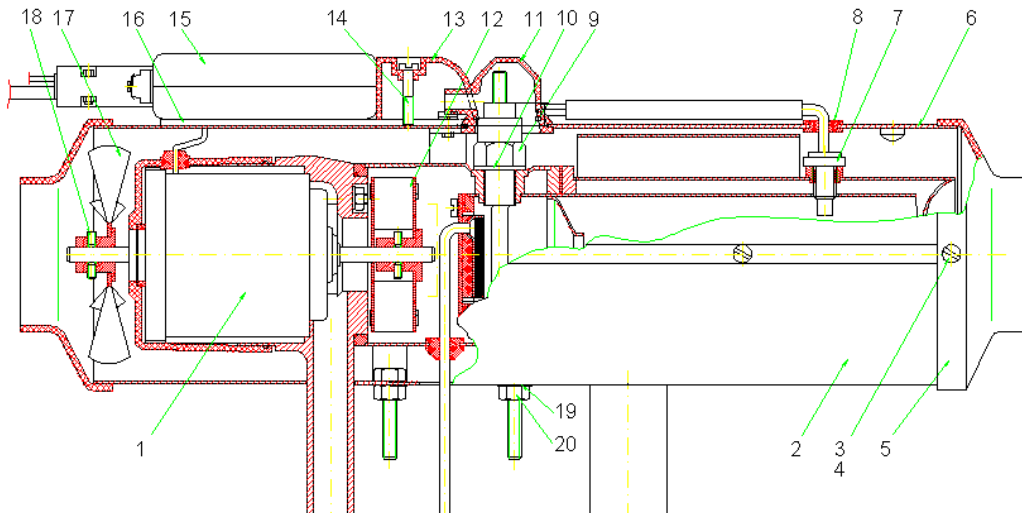


Figura 3.2. Generator de aer cald propriu-zis

Poziție	Denumire piesă / ansamblu
21	Subansamblul motor
22	Organe de asamblare
24	Tub de ardere
25	Cazan
26	Organe de asamblare
27	Organe de asamblare
28	Organe de asamblare
29	Vaporizator
30	Garnitură etanșare conductă combustibil
31	Garnitură cazan
32	Garnitură vaporizator
33	Înel O - etanșare
34	Organe de asamblare
35	Garnitură
36	Înel O-etanșare
37	Motor electric
38	Capac motor
39	Corp
40	Organe de asamblare
41	Organe de asamblare

### 3.1.2. Subansamblul motor, tub ardere, cazan

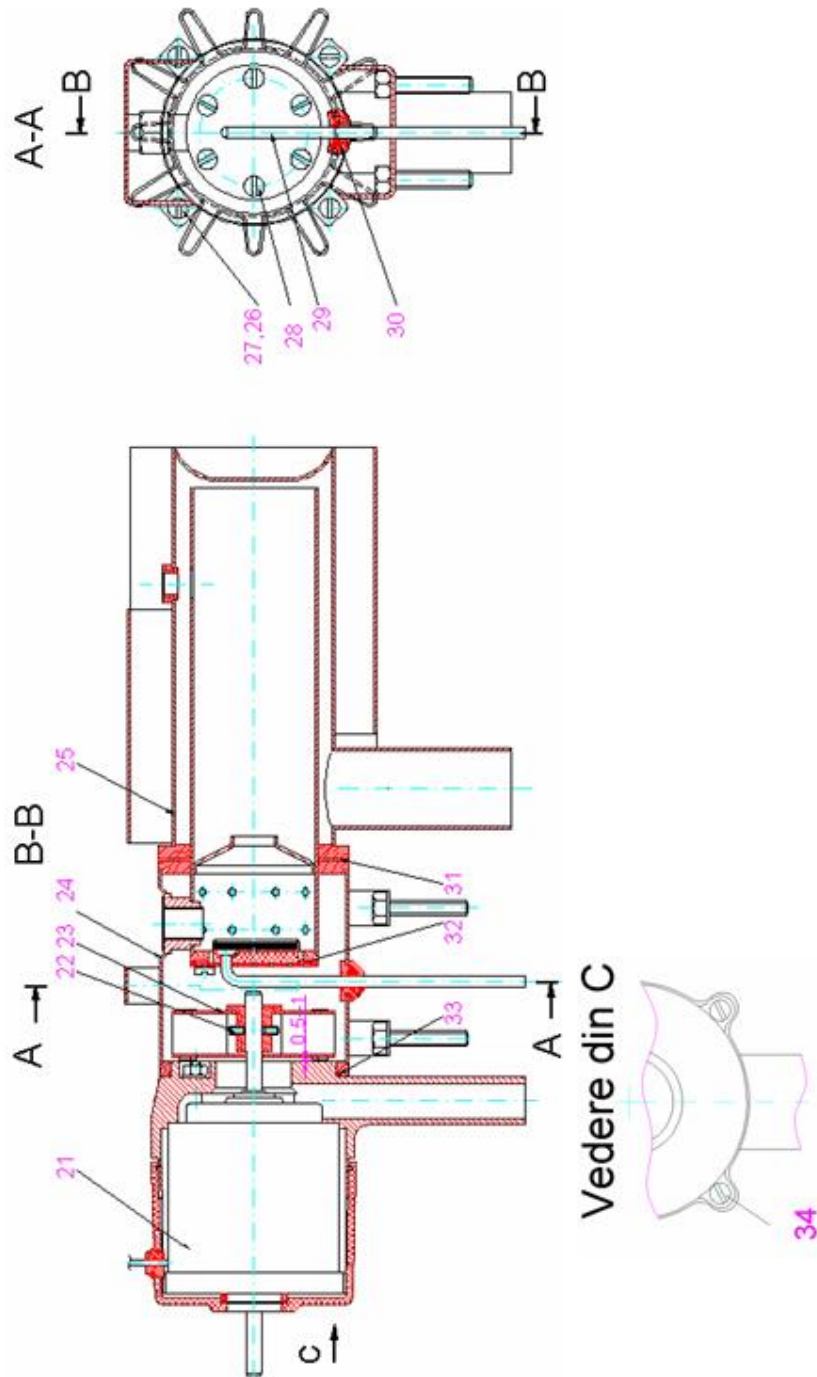


Figura 3.3.a Subansamblul grup motor, arzător, schimbător de căldură

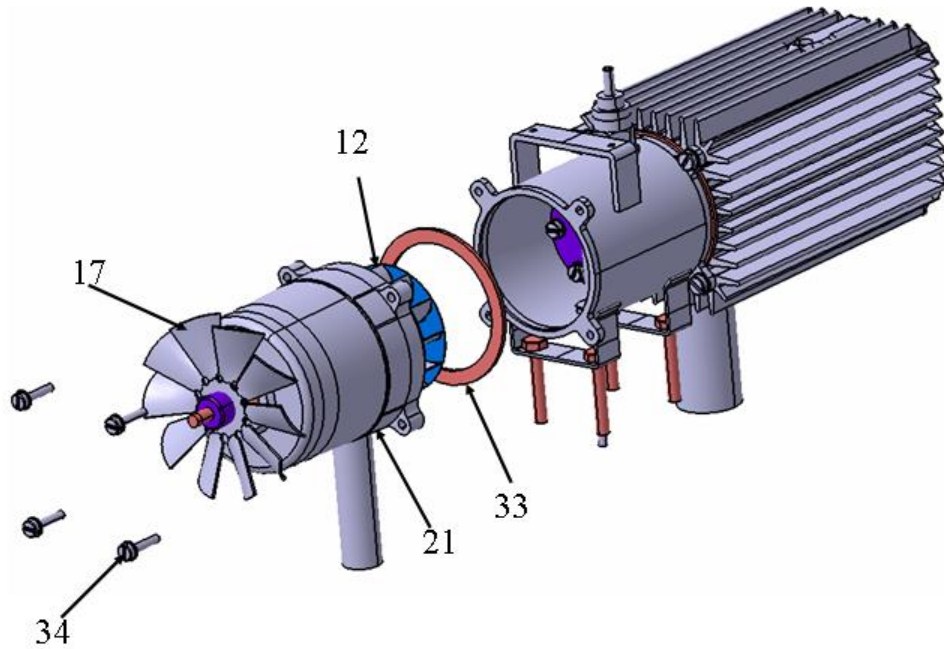


Figura 3.3.b Desen subansamblu grup motor, arzător, schimbător de căldură 3D explodat

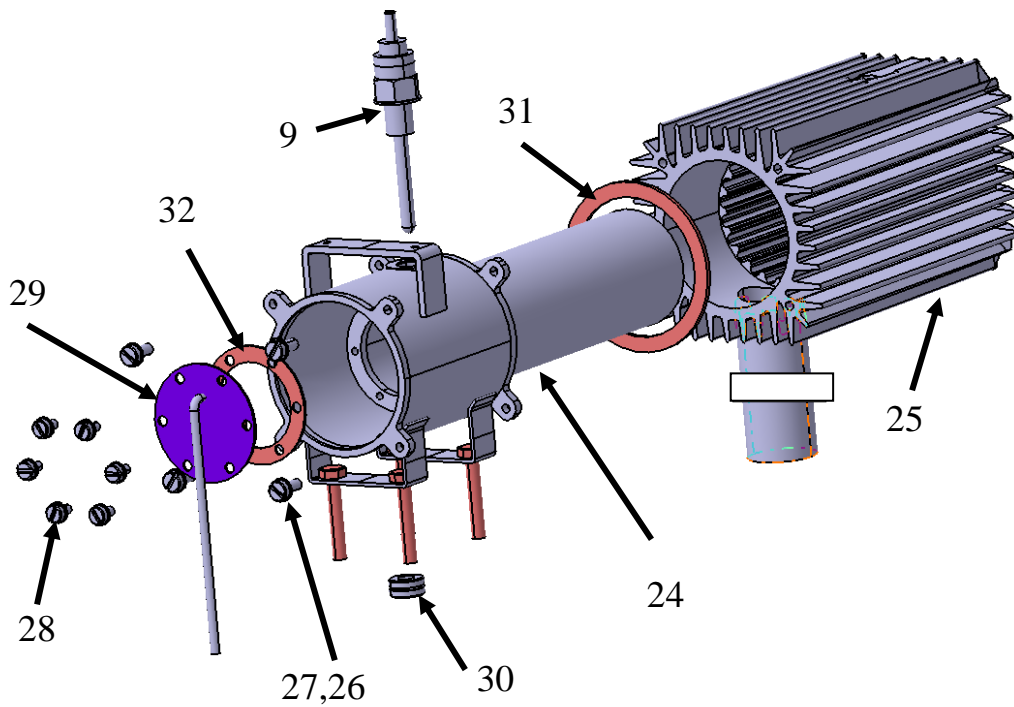


Figura 3.4. Desen subansamblu arzător, schimbător de căldură 3D explodat

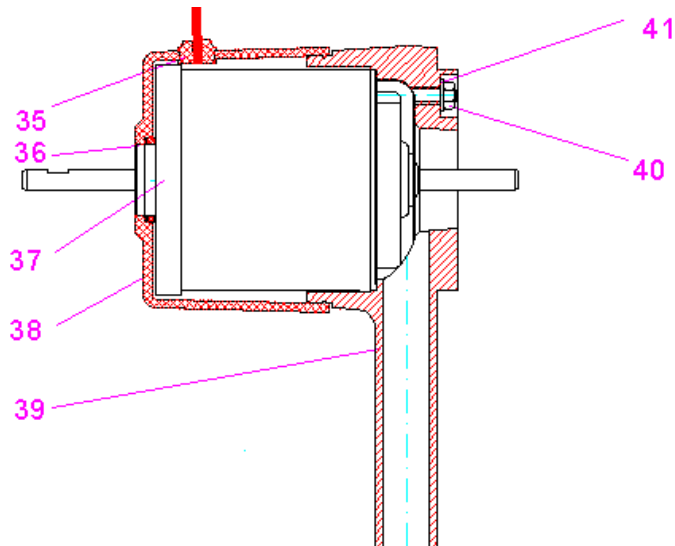


Figura 3.5. Subansamblul grup motor

Generatorul de aer cald propriu-zis este compus din subansamblul motor, tub ardere, cazan (poziția 1 tabelul 3.1) și carcasa acestuia.

Proiectarea unui generator de aer cald trebuie să aibă ca obiective principale siguranța utilizatorului (pasagerilor, vehiculului) și bineînțeles funcția de încălzire.

Generatorul de aer cald propriu-zis, respectiv subansamblul motor, tub ardere, cazan trebuie să fie concepute încât să nu fie posibile infiltrații ale gazelor de ardere în aerul cald destinat încălzirii.

Având în vedere importanța deosebită a acestui aspect, pentru soluția constructivă generală prezentată, zonele cu risc de infiltrații ale gazelor de ardere sunt suprafețele de asamblare ale subansamblului motor, tub ardere, cazan.

Aceste suprafețe sunt zone de etanșare pentru care trebuiesc alese soluții constructive funcție de temperatura acestora și presiune.

Subansamblul grup motor, figura 3.5, necesită următoarele elemente de etanșare (în anumite situații pe circuitul aerului de ardere pot ajunge gaze de ardere de exemplu pe perioada de preîncălzire bujie):

- element de etanșare (poz.36) între motor electric (poz.37) și capac motor (poz.38)
- element de etanșare (poz.35) între fire motor electric și capac motor (poz.38)
- etanșare prin strângere între corp (poz.39) și capac motor (poz.38)

Subansamblul arzător (tub ardere poz.24) necesită următoarele elemente de etanșare:

- element de etanșare (poz.30) între conducta de combustibil a vaporizatorului (poz.29) și peretele exterior al camerei de aer de ardere a tubului de ardere (poz.24)

- element de etanșare (poz.10) între bujie (poz.9) și peretele exterior al camerei de aer de ardere a tubului de ardere (poz.24); această zonă de etanșare



este eliminată în cazul poziționării bujiei în spatele vaporizatorului (generator de aer cald Webasto)

Subansamblul cazanului (poz.25) are un element de etanșare între sesizorul de flacără (poz.8) și peretele cazanului. Funcție de tipul sesizorului diferă și soluția de etanșare sau chiar nu mai este nevoie de ea cum este cazul termocontactului care nu necesită străpungerea peretelui (generator de aer cald Eberspächer)[85] respectiv soluții constructive cu sesizorul de flacără montat în camera de ardere (generator de aer cald Webasto)[92].

Subansamblul motor, tub ardere, cazan necesită elemente de etanșare între subansamblele acestuia:

- element de etanșare (poz.33) între grup motor și peretele exterior al camerei de aer de ardere a tubului de ardere (poz.24), solicitări termice reduse (maxim 100°C, admisibil în condiții de supraîncălzire pe perioade scurte; maxim 60°C, admisibil în funcționare normală) presiune mică (50÷300 mm  $H_2O$ )

- element de etanșare (poz.32) între peretele exterior al camerei de aer de ardere a tubului de ardere (poz.24) și cazan (poz.25), solicitări termice mari (maxim 400°C, admisibil în condiții de supraîncălzire pe perioade scurte; maxim 300°C, admisibil în funcționare normală) presiune mică (20÷100 mm  $H_2O$ )

Elementul de etanșare (poz.32) între peretele exterior al camerei de aer de ardere a tubului de ardere (poz.24) și cazan (poz.25) este cel mai solicitat dintre elementele de etanșare fiind totodată cel mai expus la infiltrații de gaze de ardere. Din această cauză trebuie să fie tratat cu maximă atenție de la alegerea materialului și stabilirea strângerii, la măsurători privind temperaturile elementului de etanșare și încercări la presiune a subansamblului.

### 3.2. Construcția arzătorului generatorului de aer cald

Arzătorul este format din tubul de ardere (poz.24) și vaporizator (poz.29).

Datorită limitărilor de gabarit impuse generatorului de aer cald arzătorul trebuie să aibă o construcție compactă, de dimensiuni reduse, simplă și foarte important, performantă. [55], [76]

Arzătorul cu vaporizator fix satisface aceste condiții fiind asistat pentru controlul aprinderii și arderii de un echipament electronic.

Soluția constructivă a arzătorului cu vaporizator fix asigură formarea amestecului de ardere fără piese în mișcare.

Principiul de funcționare constă în vaporizarea combustibilului vehiculat de o pompă de combustibil pe vaporizator, urmată de amestecarea cu jeturile de aer de ardere, aprinderea de la bujia incandescentă (la pornire) și de la frontul de flacără și arderea în camera de ardere. Gazele de ardere părăsesc camera de ardere prin traversarea unei diafragme conice (deflector), cu rol de stabilizator de ardere, ajungând în tubul de flacără unde se finalizează procesul arderii.

Există două variante de arzător cu vaporizator fix:

- arzător cu distribuția combustibilului în centru (disc vaporizator) și admisia periferică a aerului de ardere fig.3.6.(generator de aer cald Webasto, Mecord)

- arzător cu distribuția combustibilului periferică (inel cilindric vaporizator) și admisia centrală a aerului de ardere (generator de aer cald Eberspächer)

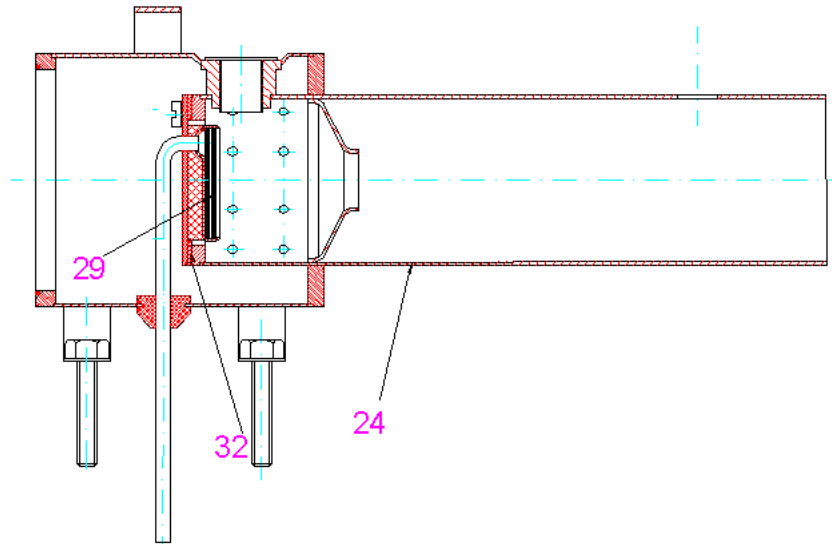


Figura 3.6. Desen arzător cu disc de vaporizare

Arzătorul cu disc de vaporizare este format dintr-un tub de ardere care are la un capăt camera de ardere (peretele are practicate orificiile de admisie a aerului de ardere) și vaporizatorul (discul vaporizator cu sistemul acestuia de fixare închide camera de ardere) iar celălalt capăt liber, denumit tub de flacără, pentru a permite accesul gazelor de ardere spre schimbătorul de căldură. Direcția de admisie a aerului de ardere este spre centrul camerei de ardere. Pe tubul de ardere, în fața discului vaporizator (fig.3.6.) sau în spatele acestuia se află montată bujia incandescentă cu rol de aprindere a amestecului de ardere.

Arzătorul cu inel de vaporizare este format dintr-un tub de ardere care are la un capăt camera de ardere (peretele interior fiind constituit de inelul de vaporizare) și central un tub închis spre camera de ardere care are pe suprafața cilindrică orificiile de admisie a aerului de ardere) iar celălalt capăt liber, denumit tub de flacără, pentru a permite accesul gazelor de ardere spre schimbătorul de căldură. Direcția de admisie a aerului de ardere este dinspre centru spre periferia camerei de ardere. Bujia incandescentă, cu rol de aprindere a amestecului de ardere, se află montată transversal sau paralelă cu generatoarea inelului cilindric vaporizator.

### 3.2.1. Construcția discului vaporizator

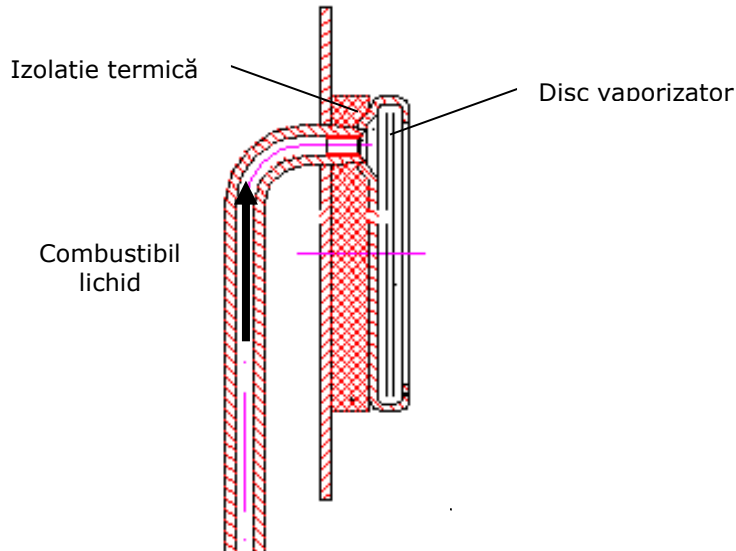
Vaporizatorul este realizat din discul vaporizator și sistemul de fixare al acestuia care are atașată și conducta de alimentare cu combustibil.

Discul vaporizator trebuie să fie dintr-un material poros pentru a permite distribuția combustibilului.

În practică se folosesc următoarele soluții constructive pentru realizarea discului vaporizator:

1. monobloc din pâsle metalice cu grosimea de 3÷5 și grosimea firului de 0,1÷0,15mm
2. multistrat din țesătură metalică, sertizate în pachet; grosimea firului de

0,15÷0,25 mm, dimensiunea ochiului de 0,3÷0,5 mm, numărul de straturi fiind stabilit funcție de debitul maxim al pompei de combustibil și de frecvența de comandă a acesteia, se recomandă 4÷8 straturi.



În ambele situații materialul din care se realizează discul vaporizator trebuie să fie din oțel înalt aliat rezistent la coroziune și refractar rezistent la temperaturi de peste 500÷550°C pe care local le poate atinge fața discului de partea arderii. Un material folosit curent este oțelul inoxidabil austenitic EN X6CrNiTi18 10 care are și o sudabilitate bună în mediu protejat.

Din același material se recomandă execuția elementului de fixare a discului vaporizator, fiind de asemenea expus la temperaturi ridicate.

Celelalte elemente ale vaporizatorului se realizează din oțeluri uzuale cu bune caracteristici tehnologice (ambutisare, ștanțare, sudabilitate).

Un aspect foarte important la concepția soluției constructive a vaporizatorului, pentru asigurarea temperaturii optime a acestuia, este necesitatea limitării la maxim a transferului de căldură conductiv, convectiv, radiativ prin reducerea punților conductive, utilizarea izolațiilor termice (fig.3.7, fig.3.6, poz.32).

Dimensionarea subansamblului vaporizator are ca punct de plecare diametrul discului vaporizator determinat funcție de debitul pompei de combustibil  $\dot{m}$  pe treapta de putere maximă a generatorului de aer cald, conform capitolului 7:

$$D_v = 2\sqrt{\frac{S}{\Pi}} = 2\sqrt{\frac{1}{\Pi} \frac{\dot{m}c\Delta t + \dot{m}q_v}{\sigma_0} \left( \sum \frac{T^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \right)^{-1}} \quad [\text{m}] \quad (3.1)$$

Valoarea calculată se majorează cu un coeficient de siguranță:  $c = 1,15 \div 1,25$ . Diametrul discului vaporizator, pentru puterea termică maximă de 2 kW a generatorului de aer cald și funcție de soluția constructivă, are valori de 30 ÷ 40 mm.

În cazul inelului vaporizator se determină suprafața interioară a acestuia cu relația:

$$S = \frac{\dot{m}c\Delta t + \dot{m}q_v}{\sigma_0} \left( \sum \frac{T^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \right)^{-1} \quad [\text{m}^2] \quad (3.2)$$

În ambele situații dimensiunile vaporizatorului sunt puncte de plecare pentru gabaritul transversal al arzătorului, respectiv a generatorului de aer cald.

### 3.2.2. Construcția tubului de ardere

Tubul de ardere este format dintr-o cameră de admisie a aerului de ardere (figura 3.8. poz.1), camera de ardere (figura 3.8. poz.2) și tubul de flacără (figura 3.8. poz.3).

Peretele camerei de ardere și tubul de flacără sunt monobloc. Camera de ardere și tubul de flacără sunt separate de deflector (figura 3.8. poz.4) cu rol de stabilizare a arderii. Peretele camerei de ardere și tubul de flacără sunt concentrice cu peretele exterior al camerei de admisie a aerului de ardere și sunt asamblate printr-un inel. Peretele exterior al camerei de admisie și peretele camerei de ardere sunt traversate de o piesă cu filet interior pentru montajul bujiei.

Peretele camerei de ardere este prevăzut cu orificii pentru admisia aerului de ardere, distribuite astfel încât să asigure formarea optimă a amestecului de ardere. Pentru asigurarea unei temperaturi optime a peretelui camerei de ardere și a tubului de flacără se iau măsuri constructive pentru limitarea transferului termic conductiv spre peretele exterior al camerei de admisie a aerului de ardere (figura 3.8. detaliul B) și spre cazan prin utilizarea unei garnituri de etanșare și de izolare termică (figura 3.4, poz.31).

Conturul longitudinal exterior al tubului de ardere trebuie să fie etanș, sudurile indicate (figura 3.8.) sunt de rezistență și de etanșare.

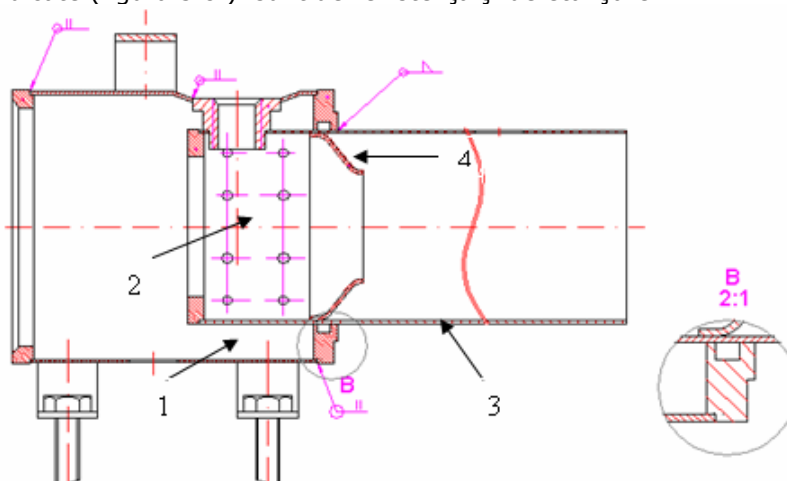


Figura 3.8. Tub de ardere

Componentele tubului de ardere cu solicitări termice sunt tubul de flacără și deflectorul, fiind spălate de gazele de ardere de ambele părți, acestea transferând într-o mică măsură căldură prin conducție peretelui camerei de ardere inelului de asamblare cu peretele exterior al camerei de admisie.

Tubul de flacără are temperatură mai mare în capătul liber iar deflectorul pe conturul secțiunii minime, temperatură foarte apropiată de temperatura gazelor de ardere adiacente acestor zone.

Materialele utilizate pentru execuția acestor repere sunt oțeluri înalt aliate rezistente la coroziune și refractare rezistent la temperaturi de peste 700÷850°C.

Datorită lipsei solicitărilor mecanice a acestor repere se utilizează oțelul inoxidabil austenitic EN X6CrNiTi18 10 care datorită titanului are o bună rezistență la temperatură în timp.

Grosimea recomandată pentru peretele tubului de flacără și deflector este de 1÷1,5 mm.

Elementele nesolicitate termic ale tubului de ardere se realizează din oțeluri uzuale cu bune caracteristici tehnologice (ambutisare, ștanțare, sudabilitate).

Etapele de stabilire a dimensiunilor principale ale tubului de ardere sunt (capitolul 7):

1. Stabilirea diametrului interior al camerei de ardere și a tubului de flacără

$D_c$

Constructiv diametrul interior al camerei de ardere trebuie să fie mai mare decât diametrul discului vaporizator, se recomandă:

$$D_c = (1,2 \div 1,4) D_v \text{ [m]} \quad (3.3)$$

2. Stabilirea lungimii camerei de ardere  $L_c$

Se determină suprafața interioară a camerei de ardere din condiția asigurării necesarului de căldură pentru preîncălzirea aerului de ardere pe treapta de putere maximă (capitolul 7).

$$S = \pi D_c L_c \text{ [m}^2\text{]} \quad (3.4)$$

$$S = \frac{\dot{Q}_{PA}}{a_{PA}(\bar{t}_s - \bar{t}_{ap})} \text{ [m]} \quad (3.5)$$

$a_{PA}$  - coeficient de schimb de căldură prin convecție

$\bar{t}_{ap}, \bar{t}_s$  - temperatura medie a aerului preîncălzit, respectiv temperatura medie a peretelui camerei de ardere

$$\bar{t}_{ap} = \frac{t_{ap} + t_{ai}}{2} \quad (3.6)$$

$$L_c = \frac{\dot{Q}_{PA}}{\pi D_c a_{PA}(\bar{t}_s - \bar{t}_{ap})} \text{ [m]} \quad (3.7)$$

3. Stabilirea secțiunii minime a deflectorului

Se recomandă să fie 20÷25% din secțiunea interioară a camerei de ardere

4. Stabilirea diametrului peretelui exterior al camerei de admisie a aerului de ardere

Se recomandă valori de  $(1,2 \div 1,4) D_c$  [m]

5. Locașul bujiei se stabilește funcție de bujia aleasă (capitolul 7), suprafața cepului bujiei trebuie să se afle la  $3\div 4$  mm de suprafața discului vaporizator.

6. Lungimea tubului de flacără se stabilește funcție de lungimea determinată a cazanului, din condiția ca viteza gazelor de ardere la întoarcerea acestora la capătul tubului de flacără să fie mai mică decât viteza acestora în spațiul inelar (determinat de exteriorul tubului de flacără și interiorul cazanului)

7. Stabilirea diametrului orificiilor de admisie a aerului de ardere, din peretele camerei de ardere, și a numărului acestora

Această etapă de dimensionare este crucială pentru calitatea aprinderii, arderii și duratei de viață a vaporizatorului.

Pentru formarea unui amestec de ardere cât mai omogen s-a constatat necesitatea distribuției orificiilor de admisie a aerului de ardere echidistant (cât permite construcția sau din optimizare funcțională apare necesitatea deplasării unor orificii) în plan transversal, pe două sau trei rânduri în plan transversal (direcției de ardere).

Necesitatea plasării orificiilor pe două sau trei rânduri se datorează asigurării aerului de ardere etapizat: aprindere, preardere și ardere.

Primul rând de orificii se plasează astfel ca planul transversal al acestora să fie la  $2\div 3$ mm în fața discului vaporizator asigurând aerul pentru aprindere și preardere.

Distanța dintre primul rând și ultimul rând  $R$  (figura 3.9.) se raportează la lungimea camerei de ardere, se recomandă  $R = (0,4\div 0,6) L_C$ .

Se recomandă ca numărul de orificii ale primului rând să nu fie mai mare de  $30\div 40\%$  din numărul total al acestora.

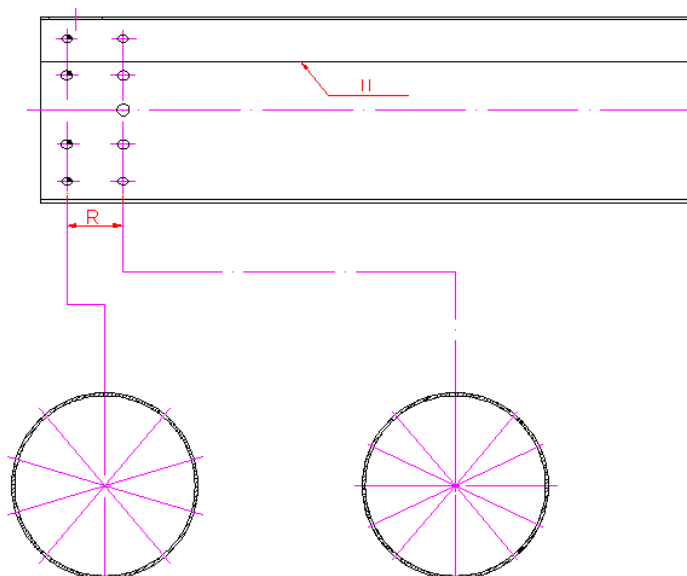


Figura 3.9. Distribuția orificiilor de admisie aer de ardere

Figura 3.9. prezintă peretele cu orificii de admisie a camerei de ardere monobloc cu tubul de flacără cu distribuție pe două rânduri la distanța  $R$  între ele (generator aer cald A20). Se observă intercalarea orificiilor primului rând între orificiile celui de al doilea rând.

Funcționarea optimă a arzătorului este condiționată de vitezele de intrare  $w_{aerorif}$  a jeturilor de aer de ardere în camera de ardere.

Vitezele recomandate sunt de  $8 \div 15$  m/s în condiții de ardere.

Aria totală a orificiilor de admisie se determină din condiția asigurării vitezei optime a aerului de ardere pentru exces de ardere unitar pentru puterea termică maximă.

$$S_{totorif} = \frac{\lambda \dot{m} L_{min}}{w_{aerorif}} \frac{273 + t_{ap}}{273} \quad [\text{m}^2] \quad (3.8)$$

$$S_{totorif} = \sum_i N_i d_i \quad [\text{m}^2] \quad (3.9)$$

$N_i$  - numărul de orificii a rândului  $i$

$d_i$  - diametrul orificiilor rândului  $i$

Diametrele recomandate pentru orificiile de admisie sunt de  $(2,5 \div 4)$  mm.

Numărul de orificii pe un rând se recomandă să nu fie mai mic de 5 (6).

Preliminar se consideră două rânduri de orificii dar dacă prin calcule se stabilesc un număr prea mare de orificii pe rând (pentru un diametru  $D_c$  stabilit anterior) și cu diametrul orificiului spre valori maxim admise se introduce un rând suplimentar între celelalte două.

Soluția constructivă se definitivează prin încercări experimentale urmărindu-se calitatea aprinderii, arderii, temperaturile în camera de ardere, etc..

După funcționarea arzătorului acesta se demontează urmărindu-se zonele cu depuneri de calamină/funingine, care denotă lipsa aerului de ardere, acestea putând fi eliminate prin redistribuirea orificiilor de admisie.

### 3.3. Construcția cazanului generatorului de aer cald

Cazanul generatorului de aer cald este un schimbător de căldură care asigură preluarea fluxului de căldură util de la gazele de ardere și transmiterea acestuia aerului.

Cazanul trebuie să fie de dimensiuni reduse, eficient și să prezinte siguranță în exploatare (etanșitate și rezistență la solicitările termice la care este expus).

Soluțiile constructive consacrate sunt: cazan turnat și cazan din tablă.

#### 3.3.1. Cazan turnat din aliaj de aluminiu

În figura 3.4. poziția 25 se prezintă un cazan realizat din aliaj de aluminiu prin turnare sub presiune.

Aceste cazane asigură un transfer termic ridicat datorită realizării nervurării prin turnare, monobloc cu corpul cazanului[24]. Tehnologia de turnare sub presiune permite execuția nervurării atât pe partea aerului cât și pe partea gazelor de ardere.

Cazanele se realizează într-o matrită de turnat sub presiune.

Temperatura cazanului trebuie monitorizată prin senzor de temperatură montat pe acesta, în zona cea mai expusă gazelor de ardere, deoarece temperatura gazelor de ardere este mai mare decât temperatura de topire a aliajului de aluminiu.

Utilizarea cazanului din aliaj de aluminiu crește randamentul generatorului de aer cald cu  $5 \div 10\%$  comparativ cu cazanul din tablă. [56]

Cazanele turnate se folosesc la generatoare de aer cald cu puteri termice de până la 5kW. Peste aceste valori matricele de turnat sub presiune presupun costuri mari de execuție fiind preferată varianta sudată.

### 3.3.2.Cazan din tablă asamblat prin sudură

Cazanele din tablă se realizează cu suprafețe de schimb de căldură lise sau nervurate. [41],[40],[42]

Cazanele din tablă cu suprafețe de schimb de căldură lise se folosesc de la puteri mai mari de 5 kW a generatoarelor de aer cald.

Figura 3.10. prezintă un cazan cu suprafețe lise cu două drumuri ale gazelor de ardere. Acest cazan asigură 3 suprafețe cilindrice, concentrice, de schimb de căldură [43]. Execuția acestui cazan este relativ simplă, acordându-se atenție deosebită verificării etanșeității.

Cazanele cu suprafețe nervurate din tablă se folosesc la generatoare de aer cald cu puteri termice până la 5 kW. Peste aceste valori execuția acestora devine dificilă cu probleme la respectarea etanșeității.

Schimbătorul de căldură este de tip tubular nervurat la exterior, agentul primar fiind gazele de ardere în interiorul acestuia iar la exterior circulă agentul secundar, aerul, care se încălzește.

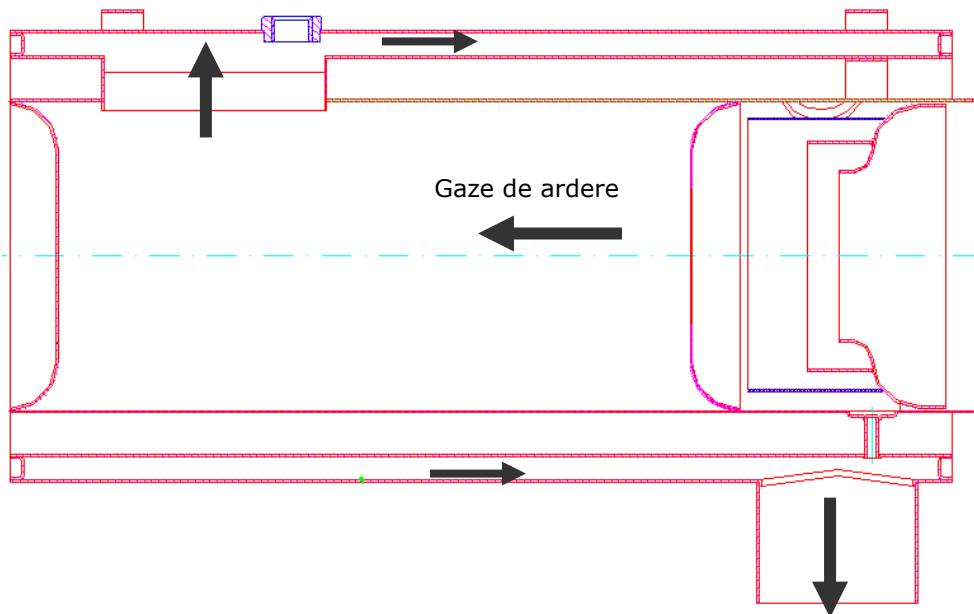


Figura 3.10. Cazan din tablă de 12 kW



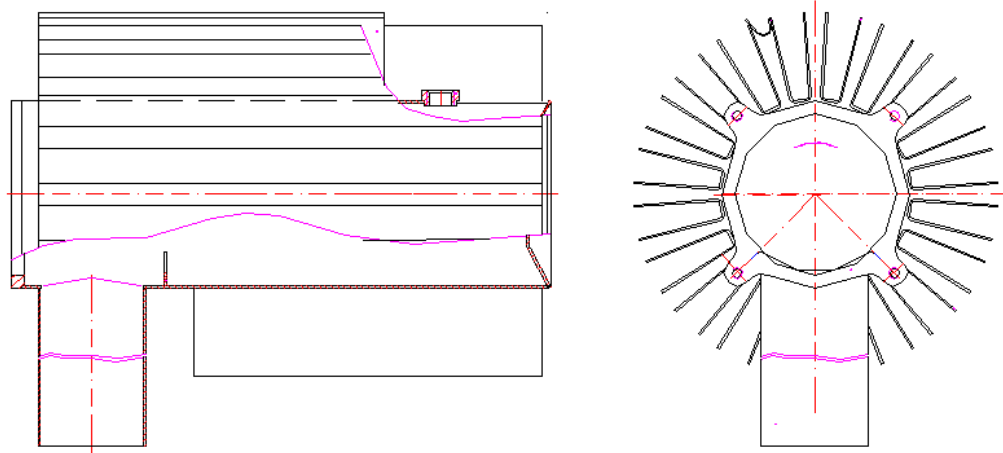


Figura 3.11. Cazan din tablă nervurat exterior de 3,5 kW

Cazanul este construit dintr-un perete cilindric închis la un capăt, nervurat cu nervuri drepte de secțiune transversală constantă, iar la celălalt capăt este prevăzut cu un tub de evacuare a gazelor de ardere (fig.3.11. și fig.3.12.)

Baza nervurilor se sudează pe peretele cilindric al cazanului asigurându-se contactul termic. Procedeele de sudare pot fi sudură prin presiune aplicabilă pentru geometria nervurilor cazanului de 3,5 kW [42] (fig.3.11 nervuri pereche cu forma U) respectiv sudură în mediu protejat aplicabilă pentru geometria nervurilor cazanului de 1,8 kW [40] (fig.3.12. nervuri pereche cu forma U întors).

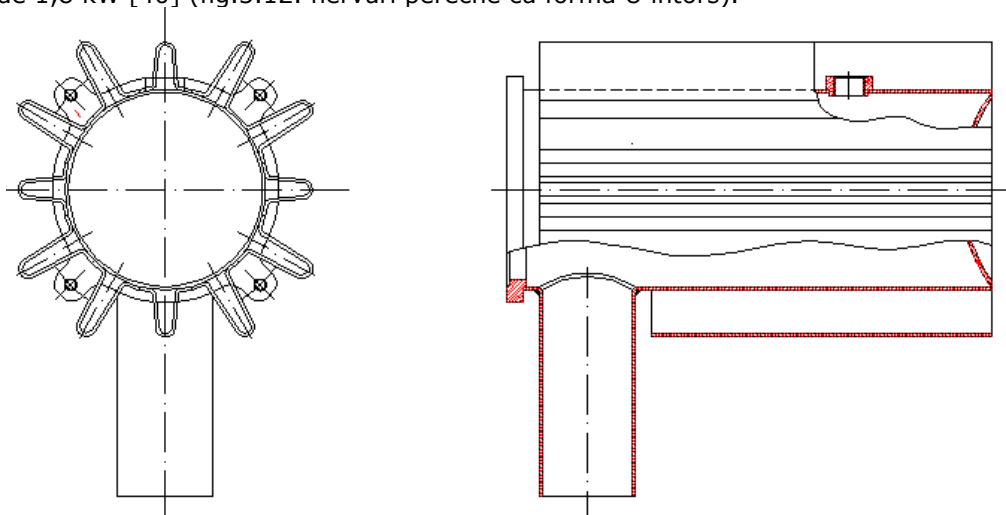


Figura 3.12. Cazan din tablă nervurat exterior de 1,8 kW

Sudurile cazanelor din tablă sunt de rezistență și de etanșeitate. Cazanele se supun obligatoriu la proba de verificare a etanșeității.

Cazanele se execută din tablă cu grosimi de  $1 \div 1,5$  mm.

Materialele utilizate pentru execuția reperelor care sunt spălate de gazele de ardere sunt oțeluri înalt aliate rezistente la coroziune și refractare rezistente la temperaturi de peste  $500 \div 550^\circ\text{C}$  (oțelul inoxidabil austenitic EN X6CrNiTi18 10). [93]

Nervurile și alte elemente nesolicitate termic ale tubului de ardere se realizează din oțeluri uzuale cu bune caracteristici tehnologice (ambutisare, ștanțare, sudabilitate). Materialul nervurii trebuie fie compatibil din punct de vedere a sudurii cu materialul peretelui cilindric al cazanului.

Fluxul de căldură util al cazanului, respectiv puterea termică maximă a generatorului de aer cald este principala dată de intrare pentru calculul de dimensionare a schimbătorului de căldură (vezi capitolul 7): [52], [74]

$$\dot{Q}_U = D_a \left( c_{pa} \int_0^{t_{ac}} t_{ac} - c_{pa} \int_0^{t_{ar}} t_{ar} \right) \text{ [W]} \quad (3.10)$$

Fluxul de căldură total pentru cazanul generatorului:

$$\dot{Q}_{tot} = k_{s1} S_1 \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \text{ [W]} \quad (3.11)$$

$\Delta t_M$  - diferența de temperatură maximă între gazele de ardere și aer

$\Delta t_m$  - diferența de temperatură minimă între gazele de ardere și aer

$S_1$  - suprafața interioară a cazanului

Se consideră ipoteza că piesa de închidere a cazanului nu contribuie la schimbul de căldură:

$$S_1 = \pi d_1 L_{CAZ} \text{ [m}^2\text{]}$$

$k_{s1}$  - coeficient global de transfer de căldură raportat la suprafața interioară

$S_1$  [W/m<sup>2</sup>K]

$$k_{s1} = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\lambda} + \frac{S_1}{a_{red} S_{2tot}}} \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_U = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\lambda} + \frac{S_1}{a_{red} S_{2tot}}} S_1 \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \text{ [W]} \quad (3.13)$$

$$a_{red} = \eta a \frac{S_{nerv}}{S_{2tot}} + a' \frac{S_{per}}{S_{2tot}} \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (3.14)$$

Pentru simplificarea calculului se admite ipoteza:  $a = a'$  [W/m<sup>2</sup>K]

Diametrul interior al cazanului  $d_1$  se impune din condiția ca viteza de curgere a gazelor de ardere în cazan (spațiul inelar) să fie aceeași cu viteza de curgere a gazelor de ardere în tubul de flacără (aria secțiunilor de curgere egale):

$$d_1 = \sqrt{D_C^2 + (D_C + 2g)^2} \text{ [m]} \quad (3.15)$$

$g$  - grosimea peretelui tubului de flacără

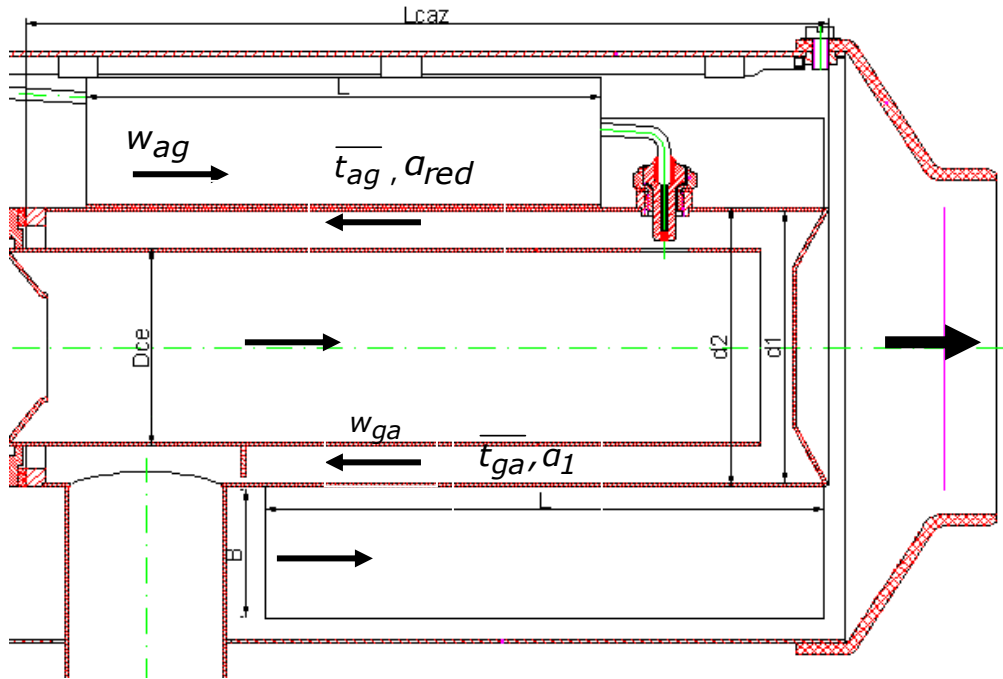


Figura 3.13. Schema de circulație, dimensiuni caracteristice cazan

Lungimea nervurilor se stabilește din motive tehnologice și funcționale (suprafața exterioară a peretelui mai este ocupată de țevă evacuare, senzori) ca fiind  $(0,8 \div 0,9) L_{CAZ}$ .

$$d_2 = d_1 + 2g_{CAZ} \text{ [m]}$$

$g_{CAZ}$  - grosimea peretelui cilindric al cazanului se impune constructiv

$$S_{2tot} = S_{nerv} + S_{per} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{nerv} = 2NBL = 2(0,8 \div 0,9)NBL_{CAZ} \text{ [m}^2\text{]}$$

$N$  - număr nervuri

$$S_{per} = \pi d_2 L_{CAZ} - \delta NL = \pi d_2 L_{CAZ} - (0,8 \div 0,9)\delta NL_{CAZ} \text{ [m}^2\text{]}$$

$\delta$  - grosimea nervurii

Numărul de nervuri și grosimea nervurii se stabilește funcție de tehnologia de execuție (turnat, sudat), constructiv diametrul  $d_2$  fiind determinat.

Înălțimea nervurii se alege din considerente tehnologice și de gabarit transversal admisibil pentru generatorul de aer cald.

Lungimea cazanului rămâne singura necunoscută dimensională care se determină din relația fluxului util de căldură.

$$\frac{1}{a_1 S_1} + \frac{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\lambda S_1} + \frac{1}{a_{red} S_{2tot}} = \frac{1}{Q_u} \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \quad (3.16)$$

$$a_{red} = \eta a \frac{S_{nerv}}{S_{2tot}} + a' \frac{S_{per}}{S_{2tot}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (3.17)$$

$$a_{red} = a \frac{\eta S_{nerv} + S_{per}}{S_{2tot}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (3.18)$$

$$\frac{1}{a_1 S_1} + \frac{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\lambda S_1} + \frac{1}{a(\eta S_{nerv} + S_{per})} = \frac{1}{Q_u} \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \quad (3.19)$$

$$\eta = \frac{th(mB)}{mB} = \frac{e^{mB} - e^{-mB}}{e^{mB} + e^{-mB}} \frac{1}{mB} \quad (3.20)$$

$$m = \sqrt{\frac{a P_{nerv}}{\lambda S_{nerv}}} \quad (3.21)$$

$S_{nerv}$  - aria secțiunii longitudinale a nervurii

$P_{nerv}$  -perimetrul secțiunii longitudinale a nervurii

$$S_{nerv} = L\delta = (0,8 \div 0,9)L_{CAZ}\delta \quad [\text{m}^2]$$

$$P_{nerv} = 2(L + \delta) = 2((0,8 \div 0,9)L_{CAZ} + \delta) \quad [\text{m}]$$

$L, \delta$  -lungimea respectiv grosimea nervurii

$$m = \sqrt{\frac{2((0,8 \div 0,9)L_{CAZ} + \delta)a}{(0,8 \div 0,9)L_{CAZ}\delta\lambda}} \quad (3.22)$$

$$\eta = \frac{e^{B \sqrt{\frac{2((0,8 \div 0,9)L_{CAZ} + \delta)a}{(0,8 \div 0,9)L_{CAZ}\delta\lambda}}} - e^{-B \sqrt{\frac{2((0,8 \div 0,9)L_{CAZ} + \delta)a}{(0,8 \div 0,9)L_{CAZ}\delta\lambda}}}{e^{B \sqrt{\frac{2((0,8 \div 0,9)L_{CAZ} + \delta)a}{(0,8 \div 0,9)L_{CAZ}\delta\lambda}}} + e^{-B \sqrt{\frac{2((0,8 \div 0,9)L_{CAZ} + \delta)a}{(0,8 \div 0,9)L_{CAZ}\delta\lambda}}}} \frac{1}{B \sqrt{\frac{2((0,8 \div 0,9)L_{CAZ} + \delta)a}{(0,8 \div 0,9)L_{CAZ}\delta\lambda}}} \quad (3.23)$$

Randamentul nervurării este funcție de lungimea cazanului:

$$\eta = \eta(L_{CAZ})$$

$$\eta S_{nerv} + S_{per} = 2(0,8 \div 0,9)NBL_{CAZ}\eta(L_{CAZ}) + \pi d_2 L_{CAZ} - (0,8 \div 0,9)\delta NL_{CAZ}$$

$$\eta S_{nerv} + S_{per} = S(L_{CAZ})$$

$$\frac{1}{a_1 S_1} + \frac{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\lambda S_1} + \frac{1}{aS(L_{CAZ})} = \frac{1}{Q_u} \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \quad (3.24)$$

$$\frac{1}{nd_1 L_{CAZ} a_1} + \frac{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi d_1 L_{CAZ} \lambda} + \frac{1}{aS(L_{CAZ})} = \frac{1}{\dot{Q}_u} \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \quad (3.25)$$

$$\frac{1}{nd_1 L_{CAZ} a_1} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi L_{CAZ} \lambda} + \frac{1}{aS(L_{CAZ})} = \frac{1}{\dot{Q}_u} \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \quad (3.26)$$

$$\frac{1}{L_{CAZ}} \left( \frac{1}{nd_1 a_1} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi \lambda} \right) = \frac{1}{\dot{Q}_u} \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} - \frac{1}{aS(L_{CAZ})} \quad (3.27)$$

$$L_{CAZ} = \frac{\frac{1}{nd_1 a_1} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi \lambda}}{\frac{1}{\dot{Q}_u} \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} - \frac{1}{aS(L_{CAZ})}} \quad [\text{m}] \quad (3.28)$$

Ecuția generală (transcendentă) obținută permite determinarea lungimii cazanului prin calcule succesive, se dau valori pentru lungimea cazanului estimate prin similitudine (cazane existente) sau pe baza gabariturii estimat al generatorului de aer cald, se calculează valoarea lungimii cazanului.

Calculul se repetă până când diferența dintre valoarea calculată și cea estimată este mai mică decât marja de eroare propusă.

Soluția constructivă se optimizează (validează) prin probe și încercări.

În cazul cazanului de tablă sudat grosimea nervurii este mult mai mică decât lungimea acesteia:

$$L \gg \delta$$

$$m = \sqrt{\frac{2((0,8 \div 0,9)L_{CAZ} + \delta)a}{(0,8 \div 0,9)L_{CAZ} \delta \lambda}} \cong \sqrt{\frac{2a}{\delta \lambda}} \quad (3.29)$$

$$\eta = \frac{e^{B \sqrt{\frac{2a}{\delta \lambda}}} - e^{-B \sqrt{\frac{2a}{\delta \lambda}}}}{e^{B \sqrt{\frac{2a}{\delta \lambda}}} + e^{-B \sqrt{\frac{2a}{\delta \lambda}}}} - \frac{1}{B \sqrt{\frac{2a}{\delta \lambda}}} \quad (3.30)$$

Expresia randamentului nervurării nu mai depinde de lungimea cazanului.

Expresia  $S(L_{CAZ})$  devine o funcție decgradul întâi:

$$S(L_{CAZ}) = S_n L_{CAZ}$$

$$\frac{1}{nd_1 L_{CAZ} a_1} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi L_{CAZ} \lambda} + \frac{1}{aS_n L_{CAZ}} = \frac{1}{\dot{Q}_u} \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \quad (3.31)$$

$$\frac{1}{L_{CAZ}} \left( \frac{1}{nd_1 a_1} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi \lambda} + \frac{1}{aS_n} \right) = \frac{1}{\dot{Q}_u} \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \quad (3.32)$$

Lungimea cazanului se determină cu relația:

$$L_{CAZ} = \frac{\frac{1}{nd_1 a_1} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi \lambda} + \frac{1}{aS_n}}{\frac{1}{\dot{Q}_u} \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}}} \text{ [m]} \quad (3.33)$$

Temperaturile aerului de intrare și ieșire din generatorul de aer cald sunt determinate prin caracteristicile impuse: putere termică și debit de aer cald la ieșirea din instalație.

Temperaturile gazelor de ardere se determină din ecuația de bilanț termic a cazanului (capitolul 7).

Coeficienții de convecție  $a_1$  pe partea gazelor de ardere, respectiv  $a$ , pe partea aerului, se determină conform capitolului 7.

### 3.4. Construcția grupului motoventilator și suflantei

Generatorul de aer cald dispune de un grup motor cu funcție de antrenare a ventilatorului de aer cald și a suflantei de aer de ardere. [13], [65]

Grupul motor (figura 3.5) este alcătuit dintr-un motor electric de curent continuu montat într-o carcasă etanșă care permite acestuia să se răcească și nu permite comunicarea între circuitul aerului de ardere și circuitul aerului cald.

Motorul electric are ieșiri de ax de ambele părți pentru ventilator, respectiv pentru suflantă.

Motoarele utilizate la construcția generatoarelor de aer cald au turații nominale de 4500 ÷ 6500 rot/min la tensiuni de 12 sau 24 Vcc.

Motoarele trebuie să aibă o durată de viață de minim 1500 de ore.

Motoarele trebuie să funcționeze în plaja de temperaturi: (-40 ÷ +40)°C

Motoarele cu turații mari (6500 rot/min)[80] permit realizarea de generatoare de aer cald cu gabarit transversal mai redus, ventilatorul și suflanta fiind de diametre reduse, comparativ cu motoarele cu turații medii (4500 rot/min) pentru aceeași putere termică. [82]

Ventilatorul și suflanta având aceeași turație, caracteristicile acestora trebuie să fie corelate astfel încât pe toată plaja turațiilor de funcționare debitul de

aer furnizat de ventilator, în condiții normale de funcționare, să asigure menținerea temperaturii aerului cald la ieșirea din generator în limitele admise.

Ventilatoarele se realizează din materiale metalice sau din mase plastice [10]. Ventilatoarele metalice se realizează din materiale ușoare, uzual din tablă de aluminiu cu grosimi de  $1 \div 1,5$  mm prin procedee de ștanțare, matrițare și obligatoriu echilibrare.

Ventilatoarele din mase plastice se realizează în matrițe de injectat după care obligatoriu se echilibrează.

Suflantele pot fi axial radiale sau tangențiale.

Suflantele axial radiale (figura 3.14) sunt realizate din tablă de aluminiu cu grosimi de  $0,5 \div 1$  mm fiind compuse din butuc (2), disc de antrenare (4), paletă (3) și inel de fixare (1) [41]. Obligatoriu se echilibrează. [96], [97]

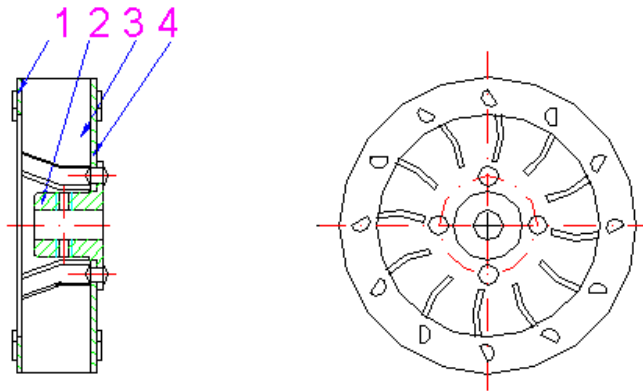


Figura 3.14. Suflantă radial axială

Suflantele tangențiale sunt realizate din aluminiu prin turnare sub presiune sau din mase plastice în matrițe de injectat.

Debitele de calcul a ventilatorului respectiv a suflantei se determină în condițiile:

- treapta de putere maximă a generatorului de aer cald;
- turația minimă a motorului corespunzătoare tensiunii minime admise de funcționare;
- coeficientul excesului de aer minim la care calitatea arderii este corespunzătoare.

Debitul ventilatorului se calculează cu relația:

$$V_{ar} = \beta_1 \frac{\dot{Q}_u}{\rho_0 (c_{pa}|_{t_{ac}} t_{ac} - c_{pa}|_{t_{ar}} t_{ar})} \frac{273 + t_{ar}}{273} \frac{1}{\epsilon_p} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.34)$$

Debitul suflantei se calculează cu relația:

$$V_{aerard} = \beta_1 \dot{m} \lambda_{min} L_{min} \frac{273 + t_{ar}}{273} \frac{1}{\epsilon_p} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.35)$$

$\beta_1$  - coeficient de rezervă a debitului, egal cu 1,1

$\varepsilon_p$  - coeficient de corecție cu altitudinea (scade cu creșterea altitudinii)

Puterea necesară a motorului electric se determină astfel:

$$P_{mot} = 1,1(P_{vent} + P_{suf}) \text{ [kW]}$$

$P_{vent}, P_{suf}$  - puterea consumată de ventilator respectiv de suflantă

Sarcina de refulare totală se calculează cu relația:

$$H_t = \beta_2 \Delta H \text{ [N/m}^2\text{]} \text{ [71], [72], [73]}$$

$\beta_2$  - coeficient de rezervă a presiunii, egal cu 1,2

$\Delta H$  - rezistența totală a traseului aerului

Puterea necesară ventilatorului respectiv suflantei se determină cu relația:

$$P = \frac{VH_t}{\eta 1000} = \frac{\beta_2 \Delta H V}{\eta 1000} \text{ [kW]} \text{ [71], [72], [73]} \quad (3.36)$$

$$P_{mot} = 1,1 \left( \frac{\beta_2 \Delta H_{vent} V_{ar}}{\eta_{vent} 1000} + \frac{\beta_2 \Delta H_{suf} V_{aerard}}{\eta_{suf} 1000} \right) \text{ [kW]} \quad (3.37)$$

$$P_{mot} = \frac{1,1 \beta_2}{1000} \left( \frac{\Delta H_{vent} V_{ar}}{\eta_{vent}} + \frac{\Delta H_{suf} V_{aerard}}{\eta_{suf}} \right) \text{ [kW]} \quad (3.38)$$

### 3.5. Construcția pompei de combustibil lichid

Alimentarea cu combustibil a generatorului cu aer cald se realizează cu o pompă cu piston acționat electromagnetic.

Acest tip de pompă de mici dimensiuni (150 mm lungime) comandată în impulsuri cu frecvență controlată de echipamentul electronic asigură debite medii uniforme de combustibil. Frecvențele de lucru sunt de (0,5÷10) Hz funcție de debitul de combustibil solicitat de generatorul de aer cald.

Debitul instantaneu al pompei este variabil de la valoare 0 la o valoare maximă, având caracter de undă pulsatorie.

Frecvențele de lucru mari sunt avantajoase din punct de vedere al distribuției combustibilului pe vaporizator și a formării amestecului, vaporizatorul prin structura poroasă funcționând ca un regulator, debitul instantaneu pe fața de ardere fiind cvasiconstant, egal cu debitul nominal. Arderea are un caracter uniform din punct de vedere al zgomotului de ardere, calitatea arderii fiind foarte bună (noxe reduse) chiar și la coeficienți de exces de aer reduși de 1,1÷1,2.

Frecvențele mari sunt dezavantajoase din punct de vedere al pompei, durata de viață fiind mai scăzută.

Frecvențele de lucru mici sunt dezavantajoase din punct de vedere al distribuției combustibilului pe vaporizator și a formării amestecului, vaporizatorul prin structura poroasă nu compensează suficient caracterul de undă pulsatorie a debitului de motorină, debitul instantaneu pe fața de ardere fiind variabil față de debitul nominal. Arderea are un caracter neuniform din punct de vedere al zgomotului de ardere, calitatea arderii necorespunzătoare chiar și la coeficienți de



exces de aer de  $1,5 \div 1,7$ . Pentru corectarea deficienței se utilizează regulatoare de debit instantaneu cu membrană montate pe conducta de refulare.

Frecvențele mici sunt avantajoase din punct de vedere al pompei, durata de viață fiind mare. [91]

Pompele trebuie să aibă o durată de viață de minim 1500 de ore.

Pompele de combustibil trebuie să funcționeze în plaja de temperaturi:  $(-40 \div +40) ^\circ\text{C}$ .

Condițiile de montaj extrem de diverse a generatoarelor de aer cald pe vehicule impun pompelor de combustibil următoarele condiții de funcționare:

- lungimea minimă a conductei de aspirație  $L_a = 0,7\text{m}$
- înălțimea minimă de aspirație  $H_a = 0,7\text{ m}$
- lungimea minimă a conductei de refulare  $L_r = 4\text{ m}$
- înălțimea minimă de refulare  $H_r = 1,5\text{ m}$

Debitul pompei de combustibil, pentru orice condiții de montaj care respectă condițiile  $L_a \leq 0,7\text{m}$ ,  $H_a \leq 0,7\text{m}$ ,  $L_r \leq 4\text{m}$  și  $H_r \leq 1,5\text{m}$ , nu trebuie să se abată cu mai mult de  $\pm 5\%$  de la debitul nominal. Abateri mai mari conduc la arderi necontrolate deoarece optimizarea arderii la controlul final al generatorului de aer cald se realizează la debite nominale.

Există două soluții constructive consacrate de pompe de combustibil cu piston: pompă cu supapă în piston și pompă cu ferestre pe cilindru.

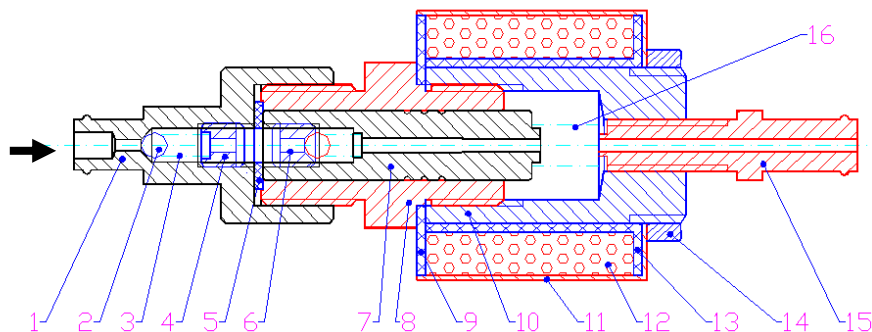


Figura 3.15. Secțiune pompă de combustibil lichid

Figura 3.15. prezintă o pompă de combustibil cu supapă în piston având următoarele componente: supapă admisie (1,2,3,4), garnitură amortizare (5), supapă refulare (6), piston (7), cilindru (8), corp pompă (10), bobină (9,11,12,13), element de asamblare (14), ștuț refulare (15) și arc (16).

La impulsul de tensiune generat de echipamentul electronic, câmpul magnetic deplasează pistonul spre dreapta deschizându-se supapa de admisie, combustibilul este aspirat în cilindru, supapa de refulare este închisă, combustibilul dislocuit de piston este refulat din pompă. La încetarea impulsului de tensiune pistonul sub acțiunea arcului (16) se deplasează spre stânga, supapa de admisie se închide, supapa de refulare se deschide iar doza de combustibil aspirată anterior trece în partea dreaptă a pistonului.

Volumul de combustibil refulat/aspirat la un ciclu de lucru se determină cu relația:

$$V_C = \frac{\pi d^2}{4} C \text{ [cm}^3\text{]} \quad (3.39)$$

$d$  -diametrul pistonului [cm]

$C$  -cursa pistonului[cm]

Debitul de combustibil refulat de pompă la frecvența impulsurilor de tensiune  $f_x$  [Hz] pe trepta de debit de combustibil  $x$ :

$$dC_x = 3,6f_x V_C = 3,6 \frac{\pi d^2}{4} C f_x \text{ [l/h]} \quad (3.40)$$

Soluția constructivă a acestor pompe este simplă dar execuția este pretențioasă datorită ajustajului piston/cilindru și a supapelor.

Se preferă pompele cu ferestre pe cilindru, din punct de vedere a execuției ele având o singură supapă. Dezavantajul acestor pompe îl constituie fenomenul de cavitație caracteristic pentru admisia de lichide prin ferestre pe cilindru, datorită presiunii mai mari decât în cazul supapelor. Practic aceste pompe de combustibil refulează bule foarte fine de vapori (fracțiunile ușoare din combustibil) în masa lichidă. Acest fenomen în anumite configurații ale conductei de alimentare a arzătorului generatorului de aer cald determină apariția unor dopuri de vapori de combustibil care odată ajunse în vaporizator provoacă stingerea/reapriinderea flăcării, cu deteriorarea calității arderii, sau chiar stingerea definitivă.

Acest inconvenient este eliminat prin realizarea traseului de refulare conform specificațiilor de montaj ale generatorului de aer cald.

### 3.6. Construcția carcasei

Carcasa generatorului de aer cald constituie tubulatura prin care circulă aerul antrenat de ventilator peste schimbătorul de căldură, având rol de protecție a ventilatorului și a pasagerilor, generatorul de aer cald fiind montat de cele mai multe ori pe podeaua cabinelor. Protecția pasagerilor este necesară deoarece părți ale arzătorului și ale cazanului pot avea temperaturi și de 300°C.

Soluția constructivă a carcasei trebuie să satisfacă aspectele menționate anterior și cerințele de ordin estetic printr-un design adecvat.

Carcasa generatorului de aer cald se realizează din două semicarcase sau din două semicarcase și capace de aspirație respectiv refulare aer (figura 3.1. poz.2,5,6)

Carcasele se pot realiza din tablă sau din materiale plastice.

Carcasele din tablă se realizează din tablă din oțeluri uzuale cu bune caracteristici tehnologice (ambutisare, ștanțare, sudabilitate).

Carcasele din materiale plastice se realizează cu scule de injectat mase plastice special proiectate. Materialul plastic utilizat frecvent este un material compozit de poliamidă cu fibre de sticlă consacrat în domeniul auto pentru piese și subansamble ale interioarelor cabinelor[10]. În absența solicitărilor mecanice se admite folosirea pieselor injectate din acest material până la 110 ÷ 120 °C.

## **4. ANALIZA COMPARATIVĂ A SOLUȚIILOR CONSTRUCTIVE A ARZĂTOARELOR GENERATOARELOR DE AER CALD INDEPENDENTE DESTINATE VEHICULELOR**

### **4.1. Generalități privind generatoarele de aer cald destinate vehiculelor rutiere, feroviare și ambarcațiuni.**

Generatoarele de aer cald utilizate pe mijloacele de transport sunt destinate încălzirii cabinelor acestora independent de sistemele proprii ale acestora (aeroterme de bord, aeroterme salon, convectoare cu circulație naturală a aerului în cazul microbuzelor și autobuzelor) pe timpul iernii sau la temperaturi inferioare confortului termic. Aceste echipamente, denumite curent aeroterme independente, dar pot funcționa și în paralel cu sistemele de încălzire dependente de motoarele termice ale mijloacelor de transport .

Aerotermele independente constituie elemente opționale în configurația autovehiculelor, dar utilizarea acestora aduce economii considerabile de combustibil și reducerea uzurii motoarelor termice ale autovehiculelor. În cazul staționării acestora, încălzirea cabinelor cu sistemele proprii presupune funcționarea motoarelor termice în regim de ralanti cu un consum mare de combustibil (direct proporțional cu capacitatea cilindrică), comparativ cu consumul de combustibil al aerotermelor independente care se încadrează în plaja de valori  $0,1 \div 1,5$  l/h funcție de necesarul de încălzire și tipodimensiunea aerotermei independente. Funcționarea motoarelor termice în regim de ralanti pe timp rece, timp îndelungat (ore), nu este recomandată deoarece nu ajung la temperatura optimă de lucru  $75 \div 85^{\circ}\text{C}$  (mai ales motoarele diesel), fapt ce determină o uzură accentuată a acestora.

Legislația națională în domeniu stipulează obligativitatea echipării anumitor categorii de mijloace de transport persoane cu sisteme de încălzire independente.

Legislația Uniunii Europene tratează distinct generatoarele de aer cald în Directiva Parlamentului și Consiliului European nr.56/2001 prin care se impun condiții tehnice pe care acestea trebuie să le îndeplinească.

### **4.2. Tipuri constructive de generatoare de aer cald**

Generatoarele de aer cald, denumite și aeroterme independente, din punct de vedere a soluției constructive a arzătorului cu combustibil lichid [35] se împart în două mari categorii:

A. Arzătoare cu formarea amestecului de ardere prin pulverizarea combustibilului în aerul de ardere.

Această categorie se subîmparte în:

A1. Arzătoare cu formarea amestecului de ardere prin pulverizarea combustibilului prin dispersare centrifugală.[41]

A2. Arzătoare cu formarea amestecului de ardere prin pulverizarea combustibilului prin injecție

B. Arzătoare cu formarea amestecului de ardere prin distribuția combustibilului pe vaporizator fix.

Această categorie se subîmparte în:

B1. Arzătoare cu formarea amestecului de ardere prin distribuția combustibilului pe vaporizator fix sub formă de disc coaxial cu direcția flăcării

B2. Arzătoare cu formarea amestecului de ardere prin distribuția combustibilului pe vaporizator fix sub formă de inel cilindric coaxial cu direcția flăcării.

Din punct de vedere al puterii termice maxime a generatoarelor de aer cald pentru vehicule, tipurile de arzătoare prezentate acoperă următoarele domenii:

- arzător tipul A1 cu putere termică în domeniul  $3 \div 15$  kW
- arzător tipul A2 cu putere termică în domeniul  $12 \div 20$  kW
- arzător tipul B1 cu putere termică în domeniul  $2 \div 5$  kW
- arzător tipul B2 cu putere termică în domeniul  $2 \div 5$  kW

În momentul de față se produc la nivel mondial aeroterme cu toate tipurile de arzătoare prezentate anterior.

În topul producătorilor de aeroterme independente conduc firmele germane Webasto secundată de Eberspächer.

În România există un producător de aeroterme independente, firma Mecord SA Oradea.

Firma Webasto produce generatoare de aer cald cu arzătoare tipurile A1, A2 și B1.

Firma Eberspächer produce generatoare de aer cald cu arzătoare tipurile A1, A2 și B2.

Firma SC Mecord SA Oradea produce generatoare de aer cald cu arzătoare tipurile A1, A2 și B1.

#### 4.2.1. Prezentare tipuri constructive de generatoare de aer cald independente pentru vehicule

În acest paragraf se prezintă trei generatoare de aer cald cu arzătoare de tipul A1 și B1 produse de firma Mecord SA Oradea. [37],[38],[39], [87]

În tabelele 4.1. și 4.2. se prezintă principalele caracteristici tehnice ale acestora.

Tabel 4.1. Caracteristicile tehnice ale aerotermelor

		Tip aerotermă		
		A 20	A 42	A 120
Putere termică (W)	Sarcina maximă	1750 ±10%	3500 ± 10%	10500 ± 10%
	Sarcina minimă	1000 ± 10%	2500 ± 10%	7200 ± 10%
Debit de aer (m <sup>3</sup> /h)	Sarcina totală	90 ± 15%	130 ± 15%	525 ± 15%
	Sarcina minimă	60 ± 20%	90 ± 20%	375 ± 20%
Creșterea de temperatură a aerului		Max. 90 °C	Max.120 °C	Max. 120 °C

Temperatura maximă a aerului cald		150 °C		
Combustibil utilizat de generatorul de aer cald		<i>combustibil pentru motoare Diesel</i>		
Consum combustibil (l/h):	Sarcină maximă	0,210 ± 7%	0,42 ± 7%	1,28 ± 7%
	Sarcină minimă	0,125 ± 7%	0,28 ± 7%	0.90 ± 7%
Tensiunea de alimentare a instalației:		12 V (+20 % / -10%)		24 V (+20 % / -10%)
		24 V (+20 % / -10%)		
Puterea electrică absorbită de instalație (valori maxime)	Motor electric	65 W	65 W	135 W
	Bujie incandescentă	200 W	200 W	200 W
	Pompă motorină	15 W	15 W	20 W
	Bloc electronic	5 W	5 W	5 W

Tabel 4.2. Dimensiunile principale ale aerotermelor

		Tip Aerotermă		
		A20	A42	A120
Dimensiuni de gabarit	Lungime	400 ± 2 mm	490 ± 3 mm	701 ± 2 mm
	Lățime	106 ± 2 mm	150 ± 2 mm	220 ± 2 mm
	Înălțime	130 ± 2 mm	220 ± 1 mm	261 ± 2 mm
Cote de montaj	Racord de ieșire aer cald	Ø61 mm	Ø92 mm	Ø150 mm
	Racord pentru intrare combustibil	Ø5 mm	Ø5 mm	Ø5 mm
	Racord pentru aspirație aer combustie	Ø18 mm	Ø28 mm	Ø28 mm
	Racord pentru evacuare gaze	Ø30 mm	Ø40 mm	Ø70 mm
	Racord pentru aspirație aer rece	Ø61 mm	Ø92 ± 1 mm	Ø150 mm

	Racord alimentare pompă combustibil	Ø6 mm	Ø6 mm	Ø6 mm
Masa încălzitorului		4,7 kg	7,0kg	15,0 kg

Aceste generatoare de aer cald se remarcă prin dimensiuni reduse și compactitate, condiții necesare pentru montajul acestora pe autovehicule. Ele pot fi montate în exteriorul cabinelor cât și în interiorul acestora.

Generatoarele de aer cald au ca elemente principale un arzător pe combustibil lichid, un schimbător de căldură gaze de ardere/aer, un sistem de ventilare, o pompă de combustibil lichid și echipamentul electronic de comandă și control.

#### 4.2.2. Prezentare aeroterma A20

Generatorul de aer cald tip A20 este echipat cu un arzător de tip B1 cu formarea amestecului de ardere prin distribuția combustibilului pe vaporizator fix sub formă de disc coaxial cu direcția flăcării.

##### 4.2.2.1. Datele tehnice ale aerotermei tip A20 [37]

Tabel 4.3. Date tehnice A20

Nr. crt.	Caracteristica	UM	Valoare
1	Putere calorică la sarcină totală	kW	1,75
2	Putere calorică la sarcină minimă	kW	1
3	Debit de aer la sarcină totală	m <sup>3</sup> /h	90
4	Debit de aer la sarcină minimă	m <sup>3</sup> /h	60
5	Combustibil	-	motorină
6	Consum combustibil la sarcină totală	l/h	0,210
7	Consum combustibil la sarcină minimă	l/h	0,125
8	Tensiune de alimentare nominală	Vcc	12 ; 24
9	Masa fără rezervor	kg	4,7
10	Comanda electrică	-	automată
11	Lungime	mm	400 ± 2
12	Lățime	mm	106 ± 2
13	Înălțime	mm	130 ± 2
14.	Temperatura de lucru	°C	-40 ++40
15	Temperatura de depozitare	°C	-40 ++60
16	Umiditate	-	max.80% la 20 °C
17	Putere electrică la pornire	W	250
18	Putere electrică nominală	W	35
19	Limitele de tensiuni	%	-10 / +20

## 4.2.2.2. Poză aeroterma A20 [37]



## 4.2.2.3. Principalele părți componente ale aerotermei A20

Acestea sunt redate în figura 4.1. [37]

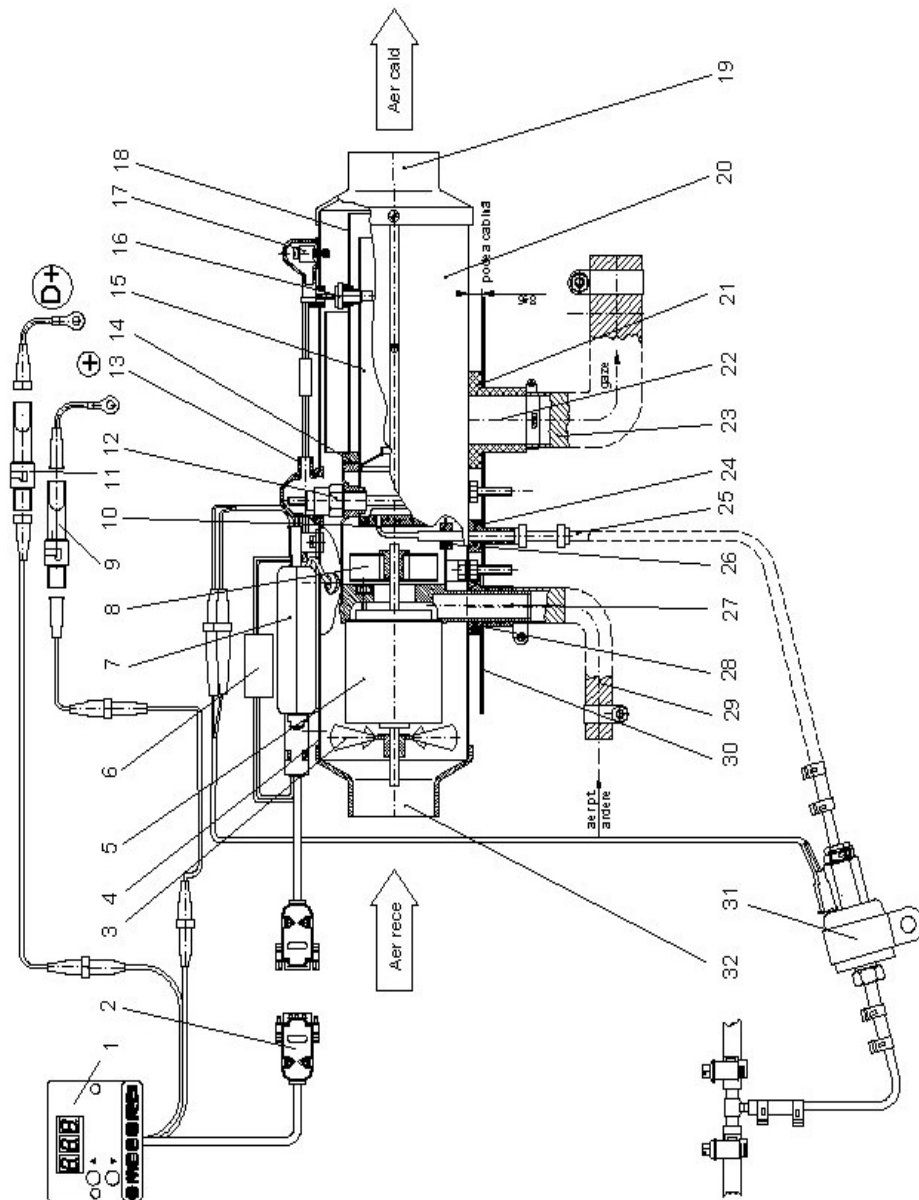


Figura 4.1. Părțile componente ale aerotermei de tip A20



1. Panou de comandă
2. Cablu comandă
3. Ventilator
4. Manta superioară
5. Motor electric
6. Tub termocontractibil
7. Automat ardere
8. Suflantă
9. Siguranță electrică principală (20, 25A)
10. Vaporizator
11. Siguranță electrică (0,2A)
12. Bujie
13. Pipă bujie
14. Garnitură
15. Tub ardere
16. Seson de temperatură
17. Siguranță termofuzibilă
18. Căzanel
19. Evacuare aer cald
20. Manta inferioară
21. Bucșă etanșare gaze de ardere
22. Țeavă evacuare gaze de ardere
23. Tub evacuare gaze de ardere
24. Bucșă cauciuc etanșare conductă motorină
25. Tub plastifiat  $\phi$  5x1,5 motorină
26. Mufă trecere  $\phi$ 7
27. Țeavă de admisie aer de ardere
28. Bucșă – cauciuc etanșare aer
29. Tub flexibil  $\phi$  18 admisie aer
30. Podea autovehicul
31. Pompă de motorină
32. Admisie aer

#### 4.2.2.4. Descrierea modului de funcționare al arzătorului

Inițierea arderii se realizează prin preîncălzirea bujiei cu cep incandescent (poz. 12) la o temperatură de  $850 \div 900^{\circ}\text{C}$ , pompa de combustibil electromagnetică în impulsuri (poz. 31) este comandată la o frecvență programată, motorina ajunge în arzător (poz. 10,15), de tip vaporizator fix sub formă de disc coaxial pe direcția flăcării, unde în prezența aerului de ardere furnizat de suflantă (poz.8), prin orificiile dispuse pe tubul de ardere (poz.15), are loc aprinderea și arderea amestecului carburant. La stabilizarea arderii sesizorul de temperatură (poz.16) comandă deconectarea bujiei, arzătorul intrând în funcționare stabilizată.

Gazele de ardere străbat un tub de flacără (poz.15) din material termorezistent care devine incandescent și un schimbător de căldură (poz.18) după care sunt eliminate prin țeava de evacuare (poz. 22).

Schimbătorul de căldură preia fluxul de căldură transmis prin radiație de tubul de flacără și prin convecție de gazele de ardere, încălzind aerul care circulă la exteriorul schimbătorului, aer vehiculat de ventilatorul aerotermei (poz. 3). Aerul încălzit este dirijat în interiorul cabinei asigurând confortul termic al pasagerilor.

### 4.2.3. Prezentare aeroterma A42

Generatorul de aer cald tip A42 este echipat cu un arzător de tip A1 cu formarea amestecului de ardere prin pulverizarea combustibilului prin dispersare centrifugală.

#### 4.2.3.1. Datele tehnice ale aerotermei A42 [38]

Tabel 4.4. Date tehnice A42

Nr. crt.	Caracteristica	UM	Valoare
1	Putere calorică la sarcină totală	kW	3,5
2	Putere calorică la sarcină minimă	kW	2,5
3	Debit de aer la sarcină totală	m <sup>3</sup> /h	130
4	Debit de aer la sarcină parțială	m <sup>3</sup> /h	90
5	Combustibil	-	motorină
6	Consum combustibil la sarcină totală	l/h	0,42
7	Consum combustibil la sarcină parțială	l/h	0,28
8	Tensiune de alimentare nominală	Vcc	12 ; 24
9	Masa fără rezervor	kg	7,5
10	Comanda electrică	-	automată
11	Lungime	mm	490 ± 3
12	Lățime	mm	150 ± 2
13	Înălțime	mm	220 ± 1
14.	Temperatura de lucru	°C	-40 ÷ +40
15	Temperatura de depozitare	°C	-40 ÷ +60
16	Umiditate	-	max. 80% la 20 °C
17	Putere electrică la pornire	W	250
18	Putere electrică nominală	W	70
19	Limitele de tensiuni	%	-10 / +20

## 4.2.3.2. Poză aeroterma A42 [38]



## 4.2.3.3. Principalele părți componente ale aerotermei A42

Acestea sunt redată în figura 4.2. [38]

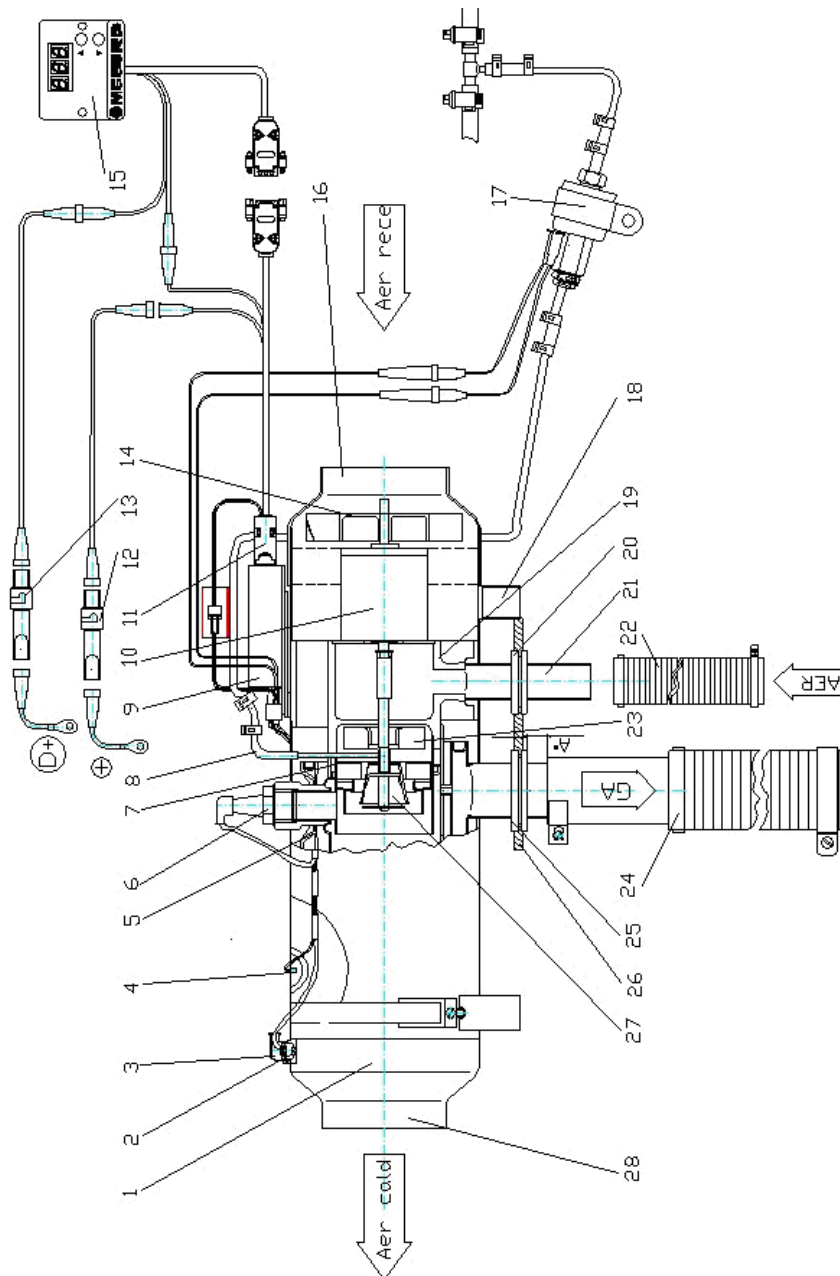


Figura 4.2. Părțile componente ale aerotermei tip A42

1. Carcasă
  2. Siguranță termofuzibilă
  3. Manșon protecție termosiguranță
  4. Senzor flacăra
  5. Căzanel
  6. Bujie
  7. Cameră de ardere
  8. Conductă alimentare cu motorină
  9. Automat de ardere
  10. Motor electric
  11. Cablu comandă
  12. Siguranță electrică principală (20A/12V sau 25A/24V)
  13. Siguranță electrică (0,2A)
  14. Ventilator aer cald
  15. Panou de comandă
  16. Gură de aspirație aer rece
  17. Pompă de motorină
  18. Suport aerotermă
  19. Corp încălzitor
  20. Garnitură de etanșare admisie aer
  21. Țeavă de admisie
  22. Tub admisie aer
  23. Suflantă aer ardere
  24. Tub evacuare gaze de ardere
  25. Garnitură de etanșare gaze de ardere
  26. Podea autovehicul
  27. Dispersor de motorină
  28. Gură de evacuare aer cald
- GA – gaze de ardere  
AER – aer pentru ardere

#### 4.2.3.4.Descrierea modului de funcționare

Inițierea arderii se realizează prin preîncălzirea bujiei cu cep incandescent (poz. 6) la o temperatură de  $850 \div 900^{\circ}\text{C}$ . Pompa de combustibil electromagnetică în impulsuri (poz. 17) este comandată la o frecvență programată, motorina ajunge în conducta de alimentare cu motorină (poz.8) și de aici în interiorul dispersorului (poz.27) care este o piesă tronconică din tablă (inox) care se află în mișcare de rotație. Motorina introdusă este antrenată pe pereții interiori ai dispersorului spre zona deschisă, unde datorită forței centrifuge are loc pulverizarea într-un plan transversal pe axa de rotație a dispersorului în camera de ardere (poz.7) unde în prezența aerului de ardere furnizat de suflantă (poz.23) prin orificiul inelar dintre exteriorul dispersorului și deflectorul de aspirație al camerei de ardere, se formează amestecul de ardere. Acesta ajunge pe cepul incandescent al bujiei și are loc aprinderea și arderea amestecului carburant. La stabilizarea arderii, senzorul de temperatură (poz.4) comandă deconectarea bujiei, arzătorul intrând în funcționare stabilizată.

Gazele de ardere părăsesc camera de ardere și străbat un deflector pentru stabilizarea flăcării, care nu este montat pe camera de ardere ci pe tubul interior al schimbătorului de căldură și parcurg un schimbător de căldură (poz.5) în două drumuri după care sunt eliminate prin țeava de evacuare (poz. 24).

Schimbătorul de căldură preia fluxul de căldură transmis prin radiație și convecție de gazele de ardere, încălzind aerul care circulă la exteriorul schimbătorului, aer vehiculat de ventilatorul aerotermei (poz. 14). Aerul încălzit este dirijat în interiorul cabinei asigurând confortul termic al pasagerilor.

#### 4.2.4. Prezentare aeroterma A120

Generatorul de aer cald tip A120 este echipat cu un arzător de tip A1 cu formarea amestecului de ardere prin pulverizarea combustibilului prin dispersare centrifugală.

##### 4.2.4.1. Datele tehnice ale aerotermei A120 [39]

Tabel 4.5. Date tehnice A120

Nr. crt.	Caracteristica	UM	Valoare
1	Putere calorică la sarcină totală	kW	10,5
2	Putere calorică la sarcină minimă	kW	7,5
3	Debit de aer la sarcină totală	m <sup>3</sup> /h	500
4	Debit de aer la sarcină parțială	m <sup>3</sup> /h	350
5	Combustibil	-	motorină
6	Consum combustibil la sarcină totală	l/h	1,3
7	Consum combustibil la sarcină parțială	l/h	0,95
8	Tensiune de alimentare nominală	Vcc	12 ; 24
9	Masa fără rezervor	kg	12
10	Comanda electrică	-	automată
11	Lungime	mm	701 ± 2
12	Lățime	mm	220 ± 2
13	Înălțime	mm	261 ± 2
14.	Temperatura de lucru	°C	-40 ++40
15	Temperatura de depozitare	°C	-40 ++60
16	Umiditate	-	max. 80% la 20 °C
17	Putere electrică la pornire	W	350
18	Putere electrică nominală	W	155
19	Limitele de tensiuni	%	-10 / 20

## 4.2.4.2. Poză aeroterma A120 [39]



## 4.2.4.3. Principalele părți componente ale aerotermei A120

Acestea sunt prezentate în figura 4.3. [39]

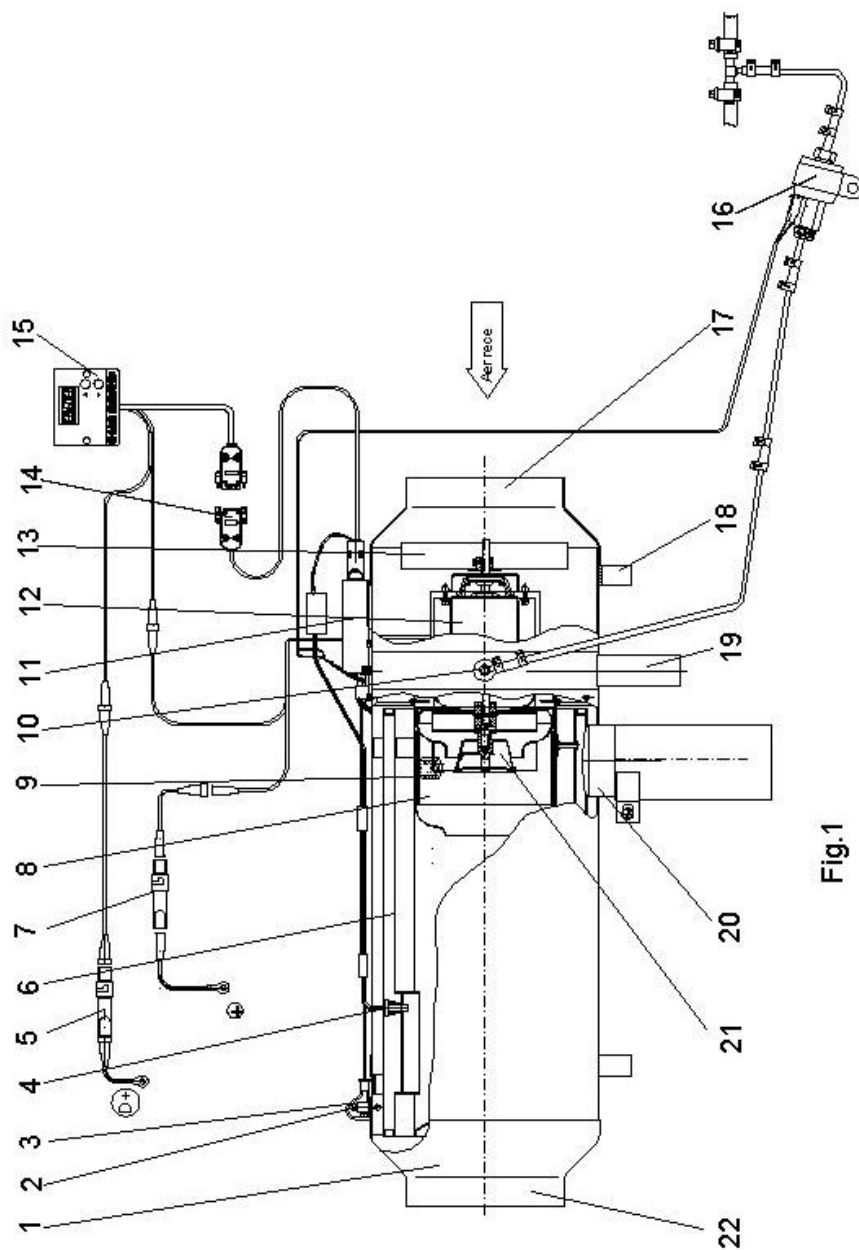


Fig.1

Figura 4.3. Părțile componente ale aerotermei de tip A120



1. Carcasă
2. Siguranță termofuzibilă
3. Manșon protecție termosiguranță
4. Senzor flacăra
5. Siguranță electrică 2A
6. Căzanel
7. Siguranță electrică principală 25 A
8. Cameră de ardere
9. Bujie
10. Conductă alimentare cu motorină
11. Automat ardere
12. Motor electric
13. Ventilator
14. Cablu comandă
15. Panou de comandă
16. Pompă de motorină
17. Gură de aspirație aer rece
18. Suport aerotermă
19. Țeavă de admisie
20. Țeavă de evacuare
21. Dispersor de motorină
22. Gură de evacuare aer cald

#### 4.2.4.4. Descrierea modului de funcționare

Inițierea arderii se realizează prin preîncălzirea bujiei cu cep incandescent (poz. 9) la o temperatură de  $850 \div 900^{\circ}\text{C}$ . Pompa de combustibil electromagnetică în impulsuri (poz. 16) este comandată la o frecvență programată, motorina ajunge în conducta de alimentare cu motorină (poz.10) și de aici în interiorul dispersorului (poz.21) care este o piesă tronconică din tablă care se află în mișcare de rotație. Motorina introdusă este antrenată pe pereții interiori ai dispersorului spre zona deschisă, unde datorită forței centrifuge are loc pulverizarea într-un plan transversal pe axa de rotație a dispersorului în camera de ardere (poz.8) unde în prezența aerului de ardere furnizat de suflantă prin orificiul inelar dintre exteriorul dispersorului și deflectorul de aspirație al camerei de ardere, se formează amestecul de ardere. Acesta ajunge pe cepul incandescent al bujiei și are loc aprinderea și arderea amestecului carburant. La stabilizarea arderii senzorul de temperatură (poz.4) comandă deconectarea bujiei, arzătorul intrând în funcționare stabilizată.

Gazele de ardere părăsesc camera de ardere și străbat un deflector pentru stabilizarea flăcării, care nu este montat pe camera de ardere, ci pe tubul interior al schimbătorului de căldură și parcurg un schimbător de căldură (poz.6) în două drumuri, după care sunt eliminate prin țeava de evacuare (poz. 20).

Schimbătorul de căldură preia fluxul de căldură transmis prin radiație și convecție de gazele de ardere încălzind aerul care circulă la exteriorul schimbătorului, aer vehiculat de ventilatorul aerotermei (poz. 13). Aerul încălzit este dirijat în interiorul cabinei, asigurând confortul termic al pasagerilor.

### 4.3. Criterii de analiză comparativă a soluțiilor constructive a arzătoarelor generatoarelor de aer cald

În acest paragraf se vor trata arzătoarele cu formarea amestecului de ardere prin pulverizarea combustibilului prin dispersare centrifugală, comparativ cu arzătoare cu formarea amestecului de ardere prin distribuția combustibilului pe vaporizator fix sub formă de disc coaxial cu direcția flăcării.

Aerotermele prezentate în paragraful precedent sunt echipate cu arzătoare cu vaporizator fix de tip disc (A20) respectiv cu arzătoare cu dispersare centrifugală a combustibilului (A42 și A120)

În tabelul 4.6. sunt prezentate pe baza criteriilor de analiză, avantajele și dezavantajele celor două tipuri de arzătoare. [29]

Tabelul 4.6. Compararea soluțiilor constructive ale aerotermelor

Nr. Crt.	Criteriu de analiză comparativă	Arzătoare cu dispersare centrifugală	Arzătoare cu vaporizator fix
1	Complexitate constructivă	Construcție elaborată, cu piese în mișcare de rotație solicitate termic care necesită echilibrare dinamică	Construcție simplă fără piese în mișcare, număr redus de componente
2	Gabarit - Putere termică maximă a generatorului de până la 5 kW	Pentru puteri termice mici gabaritele nu pot fi reduse datorită dimensiunilor necesare dispersorului pentru o pulverizare optimă la turații convenabile. Creșterea turației dispersorului ridică probleme pe partea de echilibrare a rotorilor. Dificultăți majore la funcționarea la puteri termice minime	Permit execuția la gabarite reduse, compacte neavând piese în mișcare, la un cost redus Funcționare excelentă la puteri termice minime a generatorului de aer cald
3	Gabarit - Putere termică a generatorului în domeniul 5 ÷ 15 kW	La aceste puteri termice gabaritele sunt adecvate dispersării centrifugale a combustibilului, dispersorul putând avea dimensiuni mari astfel încât la turații reduse (2000 ÷ 4000 rot/min) pulverizarea să fie optimă	Dimensiunile vaporizatorului cresc, se complică soluția constructivă a acestuia pentru distribuția uniformă a combustibilului pe toată suprafața vaporizatorului. Presiunea necesară de refulare a pompei de combustibil este mai mare

4	Stabilitatea arderii la viteze de peste 80km/h a vehiculului	Stabilitate redusă datorită faptului că secțiunea minimă pe circuitul aer de ardere - gaze de ardere este mono-sețiune și pot apărea curenți care compromit stabilitatea arderii, necesită măsuri suplimentare pentru asigurarea stabilității arderii	Secțiunea minimă se subîmparte în orificiile de admisie a aerului de ardere în arzător acestea funcționând ca o frână pneumatică la curenții de aer
5	Calitatea arderii la putere termică maximă a generatorului de până la 5 kW	Calitatea arderii depinde în mare măsură de nivelul de pulverizare a combustibilului în camera de ardere	Calitate foarte bună a arderii datorită admisie multijet a aerului de ardere, compactității și a tubului de flacără incandescent
6	Calitatea arderii la putere termică a generatorului în domeniul 5÷15 kW	Datorită posibilităților de asigurare a pulverizării optime arderea se încadrează în parametrii corespunzători	Datorită dificultăților de distribuție uniformă a combustibilului pe toată suprafața vaporizatorului calitatea arderii scade, sunt necesare soluții tehnice suplimentare care cresc costurile
7	Fiabilitate	Mai redusă datorită pieselor în mișcare dar mai puțin sensibil la calitatea combustibilului	Ridicată fiind fără piese în mișcare dar mai sensibil la calitatea combustibilului

#### 4.4. Concluzii

Analiza comparativă realizată mai sus scoate în evidență faptul că soluțiile constructive ale arzătoarelor se pretează pentru anumite domenii de puteri termice ale generatoarelor de aer cald, aspect ce trebuie luat în primul rând în considerare la proiectarea arzătorului unui generator de aer cald pentru vehicule.

Arzătorul unui generator de aer cald trebuie să satisfacă următoarele condiții:

- să asigure o ardere optimă a combustibilului cu încadrarea noxelor în gazele de ardere cel puțin în limitele admise de legislația existentă (Directiva CE nr.56/2001) în condiții de tubulatură de minim 0,5 m pe aspirația aerului de ardere și minim 1 m pe evacuarea gazelor de ardere pentru a permite montajul pe vehicule,
- fiabil,
- gabarit redus,

- construcție simplă,
- cost redus,
- întreținere ușoară.

În domeniul puterilor termice 2÷5 kW sunt recomandate arzătoarele cu distribuție a combustibilului lichid pe vaporizator fix, iar în domeniul 5÷15 kW sunt recomandate arzătoarele cu dispersare a combustibilului prin centrifugare sau prin injecție cu duză de pulverizare.

## 5. CONDIȚII DE ÎNCERCARE A GENERATORULUI DE AER CALD

Generatoarele de aer cald trebuie să funcționeze la parametrii prescriși (putere termică, calitatea arderii, etc.) în condiții extreme (temperaturi, curenți de aer, vibrații, șocuri) și să ofere siguranță în funcționare.

Generatoarele de aer cald pentru a avea certitudinea că vor face față condițiilor de funcționare se supun unui program de încercări.

Încercările sunt de serie și de tip, funcție de importanța condiției verificate și de amploarea încercării.[44]

Fiecare producător de generatoare de aer cald are propriul program de încercări dar există un set de încercări obligatoriu, impus de legislația în domeniu.

Un program de încercări este prezentat tabelar, menționându-se încercarea/verificarea și condiția tehnică ce trebuie respectată.

	Încercare/Verificare	Condiția tehnică
1	Verificarea formei și dimensiunilor	Instalația trebuie să fie executată conform documentației
Siguranța în funcționare		
2	Încercarea la scurtcircuit/întrerupere a circuitului electric al motorului	Nu este permisă funcționarea cu defect pe circuitul electric al motorului
3	Încercarea la scurtcircuit/întrerupere a circuitului electric al pompei de combustibil	Nu este permisă funcționarea cu defect pe circuitul electric al pompei
4	Încercarea la scurtcircuit/întrerupere a circuitului electric al bujiei	Nu este permisă funcționarea cu defect pe circuitul electric al bujiei
5	Încercarea la minimă/maximă tensiune	Nu este permisă funcționarea la tensiuni înafara domeniului admis
6	Încercarea la neinițierea sau stingerea flăcării	Dacă nu se inițiază flacăra la pornire sau dacă flacăra se stinge în timpul funcționării, timpul de oprire a alimentării cu combustibil, nu va depăși 4 minute
7	Încercarea la alimentarea intermitentă cu motorină	Nu este permisă întreruperea arderii
8	Încercarea la supraîncălziri	Alimentarea cu combustibil trebuie oprită și efectuată ventilarea

9	Verificarea calității aerului de încălzire	Conținutul de CO în aerul încălzit nu trebuie să prezinte creșteri în zona de evacuare, față de zona de aspirație
10	Verificarea creșterii de temperatură a aerului proaspăt	Creșterea de temperatură a aerului trebuie să se încadreze valorilor admise
11	Verificarea comportării instalației la oprirea motorului autovehiculului	În mai puțin de 5 s de la oprirea motorului autovehiculului trebuie să se oprească funcționarea instalației
12	Verificarea temperaturii maxime a carcasei	Nu este permisă depășirea temperaturilor admise
13	Verificarea opririi la temperatura de 30°C a mediului ambiant	Instalația trebuie să nu permită funcționarea la temperaturi ale mediului ambiant mai mari de 30°C
14	Încercarea hidraulică a rezervorului	Rezervorul trebuie să reziste la o suprapresiune de minim 0,4 ±0,1 bari timp de un minut
15	Încercarea la răsturnare a rezervorului	Este admisă o picurare de maxim 30g/min.
Calitatea arderii		
16	Conținutul de CO în gazele arse	Conținutul de CO în gazele arse uscate și nediluate va fi maxim 200 ppm
17	Conținutul de NOx în gazele arse	Conținutul de NOx în gazele arse uscate și nediluate va fi maxim 200 ppm
18	Conținutul de HC în gazele arse	Conținutul de HC în gazele arse uscate și nediluate va fi maxim 100ppm
19	Indicele de fum	Indicele de fum al gazelor arse evacuate, nu va depăși 4 unități Bacharach
Performanțele instalației		
20	Debitul de aer la ieșire din instalație	Trebuie să corespundă cu valorile impuse de specificația tehnică
21	Puterea termică maximă și minimă	Trebuie să corespundă cu valorile impuse de specificația tehnică
22	Consumul de combustibil	Trebuie să corespundă cu valorile impuse de specificația tehnică
23	Consumul de energie electrică	Trebuie să corespundă cu valorile impuse de specificația tehnică

24	Temperatura gazelor arse	Trebuie să corespundă cu valorile impuse de specificația tehnică
25	Rezistența de izolație în stare umedă și uscată	Trebuie să corespundă cu valorile impuse de specificația tehnică
26	Rigiditatea dielectrică	Trebuie să corespundă cu valorile impuse de specificația tehnică
27	Compatibilitatea electromagnetică	Trebuie să fie conformă cu condițiile impuse
28	Nivel de zgomot	Trebuie să corespundă cu valorile impuse de specificația tehnică
29	Verificarea funcționării silențioase	Instalația aflată în funcționare nu trebuie să prezinte zgomote anormale
30	Verificarea la vibrații și șocuri	Instalația trebuie să reziste la proba de vibrații impusă
31	Proba de duranță	Instalația trebuie să reziste la proba de duranță de minim 1500 ore
32	Comportarea la temperatură ridicată și scăzută	Trebuie să corespundă cu valorile impuse de specificația tehnică
33	Verificarea ciclogramei în regim normal de funcționare (pornire și comutare pe trepte)	Funcționarea instalației trebuie să fie conformă ciclogramei impuse
34	Verificarea ventilării	Indiferent de condițiile de oprire, cu excepția circuitului motorului electric defect, ventilatorul trebuie să funcționeze 120 ÷ 200 secunde pentru eliminarea gazelor arse și răcirea instalației

Programul de încercări este o listă deschisă, care se extinde funcție de informațiile noi acumulate și de necesitatea evoluției acestor echipamente.

## 6. GENERATOARE DE AER CALD DIN CLASA GENERATORULUI A20

La nivel mondial există mai mulți producători de generatoare de aer cald dintre care se remarcă firmele germane Webasto și Eberspächer.

Generatoarele de aer cald sunt produse fără de care nu se mai poate concepe un transport civilizat și confortabil pentru șoferi și pasagerii vehiculelor. Din această cauză piața generatoarelor de aer cald este una bine dezvoltată și profitabilă, fenomenul globalizării punându-și și aici amprenta, firmele mari având rețele de distribuție și service pe toate continentele.

Acest capitol prezintă două generatoare de aer cald din clasa generatorului produs de firma Mecord tip A20.

### 6.1. Generator de aer cald Air Top Webasto

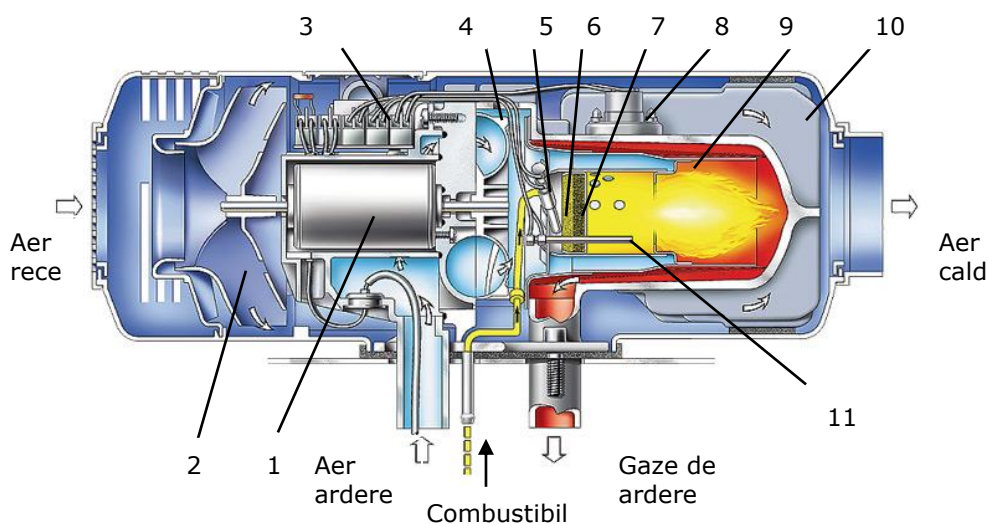


Fig.6.1. Secțiune prin generatorul de aer cald Webasto

Principalele părți componente sunt (figura 6.1.): [92]

- 1- motor electric
- 2- suflantă aer axial radială
- 3- bloc electronic
- 4- suflantă tangențială aer ardere
- 5- bujie incandescentă tip electrod
- 6- izolație termică
- 7- disc vaporizator
- 8- termoprotecție
- 9- tub ardere
- 10- cazan turnat din aliaj de aluminiu
- 11- senzor de flacără



Generatorul de aer cald Air Top 2000 ST Webasto este un produs evoluat și performant cu o concepție modernă realizat cu tehnologii de ultimă oră.

Principiul de funcționare este similar cu cel al generatorului tip A20. Soluția constructivă diferă de cea a generatorului A20 prin: bujia în spatele vaporizatorului, senzorul de flacără în camera de ardere, cazan din aluminiu turnat cu termoprotecție montată direct pe acesta.

Prețul generatorului Webasto este cu circa 40% mai mare ca a generatorului A20.

Generatorul de aer cald Air Top 2000 ST Webasto dispune de o suflantă de aer axial radială extrem de silențioasă (2).

Bujia incandescentă (5) este o bujie tip electrod nemetalic (fără filament) miniatură care permite montajul pe partea opusă arderii discului vaporizator cu un consum redus de energie electrică.

Suflanta tangențială (4) pentru aer ardere este compactă asigurând prin presiunea superioară o ardere de bună calitate.

Senzorul de flacără (11) este montat în camera de ardere paralel cu axa flăcării monitorizând foarte precis starea arderii.

Cazanul (10) este turnat sub presiune din aliaj de aluminiu asigurând un schimb de căldură foarte bun.

Termoprotecția (10) este montată pe cazan, acesta fiind pe bază de aluminiu, ușor fuzibil.

Principalele caracteristici tehnice ale generatorului de aer cald Air Top 2000 ST (figura 6.2) sunt următoarele: [92]

Tabelul 6.1. Caracteristicile generatorului de aer cald Air Top 2000ST

Nr. crt.	Caracteristica	UM	Valoare
1	Putere termică maximă	kW	2,0
2	Putere termică minimă	kW	0,9
3	Debit de aer maxim	m <sup>3</sup> /h	93
4	Combustibil	-	motorină
5	Consum combustibil maxim	l/h	0,24
6	Consum combustibil minim	l/h	0,12
7	Tensiune de alimentare nominală	Vcc	12 ; 24
8	Masa	kg	2,6
9	Comanda electrică	-	Automată
10	Lungime	mm	311
11	Lățime	mm	120
12	Înălțime	mm	121
13.	Temperatura de lucru	°C	-40 ++40
14	Putere electrică nominală	W	14÷29



Figura 6.2. Poză a generatorului de aer cald Air Top 2000 ST

## 6.2. Generatorul de aer cald Airtronic Eberspächer

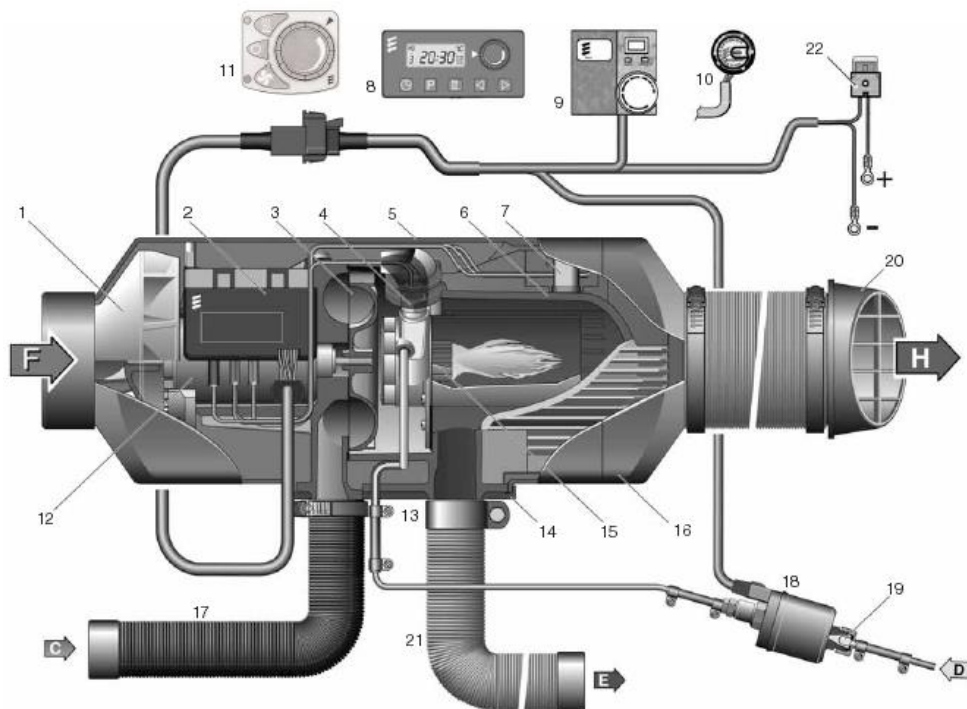


Figura 6.3. Secțiune generator aer cald Eberspächer

Principalele părți componente sunt (figura 6.1.): [85]

- 1- suflantă aer axial radială
- 2- bloc electronic
- 3- suflantă tangențială aer ardere
- 4- bujie incandescentă
- 5- carcasă

- 6- cazan turnat din aliaj de aluminiu
- 7- termoprotecție/ senzor de flacără
- 8,9,10,11- variante de panou bord
- 12- motor electric
- 13- conector combustibil
- 14- garnitură etanșare podea
- 15- camera de ardere cu vaporizator inel cilindric
- 16- capac ieșire aer cald
- 17- tub aspirație aer ardere(C)
- 18- pompă de combustibil
- 19- filtru de combustibil
- 20- ieșire aer cald orientabilă
- 21- tub flexibil evacuare gaze de ardere(E)
- 22- siguranță electrică principală
- D- alimentare cu combustibil din rezervor
- F- intrare aer rece
- H- ieșire aer cald

Generatorul de aer cald Airtronic D2 Eberspächer este un produs evoluat și performant cu o concepție modernă realizat cu tehnologii de ultimă oră.

Principiul de funcționare este similar cu cel al generatorului tip A20 cu diferența că vaporizatorul este sub formă de inel cilindric, aerul de ardere fiind insuflat dinspre centru spre periferie.

Soluția constructivă diferă de cea a generatorului A20 prin: forma vaporizatorului, cazan din aluminiu turnat cu termocontact montat direct pe acesta cu rol dublu de termoprotecție și senzor de flacără.

Prețul generatorului Eberspächer este cu circa 40% mai mare ca a generatorului A20.

Generatorul de aer cald Airtronic D2 Eberspächer dispune de o suflantă de aer axial radială silențioasă (1).

Suflanta tangențială (3) pentru aer ardere este compactă asigurând prin presiunea superioară o ardere de bună calitate.

Bujia incandescentă (4) este montată radial la camera de ardere și traversează parțial inelul vaporizator.

Cazanul (6) este turnat sub presiune din aliaj de aluminiu asigurând un schimb de căldură foarte bun.

Termocontactul (7) are rol de termoprotecție și de senzor de flacără, este montat pe cazan în zona critică de temperatura. Controlul arderii este deficitar.

Principalele caracteristici tehnice ale generatorului de aer cald Airtronic D2 Eberspächer sunt următoarele (tabelul 6.2, figura 6.4): [85]

Tabelul 6.2. Caracteristicile generatorului de aer cald Airtronic D2

Nr. crt.	Caracteristica	UM	Valoare
1	Putere termică maximă pe perioadă limitată	kW	2,2
2	Putere termică maximă	kW	1,8
3	Putere termică medie	kW	1,2
4	Putere termică minimă	kW	0,85

5	Debit de aer maxim pe perioadă limitată	Kg/h	105
6	Debit de aer maxim	Kg/h	90
7	Debit de aer mediu	kg/h	60
8	Debit de aer minim	kg/h	40
9	Combustibil	-	motorină
10	Consum max. comb. pe perioadă limitată	l/h	0,28
11	Consum combustibil maxim	l/h	0,23
12	Consum combustibil mediu	l/h	0,14
13	Consum combustibil minim	l/h	0,10
14	Tensiune de alimentare nominală	Vcc	12 ; 24
15	Masa	kg	2,7
16	Comanda electrică	-	Automată
17	Lungime	mm	305
18	Lățime	mm	115
19	Înălțime	mm	122
20	Temperatura de lucru	°C	-40 ÷ +70
21	Putere electrică nominală	W	8 ÷ 35



Figura 6.4. Poză generator de aer cald Airtronic D2 Eberspächer

### 6.3. Analiză comparativă

Soluțiile constructive se deosebesc prin: sistemul de formare a amestecului de ardere, forma vaporizatorului, poziția bujiei față de camera de ardere (interioară, exterioară) și poziția senzorului de flacără.

Pe ansamblu, deosebirea constă în soluția constructivă a arzătorului, firma Webasto fiind promotoarea discului de vaporizare, iar firma Eberspächer a inelului de vaporizare.

Performanțele sunt foarte apropiate, tinzând către identitate: puteri termice, debite de motorină, debite de aer cald, gabarite.

## 7. STUDIUL APRINDERII, ARDERII ȘI SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ ÎN ARZĂTORUL GENERATORULUI DE AER CALD CU DISC DE VAPORIZARE

### 7.1. Descrierea și principiul de funcționare a arzătorului cu disc fix de vaporizare

În figura 7.1 este prezentat desenul unui arzător cu disc fix de vaporizare.

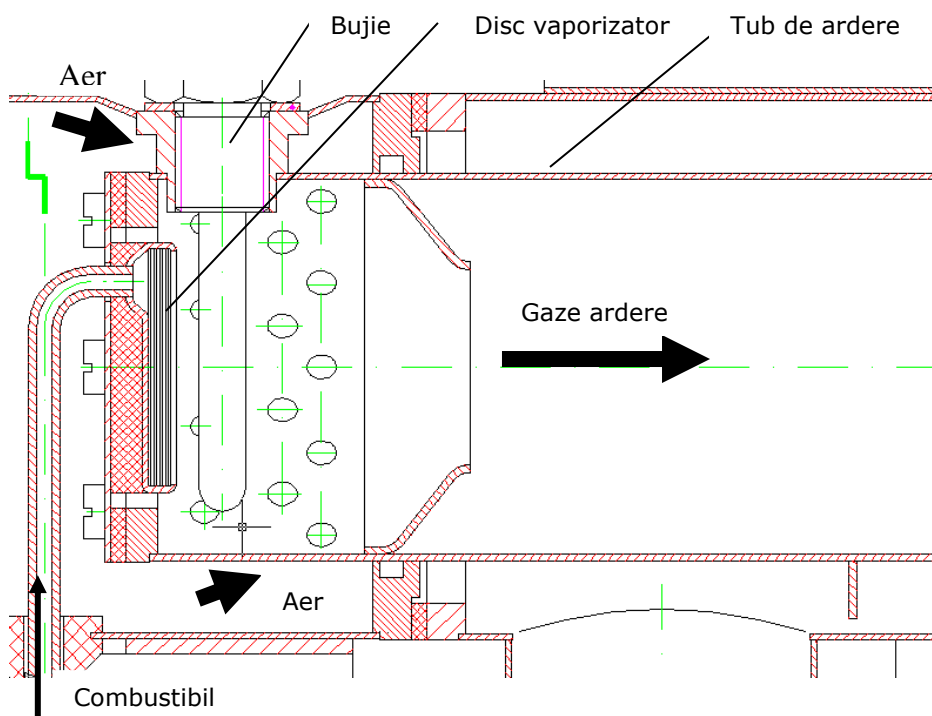


Figura 7.1. Arzător cu disc fix de vaporizare

Arzătorul este format dintr-un tub de ardere care are la un capăt camera de ardere, în a cărei perete sunt practicate orificiile de admisie ale aerului de ardere, închis de discul vaporizator cu sistemul acestuia de fixare, iar celălalt capăt liber, denumit tub de flacără, pentru a permite accesul gazelor de ardere spre schimbătorul de căldură. Pe tubul de ardere, în fața discului vaporizator, se află montată bujia incandescentă, cu rol de aprindere a amestecului de ardere și de stabilizator de ardere.

Principiul de funcționare constă în vaporizarea combustibilului vehiculat de o pompă de combustibil pe discul vaporizator, urmată de amestecarea cu jeturile de aer de ardere, aprinderea de la bujia incandescentă și de la frontul de flacără și arderea în camera de ardere. Gazele de ardere părăsesc camera de ardere prin traversarea unei diafragme conice (deflector), cu rol de stabilizator de ardere, ajungând în tubul de flacără unde se finalizează procesul arderii.

Generatorul de aer cald trebuie să aibă un gabarit redus și un preț de cost competitiv. Din aceste motive soluția constructivă a arzătorului trebuie să fie una simplă și performantă. [2]

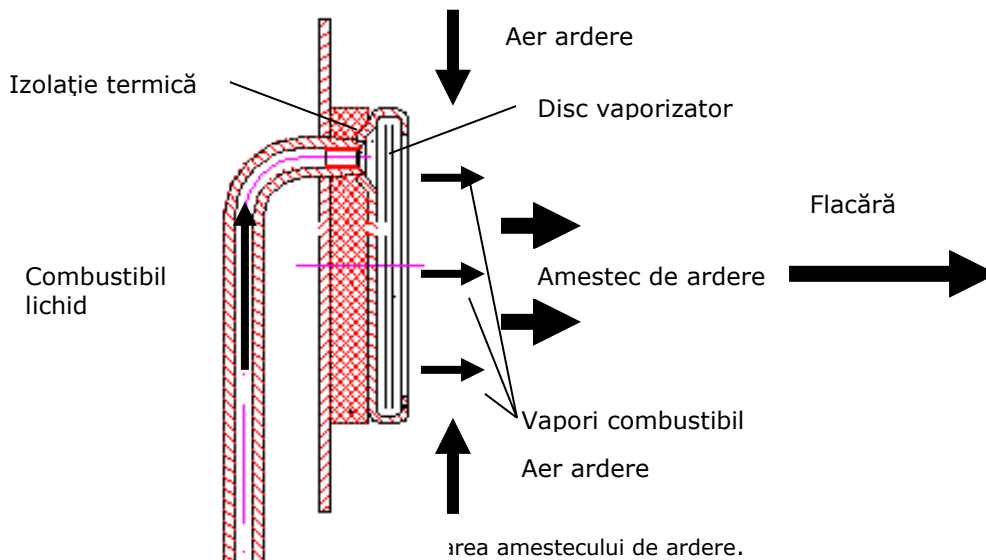
Arzătorul cu disc de vaporizare fix satisface aceste condiții, fiind asistat pentru controlul aprinderii și arderii de un echipament electronic.

Soluția constructivă a arzătorului cu vaporizator fix asigură formarea amestecului de ardere fără piese în mișcare.

## 7.2. Mecanismul de formare a amestecului de ardere

Discul vaporizator este astfel realizat încât permite prin construcția sa de natură poroasă accesul pe o față și distribuția combustibilului în tot volumul acestuia. În figura 7.2 este prezentată schematic formarea amestecului de ardere.

Discul vaporizator este menținut la o temperatură optimă ce asigură vaporizarea combustibilului. Pe cealaltă față sunt insuflate jeturi de aer turbionare ce asigură preluarea vaporilor de combustibil și formarea amestecului de ardere, respectiv aprinderea amestecului de ardere. Pe aceeași parte este prezentă o sursă de încălzire, bujia incandescentă, ce asigură încălzirea și vaporizarea combustibilului prezent în discul vaporizator în faza de aprindere, când este alimentată cu tensiune electrică și asigură aprinderea amestecului de ardere. După inițializarea arderii bujia este deconectată de sub tensiunea electrică ea rămânând incandescentă datorită arderii combustibilului, constituind împreună cu fața omoloagă a discului vaporizator amorsă de aprindere și ardere.



Discul vaporizator trebuie să satisfacă următoarele condiții:

- să asigure distribuția combustibilului în tot volumul acestuia și pe toată suprafața adiacentă arderii pentru vaporizarea combustibilului și formarea optimă a amestecului de ardere;
- încălzirea rapidă a vaporizatorului la temperatura optimă, asigurându-se timpi scurți pentru inițierea și stabilizarea arderii;
- combustibilul nu trebuie să părăsească sub formă lichidă vaporizatorul: jetul de combustibil furnizat intermitent de pompa de combustibil lichid trebuie să fie reținut integral în structura vaporizatorului și combustibilul sub formă lichidă nu are voie să părăsească gravitațional discul vaporizator la partea inferioară a acestuia;
- discul vaporizator trebuie să aibă inerție termică redusă pentru a intra rapid în regimul optim de temperatură;
- vaporizatorul trebuie să rămână după aprindere în regimul optim de temperatură, acesta trebuind să fie izolat de pereții reci ai camerei de ardere prin care sunt insuflați jeturile de aer de ardere;
- discul vaporizator trebuie să fie realizat din materiale rezistente la temperaturile de funcționare a acestuia și să asigure o funcționare de minim 1500 de ore a arzătorului pe care-l echipază;
- construcția discului vaporizator trebuie să compenseze alimentarea intermitentă cu combustibil datorate pompei cu piston, acționată de un electromagnet comandat de echipamentul electronic al generatorului de aer cald, care este consacrată pentru această aplicație;
- diametrul discului vaporizator se dimensionează cu 15-20% mai mare față de necesar pentru a asigura o rezervă de vaporizare necesară la variația condițiilor de funcționare: temperatura mediului ambiant, exces de aer, schimbarea regimului de puteri termice de funcționare.

### 7.3. Modelul fizic al schimbului de căldură realizat la nivelul discului vaporizator

Funcționarea discului vaporizator fix se bazează pe menținerea acestuia la temperatura optimă ce permite vaporizarea combustibilului, formarea amestecului de ardere, aprinderea și arderea acestuia. [14],[28],[62],[72]

Temperatura discului vaporizator este evidențiată de ecuația de bilanț termic la nivelul discului vaporizator dintre fluxurile de căldură cedate, respectiv primite de acesta.

$$\dot{Q}_{pV} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 \text{ [W]} \quad (7.1)$$

în care:

$\dot{Q}_{pV}$  - fluxul de căldură primit de discul vaporizator

$\dot{Q}_1$  - fluxul de căldură necesar încălzirii și vaporizării combustibilului

$\dot{Q}_2$  - fluxul pierderilor de căldură prin conducție prin sistemul de fixare a discului vaporizator

$\dot{Q}_3$  - fluxul pierderilor de căldură datorate încălzirii prin convecție a aerului de ardere insuflat

Căldura primită de discul vaporizator este de natură radiativă, furnizată de gazele de ardere în regim de ardere stabilizat și de diafragma incandescentă.

$$\dot{Q}_{pV} = \dot{Q}_R \text{ [W]} \quad (7.2)$$

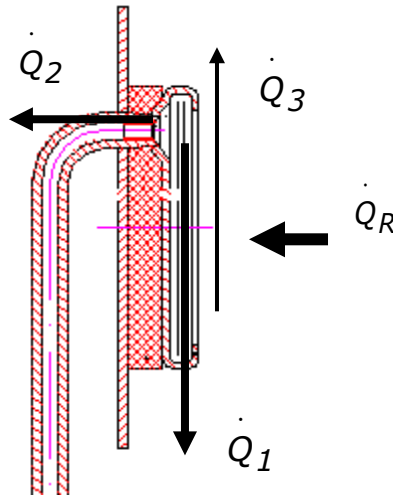


Figura 7.3. Fluxurile de căldură ce intervin pe discul vaporizator.

În figura 7.3 sunt reprezentate fluxurile de căldură care acționează asupra ansamblului disc vaporizator. De remarcat modul suplu, din punct de vedere al pierderilor prin conducție, de susținere a discului vaporizator prin țeava de alimentare cu motorină.

Aprinderea combustibilului pe discul vaporizator la inițierea arderii, se produce când temperatura combustibilului este mai mare decât temperatura punctului de inflamabilitate a acestuia.

Temperatura de inflamabilitate este temperatura minimă la care, la presiunea atmosferică normală, vaporii de combustibil degajați în amestec cu aerul se aprind de la o sursă de căldură incandescentă. [1], [4], [16]

Temperatura de inflamabilitate a motorinei, funcție de compoziția acesteia, este de 328÷413K (55÷140°C). [27], [67], [75], [94]

Arderea combustibilului în regim stabilizat se desfășoară prin vaporizarea combustibilului pe discul vaporizator, formarea amestecului de ardere prin omogenizare cu aerul insuflat, aprinderea acestuia de la frontul flăcării din imediata apropiere a feței fierbinți a discului vaporizator.

Căldura necesară încălzirii și vaporizării combustibilului se determină cu relația:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} c \Delta t + \dot{m} q_v \quad (7.3)$$

În care:

$\dot{m}$  - debitul de combustibil [kg/h]

$c$  - căldura specifică a combustibilului lichid [kJ/kg°C]

$q_v$  - căldura latentă de vaporizare a combustibilului [kJ/kg] [6]



$$\Delta t = t_f - t_m [^{\circ}\text{C}]$$

$t_f$  - temperatura de fierbere a combustibilului

$t_m$  - temperatura minimă a combustibilului

Temperatura minimă a combustibilului este temperatura minimă la care arzătorul cu disc vaporizator este proiectat să funcționeze. În general aceasta este de  $-40^{\circ}\text{C}$ .

Căldura specifică a combustibilului lichid, necesară pentru calculul căldurii necesare încălzirii acestuia, se poate determina cu relația [21], [62], [63] :

$$c = 1,74 + 0,0025t_c \quad [\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C}] \quad (7.4)$$

În cazul motorinelor acestea sunt amestecuri complexe de hidrocarburi care fierb între  $250 \div 370^{\circ}\text{C}$ . [27], [62]

### 7.3.1. Determinarea fluxului de căldură radiativ

Discul vaporizator este încălzit prin radiație de către gazele de ardere din camera de combustie și de diafragmă (figura 7.4).

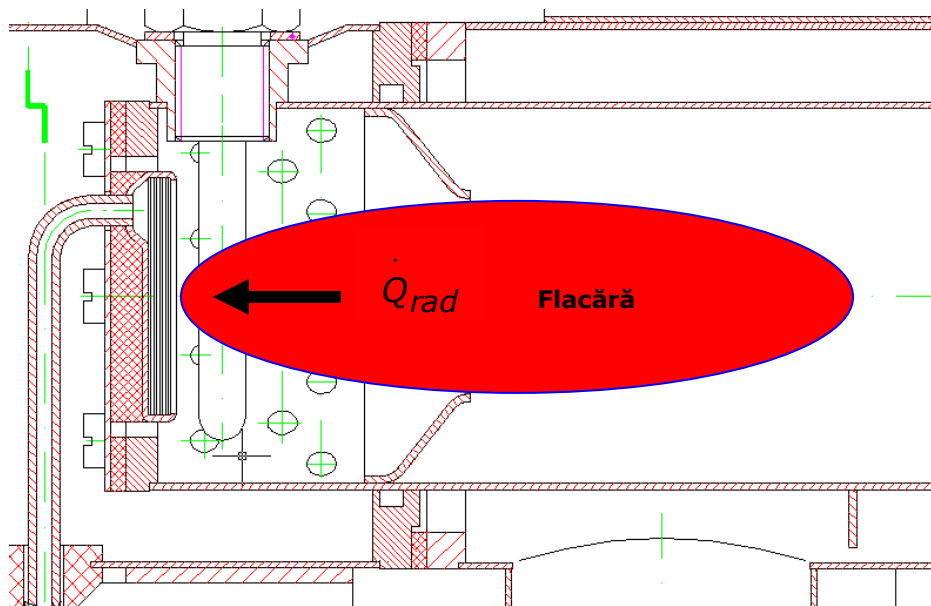


Figura 7.4. Schema de calcul a fluxului radiativ de căldură.

Gazele de ardere sunt alcătuite din  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$  și cantități mici de  $\text{NO}_x$  și  $\text{CO}$ .

Gazele biatomice pot fi considerate practic diaterme, transparente la radiații, energia absorbită și emisă de acestea fiind neglijabilă.

Gazele triatomice din gazele de ardere au o capacitate importantă de emisie ( $CO_2$ ,  $H_2O$ ) [25].

În calculul schimbului de căldură prin radiație între gazele de ardere și discul vaporizator este necesară stabilirea proprietăților radiative ale gazelor de ardere (coeficient de absorbție, factorul de emisie și coeficientul de transparență) monocromatice medii ale gazelor componente.

Determinarea acestora pe cale analitică este foarte laborioasă datorită numărului mare de coeficienți unghiulari medii de radiație care trebuie luați în considerare. Calculul se simplifică dacă volumul de gaz are formă emisferică.

Volumul de gaz poate fi echivalent cu volumul unei emisfere cu aceleași proprietăți radiative în cazul gazelor izoterme.

Raza  $l$  a emisferei echivalente se numește grosimea efectivă a stratului de gaz. În cazul arzătoarelor cu disc de vaporizare camerele de ardere sunt de formă cilindrică, forma volumului de gaze de ardere fiind un cilindru cu înălțimea  $h$  și cu diametrul  $d$ .

Raza semisferei echivalente [25]:

$$l = d$$

Valorile factorului de emisie total a unui volum de gaz omogen și izoterm, de formă emisferică au fost stabilite experimental pentru gaze des întâlnite în aplicațiile practice.

Gazele rezultate din arderea combustibililor lichizi conțin de regulă  $CO_2$  și  $H_2O$  pe lângă alte gaze biatomice transparente.

Factorii de emisie emisferici ai bioxidului de carbon  $\varepsilon_{CO_2}$  și a vaporilor de apă  $\varepsilon_{H_2O}$  se determină din diagrame funcție de natura și temperatura gazului precum și de produsul dintre presiunea parțială și grosimea efectivă a stratului de gaz (figurile 7.5 și 7.6). [25]

Factorul de emisie al amestecului de gaze de ardere se calculează cu o relație de forma [3]:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon_g \quad (7.5)$$

în care:

$\beta$  - coeficient de corecție care ține seama că  $\varepsilon_{H_2O}$  este influențat mai mult de presiunea parțială a vaporilor de apă decât de grosimea efectivă a stratului de gaz, se determină din diagrame (Figura 7.8)

$\Delta\varepsilon_g$  - corecție care ține seama de faptul că energia radiată de bioxidul de carbon este parțial absorbită de vaporii de apă și invers, se determină din diagrame (figura 7.7) [25]

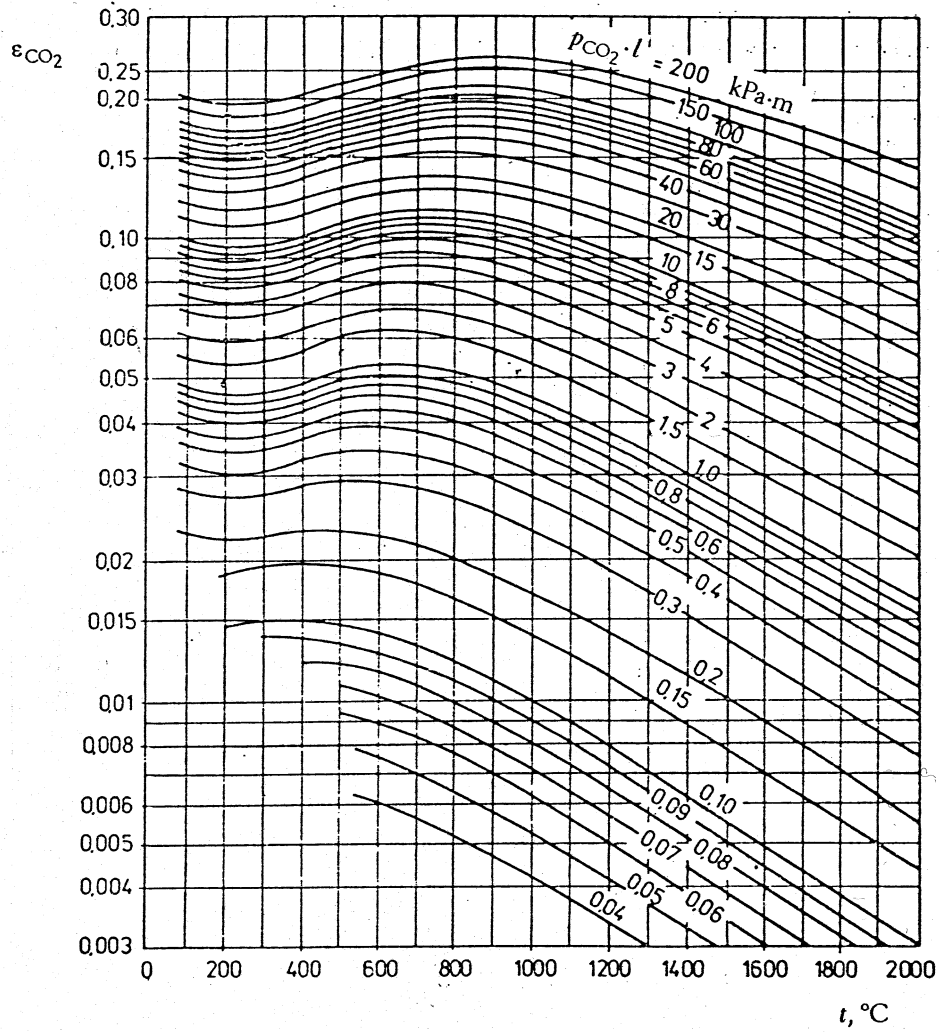
Pentru gazele de ardere coeficientul de absorbție pentru radiația provenită de la suprafața incintei care conține gazele se estimează cu relația:

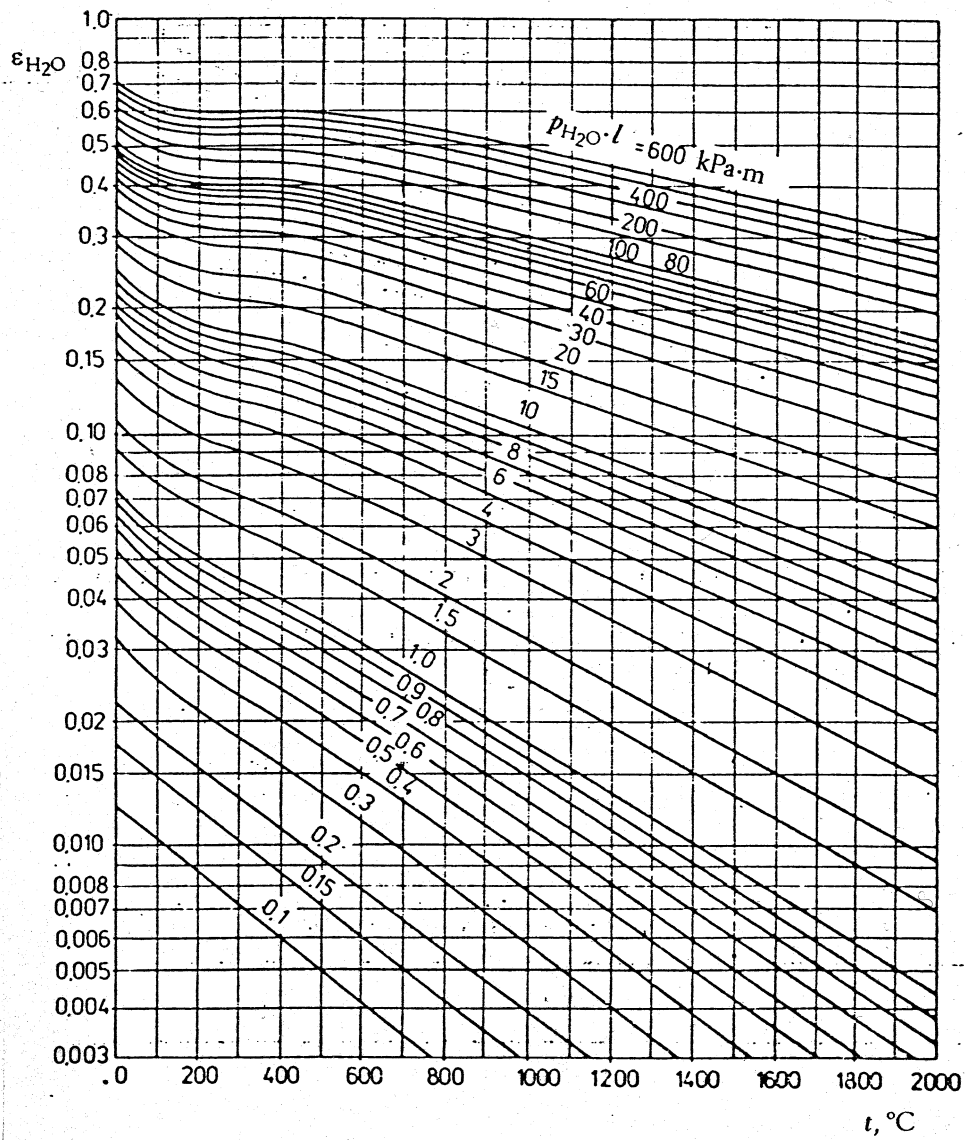
$$A_g = \varepsilon_{CO_2}^S \left( \frac{T_g}{T_s} \right)^{0,65} + \beta \varepsilon_{H_2O}^S \quad (7.6)$$

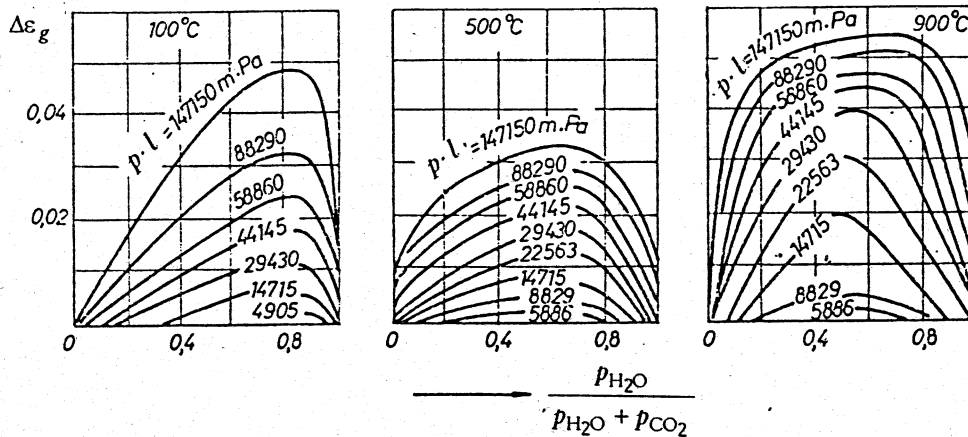
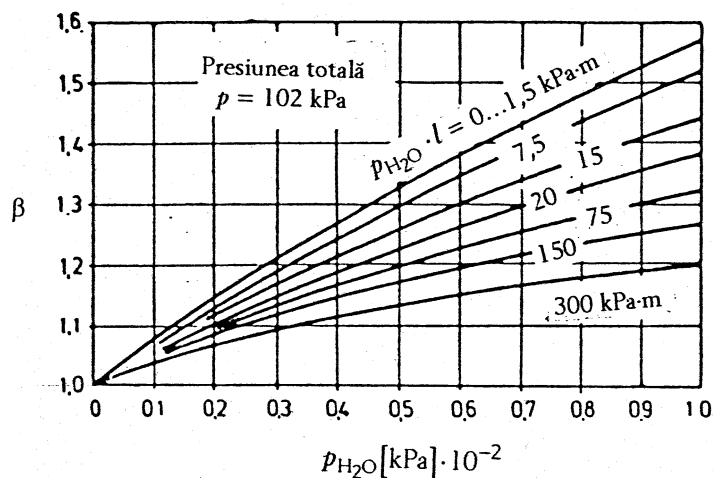
$T_g$  - temperatura medie a gazelor de ardere în K

$T_s$  - temperatura medie a suprafeței incintei în K

$\varepsilon_{CO_2}^S$ ,  $\varepsilon_{H_2O}^S$  - se determină din diagrame la temperatura suprafeței incintei  $T_s$

Figura 7.5. Factorii de emisie emisferici ai bioxidului de carbon  $\epsilon_{CO_2}$

Figura 7.6. Factorii de emisie emisferici a vaporilor de apă  $\epsilon_{H_2O}$

Figura 7.7. Factorul de corecție  $\Delta \epsilon_g$ Figura 7.8. Diagrama coeficientului de corecție  $\beta$ 

Schimbul de căldură prin radiație între un gaz și învelișul solid care îl conține se poate calcula în diverse ipoteze.

În cazul camerei de ardere cu disc vaporizator fix se poate accepta:

a) ipoteza că gazul este izoterm și suprafața cenușiu difuzivă.

Vaporizatorul se constituie în perete al camerei de ardere, care reprezintă învelișul solid al camerei de ardere, este confecționat dintr-un material poros-oxidat cu factor de emisie  $\epsilon_s \geq 0,7$ . [25]

Fluxul net de căldură schimbat se poate determina cu relația [25]:

$$\dot{Q} = \frac{\varepsilon_s + 1}{2} S(\varepsilon_g E_{0,g} - A_g E_0) \quad [\text{W}] \quad (7.7)$$

$$\dot{Q} = \frac{\varepsilon_s + 1}{2} S \sigma_0 (\varepsilon_g T_g^4 - A_g T_s^4) \quad [\text{W}] \quad (7.8)$$

unde:

$S$  - aria suprafeței [ $\text{m}^2$ ]

$E_0$  - puterea totală de emisie a corpului negru [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

$E_{0,g}$  - puterea totală de emisie a gazelor considerate corp negru [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$ ] constanta lui Stefan-Boltzmann

$E_0 = \sigma_0 T^4$  Legea Stefan Boltzman

b) gazul este cenușiu și izoterm, și suprafața cenușiu difuzivă.

Fluxul termic radiativ se calculează cu relația [25]:

$$\dot{Q} = S \frac{E_{0,g} - E_0}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} = \sigma_0 S \frac{T_g^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \quad [\text{W}] \quad (7.9)$$

Fluxul termic radiativ emis de diafragma incandescentă se calculează cu o relație similară funcție de temperatura și factorul de emisie al acesteia[25].

### 7.3.2. Determinarea puterii termice a bujiei incandescente

Generatorul de aer cald este echipat pentru aprinderea amestecului de ardere cu bujie incandescentă. Aceasta este amplasată în vecinătatea uneia dintre fețele discului vaporizator.

Constructiv există două soluții consacrate:

1. Bujia este amplasată în camera de ardere, după inițierea arderii este deconectată de sub tensiunea electrică dar rămâne incandescentă datorită gazelor de ardere, constituindu-se în amorsă de aprindere și stabilizator de ardere. Dezavantajul prezenței bujiei în camera de ardere este acela că este un obstacol în formarea omogenă a amestecului de ardere la suprafața discului vaporizator și nu permite ca axa flăcării turbionare să fie aceeași cu axa de simetrie a camerei de ardere, determinând solicitări termice neuniforme ale acestuia și că puterea termică necesară inițierii arderii este mai mare deoarece este ventilată de aerul de ardere în integralitatea sa. Bujiiile utilizate în acest caz sunt cu filament deschis, la generații de generatoare de aer cald mai vechi, și cu filament închis într-o teacă cilindrică dintr-un oțel înalt aliat termorezistent, la generații mai noi[81], [90]. Aceste bujii sunt tehnologic mai ușor de executat.

2. Bujia este amplasată parțial în canalul aerului de ardere în vecinătatea feței discului vaporizator opusă arderii, eliminându-se dezavantajele menționate la celălalt tip constructiv: flacăra prezintă simetrie cu camera de ardere și puterile termice necesare inițierii arderii sunt de 2÷3 ori mai mici, aspect deosebit de important având în vedere economia de energie electrică realizată în acest caz, generatoarele de aer cald ce echipează autovehiculele rutiere fiind utilizate de obicei în staționare, singura sursă de energie electrică fiind bateriile de acumulatori ale acestora. Aceste tipuri de bujii sunt realizate din materiale speciale nemetalice capul incandescent al acestora încălzindu-se sub acțiunea curentului electric, uniform, în

tot volumul acestuia. Tehnologia de execuție a acestor tipuri de bujii este la îndemâna doar a câtorva producători la nivel mondial.

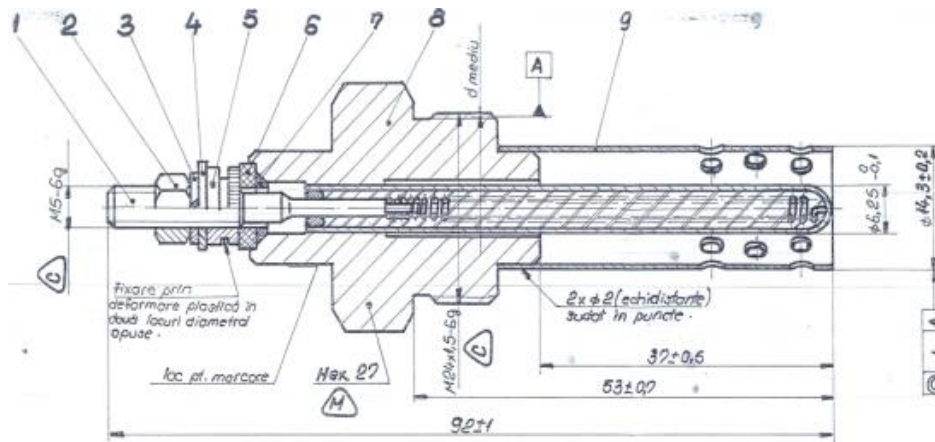


Figura 7.8.a. Secțiune prin bujia incandescentă

Bujia incandescentă cu filament închis (figura 7.8.a) este alcătuită dintr-un corp filetat în care este presat un cilindru realizat dintr-un aliaj termorezistent care are în interior filamentul de încălzire compactat cu o pulbere dintr-un material bun izolator electric dar cu o bună conductivitate termică (oxid de aluminiu).

Puterea termică a bujiei este dată de puterea electrică consumată de bujie (efectul de încălzire a curentului electric când acesta parcurge un conductor) :

$$P_t = P_e = UI \text{ [W]} \quad (7.10)$$

$P_t$  - putere termică a bujiei

$P_e$  - putere electrică a bujiei

$U$  - tensiunea electrică aplicată bujiei [V]

$I$  - intensitatea curentului electric prin bujie [A]

Tensiunea electrică aplicată bujiei diferă funcție de tensiunea nominală a autovehiculului echipat cu generator de aer cald care poate fi de 12 respectiv 24 V curent continuu, valori consacrate în domeniul auto. În timpul utilizării autovehiculelor, tensiunea la bornele acumulatorilor poate lua valori cu 10% mai mici respectiv cu 20% mai mari față de valorile nominale.

Din această cauză în condițiile alimentării bujiilor incandescente cu circuite electronice de putere, pentru asigurarea puterii termice a bujiei indiferent de nivelul tensiunii la bornele acumulatorului tensiunile nominale ale bujiilor se aleg mai mici decât valoarea minimă admisibilă la bornele bateriei. În cazul generatoarelor de aer cald produse de firma Mecord tensiunile nominale ale bujiilor incandescente sunt de 10V respectiv 20V. [50]

În continuare se va trata soluția constructivă cu bujia plasată în camera de ardere în imediata vecinătate a feței discului vaporizator, cepul incandescent fiind paralel cu acesta.

Bujia este alimentată un timp de (60-90) s, perioadă denumită de preîncălzire, temperatura cepului incandescent trebuind să atingă (850 ± 900)°C. Mecanismul de încălzire a discului vaporizator se desfășoară preponderent radiativ, efectul încălzirii prin convecție liberă putând fi neglijat la calculele de dimensionare.

La sfârșitul perioadei de încălzire este comandată pompa de combustibil, care asigură accesul combustibilului pe discul vaporizator în partea superioară a acestuia, de unde se distribuie gravitațional în porozități încălzindu-se la temperatura de inflamabilitate a combustibilului în prezența unei surse incandescente. Aerul de ardere este introdus la nivelul feței discului vaporizator, cu o întârziere de câteva secunde (1÷3)s amestecându-se cu vaporii de combustibil (fracțiunile mai volatile) obținându-se un amestec preformat care se aprinde instantaneu, aprindere favorizată și de modul de lucru a suflantei ce asigură aerul de ardere, debitul acesteia crescând liniar la debitul nominal într-un interval de timp determinat asigurându-se astfel modificarea valorii excesului de aer la valoarea optimă pentru aprinderea amestecului .

Puterea electrică disipată de filamentul bujiei, convertită în energie termică trebuie să acopere necesarul de putere termică radiativă pentru încălzirea discului vaporizator respectiv a pereților camerei de ardere, a dozei de combustibil preliminară la inițierea arderii precum și pierderile prin conducție, prin corpul bujiei spre pereții camerei de ardere și a camerei aerului de ardere, și prin convecție (figura 7.9). [8]

$$P_e = \dot{Q}_{disc+pereti} + \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{cond+conv} \quad [W] \quad (7.11)$$

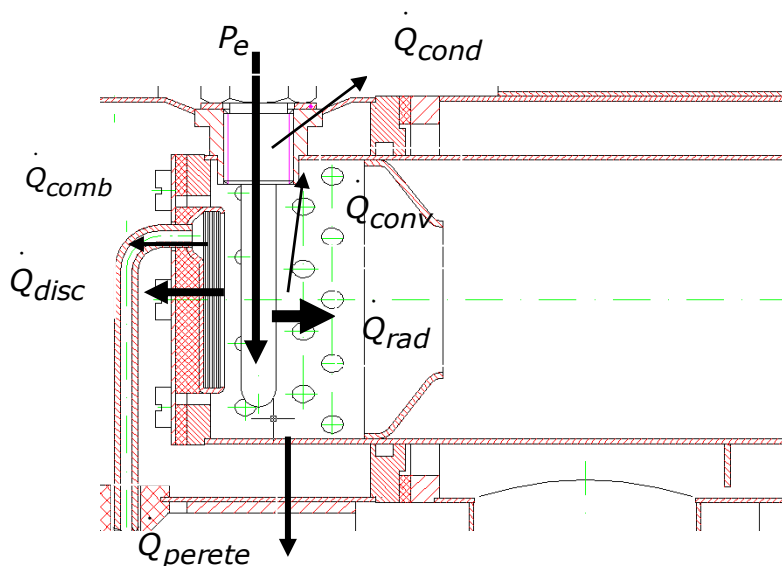


Figura 7.9. Amplasarea bujiei incandescente.

### 7.3.3. Determinarea fluxului de căldură transmis prin radiație de bujie

Pentru determinarea fluxului de căldură transmis de bujie discului vaporizator prin radiație se apelează la studiul schimbului de căldură prin radiație între două suprafețe.

Schimbul de căldură prin radiație între două suprafețe reprezintă un proces complex de reflexii și absorbții repetate și atenuate. Acest proces este determinat nu



numai de de temperaturile și proprietățile radiative ale suprafețelor și de geometria și poziția relativă a acestora. [9], [25]

Se adoptă următoarele ipoteze simplificatoare:

- suprafețele sistemului alcătuiesc un spațiu închis, un sistem alcătuit din mai multe suprafețe poate fi considerat cu bună aproximație incintă închisă, dacă în spațiile libere dintre suprafețele reale se consideră suprafețe fictive negre, cu temperatura uniformă și egală cu cea a mediului ambiant,

- suprafețele sunt izoterme și caracterizate printr-o distribuție uniformă a radiozității și a iradiației,

- suprafețele aparțin unor corpuri opace și se consideră cenușiu difuzive (au proprietăți radiative independente de lungimea de undă și direcție),

- suprafețele sunt separate prin medii transparente la radiații (diaterme). În acest caz mediul dintre bujie și suprafețele camerei de ardere este aerul care este practic transparent la radiații.

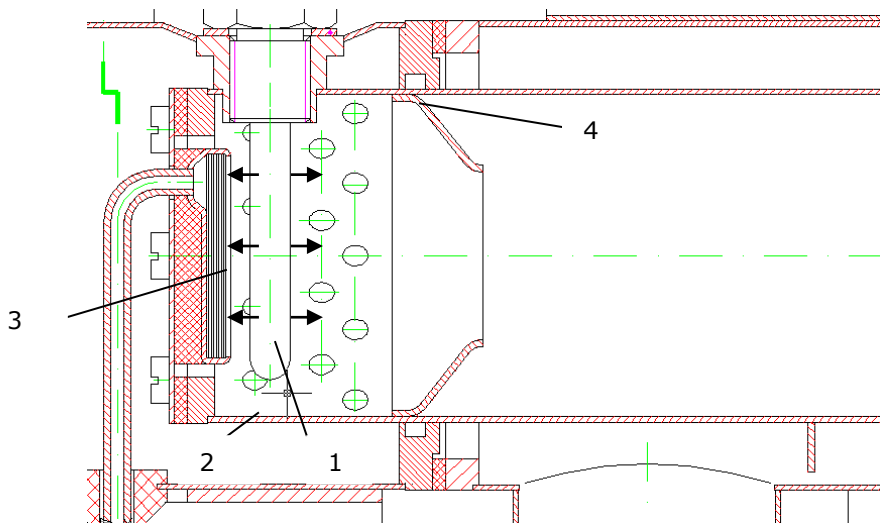


Figura 7.10. Schema pentru determinarea fluxului de căldură transmis de bujie discului vaporizator prin radiație.

În acest caz cele două suprafețe sunt:

1. suprafața exterioară (convexă) a capului incandescent a bujiei, aflată în interiorul suprafeței închise (figura 7.10, poziția 1);

2. suprafața interioară a camerei de ardere care se consideră o suprafață închisă formată din peretele cilindric al camerei de ardere, (figura 7.10, poziția 2), fiind închisă pe o parte de discul vaporizator (figura 7.10, poziția 3), și pe cealaltă parte de diafragma camerei de ardere (figura 7.10, poziția 4).

Fluxul de căldură se determină cu formula [25]:

$$\dot{Q}_{12} = \varepsilon_r S_{12} \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) \quad [\text{W}] \quad (7.12)$$

$\varepsilon_r$  - factorul de emisie redus al sistemului,

$$\varepsilon_r = \frac{1}{\frac{\varphi_{12}}{\varepsilon_1} + \frac{\varphi_{21}}{\varepsilon_2} - (\varphi_{12} + \varphi_{21} - 1)} \quad [25] \quad (7.13)$$

$S_{12}$  -suprafața de radiație reciprocă,

$$\varphi_{12} = \frac{Q_{1 \rightarrow 2}}{J_1 S_1} \quad (7.14)$$

$\varphi_{12}$  - coeficient unghiular mediu de radiație, mărime geometrică adimensională definită ca raportul dintre fluxul radiat de suprafața 1 și cel interceptat de suprafața 2 și fluxul total radiat de suprafața 1,

$S_1$  - suprafața 1,

$J_1$  - radiozitatea suprafeței 1,

$$\varphi_{21} = \frac{Q_{2 \rightarrow 1}}{J_2 S_2} \quad [25]$$

$\varphi_{21}$  - coeficient unghiular mediu de radiație, mărime geometrică adimensională definită ca raportul dintre fluxul radiat de suprafața 2 și cel interceptat de suprafața 1 și fluxul total radiat de suprafața 2

$S_2$  - suprafața 2,

$J_2$  - radiozitatea suprafeței 2

Relația de reciprocitate: [25]

$$S_1 \varphi_{12} = S_2 \varphi_{21} = S_{12} \quad (7.15)$$

Relațiile de însumare : [25]

$$\varphi_{11} + \varphi_{12} = 1 \quad (7.16)$$

$$\varphi_{21} + \varphi_{22} = 1 \quad (7.17)$$

În cazul de față fluxul radiat de suprafața interioară 1 este interceptat de suprafața exterioară 2 în totalitate astfel că:

$$\varphi_{12} = 1$$

$$\varphi_{21} = \frac{S_1}{S_2}$$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2} - \frac{S_1}{S_2}} \quad (7.18)$$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad (7.19)$$

$$\dot{Q}_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} S_1 \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) \quad [\text{W}] \quad [25] \quad (7.20)$$

Fluxul de căldură transmis de bujie se poate calcula cu relația anterioară cu observația că este valabilă pentru regimuri staționare.

În realitate funcționarea bujiei este caracterizată pe perioada de încălzire de un regim termic nestaționar temperatura cepului incandescent crescând, din momentul conectării sub tensiune electrică, de la temperatura mediului ambiant până la o temperatură de echilibru termic cu sistemul din care face parte (incinta camerei de ardere) care trebuie să fie minim 850 °C pentru a obține aprinderi sigure ale amestecului da ardere.

Schimbul de căldură al cepului bujiei cu incinta în care se află montată se desfășoară în prima fază, datorită temperaturilor reduse prin convecție naturală și prin conducție termică, fluxuri de căldură nesemnificative datorită măsurilor constructive practicate la construcția arzătorului respectiv a bujiei (care oricum contribuie la încălzirea pereților camerei de ardere și a discului vaporizator) situație care permite creșterea rapidă a temperaturii (puterea electrică disipată în flux termic constant transmis prin conducție prin peretele cilindric al cepului), schimbul de căldură derulându-se preponderent radiativ spre pereții incintei, atingându-se temperatura de echilibru termic. [7]

Studiile experimentale și practica în acest domeniu au consacrat timpul de atingere a temperaturii de (850÷950)°C, în domeniul (60÷90)s valorile optimizându-se pentru fiecare tipodimensiune de arzător a generatorului de aer cald.

În concluzie relația :

$$P_e = \dot{Q}_{disc+pereti} + \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{cond+conv} \quad [\text{W}] \quad (7.21)$$

$$P_e = \dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{cond+conv} \quad [\text{W}]$$

se poate simplifica cu o bună aproximație:

$$P_e = \dot{Q}_{disc+pereti} + \dot{Q}_{comb} \quad [\text{W}] \quad (7.22)$$

$$P_e = \dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{comb} \quad [\text{W}]$$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m} c \Delta t$$

$\dot{m}$  - debit de combustibil [kg/h]

$C$  - căldura specifică a combustibilului lichid [kJ/kg°C]

$\Delta t = t_a - t_m$  [°C]

$t_a$  - temperatura de aprindere a vaporilor de combustibil la nivelul discului vaporizator

$t_m$  - temperatura minimă a combustibilului

Temperatura de încălzire a discului vaporizator nu este uniformă, în realitate este mai mare în zona de incidență optimă a radiației termice și mai mică în rest, din acest motiv se poate considera valoarea  $t_a$  ca temperatura medie între

punctul de inflamabilitate în prezența unei surse incandescente (55÷140)°C și temperaturile de vaporizare (250÷370)°C, valorile indicate sunt în cazul motorinei.

Temperatura minimă a combustibilului este temperatura minimă la care arzătorul cu disc vaporizator este proiectat să funcționeze. În general aceasta este de - 40 °C.

Pentru estimarea puterii electrice a bujiei se consideră:

$$T_1 = t_a + 273,15 \text{ [K]}$$

$$T_2 = 850 + 273,15 \cong 1123\text{K}$$

$\dot{m}$  - debitul de combustibil [kg/h] este impus prin datele de proiectare ale generatorului de aer cald

Bujia se alege din tipodimensiunile disponibile fiind cunoscute caracteristicile acesteia( dimensiuni, materialul cepului incandescent, factorul de emisie).

Suprafața camerei de ardere este alcătuită din discul vaporizatorului, peretele cilindric al camerei de ardere și deflector. Acestea sunt realizate din materiale inoxidabile de tipul 10TNC 180 și au același factor de emisie luându-se în calcul că după o scurtă perioadă de funcționare la temperaturile de lucru (de ordinul orelor) suprafețele se oxidează având un aspect mat.

Dimensiunile elementelor camerei de ardere sunt cunoscute din calculul de dimensionare pentru regimul maxim de putere termică a generatorului și pe baza aplicării metodelor de similitudine pe tipodimensiuni de generatoare de aer cald existente (figura 7.11).

$$S_2 = \frac{\pi D_V^2}{4} + \pi D_C L_C + \frac{\pi D_C^2}{4} \quad (7.23)$$

$D_V$  - diametrul discului vaporizator

$D_C$  - diametrul interior al camerei de ardere

$L_C$  - lungimea camerei de ardere

Din motive constructive diametrul discului vaporizator trebuie să fie mai mic decât interiorul camerei de ardere, se recomandă :

$$D_V = (0,7 \div 0,8)D_C$$

$$\dot{Q}_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{S_1}{\frac{\pi D_V^2}{4} + \pi D_C L_C + \frac{\pi D_C^2}{4}} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} S_1 \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) [\text{W}] \quad (7.24)$$

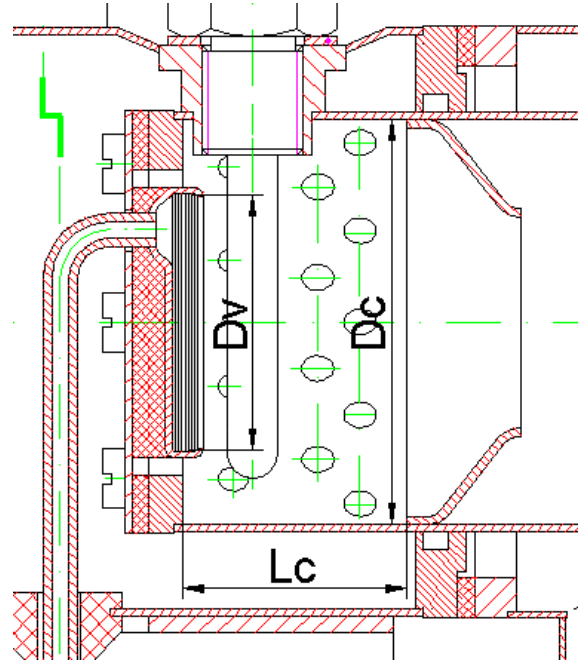


Figura 7.11. Dimensionarea elementelor camerei de ardere.

Valoarea puterii electrice obținute prin calcul se majorează cu 10÷20% ținând cont de ipotezele simplificatoare.

Valoarea astfel obținută se compară cu puterea electrică a bujiei alese inițial. Dacă valoarea obținută este mai mică decât cea a bujiei, calculul de dimensionare-verificare se consideră încheiat, în caz contrar se face o analiză a rezultatului obținut și se poate alege o bujie de putere mai mare (dacă este disponibilă) sau se reconsideră dimensionarea elementelor camerei de ardere.

#### 7.3.4. Determinarea suprafeței minime a discului vaporizator

Proiectarea unui sistem de ardere cu vaporizator fix, pe combustibil lichid, este determinantă pentru funcționarea performantă a generatorului de aer cald pe care îl echipază. Acest tip de arzător cu disc vaporizator fix este specific generatoarelor de aer cald de mică putere de 1÷5 kW destinate autovehiculelor pentru încălzirea cabinelor acestora pe timp rece, independent de motoarele termice. Literatura de specialitate tratează sumar aceste sisteme de ardere. Din această cauză pentru proiectarea acestor produse utilizarea metodei similitudinii cu generatoare de aer cald existente aduce informații importante ce permit obținerea rezultatelor optime.

La calculul de dimensionare a unui sistem de ardere cu disc vaporizator fix caracteristica principală impusă ca dată de intrare este puterea termică maximă de încălzire a fluidului de lucru care este aerul, respectiv debitul de combustibil maxim impus a fi ars în generatorul de aer cald care se proiectează.

$\dot{m}$  - debit de combustibil [kg/h]

Combustibilul lichid utilizat curent este benzina sau motorina.

Sistemele de ardere pe combustibil lichid cu disc vaporizator fix au particularități funcție de tipul de combustibil lichid utilizat.

Principiul de funcționare a discului vaporizator fix constă în menținerea acestuia la o temperatură optimă care permite vaporizarea combustibilului introdus de pompa de alimentare în discul vaporizator, amestecarea acestuia cu aerul de ardere, aprinderea și arderea. Fluxul de căldură care asigură temperatura optimă este absorbit prin radiație de la gazele de ardere și deflector de discul vaporizator.[9], [61], [68], [69], [70]

Pentru o funcționare sigură și stabilă a arzătorului cu disc vaporizator este vital ca fluxurile de căldură pierdute prin conducție și convecție de discul vaporizator să fie cât mai reduse. Acest deziderat se realizează prin măsuri constructive.

Ecuția bilanțului termic la nivelul discului vaporizator este dat de relația:

$$\dot{Q}_{pV} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 \text{ [W]} \quad (7.25)$$

$\dot{Q}_{pV}$  - fluxul de căldură primit de discul vaporizator

$\dot{Q}_1$  - fluxul de căldură necesar încălzirii și vaporizării combustibilului

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} c \Delta t + \dot{m} q_v$$

$\dot{m}$  - debit de combustibil [kg/s] sau [kg/h]

$c$  - căldura specifică a combustibilului lichid [kJ/kg°C]

$q_v$  - căldura latentă de vaporizare a combustibilului[kJ/kg]

$$\Delta t = t_f - t_m \text{ [°C]}$$

$t_f$  - temperatura de fierbere a combustibilului

$t_m$  - temperatura minimă a combustibilului

$\dot{Q}_2$  - fluxul pierderilor de căldură prin conducție prin sistemul de fixare a discului vaporizator este foarte redus datorită măsurilor constructive de izolare termică a discului vaporizator față de pereții camerei de ardere. În figura 7.12 poziția 1 indică garnitura de fixare a subansamblului discului de vaporizare pe tubul de ardere, aceasta fiind realizată dintr-un material bun izolator termic[86]. Aceasta reduce consistent fluxul termic conductiv pierdut de discul vaporizator prin sistemul de prindere al acestuia. Poziția 2 este un disc foarte bun izolator termic[89]. Acesta împiedică transferul termic radiativ și convectiv spre flanșa de prindere a subansamblului vaporizator. Acest termen se poate neglija.

$\dot{Q}_3$  - fluxul pierderilor de căldură datorate încălzirii prin convecție a aerului de ardere insuflat se neglijează în ipoteza că acesta este preîncălzit la temperatura similară cu cea a discului vaporizator, la traversarea peretelui camerei de ardere prin orificiile de admisie practicate în acesta respectiv de cepul incandescent al bujiei(acesta este incandescent și după deconectarea de sub tensiunea electrică sub acțiunea radiației termice primită de la gazele de ardere)

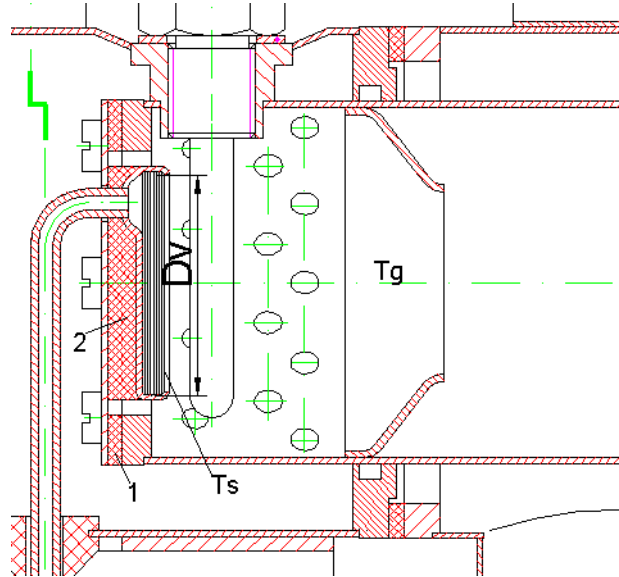


Figura 7.12. Elementele de izolare a discului vaporizator.

Ecuția bilanțului termic, ținând cont de ipotezele convenite, devine:

$$\dot{Q}_{pV} = \dot{Q}_1 = \dot{m} c \Delta t + \dot{m} q_v \quad (7.26)$$

Căldura primită de discul vaporizator este de natură radiativă furnizată de gazele de ardere respectiv deflector în regim de ardere stabilizat.

$$\dot{Q}_{pV} = \dot{Q}_R \quad [\text{W}] \quad (7.27)$$

În ipoteza că gazul este cenușiu și izoterm, și suprafața cenușiu difuzivă fluxul termic radiativ se calculează cu relația:

$$\dot{Q}_{pV} = \dot{Q}_R = \sigma_0 S \frac{T_d^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon_d} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} + \sigma_0 S \frac{T_g^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \quad [\text{W}] \quad (7.28)$$

$$\dot{m} c \Delta t + \dot{m} q_v = \sigma_0 S \frac{T_d^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon_d} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} + \sigma_0 S \frac{T_g^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} = \sigma_0 S \sum \frac{T^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \quad (7.29)$$

$$S = \frac{\pi D_V^2}{4} \quad - \text{suprafața vaporizatorului} \quad [\text{m}^2]$$

d, g, s – deflector, gaze de ardere, vaporizator  
Suprafața vaporizatorului se determină cu relația:

$$S = \frac{\dot{m} c \Delta t + \dot{m} q_v}{\sigma_0} \left( \sum \frac{T^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \right)^{-1} \quad [\text{m}^2] \quad (7.30)$$

Diametrul discului vaporizator se dermină cu relațiile:

$$D_v = 2\sqrt{\frac{S}{\Pi}} = 2\sqrt{\frac{1}{\Pi} \frac{\dot{m}c\Delta t + \dot{m}q_v}{\sigma_0} \left( \sum \frac{T^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \right)^{-1}} \quad [\text{m}] \quad (7.31)$$

$T_s = t_f + 273,15$  [K] temperatura discului vaporizator

$T_g, T_d$  - temperatura medie a gazelor de ardere și a deflectorului din relația de calcul a diametrului discului vaporizator, se determină din calculul arderii combustibilului lichid.

Valoarea calculată se majorează cu un coeficient de siguranță  $c = 1,15 \div 1,25$  în scopul asigurării unei rezerve de suprafață de vaporizare și de energie termică, combustibilul fiind vaporizat integral pe discul vaporizator amestecându-se cu aerul de ardere, asigurându-se o aprindere și o ardere optimă.

În caz contrar, o parte din combustibil va părăsi sub formă lichidă, gravitațional, discul vaporizator calitatea arderii fiind compromisă.

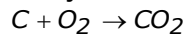
### 7.3.5. Determinarea produselor de ardere și a temperaturii gazelor de ardere.

Arzătorul generatorului de aer cald cu disc vaporizator fix este un arzător la care presiunea în camera de ardere este presiunea atmosferică.

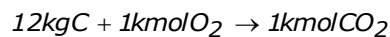
Aerul necesar arderii se determină funcție de compoziția chimică a combustibilului lichid.

Compoziția chimică exactă se determină experimental pentru fiecare combustibil în parte și se exprimă prin conținutul de carbon  $c$ , de hidrogen  $h$  și de oxigen  $o$  celelalte elemente din combustibil fiind în proporții foarte reduse influențează neînsemnat termodinamica arderii. [15]

Reacția de oxidare completă a carbonului este:



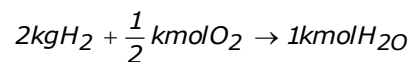
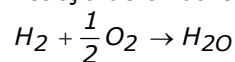
Se utilizează următoarea convenție privind unitățile de măsură: substanțele lichide se măsoară în kilograme și cele gazoase în kilomoli.



$c$ - cantitatea de carbon în kilograme arsă pentru 1 Kg combustibil

$$c \left[ \frac{\text{kgC}}{\text{kgcomb}} \right] + \frac{c}{12} \left[ \frac{\text{kmolO}_2}{\text{kgcomb}} \right] \rightarrow \frac{c}{12} \left[ \frac{\text{kmolCO}_2}{\text{kgcomb}} \right] \quad (7.32)$$

Reacția de oxidare completă a hidrogenului este:



$h$ - cantitatea de hidrogen în kilograme arsă pentru 1 Kg combustibil



$$h \left[ \frac{kgH}{kgcomb} \right] + \frac{h}{4} \left[ \frac{kmolO_2}{kgcomb} \right] \rightarrow \frac{h}{2} \left[ \frac{kmolH_2O}{kgcomb} \right]$$

Cantitatea de oxigen necesară pentru arderea teoretică completă a unui kilogram de combustibil va fi suma cantităților de oxigen necesare pentru arderea completă a părților componente, fără cantitatea de oxigen care poate fi prezentă în combustibilii lichizi.

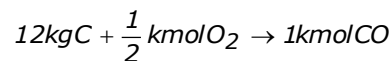
$$O_{min} = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \quad [kmol/kgcomb] \quad (7.33)$$

Arderea prin care energia chimică din substanțele inițiale este transformată integral în alte forme energie se numește ardere completă. Cantitatea minimă de oxigen necesară pentru arderea completă se numește teoretică sau minimă.

Arderea în generatoarele de aer cald este și de tipul incomplet, înțelegându-se arderea în care combustibilul nu are oxigenul necesar arderii complete, din cauza cantității de oxigen mai mici decât cea teoretică dar, situația cel mai des întâlnită, datorită neomogenității amestecului de ardere. În această situație, produsele de ardere conțin o parte din energia chimică a substanțelor inițiale. În cazul arderii incomplete o parte din substanțele inițiale se pot regăsi sub aceeași formă în produsele de ardere (carbonul și hidrogenul combinați în lanțuri de hidrocarburi  $H_nC_m$ ) sau substanțe rezultate în urma arderii incomplete (monoxidul de carbon, lanțuri rupte de hidrocarburi  $H_nC_m$ , carbon liber sub formă de funingine, calamină și altele).

În arzătoarele cu disc vaporizator fix arderea incompletă a carbonului este problema ce trebuie ținută strict sub control datorită modului simplist de formare a amestecului, carbonul găsindu-și mai greu oxigenul pentru ardere completă, monoxidul de carbon o dată format nu poate fi anihilat de tubul incandescent aflat în continuarea camerei de ardere, ce conduce gazele de ardere în schimbătorul de căldură, așa cum se întâmplă cu hidrocarburile neare în camera de ardere acestea oxidându-se într-o proporție foarte mare sub acțiunea tubului incandescent și a excesului de oxigen din aerul de ardere. [15]

Reacția de oxidare incompletă a carbonului este:



Din  $c \left[ \frac{kgC}{kgcomb} \right]$  fracțiunea  $x_{CO} \left[ \frac{kgC}{kgcomb} \right]$  trece în CO ecuația se scrie:

$$x_{CO} \left[ \frac{kgC}{kgcomb} \right] + \frac{x_{CO}}{2 \cdot 12} \left[ \frac{kmolO_2}{kgcomb} \right] \rightarrow \frac{x_{CO}}{12} \left[ \frac{kmolCO}{kgcomb} \right]$$

Cantitatea de aer necesară arderii complete teoretice se determină cunoscând procentul de oxigen din aer de 21%.

$$O_{min} = 0,21L_{min} \quad [kmol/kgcomb] \quad (7.35)$$

$$L_{min} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right) \text{ [kmol/kgcomb]} \quad [15] \quad (7.36)$$

Cantitatea reală de aer pentru arderea unui kilogram de combustibil este dată de relația:

$$L = \lambda L_{min} \quad (7.37)$$

$\lambda$  -coeficientul excesului de aer

Pentru arzătoarele generatoarelor de aer cald  $\lambda = 1,1 \div 1,6(2)$  funcție de regimul termic și de specificul modului de acționare a suflantei de aer de ardere de motorul electric suprapuse cu specificul tensiunilor electrice în domeniul auto care sunt în condiții normale de lucru în plaja de  $(-10\% \div +20\%)$  față de tensiunile nominale care modifică turația suflantei aerului de ardere fiind obligați ca pentru a avea în toate domeniile de funcționare excesul de aer, obligatoriu, supraunitar să se accepte valori pentru excesul de aer  $\lambda = 2$ . Valorile maxime ale excesului de aer pot fi reduse de posibilitățile echipamentului electronic de comandă și control a generatorului de aer cald de a limita influențele nedorite ale variațiilor de tensiune asupra turației suflantei aerului de ardere.

Combustibilii uzuali utilizați de generatoarele de aer cald sunt motorina sau benzina. În tabelul următor se prezintă orientativ caracteristicile pentru benzină și motorină [15].

Tabelul 7.1. Caracteristicile orientative ale unor combustibili lichizi.

Combustibil	Compoziția [kg/kg]			$O_{min}$ [Kmol/kg]	$L_{min}$ [Kmol/kg]	$Q_i$	
	$c$	$h$	$o$			[kJ/kg]	[Kcal/kg]
Benzină	0,854	0,142	0,004	0,1065	0,5073	43524	10400
Motorină	0,857	0,133	0,010	0,1043	0,4966	41850	10000

### 7.3.6. Compoziția produselor de ardere

Pentru calculele termice ce trebuie efectuate pentru proiectarea unui generator de aer cald este necesar să se cunoască compoziția produselor de ardere care sunt dependente de coeficientul excesului de aer.

În cazul arzătoarelor generatoarelor de aer cald coeficientul excesului de aer trebuie să fie obligatoriu supraunitar pentru a se asigura calitatea arderii.

În această situație compoziția și calitatea produselor de ardere se determină cu relațiile: [15]

$$Y_{CO_2} = \frac{c}{12} \quad \text{[kmol/kgcomb]}$$

$$Y_{H_2O} = \frac{h}{2} \quad \text{[kmol/kgcomb]}$$

$$Y_{N_2} = 0,79L = 0,79\lambda L_{min} \quad \text{[kmol/kgcomb]}$$

$$Y_{O_2} = 0,21(\lambda - 1)L_{min} \quad \text{[kmol/kgcomb]}$$

Numărul de kilomoli de substanțe finale (produse de ardere) este dat de relația:

$$Y_f = Y_{CO_2} + Y_{H_2O} + Y_{N_2} + Y_{O_2} \quad \text{[kmol/kgcomb]} \quad (7.39)$$

Compoziția produselor de ardere fiind determinată se pot determina factorul de emisie al amestecului de gaze de ardere  $\varepsilon_g$  și coeficientul de absorbție  $A_g$  pentru radiația provenită de la pereții incintei care le conține, tratate în subcapitolul 7.3.1 privind determinarea fluxului de căldură radiativ:

Se utilizează relațiile [25]:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon_g \quad (7.40)$$

$$A_g = \varepsilon_{CO_2}^S \left( \frac{T_g}{T_s} \right)^{0,65} + \beta \varepsilon_{H_2O}^S \quad (7.41)$$

Capacitatea radiativă a gazelor de ardere este dată de gazele poliatomice  $CO_2$  și  $H_2O$ , având participația volumică a acestora în gazele de ardere se determină presiunile parțiale, presiunea totală fiind presiunea atmosferică, ale acestora și cu ajutorul diagramelor se obțin valorile factorilor de emisie pentru bioxidul de carbon și pentru vaporii de apă, valorile temperaturii medii a gazelor de ardere și temperatura medie a suprafeței urmînd a fi determinate prin calculul termic al generatorului de aer cald.

### 7.3.7. Temperatura gazelor de ardere

Gazele de ardere provenite din procesul de ardere în ipoteza că arderea este teoretică, coeficient de exces de aer  $\lambda = 1$ , și ardere completă fără pierdere, o bună aproximație pentru cazul generatoarelor de aer cald și în ipoteza că nu există schimb de căldură au entalpia teoretică  $I_{ga}^0$  și volumul  $V_{ga}^0$  [62]

$$I_{ga}^0 = V_{ga}^0 c_{ga} \Big|_0^{t_{ga}} t_{ga} \quad (7.42)$$

Temperatura teoretică a gazelor de ardere se determină cu relația:

$$t_{ga} = \frac{I_{ga}^0}{V_{ga}^0 c_{ga} \Big|_0^{t_{ga}}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.43)$$

Această valoare a temperaturii nu se atinge practic în camera de ardere a arzătorului generatorului de aer cald, ea reprezentînd o valoare maximală care se poate atinge în procesul de ardere analizat.

Temperatura gazelor de ardere poate fi utilizată cu o bună aproximație la determinarea schimburilor de căldură prin radiație și calculul termic în general al generatorului de aer cald la nivelul, suprafețele de schimb de căldură obținute prin calcul majorîndu-se, vezi cazul suprafeței de schimb a vaporizatorului, rezultatele obținute putîndu-se verifica rapid experimental pe prototipuri prin măsurători, prototipuri cu costuri mici de realizare datorită dimensiunilor reduse ale acestora la scară reală, valorile teoretice fiind corectate rapid funcție de valorile măsurate, interactiv, calculul de proiectare putînd fi mai rapid, rezultatele finale obținute fiind confirmate și experimental. [62]

Această valoare este utilă în proiectarea arzătorului putând fi utilizată la determinarea solicitărilor termice și alegerea materialelor din care se realizează acesta.

Temperatura se poate determina și cu ajutorul diagramei I-t special trasată pentru combustibilul utilizat în arzătorul generatorului de aer cald. [62]

Căldura specifică medie a gazelor de ardere  $c_{ga} \Big|_0^{t_{ga}}$  se poate determina se poate determina pe baza căldurilor specifice și a participației volumice a elementelor componente a amestecului de gaze de ardere [12], [20], [21], [26].

Căldura specifică se determină cu formula:

$$c_{ga} \Big|_0^{t_{ga}} = 0,01 \sum r_i c_i \Big|_0^{t_{ga}} \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3\text{K}]$$

$r_i$  - participația volumică a componentului  $i$  în procente [%]

Participațiile volumice se pot calcula, compoziția gazelor de ardere fiind cunoscută.

$$c_i \Big|_0^{t_{ga}} - \text{căldura specifică a componentului } i \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3\text{K}]$$

Căldurile specifice medii ale componentelor amestecului de gaze de ardere sunt cunoscute, din tabele termotehnice, funcție de temperatura amestecului.

$$c_{ga} \Big|_0^{t_{ga}} = 0,01 \left( r_{CO_2} c_{CO_2} \Big|_0^{t_{ga}} + r_{H_2O} c_{H_2O} \Big|_0^{t_{ga}} + r_{N_2} c_{N_2} \Big|_0^{t_{ga}} + r_{O_2} c_{O_2} \Big|_0^{t_{ga}} \right) \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3\text{K}]$$

(7.44)

Volumul gazelor de ardere:

$$V_{ga}^0 = V_{CO_2}^0 + V_{H_2O}^0 + V_{N_2}^0 + V_{O_2}^0 \quad [\text{Nm}^3/\text{kgcomb}]$$

Sunt determinate de compoziția gazelor de ardere pentru un anumit combustibil.

Entalpia totală a gazelor de ardere se calculează cu relația:

$$I_{ga}^0 = I_{CO_2}^0 + I_{H_2O}^0 + I_{N_2}^0 + I_{O_2}^0 \quad [\text{kJ}/\text{kgcomb}]$$

Dezvoltând termenii entalpiilor elementelor componente a amestecului de gaze de ardere se obține relația:

$$I_{ga}^0 = V_{CO_2}^0 i_{CO_2} + V_{H_2O}^0 i_{H_2O} + V_{N_2}^0 i_{N_2} + V_{O_2}^0 i_{O_2} \quad [\text{kJ}/\text{kgcomb}] \quad (7.45)$$

Entalpiile elementelor componente a amestecului de gaze de ardere  $i_{CO_2}, i_{H_2O}, i_{N_2}, i_{O_2}$  se cunosc funcție de temperatură din tabele termotehnice. [26], [59]

Temperatura teoretică de ardere se poate determina cu metoda aproximațiilor succesive [26].

Metoda constă în impunerea unei temperaturi pentru care se calculează valorile  $I_{ga}^0, V_{ga}^0, c_{ga} \Big|_0^{t_{ga}}$  conform relațiilor anterior descrise.

Se calculează valoarea temperaturii teoretice, pentru temperatura impusă, cu relația:

$$t_{ga} = \frac{I_{ga}^0}{V_{ga}^0 c_{ga} \Big|_0^{t_{ga}}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (7.46)$$

Valoarea obținută se compară cu valoarea impusă inițial.

Se reiau operațiile prezentate de câte ori este nevoie până când diferența dintre temperatura impusă și cea calculată se încadrează în marja de eroare propusă.

#### 7.4. Bilanțul termic al generatorului de aer cald

Calculul randamentului și a pierderilor de căldură și a consumului de combustibil se realizează similar ca la generatorul de abur .[26],[62] ,[71]

Determinarea pierderilor de căldură se face pornind de la ecuația de bilanț termic care reprezintă egalitatea dintre cantitatea de căldură intrată în instalație și cantitatea de căldură ieseală.

La scrierea bilanțului termic se stabilește o suprafață de referință și o temperatură de referință. În cazul generatoarelor de aer cald suprafața de referință este reprezentată de carcasa exterioră a generatorului de aer cald iar temperatura de referință este de 20°C, din considerentul că aceste instalații se montează în interiorul autovehiculelor carcasa acestora având temperatura medie a mediului ambiant din spațiul climatizat. Bilanțul termic al generatorului de aer cu combustibil lichid se scrie luându-se ca referință unitatea de combustibil introdusă.

Ecuția bilanțului termic se scrie sub forma :

$$Q_d = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \text{ [kJ/kgcomb]} \quad (7.47)$$

$Q_d$  - căldura disponibilă a unității de combustibil

$Q_1$  - căldura utilă produsă de instalație prin încălzirea aerului

$Q_2$  - pierderile de căldură prin entalpia gazelor de evacuare

$Q_3$  - pierderea de căldură prin arderea incompletă din punct de vedere chimic

$Q_4$  - pierderea de căldură prin arderea incompletă din punct de vedere mecanic

$Q_5$  - pierderea de căldură în mediul ambiant prin pereții carcasei ( suprafața de referință)

$Q_6$  - pierderea de căldură prin entalpia produselor solide ale arderii

##### 7.4.1. Calculul căldurii disponibile a unității de combustibil

Cantitatea disponibilă a unității de combustibil se compune din toate cantitățile de căldură ce intră în cazan în vederea arderii combustibilului și se calculează cu relația:

$$Q_d = Q_j^i + \left( I_C^{t_c} - I_C^{t_{ref}} \right) + \left( I_{aum}^{t_{aum}} - I_{aum}^{t_{ref}} \right) + \left( I_f^{t_f} - I_f^{t_{ref}} \right) \pm \Delta q \quad [\text{kJ/kgcomb}] \quad (7.48)$$

$Q_j^i$  - puterea calorică inferioară a combustibilului

$I_C^{t_c}, I_C^{t_{ref}}$  - entalpia combustibilului la temperatura de intrare în generatorul de aer cald respectiv la temperatura suprafeței de referință

$I_{aum}^{t_{aum}}, I_{aum}^{t_{ref}}$  - entalpia aerului umed necesar arderii la temperatura de intrare în generator respectiv la temperatura de referință

$I_f^{t_f}, I_f^{t_{ref}}$  - entalpia produselor necesare pentru nevoi funcționale la temperatura de intrare în generator respectiv la temperatura de referință

În acest caz al generatorului de aer cald nu există nevoi funcționale, termenul se exclude.

$\pm \Delta q$  - cantități de căldură produse în procesele de descompunere a masei minerale

În cazul generatoarelor de aer cald termenul se neglijează.

Pentru calculul termic al generatorului de aer cald se admite:

$$Q_d = Q_j^i + \left( I_C^{t_c} - I_C^{t_{ref}} \right) \quad [\text{kJ/kgcomb}] \quad (7.49)$$

#### 7.4.2. Calculul căldurii utile preluată de fluidul de lucru în generatorul de aer cald

Căldura utilă preluată de fluidul de lucru în generatorul de aer cald este căldura preluată de la schimbătorul de căldură a generatorului de aer cald prin radiație și convecție de la gazele de ardere și o transmite convectiv fluidului de lucru, aerul.

Acesta este similar unui preîncălzitor de aer a unui cazan de abur doar că preia întreaga căldură utilă de la agentul de încălzire.

În calculul de proiectare este o mărime impusă fiind caracteristica de bază a generatorului de aer cald, puterea termică maximă [W]:

$$\dot{Q}_U = D_a (i_{ac} - i_{ar}) \quad [\text{W}] \quad (7.50)$$

$D_a$  - debitul masic al aerului la ieșirea din generatorul de aer cald [kg/s]

$i_{ac}, i_{ar}$  - entalpiile aerului cald (ieșirea din generatorul de aer cald) respectiv ale aerului rece (intrarea în generatorul de aer cald) [kJ/kg]

$$\dot{Q}_U = D_a \left( c_{pa} \Big|_0^{t_{ac}} t_{ac} - c_{pa} \Big|_0^{t_{ar}} t_{ar} \right) \quad [W] \quad (7.51)$$

$c_{pa} \Big|_0^{t_{ac}}, c_{pa} \Big|_0^{t_{ar}}$  - căldurile specifice medii ale aerului [kJ/kgK]

Debitul de aer la ieșirea din generatorul de aer cald:

$$D_a = S_a w_{ac} \rho_{ac} \quad [kg/s]$$

$S_a$  - secțiunea de ieșire a aerului cald din generatorul de aer cald [m<sup>2</sup>]

$w_{ac}$  - viteza de ieșire a aerului cald din generatorul de aer cald [m/s]

$\rho_{ac}$  - densitatea aerului cald la ieșirea din generatorul de aer cald [Kg/m<sup>3</sup>]

7.4.2.1. Căldura utilă  $Q_1$  se calculează cu relația:

$$Q_1 = \frac{\dot{Q}_U}{\dot{m}} \quad [kJ/kgcomb] \quad (7.52)$$

$\dot{m}$  - debit de combustibil [kg/s] sau [kg/h]

7.4.2.2. Pierderea de căldură prin entalpia gazelor de ardere la ieșirea din generatorul de aer cald

$Q_2$  - pierderea de căldură prin entalpia gazelor de ardere la ieșirea din generatorul de aer cald se datorează faptului că gazele de ardere au la ieșire o temperatură de evacuare mai mare decât temperatura de referință.

$$Q_2 = \left( I_{ga}^{\lambda, t_{ev}} - I_{ga}^{\lambda, t_{ref}} \right) \quad [kJ/kgcomb] \quad (7.53)$$

Observație - generatoarele de aer cald datorită destinației acestora de echipare a cabinelor autovehiculelor sunt astfel construite încât nu permit infiltrații de gaze de ardere în fluidul de lucru, aerul și nici infiltrații de aer fals în circuitul gazelor de ardere. În consecință coeficientul excesului de aer este același pe tot traseul gazelor de ardere.

Pierderea de căldură prin entalpia gazelor de ardere exprimată procentual se calculează cu expresiile:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_d} 100 \quad [\%] \quad (7.54)$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_i + \left( I_c^{t_c} - I_c^{t_{ref}} \right)} 100 \quad [\%] \quad (7.55)$$

#### 7.4.2.3. Pierderea de căldură prin arderea incompletă din punct de vedere chimic

Această pierdere de căldură se datorează faptului că în gazele de ardere se găsesc componente gazoase combustibile ca de exemplu  $CO$  și  $H_nC_m$ .

Aceste componente rezultă din cauză că în instalația de ardere nu există condiții corespunzătoare de formare a amestecului de ardere în toate zonele sau nu există temperatura corespunzătoare pentru aprinderea acestora. [3], [11]

Pierderea de căldură prin arderea incompletă din punct de vedere chimic se calculează cu o relație similară cu relația de determinare a puterii calorifice a combustibililor gazoși.

Arderea în generatoarele de aer cald se desfășoară în condiții foarte bune, de exemplu pentru generatorul de 2 kW tip A20, în regim de sarcină maximă  $\lambda = 1,3$  concentrația de  $CO$  este de 50 ppm și de  $H_nC_m$  este de 10 ppm (Directiva 56/2001 limitează emisiile de  $CO$  la maxim 1000 ppm și de  $H_nC_m$  la maxim 100 ppm).

Ținând cont de informațiile obținute experimental pierderile de căldură prin arderea incompletă din punct de vedere chimic sunt neglijabile.

$$Q_3 \cong 0$$

#### 7.4.2.4. Pierderea de căldură prin arderea incompletă din punct de vedere mecanic

În cazul arzătoarelor cu disc vaporizator fix sunt foarte reduse datorită combustibilului lichid și a calității arderii și se neglijează.

$$Q_4 \cong 0$$

#### 7.4.2.5. Pierderea de căldură în mediul ambiant prin pereții carcanei

Are loc ca urmare a faptului că gazele de ardere și fluidul de lucru, aerul se găsesc la temperaturi mai ridicate decât temperatura de referință și carcasa generatorului de aer cald nu este izolată ( carcasa este realizată din tablă sau material plastic) și este caracterizată printr-un coeficient global de schimb de căldură  $k$ . În această situație pierderea de căldură prin pereții carcanei este caracterizată de un flux specific de căldură ce trece prin pereți de forma:

$$q = k \left( \bar{t}_a - t_{ma} \right) \text{ [kJ/m}^2\text{h]} \quad (7.56)$$

$\bar{t}_a$  - temperatura medie a fluidului de lucru aerul

$t_{ma}$  - temperatura mediului ambiant

$k$  - coeficient global de schimb de căldură între fluidul de lucru aerul și mediul ambiant



$$Q_5 = \frac{Sk \left( \bar{t}_a - t_{ma} \right)}{\dot{m}} \text{ [kJ/kgcomb]} \quad (7.57)$$

S - suprafața carcasei exterioare a generatorului de aer cald

Pierderea de căldură prin carcasa instalației exprimată procentual se calculează cu expresiile:

$$q_5 = \frac{Q_5}{Q_d} 100 [\%] \quad (7.58)$$

$$q_5 = \frac{Q_5}{Q_j^i + \left( I_c^{tc} - I_c^{tref} \right)} 100 [\%] \quad (7.59)$$

#### 7.4.2.6. Pierderea de căldură prin entalpia produselor solide ale arderii

În situația arderii combustibililor lichizi în generatoarele de aer cald:

$$Q_6 = 0$$

Pentru generatoarele de aer cald bilanțul termic se scrie sub forma:

$$Q_d = Q_1 + Q_2 + Q_5 \text{ [kJ/kgcomb]}$$

$$Q_d = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{m}} + \left( I_{ga}^{\lambda, t_{ev}} - I_{ga}^{\lambda, t_{ref}} \right) + \frac{Sk \left( \bar{t}_a - t_{ma} \right)}{\dot{m}} \text{ [kJ/kgcomb]} \quad (7.60)$$

#### 7.4.2.7. Calculul randamentului generatorului de aer cald.

Calculul randamentului pe cale directă

Randamentul generatorului de aer cald pe cale directă se calculează conform definiției principiului întâi al termodinamicii ca raportul dintre căldura utilă și căldura consumată.

$$\eta_d = \frac{Q_1}{Q_d}$$

$$\eta_d = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{m} Q_d}$$

$$\eta_d = \frac{D_a \left( c_{pa} \Big|_0^{t_{ac}} t_{ac} - c_{pa} \Big|_0^{t_{ar}} t_{ar} \right)}{\dot{m} Q_d} \quad (7.61)$$

$$\eta_d = \frac{D_a \left( c_{pa} \Big|_0^{t_{ac}} t_{ac} - c_{pa} \Big|_0^{t_{ar}} t_{ar} \right)}{\dot{m} \left( Q_i^j + \left( I_c^{tc} - I_c^{t_{ref}} \right) \right)} \quad (7.62)$$

sau sub forma:

$$\eta_d = \frac{D_a \left( c_{pa} \Big|_0^{t_{ac}} t_{ac} - c_{pa} \Big|_0^{t_{ar}} t_{ar} \right) - \dot{m} \left( I_c^{tc} - I_c^{t_{ref}} \right)}{\dot{m} Q_i^j} \quad (7.63)$$

Pentru generatoare de aer cald se acceptă randamente cuprinse în domeniul:

$$\eta_d = 0,70 \div 0,85$$

În cazul generatoarelor de aer cald datorită utilizării acestora pentru încălzirea cabinelor autovehiculelor rutiere, feroviare sau ambarcațiuni pe timp rece, dimensiunile acestora trebuie să fie reduse pentru a nu împiedica funcționalitatea cabinei. Din această cauză, se utilizează pentru schimbătoarele de căldură ale generatoarelor de aer cald o construcție simplificată și de dimensiuni reduse. Această situație determină obținerea unor randamente termice mai scăzute, primând funcția de încălzire a acestora, consumul de combustibil fiind oricum foarte redus comparativ cu consumul de combustibil aferent motorului cu combustie internă al vehiculului pentru funcția de încălzire a cabinei în staționare.

Calculul consumului de combustibil pentru regimul stabilizat de funcționare al generatorului de aer cald se determină cu formula :

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_u}{\eta_d Q_d} \quad [\text{kg/h}] \quad (7.64)$$

## 7.5. Calculul termic al generatoarelor de aer cald

Calculul termic are ca obiectiv determinarea temperaturilor fluidelor la intrarea și ieșirea din schimbătoarele de căldură dacă se cunoaște cantitatea de căldură cedată în acestea și suprafața de schimb de căldură (calcul de verificare în exploatare) sau are ca scop determinarea mărimii suprafețelor de schimb de căldură și temperatura fluidelor înainte și după suprafețele de schimb de căldură (calcul de proiectare). [62], [71]

Calculul termic se realizează separat pentru suprafețele de schimb de căldură. Pentru efectuarea calculului termic se calculează în prealabil cantitățile de căldură cedată în suprafețele de schimb de căldură de la arzătorul generatorului de aer cald până la evacuare. Calculul termic se efectuează diferit pentru suprafețele de schimb de căldură din camera de ardere cele amplasate după aceasta.

### 7.5.1. Calculul temperaturilor gazelor de ardere

Temperatura maximă a gazelor de ardere se calculează în ipoteza că pierderile instalației în mediul exterior sunt nule.

Gazele de ardere cedează căldură pentru vaporizarea combustibilului și preîncălzirea aerului de ardere datorită principiului constructiv al arzătorului cu disc vaporizator.

Combustibilul se vaporizează în camera de ardere pe discul vaporizator, aerul de ardere este preîncălzit de pereții camerei de ardere înainte de a intra în focar având un coeficient de exces de aer  $\lambda$ .

Entalpia maximă a gazelor de ardere, la coeficientul excesului de aer  $\lambda$ , pentru unitatea de combustibil introdusă în camera de ardere se determină din relația bilanțului termic asupra focarului:

$$\left( I_{ga}^{\lambda, t_{max}} - I_{ga}^{\lambda, t_{ref}} \right) = Q_d + \lambda \left( I_{aum}^{0, t_{ap}} - I_{aum}^{0, t_{ref}} \right) \quad [\text{kJ/kgcomb}] \quad (7.65)$$

$I_{aum}^{0, t_{ap}}, I_{aum}^{0, t_{ref}}$  - entalpia aerului umed necesar arderii la temperatura de intrare în camera de ardere (aer preîncălzit) respectiv la temperatura de referință.

### 7.5.2. Calculul temperaturilor înainte și după schimbătoarele de căldură pe partea gazelor de ardere.

Schimbătoarele de căldură ale generatoarelor de aer cald sunt mult mai reduse ca număr, comparativ de exemplu cu schimbătoarele unui cazan de abur.

În principiu se identifică 3 schimbătoare de căldură dintre care unul principal de o construcție specială și 2 schimbătoare de căldură simplificate amplasate pe pereții focarului (camera de ardere, figura 7.13):

- vaporizator a combustibilului lichid – discul vaporizator fix amplasat frontal în amonte de flacăra, în camera de ardere cu rol de preîncălzire și vaporizare a combustibilului (schimbător de căldură preponderent radiativ)

- un preîncălzitor de aer de ardere constituit de peretele cilindric al camerei de ardere (focar) pe care sunt amplasate găurile de admisie a aerului de ardere, radial pe mai multe rânduri, care preia căldură prin radiație de la gazele de ardere și deflector, prin conducție de la deflector și tubul de flacăra care este monobloc cu peretele camerei de ardere. Tubul de flacăra și deflectorul preiau căldură preponderent prin convecție forțată de la gazele de ardere care au un caracter turbionar generat de admisia tangențială a jeturilor de aer de ardere.

Schimbătorul de căldură principal denumit curent căzanel este un schimbător de căldură cu 2 drumuri ale gazelor de ardere:

- un drum care este parcurs prin tubul de flacăra care asigură conducerea gazelor de ardere prin interiorul acestuia până la capătul cazanului, pe parcursul acestui drum gazele de ardere transferă căldură cazanului prin radiația tubului de flacăra;

- al doilea drum al gazelor de ardere este parcurs prin întoarcerea acestora la 180 grade în exteriorul tubului de flacăra, deplasându-se prin spațiul inelar constituit de exteriorul tubului de flacăra și interiorul cilindric al cazanului.

Pentru a determina temperaturile înainte și după fiecare schimbător de căldură pe partea gazelor de ardere se efectuează bilanțul termic pentru fiecare

schimbător de căldură după ce suprafețele de schimb de căldură au fost amplasate în drumul gazelor de ardere (figura 7.13).

Bilanțul termic pentru preîncălzitorul de aer format din peretele cilindric al camerei de ardere și tubul de flacără este dat de relația:

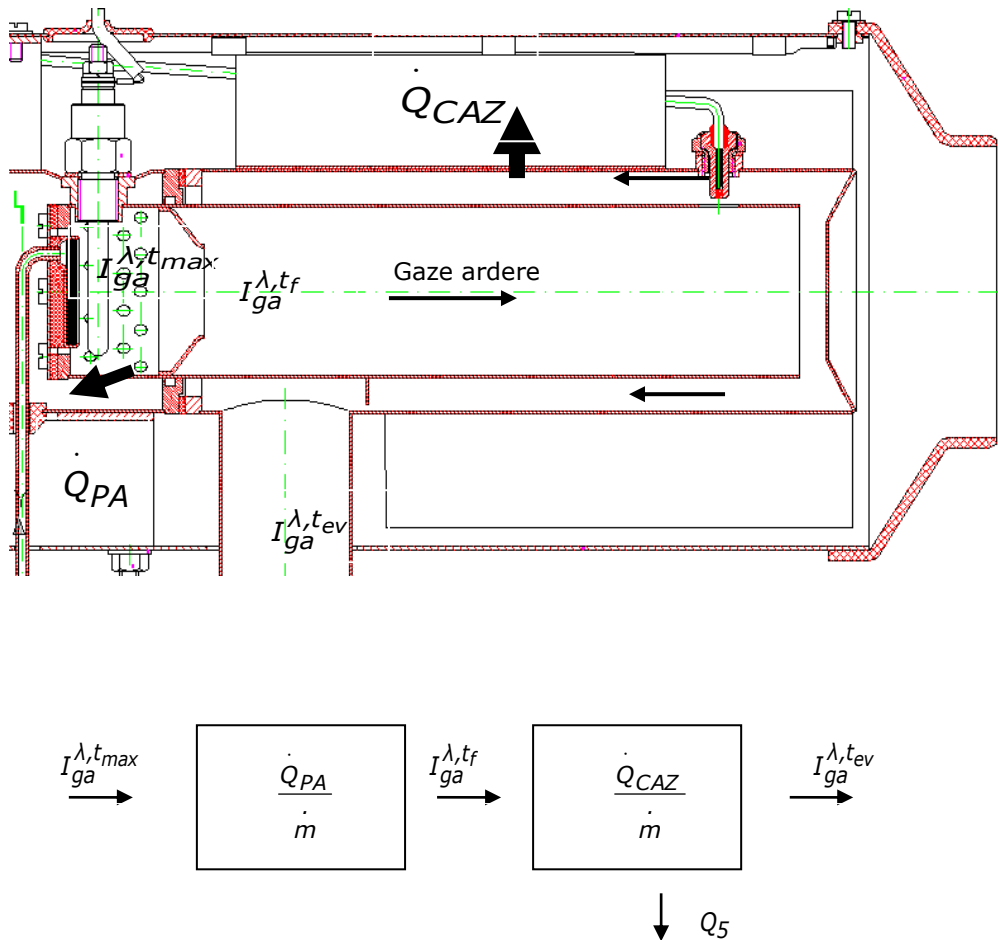


Figura 7.13. Schema schimbătoarelor de căldură din generatorul de aer cald.

$$I_{ga}^{\lambda, t_f} = I_{ga}^{\lambda, t_{max}} - \frac{\dot{Q}_{PA}}{\dot{m}} \quad [\text{kJ/kgcomb}] \quad (7.66)$$

Datorită faptului că carcasa camerei de ardere este spălată la exterior de fluidul de lucru aerul și tubul de flacără este parcurs și la interior și la exterior de

gazele de ardere, pierderea prin carcasă se regăsește în entalpia fluidului de lucru respectiv a gazelor de ardere la exteriorul tubului de flacără și se elimină din bilanțul termic pe preîncălzitorul de aer.

Bilanțul termic al cazanului generatorului de aer cald se scrie conform relației:

$$I_{ga}^{\lambda, t_{ev}} = I_{ga}^{\lambda, t_f} - \frac{\dot{Q}_{CAZ}}{\dot{m}} - Q_5 \quad [\text{kJ/kgcomb}] \quad (7.67)$$

$$I_{ga}^{\lambda, t_{ev}} = I_{ga}^{\lambda, t_f} - \frac{\dot{Q}_{CAZ}}{\dot{m}} - \frac{Sk \left( \bar{t}_a - t_{ma} \right)}{\dot{m}} \quad [\text{kJ/kgcomb}] \quad (7.68)$$

Datorită construcției generatorului de aer cald, cazanul nu intră în contact cu mediul ambiant fiind spălat la exterior de fluidul de lucru care este mărginit de carcasa generatorului de aer cald care reprezintă suprafața de referință a sistemului.

Se pot scrie 2 ecuații de bilanț termic pentru cazan, pentru fiecare drum al gazelor în acesta, după cum urmează:

$$I_{ga}^{\lambda, t_{f1}} = I_{ga}^{\lambda, t_f} - \frac{\dot{Q}_{CAZ1}}{\dot{m}} \quad [\text{kJ/kgcomb}] \quad (7.69)$$

$$I_{ga}^{\lambda, t_{ev}} = I_{ga}^{\lambda, t_{f1}} - \frac{\dot{Q}_{CAZ2}}{\dot{m}} - Q_5 \quad [\text{kJ/kgcomb}] \quad (7.70)$$

$I_{ga}^{\lambda, t_{f1}}$  - entalpia gazelor de ardere în zona de întoarcere a acestora la 180 ° la capătul tubului de flacără

$\dot{Q}_{CAZ1}$  - fluxul de căldură transferat prin radiație căzanelului prin ecranul termic constituit de tubul de flacără în primul drum

$\dot{Q}_{CAZ2}$  - fluxul de căldură transferat căzanelului în al doilea drum

Cunoscându-se  $I_{ga}^{\lambda, t_{max}}$ ,  $I_{ga}^{\lambda, t_f}$ ,  $I_{ga}^{\lambda, t_{f1}}$ ,  $I_{ga}^{\lambda, t_{ev}}$  și coeficientul excesului de aer  $\lambda$  se determina cu ajutorul diagramei I-t specială temperaturile  $t_{max}$ ,  $t_f$ ,  $t_{f1}$ ,  $t_{ev}$  ale gazelor de ardere la trecerea peste suprafețele de schimb de căldură.

### 7.5.3. Calculul schimbului de căldură în camera de ardere și tubul de flacără

Chiar dacă este un schimbător de căldură secundar, are un rol foarte important în preîncălzirea aerului de ardere.

Pentru determinarea schimbului de căldură către aerul de ardere este necesară determinarea temperaturii tubului de flacără și a deflectorului. Acestea sunt încălzite preponderent prin convecție forțată de gazele de ardere, vitezele pe

direcția axială sunt reduse, dar au o componentă tangențială importantă dată de caracterul turbionar generat de admisia tangențială a jeturilor de aer de ardere.

Schimbul de căldură în tubul de ardere se realizează de la gazele de ardere la suprafața interioară a tubului de flacără, peretele camerei de ardere, deflector.

Peretele cilindric al camerei de ardere este monobloc cu tubul de flacără. Peretele cilindric al camerei de ardere reprezintă suprafața de schimb de căldură a preîncălzitorului de aer fiind încălzită prin radiație de deflector și gazele de ardere și prin conducție termică de tubul de flacără și deflector (figura 7.14).

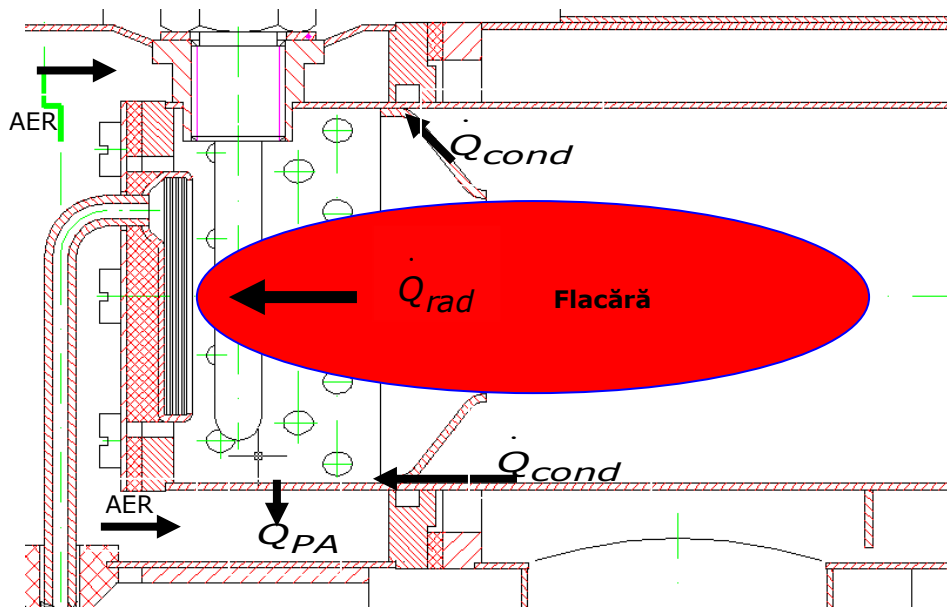


Figura 7.14. Schema schimbului de căldură în camera de ardere și tubul de flacără

#### 7.5.4. Calculul suprafeței de radiație a camerei de ardere cu ajutorul legii Stefan- Boltzmann.

Pentru calculul suprafeței de radiație este necesar să se facă următoarele ipoteze simplificatoare: [62]

- camera de ardere este ocupată integral de flacăra, între flacăra și pereți neexistând gaze de ardere,
- flacăra este un corp cenușiu cu coeficient de emisie constant,
- temperatura flăcării este constantă și egală cu temperatura flăcării la ieșirea din camera de ardere,
- nu există transfer de căldură prin convecție de la flacăra la pereți,
- pereții camerei de ardere sunt omogeni, au suprafața cenușie, au aceeași temperatură și același coeficient energetic de emisie.

În realitate ipoteza nu se respectă, eroarea putând ajunge la 2,5 – 5%, acceptabile funcție de rezultatele obținute din măsurători pe prototipuri se revine pentru îmbunătățirea preciziei calculului aplicând corecția anumitor coeficienți, parametrii, particularizați pentru generatorul de aer cald.

$$\dot{Q}_R = \sigma_0 S^l \frac{T_d^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon_d} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} + \sigma_0 S \frac{T_g^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} = \sigma_0 \sum S \frac{T^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \text{ [W]} \quad (7.71)$$

În relația anterioară s-a ținut cont de radiația termică a deflectorului aferentă peretelui camerei de ardere .

$\varepsilon_g, \varepsilon_d, \varepsilon_s$  - coeficient de emisie a flăcării, coeficient de emisie a deflectorului, coeficient de emisie a peretilor camerei de ardere

$S^l = S_d - S_v$  -diferența de suprafață deflector/vaporizator considerându-se că incidența radiației este maximă pe discul vaporizator

Dacă se neglijează fluxul de căldură prin conducție termică a tubului de flacără și radiația deflectorului suprafața se calculează cu relația:

$$S = \frac{\dot{Q}_R}{\sigma_0} \frac{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1}{T_f^4 - T_s^4} \text{ [m}^2\text{]} \quad (7.72)$$

$$S = \pi D_c L_c \text{ [m}^2\text{]} - \text{suprafața peretelui camerei de ardere} \quad (7.73)$$

$D_v$  - diametrul discului vaporizator

$D_c, L_c$  - diametrul interior respectiv lungimea camerei de ardere

Din motive constructive diametrul interior al camerei de ardere trebuie să fie mai mare decât diametrul discului vaporizator și se recomandă:

$$D_c = (1,2 \div 1,4) D_v \text{ [m]}$$

Calculul se derulează similar ca la determinarea suprafeței vaporizatorului.

Din bilanțul fluxurilor de energie termică pe peretele camerei de ardere pentru asigurarea unui regim termic constant în perete energia termică primită de perete prin radiație și conducție este transferată prin convecție aerului de ardere în ipoteza că peretele camerei nu are pierderi de energie termică, ipoteză acoperitoare camera de aprindere fiind fixată pe cazanul instalației prin intermediul unor garnituri cu rol de izolare termică și de etanșare.

$$\dot{Q}_{PA} = \dot{Q}_R + \dot{Q}_{cond} \text{ [W]}$$

Fluxul de căldură transmis prin conducție unidimensională de la tubul de flacără, care este monobloc cu peretele camerei de ardere, este generat de diferența de temperatură dintre tubul de flacără incandescent (încălzit de gazele de ardere) și peretele camerei de ardere răcit de aerul de ardere. [77]

Fluxul de căldură conductiv este dat de legea lui Fourier :

$$\dot{Q}_{cond} = \lambda_{cond} S_{transtub} \frac{(t_{tubf} - t_s)}{\delta} \text{ [W]} \quad (7.74)$$

Pentru estimarea fluxului de căldură transmis prin conducție prin peretele tubului de flacără se consideră că tubul de flacără are temperatura gazelor de la ieșirea din camera de ardere din punctul în care geometric flacăra ajunge pe peretele tubului de flacără după ieșirea din diafragmă (deflector), în direcția de curgere a gazelor. Fluxul de căldură pe care îl transmite tubul de flacără se consideră a fi prin conducție spre peretele camerei de ardere și al preîncălzitorului de aer.

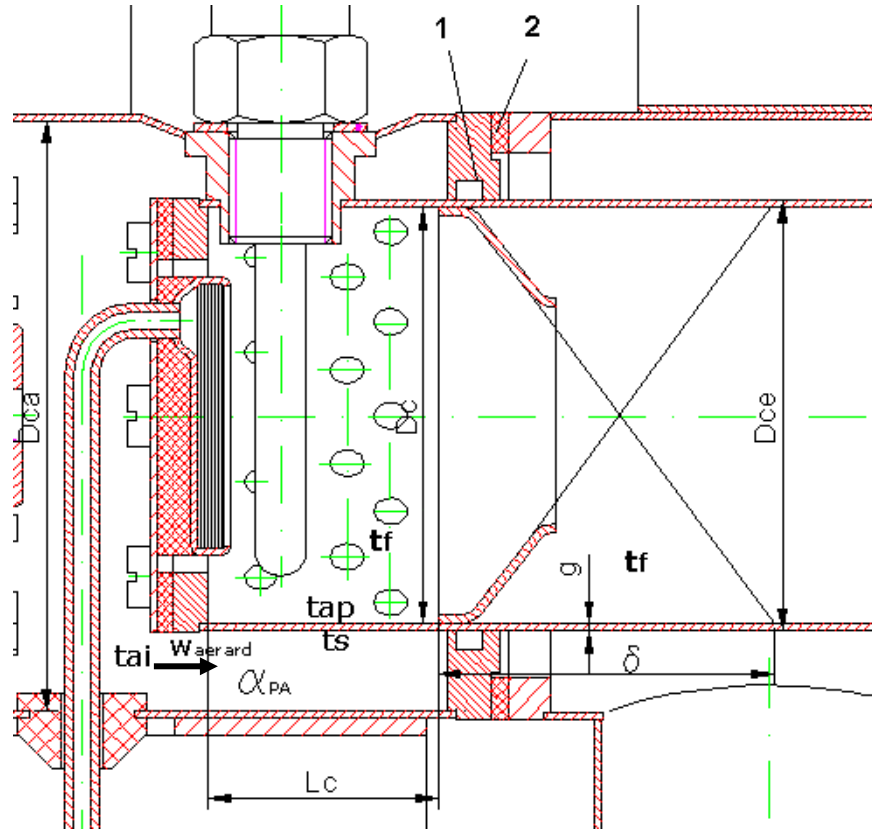


Figura 7.15. Schema tubului de flacără și a diafragmei.

$\lambda_{cond}$  - conductivitatea termică a materialului peretelui camerei de ardere [W/mK]

$S_{transtub}$  - secțiunea transversală a tubului de flacără

$$S_{transtub} = n g D_c \text{ [m}^2\text{]}$$

$\delta$  -distanța de la punctul în care geometric flacăra ajunge pe peretele tubului de flacără la marginea peretelui camerei de ardere.

Fluxul de căldură transmis prin conducție scade cu creșterea distanței la secțiunea considerată. Din această cauză se acceptă pentru fluxul de căldură transmis prin conducție o valoare medie, considerând că temperatura peretelui camerei de ardere are temperatura uniformă și constantă  $\bar{t}_s$ , calculată cu relația:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{\dot{Q}_{cond \min} + \dot{Q}_{cond \max}}{2} \text{ [W]} \quad (7.75)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{\lambda_{cond} S_{transtub}}{2} \left( \frac{t_f - \bar{t}_s}{\delta_{\min}} + \frac{t_f - \bar{t}_s}{\delta_{\min} + L_c} \right) \text{ [W]} \quad (7.76)$$



Estimarea fluxului de căldură transmis prin conducție de tubul de flacără peretelui camerei de ardere pentru generatorul de aer cald de 1,75 kW a condus la obținerea unei valori de circa 36 W . Fluxul conductiv transmis de deflectorul incandescent tubului de flacără se determină similar.

$$\dot{Q}_{PA} = \frac{\lambda_{cond} S_{transtub}}{2} \left( \frac{(t_f - \bar{t}_s)}{\delta_{min}} + \frac{(t_f - \bar{t}_s)}{\delta_{min} + L_c} \right) + \dot{Q}_{conddefl} + \dot{Q}_R \quad [W] \quad (7.77)$$

Fluxul de căldură primit de aerul de ardere se poate exprima și prin relația:

$$\dot{Q}_{PA} = \lambda \rho \dot{m} L_{min} c_{pa} (t_{ap} - t_{ai}) \quad [W] \quad (7.78)$$

$t_{ap}, t_{ai}$  - temperatura aerului la intrarea respectiv la ieșirea din preîncălzitorul de aer

Foarte important de respectat la proiectarea tubului de ardere este reducerea la minim a transferului termic conductiv de la tubul de flacără la peretele exterior al camerei de ardere respectiv către cazan. Canalul interior (figura 7.15 poziția 1) reduce transferul conductiv, iar garnitura (figura 7.15, poziția 2) reduce transferul termic către schimbătorul de căldură al generatorului de aer cald. Calitatea arderii este dependentă direct de temperatura ridicată a tubului de ardere, în limita rezistenței materialului la solicitări termice.

### 7.5.5. Determinarea fluxului de căldură primit de aerul de ardere prin convecție forțată

Se utilizează formula:

$$\dot{Q}_{PA} = a_{PA} S (\bar{t}_s - \bar{t}_{ap}) \quad [W] \quad (7.79)$$

$a_{PA}$  - coeficient de schimb de căldură prin convecție

$\bar{t}_{ap}, \bar{t}_s$  - temperatura medie a aerului preîncălzit, respectiv temperatura medie a peretelui camerei de ardere

$$\bar{t}_{ap} = \frac{t_{ap} + t_{ai}}{2}$$

Aerul de ardere este vehiculat de o suflantă axial-radială.

La părăsirea paletelor suflantei aerul iese radial dar datorită camerei de aer cilindrice este dirijat spre admisia în camera de ardere (orificii dispuse radial pe 2-3 rânduri) sub forma unui inel cilindric rotativ – turbion.

Pentru determinarea coeficientului de convecție forțată este necesară determinarea vitezei aerului față de suprafața de schimb de căldură a camerei de ardere.

Debitul aerului de ardere este :

$$D_{aerard} = \lambda \rho_{ai} \dot{m} L_{min} \quad [kg/s] \quad (7.80)$$

$$D_{aerard} = w_{aerard} S_{PA} \rho_{ap} \quad [kg/s] \quad (7.81)$$

$S_{PA}$  - secțiunea de circulație a aerului de ardere în preîncălzitorul de aer

Viteza aerului de ardere în preîncălzitorul de aer se determină cu relația:

$$w_{aerard} = \frac{\lambda \rho_{ai} \dot{m} L_{min}}{S_{PA} \rho_{ap}} \quad [\text{m/s}] \quad (7.82)$$

$$w_{aerard} = \frac{\lambda \dot{m} L_{min}}{S_{PA}} \frac{273 + \overline{t_{ap}}}{273} \quad [\text{m/s}] \quad (7.83)$$

$$S_{PA} = \pi \frac{D_{ca}^2 - D_{ce}^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (7.84)$$

Având în vedere că aerul de ardere se preîncălzește de la peretele camerei de ardere care este încălzit atât de fluxul radiativ cât și de fluxul conductiv pe care îl și traversează prin găurile practicate în peretele camerei de ardere și că grosimea acestuia este mică de 0,8 – 1 mm, raportat la diametrul acesteia 50 mm se poate considera că temperatura peretelui camerei este aceeași interior - exterior. De precizat că aerul intră tangențial la peretele camerei de ardere astfel încât curgerea turbionară a aerului în exteriorul camerei de ardere se va păstra și în interiorul camerei. Acest lucru este confirmat de aspectul turbionar al flăcării în interiorul camerei de ardere care poate fi vizualizată prin scoaterea bujiei în timpul funcționării arzătorului și prin obturarea orificiului cu o sticlă termorezistentă.

Se poate estima că există un schimb termic convectiv forțat între jeturile de aer de ardere și peretele interior al camerei de ardere. Datorită faptului că s-a considerat că nu există schimb convectiv cu flacăra aerul de ardere constituindu-se într-un inel cilindric adiacent peretelui interior a camerei de ardere, pentru dimensionarea suprafeței peretelui camerei de ardere se consideră că schimbul convectiv are loc exterior și interior peretelui camerei de ardere.

Turbionul de aer de ardere interior adiacent peretelui camerei de ardere nu permite un schimb de căldură convectiv al gazelor de ardere cu peretele camerei de ardere ci doar unul radiativ.

Coeficientul de schimb de căldură prin convecție se determină pornind de la modul de circulație a aerului de ardere față de suprafața de schimb de căldură a preîncălzitorului de aer. În acest caz aerul are o direcție de curgere longitudinală peste peretele cilindric al camerei de ardere.

Coeficientul de schimb de căldură prin convecție se determină funcție de temperatura medie și viteza medie a aerului din suprafața de schimb cu relația [62], [71]:

$$\alpha_{PA} = 0,023 \frac{\lambda_{cond}}{d_e} \left( \frac{C_{turb} w_{aerard} d_e}{\gamma} \right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_d C_l \quad [\text{W/m}^2\text{°C}] \quad (7.85)$$

$$d_e = \frac{4F}{P} \quad \text{- diametrul echivalent al secțiunii de curgere} \quad [\text{m}]$$

$F$  - secțiunea de trecere a aerului  $[\text{m}^2]$

$P$  - perimetrul spălat de aer prin care are loc schimbul de căldură  $[\text{m}]$

$\lambda_{cond}$  - conductivitatea termică a materialului peretelui camerei de ardere  $[\text{W/mK}]$

$\gamma$  - vîscozitatea cinematică a mediului  $[\text{m}^2/\text{s}]$

$C_t$  - constantă ce depinde de temperatura mediului

$C_d$  - constantă în cazul curgerii în canal inelar

$C_l$  - constantă ce depinde de lungimea canalului inelar

$C_{turb} = 20 \div 30$  constantă de corecție a vitezei aerului care ține cont de caracterul turbionar al admisiei aerului de ardere, funcție de turația suflantei de aer

$C_t, C_d, C_l$  - se determină din nomograme

Calculul fluxului de căldură transmis peretelui preîncălzitorului de aer prin radiație și conducție, pentru generatorul de aer cald A20 de 1,75 kW, a condus la obținerea unei valori de circa 262 W ce reprezintă 15% din puterea termică utilă a instalației. Calculul valorii fluxului prin conducție transmis de tubul de flacără și deflector peretelui camerei de ardere este circa 178 W.

Transferul convectiv de la gazele de ardere la deflector și tubul de flacără se tratează similar ținând cont de caracterul turbionar al gazelor de ardere generat de admisia turbionară a aerului de ardere.

### **7.5.6. Calculul schimbului de căldură în cazanul generatorului de aer cald**

Căldura utilă necesară încălzirii aerului este preluată de la gazele de ardere într-un singur schimbător de căldură din motive de simplitate constructivă asigurându-se un gabarit redus al acestuia. Astfel se asigură dezideratul ca dimensiunile de gabarit ale generatorului de aer cald să fie reduse, acesta putând fi montat facil în cabinetele autovehiculelor.

Acest schimbător de căldură preia prin radiație și convecție căldura de la gazele de ardere (figura 7.16).

Caracteristica particulară a acestui schimbător de căldură este prezența tubului de flacără în interiorul acestuia care este monobloc cu peretele camerei de ardere. Tubul de flacără asigură două drumuri ale gazelor de ardere la parcurgerea schimbătorului de căldură.

Căldura este preluată de fluidul de lucru, aerul, care parcurge exteriorul cazanului a cărui suprafață este nervurată pentru intensificarea schimbului de căldură.

Tubul de flacără, la primul drum al gazelor de ardere, se constituie într-un ecran radiativ care reduce fluxul de căldură transmis peretelui interior al cazanului. Al doilea drum al gazelor de ardere este parcurs de acestea prin întoarcerea acestora la 180 grade în exteriorul tubului de flacără deplasându-se prin spațiul inelar cilindric constituit de exteriorul tubului de flacără și interiorul cilindric al cazanului, potențialul radiativ și convectiv rămas disponibil fiind acum preluat de peretele interior al cazanului.

Se poate face abstracție de ecranul radiativ constituit de tubul de flacără (acesta are rol de întoarcere a gazelor de ardere) la calculul termic al cazanului, considerându-se că gazele de ardere parcurg într-un singur sens cazanul, cu observația că tubul de flacără se consideră la temperatura gazelor de ardere fiind interfața schimbului radiativ a gazelor de ardere utilizându-se în calcule pentru valoarea factorului de emisie a gazelor de ardere valoarea factorului de emisie a tubului de flacără.

Schimbătorul de căldură este de tip tubular nervurat la exterior agentul primar fiind gazele de ardere care circulă în interiorul acestuia și sunt evacuate prin

țeava de evacuare în mediul ambiant iar la exterior circulă agentul secundar, aerul, care se încălzește.

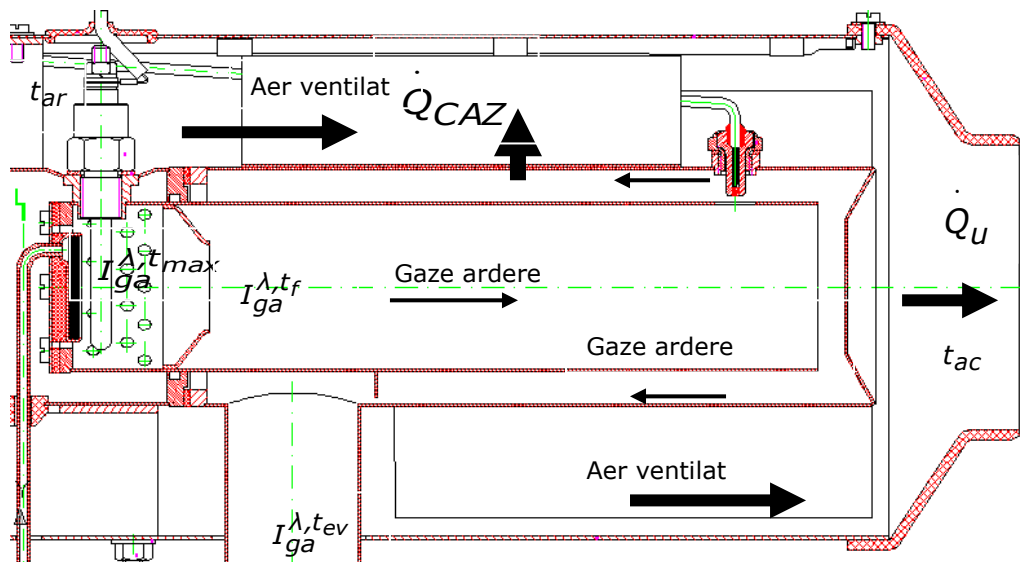


Figura 7.16. Schimbul de căldură prin radiație și convecție la gazele de ardere.

Cazanul este construit dintr-un perete cilindric închis la un capăt, nervurat cu nervuri drepte de secțiune transversală constantă, iar la celălalt capăt este prevăzut cu un tub de evacuare a gazelor de ardere (figura 7.17).

Căldura totală transferată între un perete cilindric nervurat și un fluid se compune din căldura transferată prin suprafața nervurilor și căldura transferată prin suprafața cilindrică a peretelui cuprinsă între nervuri (figura 7.18) [23], [25]. [52],[53].

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{nerv} + \dot{Q}_{per} \quad [W] \quad (7.86)$$

$\dot{Q}_{nerv}$  - fluxul de căldură transferată prin suprafața exterioară a nervurilor prin convecție cu coeficientul  $a$

$\dot{Q}_{per}$  - fluxul de căldură transferată prin suprafața cilindrică a peretelui cuprinsă între nervuri prin convecție cu coeficientul  $a'$

$$\dot{Q}_{tot} = \eta a S_{nerv} (t - t_f) + a' S_{per} (t - t_f) \quad [W] \quad (7.87)$$

$\eta$  - randamentul nervurării suprafeței

$t$  - temperatura la baza nervurii

$t_f$  - temperatura fluidului

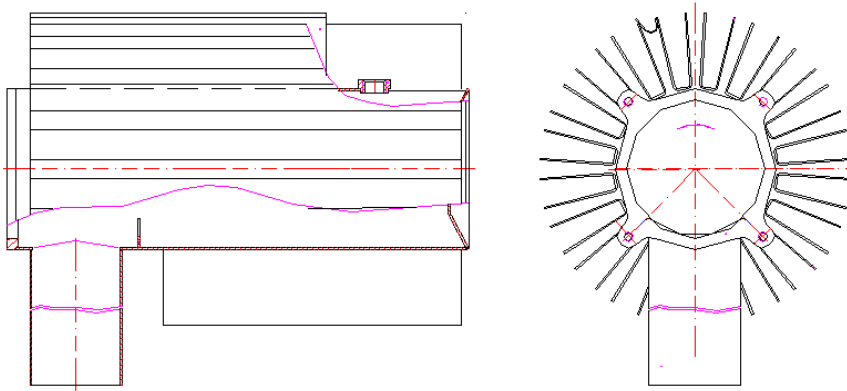


Figura 7.17. Tubul nervurat

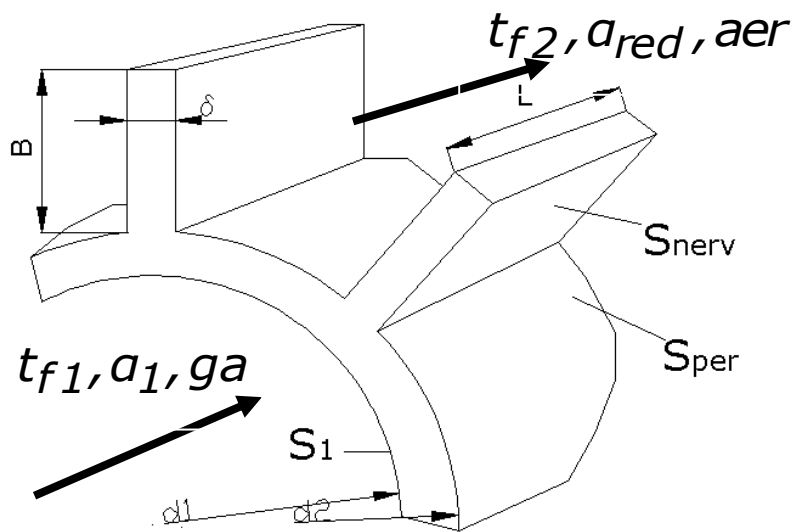


Figura 7.18. Căldura transferată prin perete

Randamentul nervurării suprafeței este dat de raportul dintre căldura reală transferată de nervură către fluid și căldura care ar fi transferată dacă întreaga nervură s-ar afla la temperatura bazei acesteia.

Fluxul termic total poate fi exprimat prin relația:

$$\dot{Q}_{tot} = a_{red} S_{tot} (t - t_f) \text{ [W]} \quad (7.88)$$

$a_{red}$  - coeficient redus de convecție [W/m<sup>2</sup>K]

$S_{tot} = S_{nerv} + S_{per}$  [ m<sup>2</sup> ]

$$a_{red} = \eta a \frac{S_{nerv}}{S_{tot}} + a' \frac{S_{per}}{S_{tot}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (7.89)$$

Fluxul termic total transmis de la fluidul cald la cel rece se poate calcula succesiv cu relațiile (figura 7.18):

$$\dot{Q}_{tot} = a_1 S_1 (t_{f1} - t_{s1}) = \frac{2\pi\lambda L (t_{s1} - t_{s2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}} = a_{red} S_{2tot} (t_{s2} - t_{f2}) \quad [\text{W}] \quad (7.90)$$

Se elimină temperaturile suprafețelor peretelui  $t_{s1}, t_{s2}$ :

$$\dot{Q}_{tot} = a_1 S_1 (t_{f1} - t_{s1}) = \frac{2\pi\lambda L (t_{s1} - t_{s2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}} = a_{red} S_{2tot} (t_{s2} - t_{f2}) \quad [\text{W}] \quad (7.91)$$

$$\frac{\dot{Q}_{tot}}{a_1 S_1} = (t_{f1} - t_{s1}) \quad (7.92)$$

$$\frac{\dot{Q}_{tot}}{\frac{2\pi\lambda L}{\ln \frac{d_2}{d_1}}} = (t_{s1} - t_{s2}) \quad (7.93)$$

$$\frac{\dot{Q}_{tot}}{a_{red} S_{2tot}} = (t_{s2} - t_{f2}) \quad (7.94)$$

$$\frac{\dot{Q}_{tot}}{a_1 S_1} + \frac{\dot{Q}_{tot}}{\frac{2\pi\lambda L}{\ln \frac{d_2}{d_1}}} + \frac{\dot{Q}_{tot}}{a_{red} S_{2tot}} = t_{f1} - t_{f2} \quad (7.95)$$

$$\dot{Q}_{tot} \left( \frac{1}{a_1 S_1} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{a_{red} S_{2tot}} \right) = t_{f1} - t_{f2} \quad (7.96)$$

$$\dot{Q}_{tot} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{a_1 S_1} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{a_{red} S_{2tot}}} \quad (7.97)$$

Relația anterioară permite evidențierea coeficientului global de transfer termic pe partea nervurată a peretelui cilindric:

$$\dot{Q}_{tot} = k_{s2} S_{2tot} (t_{f1} - t_{f2}) \quad (7.98)$$

$$k_{s2} = \frac{\dot{Q}_{tot}}{S_{2tot} (t_{f1} - t_{f2})}$$

$$k_{s2} = \frac{1}{\frac{S_{2tot}}{a_1 S_1} + \frac{S_{2tot} \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{a_{red}}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

Transferul de căldură raportat la suprafața netedă a peretelui cilindric se exprimă cu relația:

$$\dot{Q}_{tot} = k_{s1} S_1 (t_{f1} - t_{f2})$$

$$\dot{Q}_{tot} = S_1 \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{a_1} + \frac{S_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi\lambda L} + \frac{S_1}{a_{red} S_{2tot}}} \quad [\text{W}] \quad (7.99)$$

$$k_{s1} = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{S_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi\lambda L} + \frac{S_1}{a_{red} S_{2tot}}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (7.100)$$

$$S_1 = \pi d_1 L$$

$$k_{s1} = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\lambda} + \frac{S_1}{a_{red} S_{2tot}}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (7.101)$$

Coeficientul de nervurare se definește ca raportul dintre aria suprafeței nervurate exterioare și aria suprafeței interioare fără nervuri:

$$\epsilon_{nerv} = \frac{S_{2tot}}{S_1}$$

$$k_{s1} = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\lambda} + \frac{1}{a_{red} \epsilon_{nerv}}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

Pentru determinarea coeficientului global de transfer de căldură de la gazele de ardere la aerul ventilat, cazul cazanului generatorului de aer cald, se impune determinarea, în primul rând, a coeficienților de transfer a căldurii, restul fiind alese preliminar, prin calcul succesiv optimizându-se valorile acestora.

### 7.5.7. Determinarea coeficientului de transfer a căldurii la peretele interior al cazanului

Conform ipotezei de calcul impuse, gazele de ardere transferă energie termică cazanului doar când sunt la exteriorul tubului de flacără deplasându-se prin spațiul inelar cilindric constituit de exteriorul tubului de flacără și interiorul cilindric al cazanului, atât prin radiație cât și prin convecție, fiind necesar a se determina coeficientul de transfer a căldurii (figura 7.19) [7],[8],[9],[8],[52].

Coeficientul de transfer a căldurii se determină cu o relație de forma:

$$a_l = \omega a_c + a_r \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad [62], [71] \quad (7.102)$$

$\omega$  - coeficient de utilizare a canalelor de gaze

Pentru cazul cazanului generatorului de aer cald canalul de gaze este reprezentat de spațiul inelar cilindric constituit de exteriorul tubului de flacără și interiorul cilindric al cazanului:

$$\omega = 0,8 \div 0,9$$

$a_c$  - coeficient de transfer a căldurii prin convecție de la gaze la perete

$a_r$  - coeficient de transfer a căldurii prin radiație de la gaze la perete

Coeficientul de transfer a căldurii prin convecție de la gaze la perete se determină funcție de temperatura medie și viteza medie a aerului din suprafața de schimb cu o relație de forma: [62], [71]

$$a_c = 0,023 \frac{\lambda_{cond}}{d_e} \left( \frac{w_{ga} d_e}{\gamma} \right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_d C_l \text{ [W/m}^2\text{°C]} \quad (7.103)$$

$d_e$  - diametrul echivalent al secțiunii de curgere[m]

$$d_e = \frac{4F}{P}$$

$F$  - secțiunea de trecere a aerului [m<sup>2</sup>]

$P$  - perimetrul spălat de gazele de ardere prin care are loc schimbul de căldură[m]

$\lambda_{cond}$  - conductivitatea termică a materialului peretelui cazanului [W/mK]

$\gamma$  - vîscozitatea cinematică a mediului [m<sup>2</sup>/s]

$Pr$  - criteriul Prandtl

$C_t$  - constantă ce depinde de temperatura mediului

$C_d$  - constantă în cazul curgerii în canal inelar

$C_l$  - constantă ce depinde de lungimea canalului inelar

$C_t, C_d, C_l$  - se determină din nomograme

$$w_{ga} = \frac{\rho_{ga} V_{ga} \dot{m}}{S_{caz} \rho_{ev}} \text{ [m/s]} \quad (7.104)$$

$$w_{ga} = \frac{\dot{m} V_{ga}}{S_{caz}} \frac{273 + \overline{t_{ga}}}{273} \text{ [m/s]} \quad (7.105)$$



$\bar{t}_{ga}$  - temperatura medie a gazelor de ardere în cazan [°C]

$S_{caz}$  - aria secțiunii inelare de circulație a gazelor de ardere [m<sup>2</sup>]

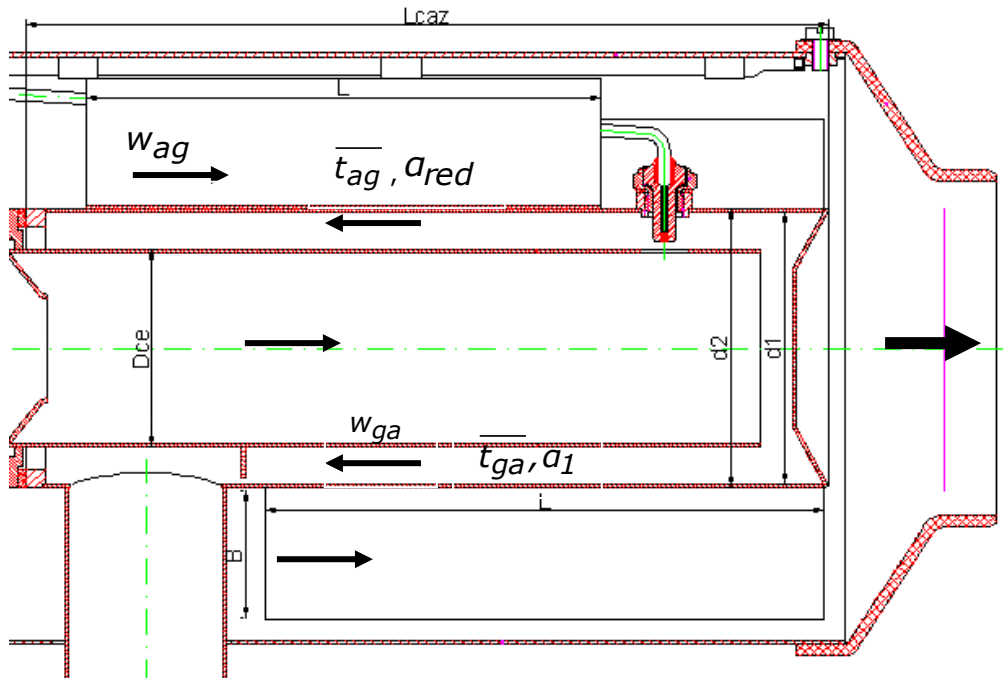


Figura 7.19. Determinarea coeficientului de transfer a căldurii.

Coeficientul de transfer a căldurii prin radiație de la gaze de ardere fără cenușă antrenată la perete se determină cu o relație de forma: [62], [71]

$$a_r = 5,68 \cdot 10^{-8} \frac{\varepsilon_p + 1}{2} \varepsilon T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_p}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_p}{T}} \quad [\text{W/m}^2\text{°C}] \quad (7.106)$$

$$a_r = 5,77 \cdot 10^{-8} \frac{\varepsilon_p + 1}{2} \varepsilon T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_p}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_p}{T}} \quad [\text{W/m}^2\text{°C}] \quad (7.107)$$

$T$  - temperatura medie absolută în zona suprafeței de încălzire care se calculează [K]

$T_p$  - temperatura medie absolută a suprafeței pereților radianți [K]

$\varepsilon_p$  - factorul energetic de emisie al pereților suprafeței radiante

$\varepsilon$  - factorul energetic de emisie al gazelor de ardere

Coeficientul de transfer a căldurii prin radiație de la gaze la perete se poate determina și din nomograme. [62], [71]

Aceste relații se folosesc adaptate pentru transferul radiativ al tubului de flacăra spre peretele camerei de ardere, erorile de calcul nu depășesc 5%.

### 7.5.8. Determinarea coeficientului de transfer a căldurii la suprafața exterioară a cazanului

Coeficientul de transfer a căldurii la suprafața exterioară a cazanului este reprezentat de coeficientul redus de convecție caracteristic unei suprafețe nervurate.

$a_{red}$  - coeficient redus de convecție [W/m<sup>2</sup>K]

$$a_{red} = \eta a \frac{S_{nerv}}{S_{2tot}} + a' \frac{S_{per}}{S_{2tot}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (7.108)$$

$a$  - coeficientul de convecție pentru fluxul de căldură transferată prin suprafața exterioară a nervurilor

$a'$  - coeficientul de convecție pentru fluxul de căldură transferată prin suprafața cilindrică a peretelui cuprinsă între nervuri

$$\dot{Q}_{tot} = \eta a S_{nerv} (t - t_f) + a' S_{per} (t - t_f) \quad [\text{W}] \quad (7.109)$$

$$\dot{Q}_{tot} = a_{red} S_{2tot} (t - t_f) \quad [\text{W}]$$

$\eta$  - randamentul nervurării suprafeței

$t$  - temperatura la baza nervurii

$t_f$  - temperatura fluidului

Pentru simplificarea calculului se admite ipoteza: coeficientul de convecție pentru fluxul de căldură transferată prin suprafața exterioară a nervurilor este egal cu coeficientul de convecție pentru fluxul de căldură transferată prin suprafața cilindrică a peretelui cuprinsă între nervuri.

$$a = a' \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

Curgerea aerului peste suprafața nervurată a cazanului este o curgere longitudinală.

Coeficientul de convecție pentru fluxul de căldură transferată de suprafața exterioară totală a cazanului se determină cu relațiile: [54], [62], [71]

- pentru  $Re \leq 5200$

$$a = 0,0052 w_{ag} \frac{\lambda_{cond}}{\nu} Pr^{0,4} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (7.110)$$

- pentru  $Re > 5200$

$$a = 0,029 \frac{\lambda_{cond}}{d_e} \left( \frac{w_{ag} d_e}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (7.111)$$

$d_e$  - diametrul echivalent al secțiunii de curgere [m]

$$d_e = \frac{4F}{P}$$

$F$  - secțiunea de trecere a aerului [m<sup>2</sup>]

$P$  –perimetrul spălat de aer prin care are loc schimbul de căldură[m]

$\lambda_{cond}$  - conductivitatea termică a materialului peretelui cazanului [W/mK]

$\gamma$  - vîscozitatea cinematică a mediului [m<sup>2</sup>/s]

$Pr$  - criteriul Prandtl

Debitul de aer la ieșirea din generatorul de aer cald:

$$D_a = S_{ag} w_{ag} \rho_{ag} \quad [\text{kg/s}]$$

$S_{ag}$  - aria secțiunii libere de curgere a aerului cald în generatorul de aer cald peste cazan, diferența dintre suprafața secțiunii transversale interioare a generatorului de aer cald și suprafața secțiunii transversale a cazanului [m<sup>2</sup>]

$w_{ag}$  - viteza medie a aerului cald din generatorul de aer cald [m/s]

$\rho_{ag}$  - densitatea aerului cald în generatorul de aer cald [Kg/m<sup>3</sup>]

$$w_{ag} = \frac{D_a}{S_{ag} \rho_{ag}} \quad [\text{kg/s}]$$

$$w_{ag} = \frac{D_a}{S_{ag} \rho_0} \frac{273 + \overline{t_{ag}}}{273} \quad [\text{m/s}] \quad (7.112)$$

$\overline{t_{ag}}$  -temperatura medie a fluidului util aerul cald

Pentru determinarea coeficientului redus de convecție mai este necesară determinarea randamentului nervurării suprafeței.

Cazanul generatorului de aer cald este prevăzut cu nervuri longitudinale, drepte pentru care se consideră că pierderile de căldură prin vîrfurile acestora sunt neglijabile, avînd în vedere cazul nervurilor de tablă la care raportul înălțime pe grosime ia valori de la 20 până la 40 (cazanele generatoarelor de aer cald produse de firma MECORD) .

Randamentul nervurării se determină cu relația: [25]

$$\eta = \frac{th(mB)}{mB} = \frac{e^{mB} - e^{-mB}}{e^{mB} + e^{-mB}} \frac{1}{mB} \quad (7.113)$$

$$m = \sqrt{\frac{aP_{nerv}}{\lambda_{cond} S_{nerv}}} \quad (7.114)$$

$S_{nerv}$  - aria secțiunii longitudinale a nervurii

$$S_{nerv} = L\delta$$

$$P_{nerv} = 2(L + \delta)$$

$L, \delta$  - lungimea respectiv grosimea nervurii

$P_{nerv}$  - perimetrul secțiunii longitudinale a nervurii

$B$  - înălțimea nervurii

### 7.5.9. Diferența medie de temperatură

Pentru determinarea fluxului de căldură transmis de cazan aerului ventilat la exteriorul acestuia este necesară stabilirea diferenței medii de temperatură dintre gazele de ardere și aer.

$$\dot{Q}_{tot} = k_{s1} S_1 (t_{f1} - t_{f2}) \text{ [W]} \quad (7.115)$$

$$\dot{Q}_{tot} = k_{s1} S_1 \Delta t \text{ [W]}$$

Curgerea fluidelor cald și rece în cazanul generatorului de aer cald se desfășoară în contracurent. [26], [53]

Diferența medie de temperatură se calculează cu formula:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$\Delta t_M$  - diferența de temperatură maximă între fluidul cald și cel rece

$\Delta t_m$  - diferența de temperatură minimă între fluidul cald și cel rece

Fluxul de căldură este dat de relația:

$$\dot{Q}_{tot} = k_{s1} S_1 \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \text{ [W]} \quad (7.116)$$

#### 7.5.10. Calculul termic al cazanului generatorului de aer cald

Fluxul de căldură transmis de cazan aerului ventilat reprezintă fluxul de căldură utilă a cazanului care este o valoare cunoscută fiind dată de intrare a calculului de proiectare. [52], [53], [74]

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_U \text{ [W]} \quad (7.117)$$

De asemenea debitul masic de aer cald este o valoare cunoscută fiind dată de intrare a calculului de proiectare.

$$\dot{Q}_U = D_a \left( c_{pa} \Big|_0^{t_{ac}} t_{ac} - c_{pa} \Big|_0^{t_{ar}} t_{ar} \right) \text{ [W]} \quad (7.118)$$

$$k_{s1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_{red} \varepsilon_{nerv}}} \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (7.119)$$

$$\alpha_{red} = \eta \alpha \frac{S_{nerv}}{S_{2tot}} + \alpha' \frac{S_{per}}{S_{2tot}} \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (7.120)$$

$$\varepsilon_{nerv} = \frac{S_{2tot}}{S_1}$$

$$S_{2tot} = S_{nerv} + S_{per} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{nerv} = 2NBL \text{ [m}^2\text{]}$$

$N$  - număr nervuri

$$S_{per} = n d_2 L - \delta NL$$

$$S_1 = n d_1 L$$

Ecuția bilanțului termic pentru cazanul generatorului de aer cald:

$$I_{ga}^{\lambda, t_{ev}} = I_{ga}^{\lambda, t_f} - \frac{\dot{Q}_{CAZ}}{\dot{m}} - \frac{Sk(\bar{t}_a - t_{ma})}{\dot{m}} \quad [\text{kJ/kgcomb}] \quad (7.121)$$

Pierderea de căldură prin pereții carcasei este o căldură disipată în interiorul cabinei (ținând cont că aceste instalații se montează în interiorul cabinei) termenul putându-se neglija. Ecuția bilanțului termic pentru cazanul generatorului de aer cald devine:

$$I_{ga}^{\lambda, t_{ev}} = I_{ga}^{\lambda, t_f} - \frac{\dot{Q}_{CAZ}}{\dot{m}} \quad [\text{kJ/kgcomb}] \quad (7.122)$$

$$I_{ga}^{\lambda, t_{ev}} = I_{ga}^{\lambda, t_f} - \frac{\dot{Q}_U}{\dot{m}} \quad [\text{kJ/kgcomb}] \quad (7.123)$$

Cu aceste relații, impunând anumite dimensiuni caracteristice ale cazanului prin calcule succesive se determină și se optimizează geometria schimbătorului de căldură principal, cazanul generatorului de aer cald.

## 8. DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PERFORMANTELOR GENERATORULUI DE AER CALD TIP A20

### 8.1. Determinări experimentale și calcule efectuate pentru determinarea performanțelor generatorului de aer cald A20

Determinarea performanțelor generatorului de aer cald presupune determinarea puterii termice, debitul de aer cald, creșterea de temperatură a aerului, temperatura maximă a aerului cald, randamentul și determinarea calității arderii prin determinarea noxelor și a indicelui de fum a gazelor de ardere evacuate de instalație conform Directivei nr.56/2001/CE.

Determinările s-au realizat pe standul de probă a generatoarelor de aer cald existent la firma Mecord. [5], [22], [57], [58], [60], [64], [103]

Determinările experimentale s-au realizat pe un generator de aer cald tip A20 cu tensiunea nominală de 12V care utilizează combustibil lichid motorină.

### 8.2. Metoda de determinare experimentală a puterii termice, debitul de aer cald, creșterea de temperatură a aerului și a randamentului

Metoda de determinare experimentală este prezentată tabelar (tabelul 8.1.) și constă în măsurarea valorilor parametrilor de funcționare și determinarea prin calcul a caracteristicilor generatorului de aer cald conform formulelor prezentate în capitolul 7 al acestei lucrări.

Tabelul 8.1. Metoda de determinare experimentală

Mărimea măsurată sau calculată	Mod de obținere
Frecvența pompei (Hz)	măsurare
Turația motorului (rot/min)	măsurare
Tensiunea de alimentare (V)	măsurare
Temperatura aer la intrarea în generator (ambientă), $t_{ar}$ (°C)	măsurare
Temperatura aer cald $t_{ac}$ (°C)	măsurare
Diferența de temperatură intrare-ieșire, (°C)	$t_{ac} - t_{ar}$
Viteza aerului măsurată cu anemometrul (div/min)	măsurare
Viteza aerului la ieșire $w_{ac}$ (m/s)	Diagrama anemometrului

Diametrul interior al secțiunii de ieșire a aerului cald $D_i$ (mm)	măsurare
Secțiunea de ieșire $S_a$ (m <sup>2</sup> )	$(\pi \times D_i^2)/(4 \times 10^6)$
Debitul volumic de aer calculat (m <sup>3</sup> /h)	$3600 \times S_a w_{ac}$
Densitatea aerului la ieșire $\rho_{ac}$ (kg/m <sup>3</sup> )	tabele termotehnice
Debitul masic de aer $D_a$ (kg/h)	$D_a = S_a w_{ac} \rho_{ac}$
Temperatura medie a aerului în generator (°C)	$\frac{t_{ac} + t_{ar}}{2}$
Căldura specifică la temperatura medie $c_{pa}$	tabele termotehnice
<b>Puterea termică a instalației <math>P_t</math> (W)</b>	$\frac{D_a c_{pa} (t_{ac} - t_{ar})}{3600}$
<b>Randamentul generatorului <math>\eta_d</math></b>	$\frac{D_a c_{pa} (t_{ac} - t_{ar})}{1000 \times \rho_m C_h Q_d}$

Căldura disponibilă și densitatea motorinei sunt:

$$Q_d \cong Q_i = 41850 \text{ kJ/kg}$$

$$\rho_m = 0,880 \text{ kg/l}$$

Determinările experimentale s-au realizat pentru măsurarea puterii termice pe treapta de putere maximă, pentru trei valori ale tensiunii electrice de alimentare, și pe treapta de putere minimă la tensiunea nominală.

Rezultatele obținute au fost înregistrate în tabelul 8.2:

Tabelul 8.2. Determinarea puterii termice

Mărimea măsurată sau calculată	Putere maximă	Putere maximă	Putere maximă	Putere minimă
Frecvența pompei (Hz)	3,96	3,97	3,96	2,30
Turația motorului (rot/min)	5750	9250	6600	4700
Tensiunea de alimentare (V)	10,5	18	12,2	12,2
Temperatura aerului la intrarea în generator (ambientă), $t_{ar}$ (°C)	22	23	22	22
Temperatura aerului cald $t_{ac}$ (°C)	104	73	92	78
Diferența de temperatură intrare-ieșire (°C)	82	50	70	56
Viteza aerului măsurată cu anemometru (div/min)	390	560	440	300
Viteza aerului la ieșire $w_{ac}$ (m/s)	6,8	9,4	7,6	5,2
Diametrul interior al secțiunii de ieșire a aerului cald $D_i$ (mm)	63	63	63	63

Secțiunea de ieșire $S_a$ (m <sup>2</sup> )	0,00312	0,00312	0,00312	0,00312
Debitul volumic de aer calculat (m <sup>3</sup> /h)	76,2	105	85,4	58,5
Densitatea aerului la ieșire $\rho_{ac}$ (kg/m <sup>3</sup> )	0,939	1,100	0,960	1,010
Debitul masic de aer $D_a$ (kg/h)	71,6	115,5	82,0	59,0
Temperatura medie a aerului în generator (°C)	63	48	57	50
Căldura specifică la temperatura medie $c_{pa}$ (J/kgK)	1009	1008	1009	1008
<b>Puterea termică a instalației <math>P_t</math> (W)</b>	1638	1601	1605	923
<b>Randamentul generatorului <math>\eta_d</math></b>	0,760	0,745	0,747	0,750

Tabelul 8.3. Consumul de combustibil

	Consumul orar (l/h)		
	10,5	18	12,2
Tensiunea de alimentare (V)	10,5	18	12,2
Treapta 1-minimă	0,12	0,12	0,12
Treapta 2	0,14	0,14	0,14
Treapta 3	0,165	0,165	0,165
Treapta 4	0,190	0,190	0,190
Treapta 5-maximă	0,21	0,21	0,21

Valorile măsurate ale consumurilor orare de motorină (tabelul 8.3) se constată că nu diferă funcție de tensiunile de alimentare. Acest aspect se explică prin faptul că blocul electronic asigură aceeași frecvență de acționare a pompei de motorină cu piston, indiferent de tensiunile de alimentare.

Această situație nu este convenabilă, deoarece suflanta își modifică turația funcție de tensiunile de alimentare, modificându-se și coeficientul excesului de aer, debitele de motorină fiind cvasi constante.

Pentru a combate această situație este necesar să se asigure la optimizarea procesului de ardere un exces de aer acoperitor la tensiunea electrică minim admisă de funcționare a generatorului de aer cald.

În tabelul 8.4 s-au înregistrat și temperaturilor gazelor de evacuare.

Tabelul 8.4. Temperaturile gazelor de ardere evacuate

12,2V	$t_g$ (°C)
Treapta 1-minimă	244
Treapta 2	326
Treapta 3	300
Treapta 4	331
Treapta 5-maximă	327



### 8.3. Determinarea calității arderii

Determinarea calității arderii s-a realizat prin determinarea noxelor și a indicelui de fum a gazelor de ardere evacuate de instalație conform Directivei nr.56/2001/CE.

S-au făcut determinări pentru toate cele 5 trepte de funcționare programate (tabelul 8.5).

Tabelul 8.5. Măsurătorile efectuate pentru determinarea calității arderii.

	<b>Unitati Bacarach</b>	<b>HC (ppm)</b>	<b>NOx (ppm)</b>	<b>CO (ppm)</b>
<b>Valori admise de Directiva nr.56/2001/CE</b>	Max.4	Max.100	Max.200	Max1000
<b>Treapta 1</b>	3	9	173	32
<b>Treapta 2</b>	3	5	185	45
<b>Treapta 3</b>	3	3	186	48
<b>Treapta 4</b>	3	3	190	35
<b>Treapta 5</b>	2	0	193	5

S-a măsurat valoarea CO în condiții echivalente cu deplasarea vehiculului cu 100km/h aceasta fiind de 0,08%(sub limita admisă de 0,2%), arderea fiind stabilă.

Calitatea arderii se încadrează în valorile admise de prevederile Directivei 56/2001/CE, determinările noxelor realizându-se cu un analizor de gaze ce asigură uscarea gazelor de ardere și determină prin calcul valorile emisiilor pentru gaze nediluate. Pentru obținerea valorilor măsurate s-a utilizat următoarea aparatură: termometru electronic cu termocuple cromel-alumel, analizor de gaze, anemometru, multimetru electronic, frecvențmetru, turometru, cronometru, eprubetă gradată, aparat determinare indice de fum, stand probe generatoare aer cald.

Puterea medie maximă determinată de 1615 W se încadrează valorilor admise de 1750±10% (tabel 4.1), generatorul de aer cald pe care s-a făcut determinarea fiind ales arbitrar din seria de fabricație.

Consumul de motorină pe kW pentru acest generator A20 de serie pe treapta de putere maximă este de 0,130 l/kW, cu 1,5% mai mare ca și consumul de motorină pe kW nominal la Airtronic D2 Eberspächer (0,128 l/kW) și cu 8.3% mai mare ca și consumul de motorină nominal pe kW la Air Top 2000 ST Webasto (0,120 l/kW). Consumul de motorină pe kW nominal pentru generatorul A20 pe treapta de putere maximă este de 0,120 l/kW.

Performanțele generatorului A20 sunt similare generatoarelor germane, dispersia mai mare a puterilor termice spre limita inferioară datorându-se imperfecțiunilor de fixare a nervurilor cazanului din tablă.

## **9. CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA CÂMPULUI DE TEMPERATURI ÎN ARZĂTORUL CU DISTRIBUȚIA COMBUSTIBILULUI PE VAPORIZATOR FIX**

### **9.1. Prezentarea arzătorului și schimbătorului de căldură al aerotermei A 20**

Studiul câmpului de temperaturi s-a realizat pe un generator de aer cald tip A20 produs de firma Mecord [35].

În cele două secțiuni, transversală figura 9.1. respectiv longitudinală figura 9.2., se prezintă arzătorul cu formarea amestecului de ardere prin distribuția combustibilului pe vaporizatorul fix sub formă de disc coaxial cu direcția flăcării (poziția 4), suflanta pentru aerul de ardere (poziția 1 și 3) și schimbătorul de căldură (poziția 5).

Arzătorul instalației este de tipul B1 (vaporizator fix) fără piese în mișcare. Combustibilul este distribuit pe o placă cu structura poroasă, sub formă de disc, coaxial pe direcția flăcării unde are loc încălzirea și vaporizarea acestuia.

În zona de contact cu aerul de ardere, care este introdus în camera de ardere sub formă multi-jet prin orificiile dispuse circular pe două rânduri în peretele cilindric al camerei de ardere, se formează amestecul carburant și în prezența bujiei incandescente are loc aprinderea și arderea în camera de ardere și tubul de flacără.

Schimbătorul de căldură este de tip inelar, cu două drumuri ale gazelor de ardere și un singur drum al aerului de încălzire.

Suprafața exterioară a schimbătorului de căldură este prevăzută cu nervuri longitudinale pentru mărirea suprafeței de schimb termic.

Acest generator de aer cald are un gabarit redus, dar generează energie termică suficientă pentru acoperirea necesarului de căldură pentru cabine de vehicule mici și mijlocii.

Din considerente de compactitate și costuri scăzute arzătorul și schimbătorul de căldură al generatorului de aer cald tip A20 are o construcție relativ simplă, dar performanțele acestuia sunt ridicate: randament termic, fiabilitate, duranță de minim 1500 de ore de funcționare, încadrare în limitările de noxe din gazele de ardere prevăzute de Directiva Parlamentului și Consiliului European nr.56/2001 privind sistemele de încălzire ale vehiculelor.

Determinarea experimentală a câmpului de temperaturi este utilă pentru stabilirea solicitărilor termice ale arzătorului și a schimbătorului de căldură și pentru verificarea calculului de proiectare a acestui generator.

Datele obținute permit optimizarea soluției constructive a aerotermei și verificarea ipotezelor de calcul.

Pentru măsurarea temperaturilor s-au utilizat 15 termocuple montate pe arzător și schimbătorul de căldură.

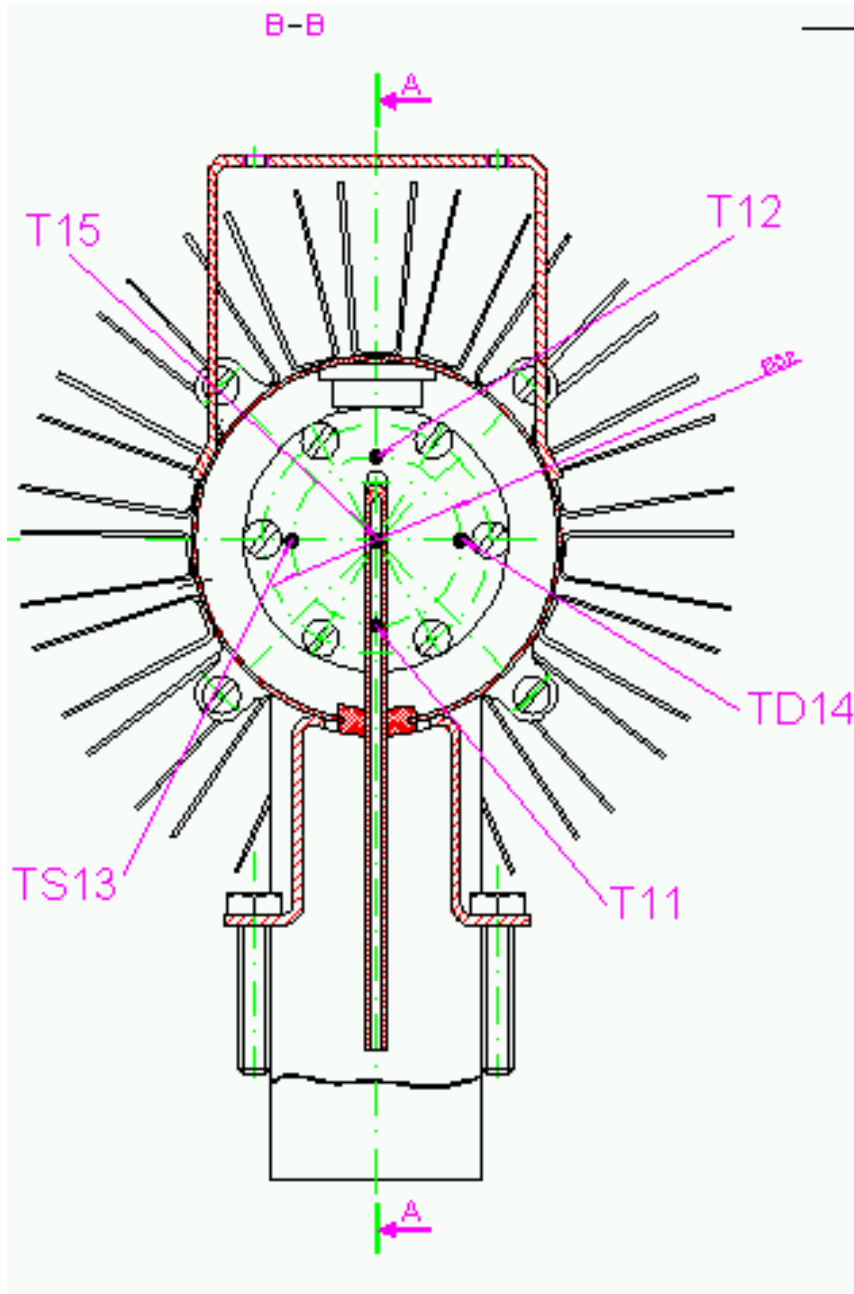


Figura 9.1. Secțiune transversală prin generatorul de aer cald.

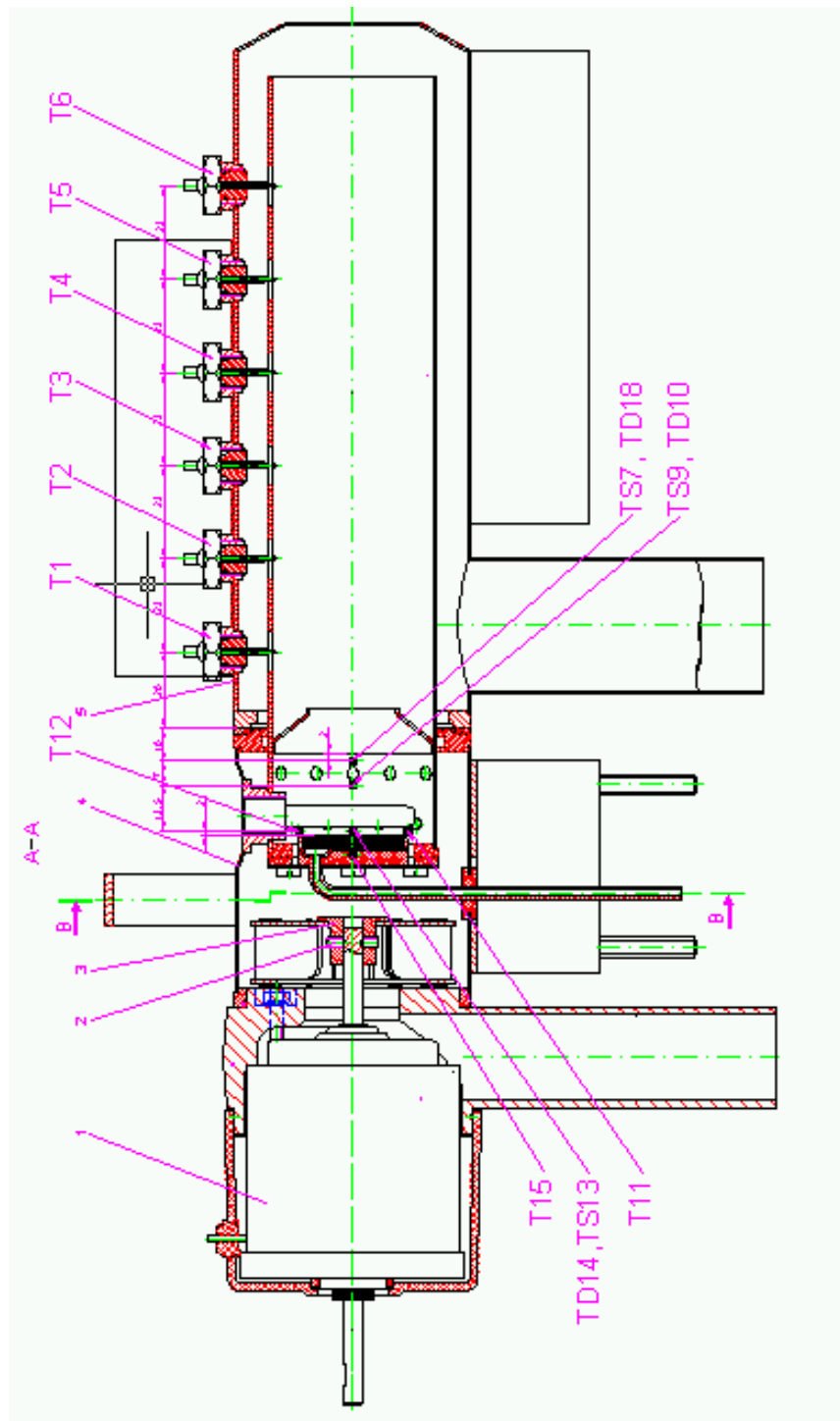


Figura 9.2 Secțiune longitudinală prin generatorul de aer cald.

## 9.2. Determinări experimentale pentru stabilirea câmpului de temperaturi în arzătorul aerotermei A20

Pe generatorul de aer cald s-au montat 15 termocuple de tipul cromel - alumel pentru stabilirea câmpului de temperaturi după cum urmează:

- termocuplele T1, T2, T3, T4, T5, T6 pentru măsurarea temperaturilor gazelor de ardere la nivelul peretelui tubului de flacăară, pe direcție longitudinală, în 6 orificii cu diametrul de 8 mm executate în peretele acestuia conform figurii 9.3;

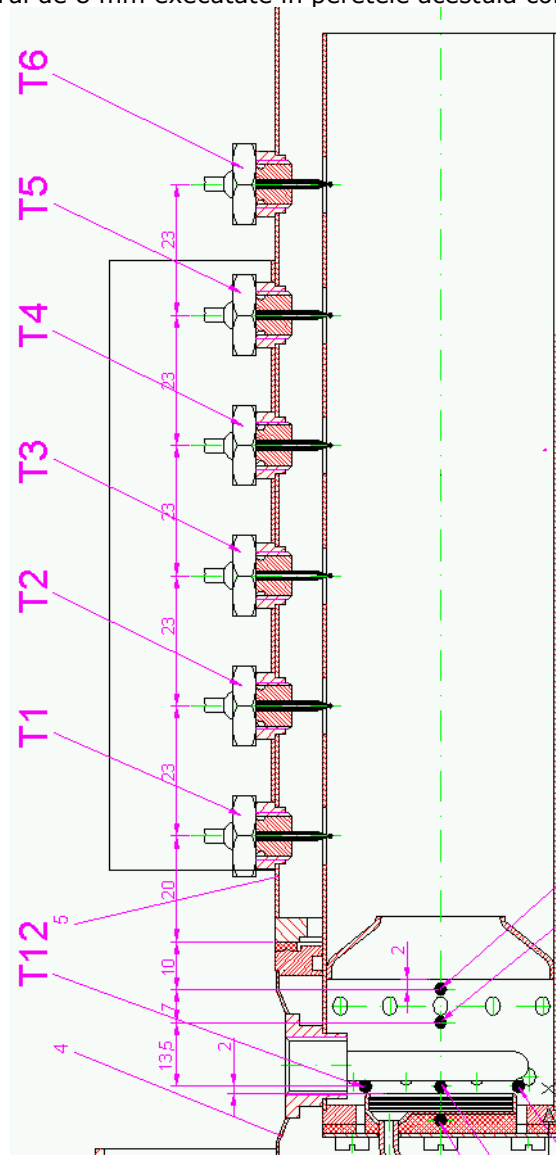


Figura 9.3. Poziția termocuplelor T1, T2, T3, T4, T5, T6

- termocuplele TS7, TD8, TS9, TD10 pentru măsurarea temperaturilor gazelor de ardere la nivelul peretelui camerei de ardere pe partea stângă (S) respectiv pe partea dreaptă (D) pe direcția B conform figurii 9.4, cotele sunt în mm;

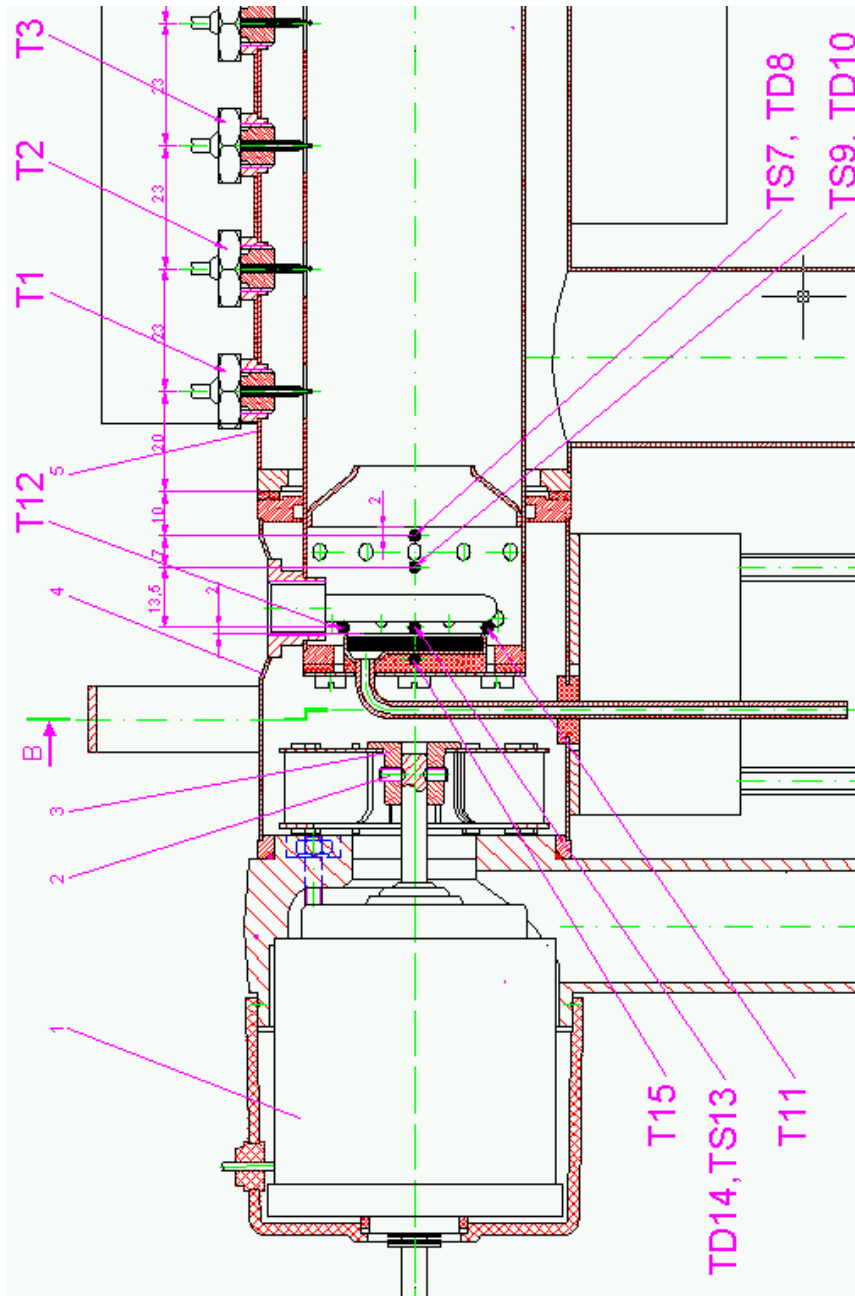


Figura 9.4. Poziția termocuplelor TS7, TD8, TS9, TD10, T11, T12, TS13, TD14.

- termocuplele T11, T12, TS13, TD14 pentru măsurarea temperaturilor gazelor de ardere la nivelul discului vaporizator, dispuse pe un cerc de 32 mm diametru care este și diametrul discului vaporizator, conform secțiunii transversale figura 9.1. și a figurii 9.4;

- termocupla T15 pentru măsurarea temperaturii discului vaporizator pe fața opusă arderii în centrul acesteia (figura 9.1.).

Simultan cu măsurarea câmpului de temperaturi s-au mai măsurat următoarele mărimi :

- w viteza de ieșire a aerului cald din generator
- ti temperatura de intrare a aerului în generator
- te temperatura de ieșire a aerului din generator
- tg temperatura gazelor de ardere la ieșirea din schimbătorul de căldură
- CO% concentrația monoxidului de carbon în gazele de ardere
- NOx concentrația oxizilor de azot în gazele de ardere
- $\lambda$  (EA) coeficientul excesului de aer de ardere
- O2 concentrația oxigenului în gazele de ardere
- CO2 concentrația dioxidului de carbon în gazele de ardere
- U tensiunea de alimentare cu curent electric
- n turația suflantei pentru aer de ardere
- Dc debitul de motorină
- $\eta$  randamentul generatorului

Măsurătorile s-au realizat pe un generator de aer cald tip A20 cu tensiunea nominală de 12 V, programat să funcționeze pe 3 trepte de putere termică, la trei tensiuni de alimentare respectiv 11V, 12V și 14V .

Rezultatele măsurătorilor sunt prezentate în tabelul următor:

Tabelul 9.1. Mărimi măsurate pe 3 trepte de putere/3 tensiuni de încercare

Nr. crt.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Mărim măsurată									
Treapta de putere termică	1	1	1	2	2	2	3	3	3
Tensiune de încercare [Vcc]	11	12	14	11	12	14	11	12	14
Temp. T1 [°C]	248	244	250	243	227	211	272	271	245
Temp. T2 [°C]	496	606	545	560	511	481	658	605	561

Temp. T3 [°C]	703	755	650	755	722	680	847	840	792
Temp. T4 [°C]	711	732	632	747	716	769	850	845	789
Temp. T5 [°C]	720	715	620	739	710	658	845	847	791
Temp. T6 [°C]	716	706	640	760	745	698	855	860	822
Temp. TS7 [°C]	227	253	230	282	263	256	304	320	298
Temp. TD8 [°C]	344	352	338	374	367	343	401	400	356
Temp. TS9 [°C]	486	610	525	583	488	481	585	593	567
Temp. TD10 [°C]	238	247	258	279	251	247	354	383	337
Temp. T11 [°C]	541	572	520	582	543	511	584	623	574
Temp. T12 [°C]	311	320	305	315	301	300	318	330	317
Temp. TS13 [°C]	332	362	320	363	345	331	383	406	410
Temp. TD14 [°C]	305	332	295	330	309	302	358	378	385
Temp. T15 [°C]	320	350	330	354	330	306	348	376	350
Temp. ti [°C]	21	22	22	24	24	24	24	24	24
Temp. te [°C]	94	85	74	91	87	77	98	94	82
Temp. tg [°C]	361	363	366	418	400	400	463	474	471
w [m/s]	4,2	4,8	5,6	5,0	5,6	6,2	6,0	6,6	7,8



n [rot/min]	4160	4550	5270	4950	5150	6250	5750	6220	7200
Dc [l/h]	0,135	0,135	0,135	0,163	0,163	0,163	0,210	0,210	0,210
CO% [ppm]	23	32	41	48	29	17	240	59	39
NOx [ppm]	89	85	70	98	91	69	120	125	97
O2 [%]	5,5	6,3	8,6	4,3	5,6	8,5	2,1	2,5	5,4
CO2 [%]	11,3	10,7	9,1	12,2	11,3	9,1	13,8	13,4	11,3
$\lambda$	1,27	1,34	1,71	1,26	1,37	1,69	1,12	1,16	1,38
$\eta$ [%]	83,8	82,9	78,8	82,3	80,6	76,5	81,2	80,3	77,4

Pentru obținerea valorilor măsurate s-a utilizat următoarea aparatură :

- termometru electronic cu termocuple cromel-alumel
- analizor de gaze
- anemometru
- multimetru electronic
- frecvențmetru
- turometru
- cronometru
- stand probe generatoare aer cald

### 9.3. Analiza rezultatelor experimentale

#### 9.3.1. Câmpul de temperaturi pe direcția longitudinală a arzătorului

Pe direcția longitudinală s-au reprezentat grafic temperaturile gazelor de ardere măsurate de termocuplele T1, T2, T3, T4, T5 și T6 pe trei trepte de putere și pe fiecare treaptă pentru 3 coeficienți de exces de aer de ardere (figura 9.5).

Se observă creșterea temperaturii gazelor de ardere de la deflectorul tubului de ardere spre capătul acestuia, aspect explicabil de efectul deflectorului de concentrare a flăcării și de fluxul de căldură transmis prin conducție prin peretele tubului de flacără către peretele camerei de ardere (care constituie peretele preîncălzitorului de aer) ceea ce determină temperaturi mai reduse înregistrate de termocuplele 1, respectiv 2.

Se constată totodată temperaturi mai mari a gazelor de ardere la coeficienți de exces de aer de ardere mai reduși, datorită necesarului mai mic de energie termică pentru încălzirea aerului de ardere, cât și scăderea ventilației exterioare a schimbătorului de căldură și viceversa, se constată temperaturi mai mici la coeficienți de exces de aer de ardere mai mari datorită necesarului mai mare de energie termică pentru încălzirea aerului de ardere cât și intensificării ventilației exterioare a schimbătorului de căldură.

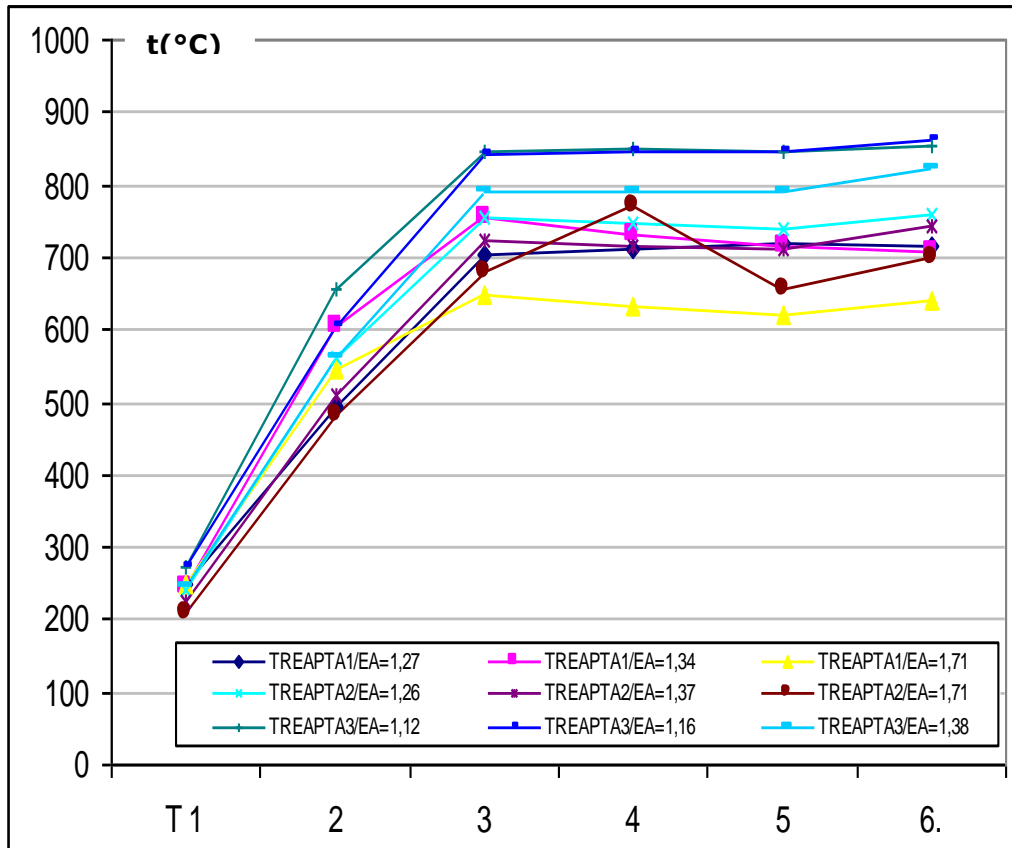


Figura 9.5. Graficul temperaturilor pe direcția longitudinală

### 9.3.2. Câmpul de temperaturi în camera de ardere între cepul bujiei incandescente și deflectorul tubului de flacăără.

În graficul următor (figura 9.6) s-au reprezentat grafic temperaturile gazelor de ardere măsurate de termocuplele TS7, TD8, TS9, TD10 pe trei trepte de putere și pe fiecare treaptă pentru 3 coeficienți de exces de aer de ardere.

Termocuplele TS7, TD8, TS9, TD10 sunt dipuse în interiorul camerei de ardere, la periferia acesteia, într-un plan orizontal prin axa arzătorului dispuse două câte două simetric pe partea stângă și dreaptă conform figurii 9.4.

Analizând valorile măsurate de aceste termocuple se constată că nu există o simetrie a câmpului de temperaturi față de axa arzătorului, temperaturile TS7 sunt mai mici cu o medie de 94°C față de temperaturile TD8 și temperaturile TD10 sunt mai mici cu o medie de 258° C față de temperaturile TS9.

Reprezentarea grafică scoate în evidență cele menționate anterior între temperaturile măsurate în cele 4 puncte se poate scrie relația  $TS9 > TD8 > TS7 \approx TD10$  indiferent de treapta de funcționare și excesul de aer.

Se poate trage concluzia ca axa bulbului de flacără de preardere este între axa arzătorului și direcția termocuplelor  $TS9 - TD8$ . Această direcție de ardere se datorează obstacolului creat de cepul incandescent al bujiei din camera de ardere și admisia aerului în camera de ardere, prin orificiile de admisie cu o componentă tangențială, dată de rotirea pe dreapta a suflantei, privind dinspre suflantă spre arzător.

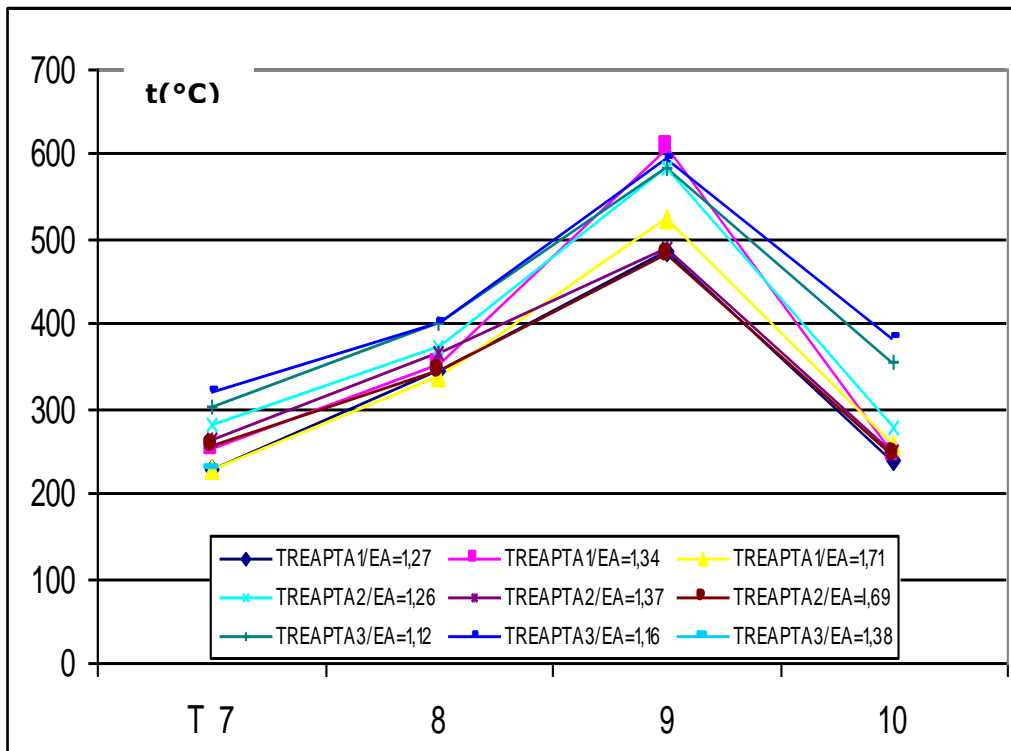


Figura 9.6. Graficul temperaturilor  $TS7$ ,  $TD8$ ,  $TS9$ ,  $TD10$ .

### 9.3.3. Câmpul de temperaturi între vaporizator și cepul bujiei incandescente.

În graficul următor (figura 9.7) s-au reprezentat temperaturile gazelor de ardere măsurate de termocuplele  $T11$ ,  $T12$ ,  $TS13$ ,  $TD14$ ,  $T15$  poziționate conform desenelor din paragraful 9.2, pe trei trepte de putere și pe fiecare treaptă, pentru 3 coeficienți de exces de aer de ardere [5].

Se constată un vârf de temperatură pentru zona din partea inferioară a vaporizatorului ( $T11$ ), indiferent de regimul de funcționare a arzătorului, o temperatură mai scăzută pe partea dreaptă față de partea stângă cu o medie de

circa 30°C datorită cepului bujiei și direcției de admisie a aerului de ardere. Pe verticală se constată o temperatură mai mare în partea inferioară (T11) față de partea superioară (T12) cu o medie de 248°C, ceea ce ne permite să afirmăm că în partea superioară a vaporizatorului are loc preîncălzirea și în partea centrală și inferioară vaporizarea și aprinderea.

Se mai constată că temperatura discului vaporizator pe fața opusă arderii (T15), în centrul acestuia, este similară cu temperaturile din zonele T12, TS13 și TD14.

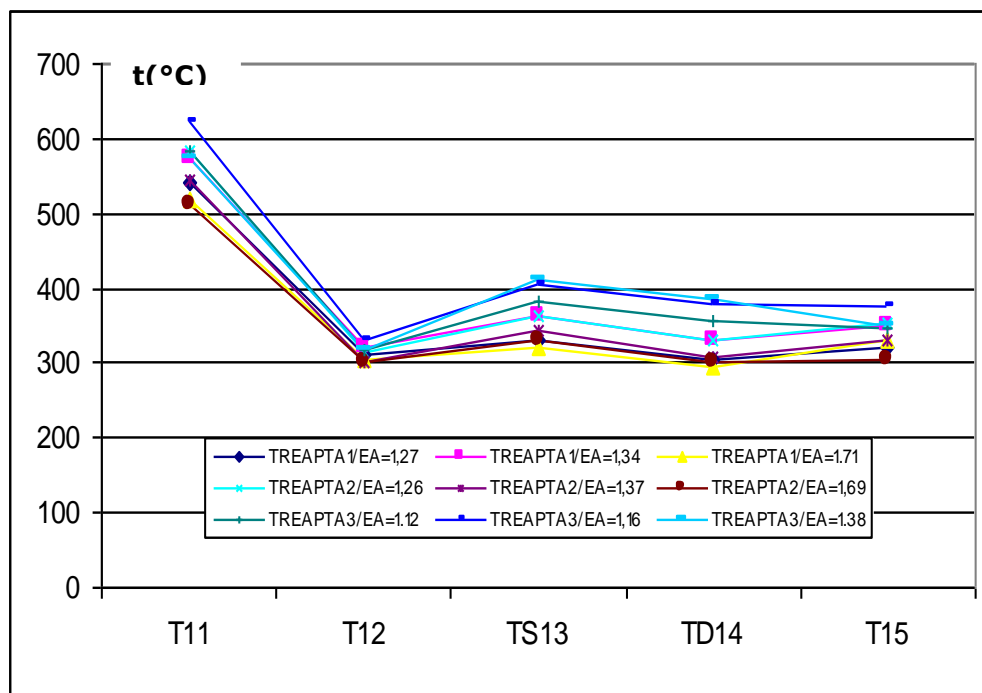


Fig.9.7. Graficul temperaturilor T11, T12, TS13, TD14, T15

## 9.4. Concluzii

Rezultatele experimentale și analiza acestora conturează limitele soluției constructive a arzătorului cu distribuție a combustibilului pe vaporizator tip disc fix prezentat și soluții pentru îmbunătățirea acesteia.

Deficiența cea mai importantă o constituie lipsa simetriei câmpului de temperaturi a arderii în camera de ardere, ceea ce denotă neuniformități a amestecului de ardere cu implicații negative asupra calității arderii. Acest aspect negativ este eliminat actual prin asigurarea unui exces de aer de ardere de minim 1,2 (vezi din datele experimentale valorile CO și  $\lambda$ ) cu menținerea concentrației monoxidului de carbon sub 200 ppm indiferent de regimul de funcționare, lucru posibil datorită echipamentului electronic de comandă și control care nu permite

funcționarea echipamentului sub o limită de tensiune a curentului electric de alimentare, asigurând astfel excesul de aer minim necesar.

De remarcat este câmpul optim de temperaturi al vaporizatorului care asigură preîncălzirea, vaporizarea și aprinderea combustibilului lichid introdus prin partea superioară a vaporizatorului.

Soluția constructivă a arzătorului prezentat poate fi îmbunătățită prin reducerea dimensiunilor cepului incandescent al bujiei, combinat cu redimensionarea, respectiv cu redistribuirea găurilor de admisie a aerului de ardere în camera de ardere și eventual un paletaj statoric pentru aerul de ardere, înainte de intrarea acestuia în orificiile de admisie.

## **10. CONSIDERAȚII PRIVIND CONTROLUL ELECTRONIC AL APRINDERII, ARDERII ȘI FUNCȚIONĂRII GENERATORULUI DE AER CALD. OPTIMIZAREA ARDERII**

### **10.1. Echipamentul electronic al generatorului de aer cald**

Elaborarea soluției constructive a arzătorului cu vaporizator fix nu se poate concepe fără susținerea oferită de un echipament de comandă evoluat, datorită în primul rând secvenței de pornire care necesită ca elementele de execuție: suflantă de aer de ardere, pompă de combustibil, respectiv bujie să intre în funcție într-o anumită succesiune, la intervale de timp prestabilite și la anumite niveluri de încărcare care asigură aprinderea rapidă și stabilizarea arderii în condițiile de mediu impuse (temperaturi minime, maxime, altitudine, umiditate). Parametrii optimi pentru aprindere și ardere se determină prin încercări pe standul de probă. Aceste echipamente electronice permit reglarea unei temperaturi, analogic sau digital, pentru climatizarea cabinei vehiculului, pornirea sau oprirea funcționării generatorului de aer cald. [32],[33],[34]

Nivelul actual al echipamentelor de comandă și control pentru generatoarele de aer cald este ridicat atât datorită performanțelor atinse în automatizări cât și concurenței pe piața generatoarelor de aer cald.

În figura 10.1. se prezintă schema bloc a echipamentului de comandă și control a generatorului de aer cald tip A20 produs de firma Mecord [50]. Schema electrică bloc evidențiază elementele de execuție, senzorii, panoul de comandă, blocul electronic de putere și conexiunile acestora.

Echipamentul electronic de comandă și control este alcătuit din două module electronice: panoul de comandă (bloc MCP) și blocul electronic de putere (bloc MCD) conectate printr-un cablu de comandă. Panoul de comandă se instalează în cabina vehiculului iar blocul electronic de putere este integrat generatorului de aer cald.

Blocul electronic de putere are la bază un microprocesor (microcontroler) programabil[88]. Acesta este înscris cu un soft de bază care funcție de comenzile efectuate de utilizator și de informațiile primite de la senzori specifici, de starea elementelor de execuție (motor electric, pompă motorină, bujie) comandă funcția de încălzire On/Off [36], [104]

Echipamentul electronic al generatorului de aer cald tip A20 este informat de 3 senzori:

A. Sesișorul de flacără comunică prezența sau lipsa flăcării în arzătorul instalației, în acest caz sesișorul are la bază o termocuplă care generează o tensiune electrică, funcție de temperatura acesteia, pe care microprocesorul o monitorizează fiind implementate valori de prezență flacără și de stingere flacără. Există mai multe variante constructive de sesișor de flacără: termocontact la prag fix de temperatură, senzor optic.

B. Termoprotecția (siguranță termofuzibilă poziția 4, figura 10.1.) informează microprocesorul dacă temperatura de ieșire a aerului cald este mai mare sau mai mică decât o temperatură de siguranță în funcționarea generatorului de aer cald[84].

C. Senzor de temperatură aferent panoului de comandă care informează continuu microprocesorul cu un semnal electric proporțional cu temperatura spațiului încălzit. Funcție de acesta se programează temperatura dorită de utilizator în cabina vehiculului din butoanele panoului de comandă, microprocesorul comandând funcționarea arzătorului pe trepte de putere termică pentru atingerea temperaturii programate și menținerea acesteia.

D. Există echipamente electronice informat suplimentar de un senzor de turație a suflantei de aer de ardere care permite microprocesorului controlul turației acesteia menținând-o la valori constante pe treptele de putere termică, indiferent de tensiunea electrică de alimentare a generatorului de aer cald, optimizarea arderii fiind foarte ușor de realizat (coeficientul excesului de aer pe fiecare treaptă de putere termică este cvasi constant).

Blocul electronic de putere comandă elementele de execuție integrate în generatorul de aer cald: [17]

A. Motorul electric al suflantei de aer de ardere (poziția 1, figura 10.1) și al ventilatorului aerului cald este comandat la turații prestabilite pe fiecare treaptă de putere, prin alimentarea în impulsuri de tensiune controlate de microprocesor.

B. Pompa de combustibil electromagnetică (poziția 2, figura 10.1) este comandată la frecvențe prestabilite pe fiecare treaptă de putere, prin alimentarea în impulsuri de tensiune controlate de microprocesor.

C. Bujia incandescentă (poziția 3, figura 10.1) este comandată la o frecvență prestabilă, prin alimentarea în impulsuri de tensiune controlate de microprocesor asigurându-se încălzirea la temperatura optimă indiferent de tensiunea electrică de alimentare a generatorului de aer cald.

Blocul electronic de putere comandă elementele de execuție prin intermediul tranzistorilor de putere care prin funcțiile lor permit monitorizarea permanentă a stării circuitelor electrice externe (blocului electronic de putere) ale elementelor de execuție, în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală deconectează automat alimentarea acestora, microprocesorul informând utilizatorul despre incident prin mesaje de avarie pe afișajul panoului de comandă, generatorul de aer cald fiind protejat prin întreruperea alimentării cu combustibil și ventilarea de siguranță a arzătorului.

Programul înscris în memoria microprocesorului însumează prin conținutul său toate situațiile posibile în utilizarea generatorului de aer cald, materializate prin ciclurile de funcționare normală și de avarie. Echipamentul electronic permite modificarea valorilor unui set de parametri prin care se optimizează pe standul de probă funcționarea generatorului de aer cald (calitatea arderii pe toate treptele de funcționare, debitele de combustibil și de aer de ardere pe toate nivelurile de putere termică a instalației, aprinderea, stingerea).

Modificarea parametrilor menționați se realizează la standul de probă cu o consolă de programare care se conectează la blocul electronic de putere dacă parametrii presetate nu asigură parametrii optimi de funcționare [33].

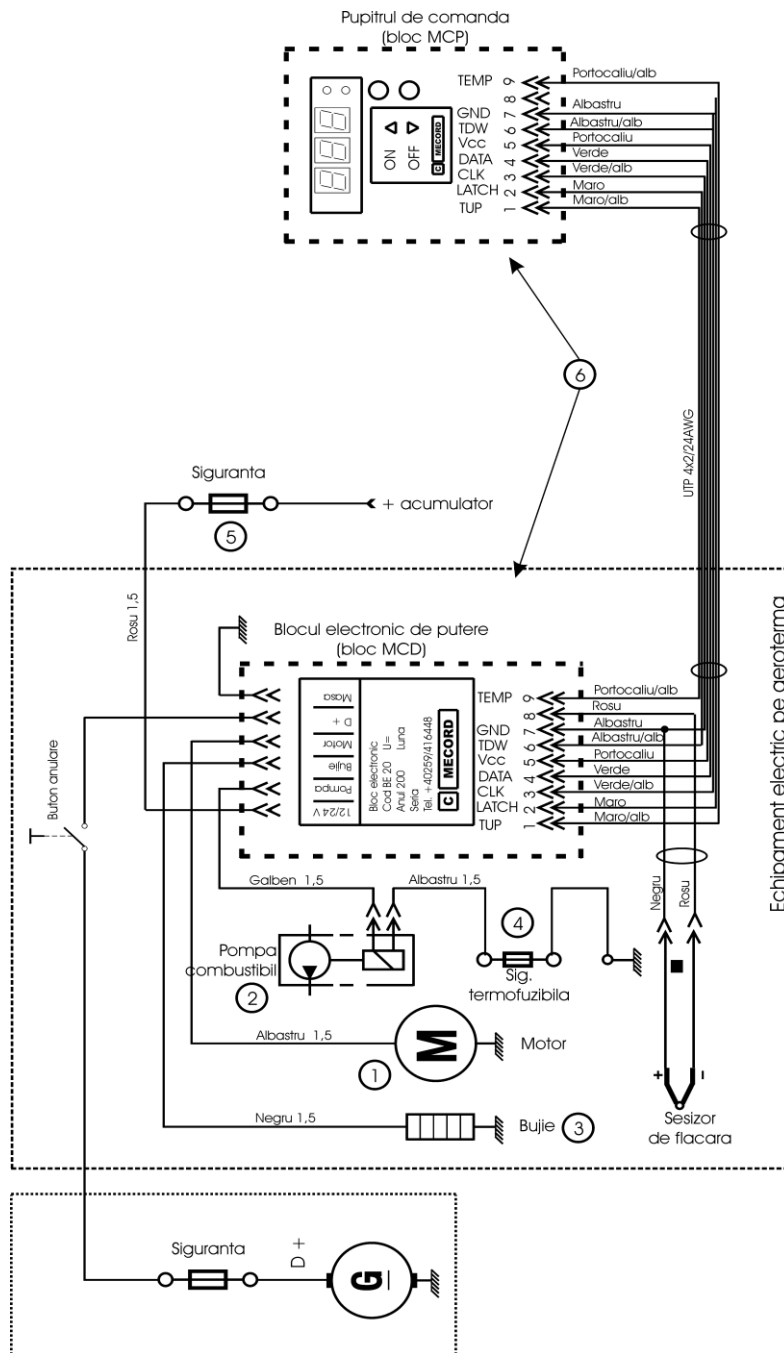


Figura 10.1. Schema electrică bloc a echipamentului de comandă și control a generatorului de aer cald tip A20



## **10.2. Managementul funcționării generatorului de aer cald**

Managementul funcționării generatorului de aer cald este realizat prin intermediul ciclogramelor de funcționare. [32]

Funcție de comanda primită de la utilizator, echipamentul electronic pune în funcțiune elementele de execuție în conformitate cu informațiile furnizate de senzori, conform ciclogramelor de funcționare normală și în regim de avarie.

Ciclogramele de funcționare (funcționare normală, defecte) sunt elaborate astfel încât să permită aprinderea, arderea și stingerea în condiții de siguranță, eficiență termică, încadrare în limitele admisibile a noxelor din gazele de ardere (CO, HC, NOx, indicele Bacharach) și nu în ultimul rând funcționare sigură din punct de vedere electric, atât din punct de vedere al generatorului de aer cald cât și a vehiculului pe care se montează.

Un element foarte important îl reprezintă compatibilitatea electromagnetică a echipamentului electronic al generatorului de aer cald cu echipamentul electric/electronic al vehiculului. Echipamentului electronic al generatorului de aer cald este astfel conceput și realizat încât să nu funcționeze necorespunzător datorită funcționării concomitente cu echipamentul electric/electronic al vehiculului și nici să perturbe funcționarea echipamentului electric/electronic al vehiculului. [98], [99], [100], [101]

### **10.2.1. Ciclograma de funcționare normală**

Funcționarea normală a generatorului de aer cald este dată de situația când acesta furnizează agent termic conform reglajului efectuat de utilizator în regim termostatat.

În figura 7.2. este prezentată ciclograma de funcționare normală a generatorului de aer cald.

Ciclograma prezintă cu linie groasă intervalele de timp când elementele de execuție sunt active, respectiv când senzorii ating un prag prestabilit.

Puterea termică, funcție de necesarul de căldură instantaneu, este selectată de microprocesor din 5 trepte de putere termică.

La comanda de pornire a generatorului de aer cald blocul electronic comandă elementele de execuție în următoarea succesiune:

- se alimentează cu tensiune electrică bujia incandescentă un timp prestabilit (TPb-timp preîncălzire bujie),
- pompa de combustibil este acționată cu un avans de 1-3 secunde la o frecvență ce asigură un debit de motorină  $dCp$ , înainte de consumarea timpului de preîncălzire a bujiei, asigurându-se o doză de combustibil preliminară pe discul vaporizator (reduce riscul de aprindere ratate),
- la terminarea timpului de preîncălzire a bujiei se alimentează cu tensiune electrică crescătoare la o valoare prestabilită (pe o durată determinată) motorul suflantei de aer de ardere, debitul de aer de ardere crescând până la valoarea  $dAp$ ; debitul de aer de ardere crescător asigură trecerea amestecului de ardere prin condiții optime de aprindere (coeficient de exces de aer, temperatură),

- la atingerea valorii  $dAp$  a debitului de aer de ardere tensiunea electrică pe motorul suflantei rămâne constantă, turația suflantei de asemenea constantă și debitul de aer de ardere la valoarea  $dAp$  pe toată secvența de aprindere conform ciclogramei,

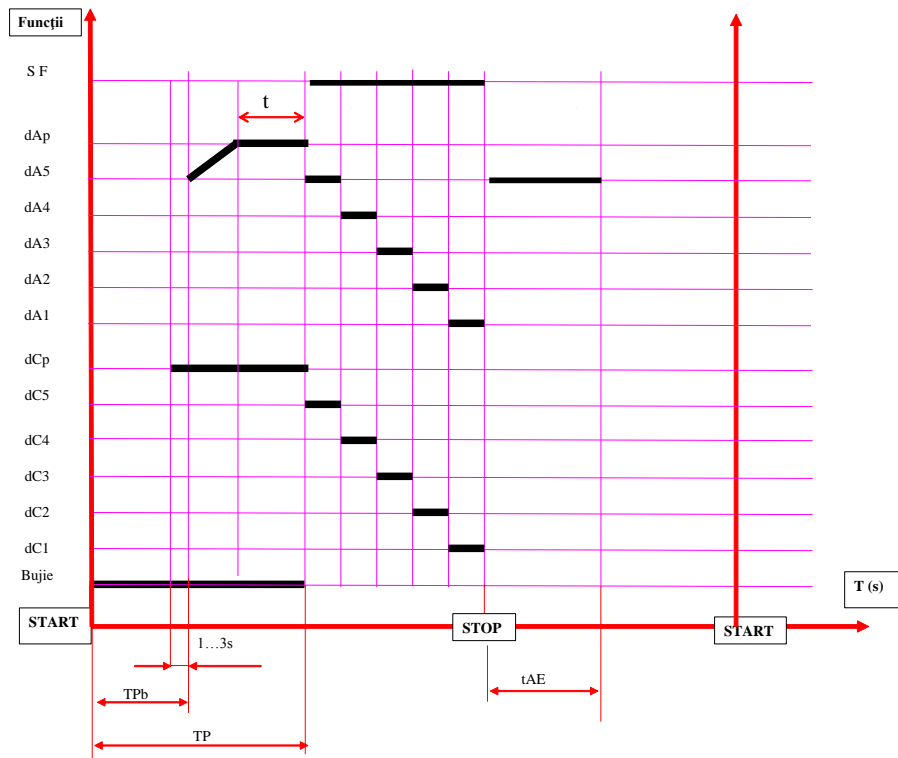


Figura 10.2. Ciclograma de funcționare normală

- perechea de valori  $dAp$  respectiv  $dCp$  sunt valori optime pentru secvența de aprindere obținute prin încercări pe toată plaja de temperaturi de funcționare a generatorului de aer cald,  
- la atingerea temperaturii programate de prezență a arderii stabile (TP-timp de pornire - reprezintă intervalul de timp de la conectarea bujiei până la sesizarea arderii stabile /  $t$  -intervalul de timp de funcționare la parametrii  $dAp, dCp$  ) comunicate prin intermediul tensiunii electrice generată de senzorul de flacără (SF) bujia este deconectată, microprocesorul comutând funcționarea generatorului de aer cald pe una din cele 5 trepte de putere termică funcție de diferența de temperatură dintre cea dorită și reglată de utilizator și temperatura măsurată de senzorul de temperatură al panoului de comandă,  
- perechile de valori  $dCx$  (debite de combustibil pe trepte de funcționare ale pompei de combustibil) respectiv  $dAx$  (debite de aer de ardere pe trepte de funcționare ale suflantei de aer) sunt optimizate prin încercări,

- la atingerea temperaturii programate, microprocesorul comandă oprirea pompei de combustibil suflanta fiind comandată un interval de timp, tAE (timp de ventilare necesar eliminării gazelor combustibile remanente în arzătorul instalației la stingerea flăcării, voluntară sau involuntară și de răcire a acestuia) după care rămâne în stand-by,
- la scăderea temperaturii măsurate de senzorul de temperatură al panoului de bord cu  $(3 \div 4)^\circ\text{C}$  față de temperatura reglată, microprocesorul comandă funcția de încălzire conform ciclogramei de funcționare normală,
- la oprirea voluntară a utilizatorului, microprocesorul comandă oprirea pompei de combustibil, suflanta fiind comandată un interval de timp, tAE (timp de ventilare necesar eliminării gazelor combustibile remanente în arzătorul instalației la stingerea flăcării voluntară sau involuntară și de răcire a acestuia) după care trece în stare OFF echipamentul electric și electronic al generatorului de aer cald.

### 10.2.2. Ciclograma de funcționare la stingerea flăcării

În figura 10.3. este prezentată ciclograma de funcționare la stingerea flăcării a generatorului de aer cald.

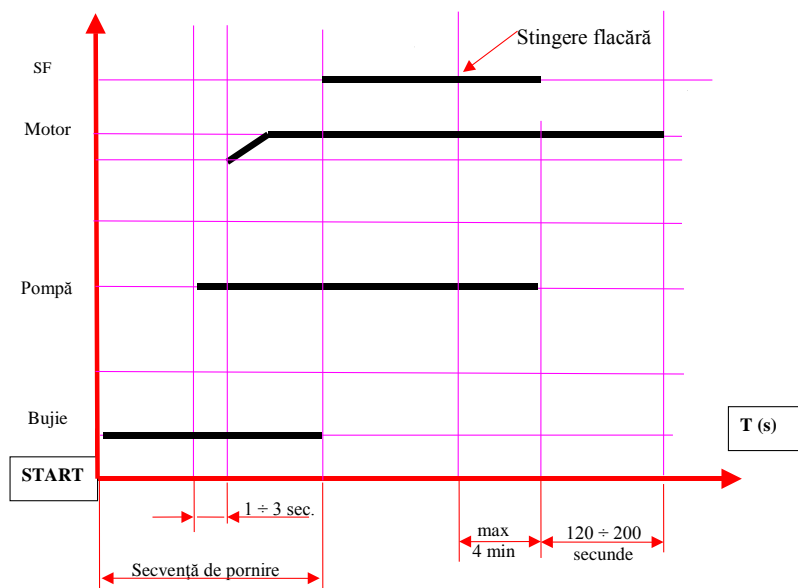


Figura 10.3. Ciclograma de funcționare la stingerea flăcării

După inițierea arderii și trecerea pe o treaptă de putere termică a arzătorului după o perioadă de funcționare normală din diverse cauze (terminarea combustibilului, neetanșietăți pe tubulatura de alimentare cu combustibil, curenți de aer pe tubulaturile de evacuare gaze ardere/admisie aer de ardere produși la deplasarea vehiculului) se stinge flacăra, temperatura senzorului de flacără scade, iar la atingerea temperaturii programate de stingere a flăcării microprocesorul

comandă întreruperea alimentării cu combustibil, suflanta fiind comandată un interval de timp  $120 \div 200$  de secunde de ventilare necesar eliminării gazelor combustibile remanente în arzătorul instalației și de răcire a acestuia. După aceasta se semnalează avaria de stingere a flăcării.

Microprocesorul nu permite pornirea generatorului de aer cald până la remedierea defecțiunii.

Microprocesorul monitorizează pe tot parcursul utilizării generatorului de aer cald temperatura senzorului de flacără.

Directiva Parlamentului și Consiliului European nr.56/2001 impune ca timpul de reacție a echipamentului electronic din momentul stingerii flăcării până la întreruperea alimentării cu combustibil să fie de maxim 4 minute pentru acest tip de senzor.

### 10.2.3. Ciclograma de funcționare la neinițierea arderii

În figura 10.4. este prezentată ciclograma de funcționare la neinițierea arderii a generatorului de aer cald .

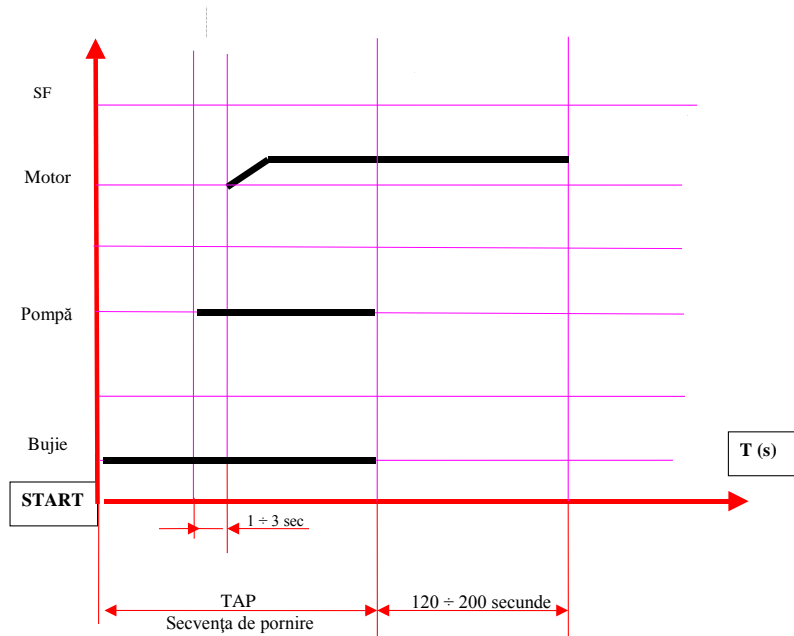


Figura 10.4. Ciclograma de funcționare la neinițierea arderii

La comanda de pornire a generatorului de aer cald microprocesorul comandă executarea secvenței de pornire (aprindere) dar din diverse cauze (lipsă combustibil, neetanșietăți pe tubulatura de alimentare cu combustibil, curenți de aer pe tubulaturile de evacuare gaze ardere/admisie aer de ardere produși la deplasarea vehiculului, încălzire necorespunzătoare a bujiei, etc.) aprinderea nu are loc.

Dacă senzorul de flacără nu ajunge la temperatura programată de prezență a arderii stabile în intervalul de timp maxim prescris pentru secvența de aprindere (TAP-timp admis de pornire) microprocesorul comandă întreruperea alimentării cu

combustibil, suflanta fiind comandată un interval de timp  $120 \div 200$  de secunde de ventilare necesar eliminării gazelor combustibile remanente în arzătorul instalației și de răcire a acestuia. După aceasta se semnalează avaria de stingere a flăcării. Microprocesorul nu permite pornirea generatorului de aer cald până la remedierea defecțiunii.

#### 10.2.4. Ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al senzorului de flacără

Senzorul de flacără este cel mai important senzor al echipamentului electronic a generatorului de aer cald. Defectarea acestuia sau a circuitului extern al acestuia poate avea implicații tragice asupra pasagerilor în primul rând și a vehiculului.

Din aceste motive este imperios necesar ca acesta să fie testat în primul rând de către microprocesor la comanda de pornire a generatorului de aer cald. Dacă senzorul de flacără sau circuitul extern al acestuia este defect, microprocesorul nu mai lansează în execuție secvența de pornire, semnalează că senzorul de flacără este defect. Microprocesorul nu permite pornirea generatorului de aer cald până la remedierea defecțiunii.

Microprocesorul monitorizează pe tot parcursul utilizării generatorului de aer cald starea funcțională a senzorului de flacără și circuitul extern al acestuia.

În figura 10.5. este prezentată ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al senzorului de flacără

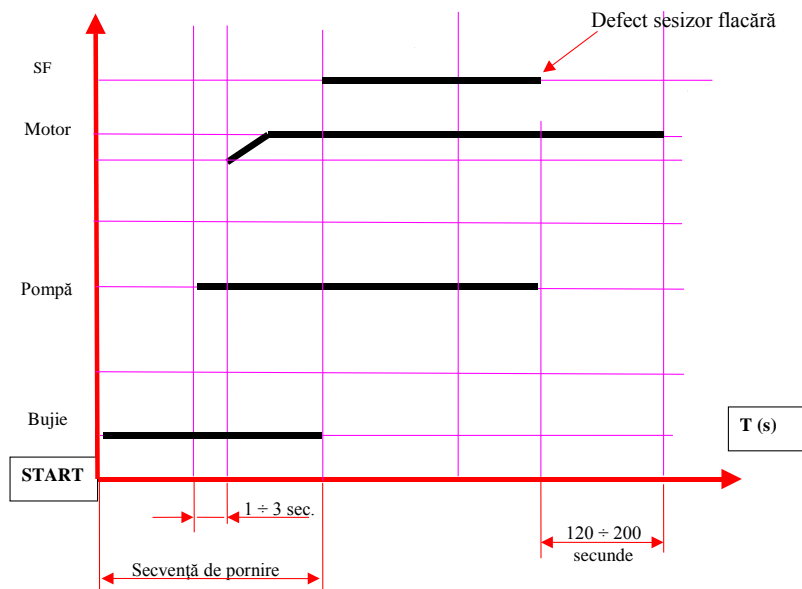


Figura 10.5. Ciclograma de funcționare la defectarea senzorului de flacără

După inițierea arderii și trecerea pe o treaptă de putere termică a arzătorului după o perioadă de funcționare normală, microprocesorul sesizează scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al senzorului de flacără. Microprocesorul comandă întreruperea alimentării cu combustibil, suflanta fiind comandată un interval de timp  $120 \div 200$  de secunde de ventilare necesar eliminării gazelor combustibile remanente în arzătorul instalației și de răcire a acestuia. După aceasta se semnalează avaria de stingere a flăcării.

Microprocesorul nu permite pornirea generatorului de aer cald până la remedierea defecțiunii.

### 10.2.5. Ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al motorului

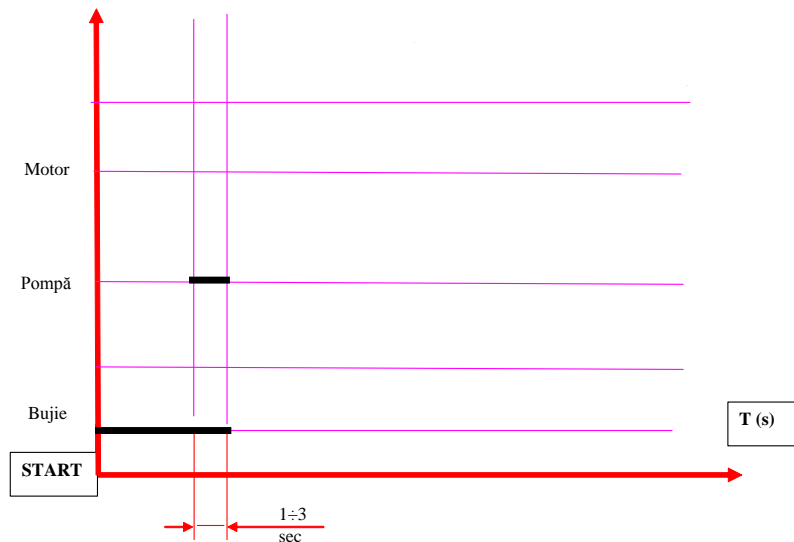


Figura 10.6. Ciclograma de funcționare la defectarea motorului

În figura 10.6. este prezentată ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al motorului suflantei de aer de ardere și al ventilatorului de aer cald, la pornirea generatorului.

Microprocesorul comandă secvența de pornire comandând bujia și pompa de combustibil. Înainte de a comanda motorul, microprocesorul verifică circuitul extern al motorului electric. Dacă sesizează că acesta este întrerupt sau în scurtcircuit, microprocesorul nu mai continuă secvența de pornire, semnalează avaria pe circuitul motorului.

Microprocesorul monitorizează pe tot parcursul utilizării generatorului de aer cald starea funcțională a motorului și circuitul extern al acestuia. În cazul defectării motorului sau a circuitului acestuia pe perioada de funcționare a generatorului,

ciclograma este similară ca la defectarea sesizorului de flacără cu diferența că nu mai comandă ventilarea de siguranță motorul sau circuitul extern al acestuia fiind defect, microprocesorul semnalează avaria pe circuitul motorului.

Microprocesorul nu permite pornirea generatorului de aer cald până la remedierea defecțiunii.

### 10.2.6. Ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al bujiei

În figura 10.7. este prezentată ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern a bujiei.

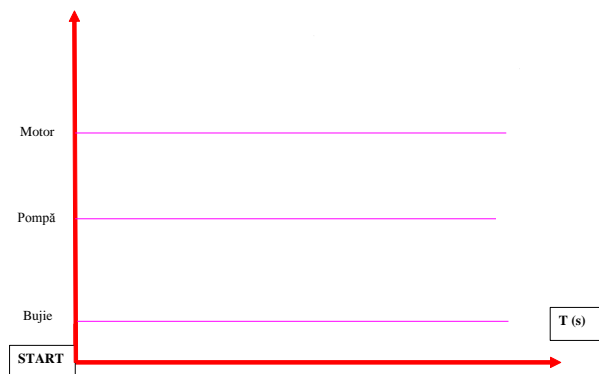


Figura 10.7. Ciclograma de funcționare la defectarea bujiei

Microprocesorul la comanda de pornire a generatorului de aer cald înainte de lansare a secvenței de pornire verifică circuitul extern al bujiei. Dacă sesizează că acesta este întrerupt sau în scurtcircuit, microprocesorul nu mai continuă secvența de pornire și semnalează avaria pe circuitul bujiei.

Microprocesorul nu permite pornirea generatorului de aer cald până la remedierea defecțiunii.

### 10.2.7. Ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al pompei de combustibil

În figura 10.8. este prezentată ciclograma de funcționare în caz de scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al pompei de combustibil.

După inițierea arderii și trecerea pe o treaptă de putere termică a arzătorului după o perioadă de funcționare normală, microprocesorul sesizează scurtcircuit sau întrerupere accidentală a circuitului electric extern al pompei de combustibil.

Microprocesorul comandă întreruperea alimentării cu combustibil, suflanta de aer fiind comandată un interval de timp  $120 \div 200$  de secunde de ventilare necesar eliminării gazelor combustibile remanente în arzătorul instalației și de răcire a acestuia. După aceasta se semnalează avaria de stingere a flăcării.

Microprocesorul nu permite pornirea generatorului de aer cald până la remedierea defecțiunii.

Microprocesorul monitorizează pe tot parcursul utilizării generatorului de aer cald starea funcțională a pompei de combustibil și circuitul extern al acesteia.

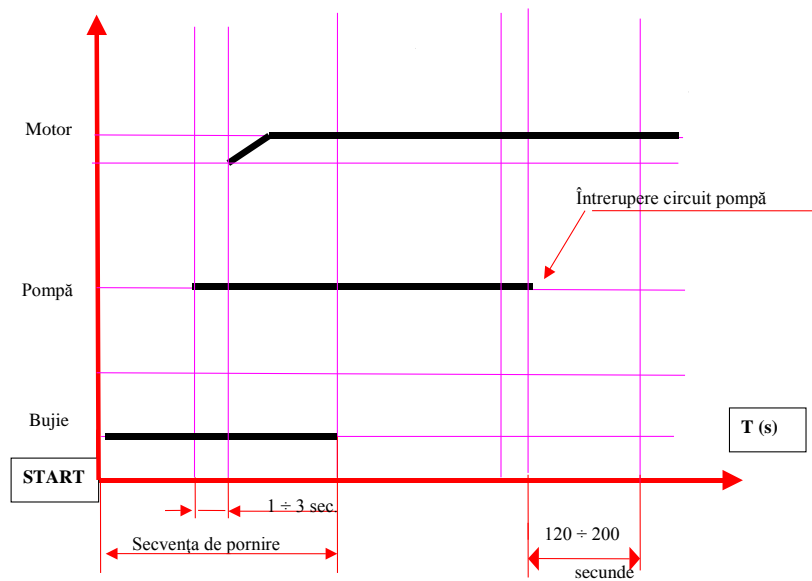


Figura 10.8. Ciclograma de funcționare la defectarea pompei de combustibil

### 10.2.8. Ciclograma de funcționare în cazul opririi motorului autovehiculului

Generatorul de aer cald este o sursă de gaze de evacuare care în anumite situații pot conține particule incandescente (calamină sau funingine desprinsă din zonele de depunere, care se aprind la antrenarea lor de către gazele de ardere). Din motive de siguranță atunci când vehiculul staționează în zone cu risc de incendiu (stații de alimentare cu combustibil, etc.) este obligatoriu ca la oprirea motorului autovehiculului să se oprească automat și arderea în generatorul de aer cald, în maximum 5 secunde. Acest lucru este stipulat și de Directiva Parlamentului și Consiliului European nr.56/2001.

În figura 10.9. este prezentată ciclograma de funcționare în caz de oprire a motorului autovehiculului.

La oprirea motorului autovehiculului microprocesorul deconectează pompa de combustibil în maximum 5 secunde, arderea în generatorul de aer cald fiind oprită. Microprocesorul comandă suflanta un interval de timp  $120 \div 200$  de



secunde de ventilare necesar eliminării gazelor combustibile remanente în arzătorul instalației și de răcire a acestuia.

După aceasta microprocesorul semnalează oprirea de siguranță realizată.

Această protecție este activă pe tot parcursul utilizării generatorului de aer.

Microprocesorul este informat despre starea motorului printr-o conexiune cu borna de excitație „D+” a generatorului de curent al vehiculului(figura 10.1.).

Utilizatorul are posibilitatea ca în mod deliberat să anuleze această protecție prin butonul de anulare(figura 10.1.).

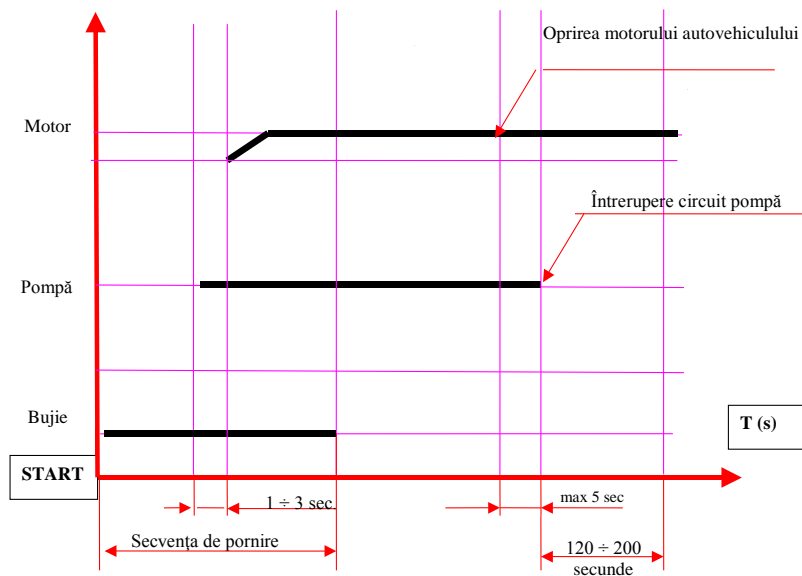


Figura 10.9. Ciclograma de funcționare în caz de oprire a motorului autovehiculului

### 10.2.9. Ciclograma de funcționare în cazul ieșirii tensiunii electrice de alimentare din domeniul admis

Optimizarea parametrilor de ardere/aprindere se realizează la tensiunea electrică de alimentare din domeniul admis. La depășirea tensiunii maxime admise sau la coborârea sub tensiunea minimă admisă, aprinderea respectiv arderea nu mai sunt sub control, din această cauză microprocesorul va comanda oprirea funcționării generatorului de aer cald după realizarea ventilării de siguranță a arzătorului și a scimbătorului de căldură. După aceasta se semnalează avaria de tensiune minimă sau maximă.

Microprocesorul nu permite pornirea generatorului de aer cald până la remedierea defecțiunii.

Microprocesorul monitorizează pe tot parcursul utilizării generatorului de aer cald nivelul tensiunii electrice de alimentare procedând în consecință.

Tensiunea electrică de alimentare a echipamentelor vehiculului suferă căderi/salturi admisibile pe durate scurte (de exemplu cădere de tensiune la acționarea demarorului de până la 50% din valoarea nominală a tensiunii 12/24V) în afara domeniului admisibil pentru funcționarea corectă a generatorului de aer cald dar care nu compromit calitatea arderii/aprinderii. Pentru a evita în aceste situații oprirea în avarie a generatorului de aer cald, microprocesorul nu comandă instantaneu oprirea arderii la sesizarea tensiunii minime sau maxime ci doar dacă durata căderii/saltului de tensiune este mai mare decât o valoare admisă (practic în domeniul  $10 \div 25$  secunde).

În figura 10.10. este prezentată ciclograma de funcționare în cazul ieșirii tensiunii electrice de alimentare din domeniul admis

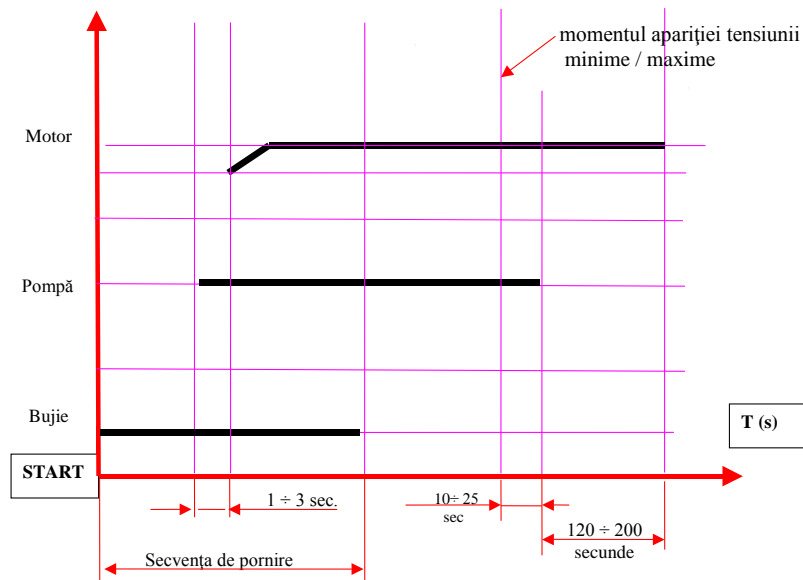


Figura 10.10. Ciclograma de funcționare în cazul sesizării tensiunii minime sau maxime

### 10.3. Optimizarea digitală a arderii

#### 10.3.1. Metoda de optimizarea digitală a arderii la standul de probă

Microprocesorul echipamentului electronic al generatorului de aer cald, este înscris cu un set de parametrii de bază (debit de combustibil și debit de aer de ardere) în vederea testării pe standul de probe pentru verificarea calității arderii.

Echipamentul electronic permite comanda digitală a debitelor de aer de ardere (dAx) prin alimentarea cu tensiune electrică în impulsuri a motorului electric

a suflantei de aer de ardere, cuantificată printr-un factor de umplere exprimat procentual. Debitul de combustibil ( $dCx$ ) sunt comandate digital de echipamentul electronic prin frecvența de lucru a pompei volumice (cu piston) de motorină. (vezi figura 10.2. Ciclograma de funcționare normală)

Acești parametrii, dacă conținutul de noxe din gazele de ardere nu se încadrează în limitele admisibile, se optimizează la standul de probe. [31],[33], [18]

Parametrii de bază memorați asigură în proporție de 100% încadrarea în limitele admisibile pentru HC, Nox. Probleme apar în ceea ce privește nivelul monoxidului de carbon din gazele de ardere, nu pentru că depășește nivelul de 1000ppm admis de Directiva Parlamentului și Consiliului European nr.56/2001 ci pentru că o funcționare sigură și de lungă durată a arzătorului presupune încadrarea sub  $180 \div 200$  ppm. În caz contrar, depunerile de calamină și funingine vor compromite în scurt timp funcționarea optimă a arzătorului generatorului de aer cald.

Metoda de reducere a monoxidului de carbon este de creștere a excesului de aer  $\lambda$  prin reducerea debitului de combustibil sau creșterea debitului de aer de ardere.

O problemă suplimentară este determinată de tensiunea de alimentare în domeniul auto deoarece poate să fie cu 10% mai mică și cu până la 20% mai mare față de tensiunea nominală de 12V respectiv 24V.

Această situație impune controlul arderii la standul de probă pentru tensiune minimă, nominală și maximă pentru fiecare treaptă de putere.

În tabelul 10.1. se prezintă măsurătorile efectuate pe aeroterma A20/24V, pe treapta minimă de funcționare și corecțiile de parametrii realizate, optimizarea arderii realizându-se prin creșterea debitului de aer de ardere.

Pozițiile 1,2,3 sunt valorile măsurate la parametrii de ardere presetate iar pozițiile 4,5,6 sunt valorile măsurate după creșterea debitului de aer de ardere.

Tabelul 10.1. Valori măsurate efectuate pe aeroterma A20/24V

Nr. crt.	Tensiune de încercare [V]	Debit aer de ardere $dAx$ [%]	Debit de combustibil $dCx$ [Hz]	CO [ppm]	NOx [ppm]	Exces de aer $\lambda$	Turație suflantă [rot/min]	Temp. gaze arse [°C]
1	22	67	2,4	410	70	1,50	4700	160
2	24	67	2,4	207	63	1,70	5200	200
3	28	67	2,4	295	44	2,10	6100	176
4	22	69	2,4	92	53	1,60	4800	162
5	24	69	2,4	82	50	1,75	5300	190
6	28	69	2,4	176	35	2,15	6250	177

Optimizarea digitală a arderii în generatorul de aer cald tip A20 permite încadrarea operativă a arderii în limitele admisibile a noxelor din gazele de ardere, asigurându-se funcționarea corectă și de durată a arzătorului instalației. Posibilitatea de modificare facilă a parametrilor de lucru permite compensarea abaterilor de

execuție a arzătorului, a abaterilor de la turația nominală a motorului electric și de la debitul nominal a pompei de motorină.

Din valorile înregistrate în tabelul 10.1. se confirmă reducerea concentrației de CO cu creșterea excesului de aer ardere.

Referitor la concentrația de NO<sub>x</sub> se constată scăderea acestora cu creșterea excesului de aer de ardere datorită creșterii diluției acestora în gazele de ardere, temperaturile neprezentând modificări deosebite.

Se constată un optim de ardere în vecinătatea tensiunii nominale de funcționare din punct de vedere a concentrației de CO. Se admite un nivel mai mare de CO la tensiune maximă ( $\lambda = 2,15$  mare poziția 6 din tabelul 7.1.) deoarece prin murdărirea (calaminarea) suprafețelor de schimb termic acesta se va reduce în timp ( $\lambda$  scade) crescând durata de bună funcționare a arzătorului.

### **10.3.2. Algoritm de verificare a aprinderii, stabilității arderii și optimizarea arderii în generatorul de aer cald**

Generatorul de aer cald, la finalizarea execuției sale pe linia de fabricație, este verificat pe standul de probă în primul rând din punct de vedere al aprinderii și arderii. Echipamentul electronic este testat înainte de asamblare pe generator[51].

Verificarea aprinderii, stabilității arderii și optimizarea arderii în generatorul de aer cald se realizează după un algoritm care conține o succesiune de încercări a generatorului de aer cald[49].

Pentru exemplificare se consideră un generator de aer cald programat să funcționeze cu două trepte de putere termică maximă și minimă, optimizarea arderii realizându-se prin modificarea debitului de motorină.

Algoritmul de verificare este compus din următoarele etape:

#### *1. Montaj generator de aer cald pe standul de probă*

- generatorul de aer cald se poziționează pe standul de probă
- se conectează tubul de evacuare gaze cu refulare în mediul ambiant
- se conectează tubul de aspirație aer ardere cu aspirație din mediul ambiant
- se racordează alimentarea cu combustibil a generatorului de aer cald
- se racordează alimentarea cu energie electrică de la o sursă stabilizată de tensiune
- se verifică parametrii presetați de aprindere și ardere

#### *2. Încercări*

Condiții de încercare

Temperatura stand  $15 \div 25^\circ\text{C}$

Pe durata pornirii instalațiilor și a perioadelor de măsurare cu analizorul de gaze nu este admisă folosirea ventilatoarelor de aerisire cu excepția situației în care se constată funcționarea necorespunzătoare a instalației (fum vizibil).

#### *2.1. Încercări pe treapta de putere termică maximă*

##### *2.1.1. Încercări la tensiunea maximă*

Tensiunea de alimentare se reglează la valoarea de 14,5V respectiv 29V funcție de valoarea nominală a tensiunii corespunzătoare tipului instalației verificate 12V respectiv 24V.

Se pornește instalația pe treapta de putere termică maximă

#### 2.1.1.1 Verificarea stabilității arderii

Instalația se lasă să funcționeze 10 minute, după care se introduce sonda analizorului de gaze. După 2 minute se citesc valorile indicate de analizorul de gaze. Dacă valoarea CO < 500ppm, nu fluctuează cu mai mult de 10 unitati, valoarea excesului de aer nu fluctuează cu mai mult de 0,05 iar valoarea Nox este de minim 60ppm aprinderea și arderea este stabilă.

#### 2.1.1.2 Verificarea/Optimizarea arderii

Dacă CO > 200 ppm instalația de încălzire se oprește pentru optimizarea arderii. Se reduce debitul de combustibil dC5 cu 2 procente. Se repornește instalația. Se verifică condiția 2.1.1.1.

Dacă CO > 200 ppm se reia ciclul de optimizare descris anterior. Ciclul de optimizare se reia ori de câte ori este nevoie cu condiția ca debitul de motorină să se încadreze în plaja de valori admise.

Dacă optimizarea arderii nu permite reducerea CO la valori mai mici de 200ppm instalația se consideră necorespunzătoare fiind necesară demontarea acesteia pentru verificarea suplimentară a execuției.

Dacă CO < 200 se verifică și concentrațiile de HC respectiv NOx, măsurate de analizorul de gaze, ca să se încadreze în domeniile admise :

- CO concentrația monoxidului de carbon (0÷200) ppm
- NOx concentrația oxizilor de azot (0÷200) ppm
- HC concentrația hidrocarburilor (0÷100) ppm

#### 2.1.2. Încercări la tensiunea minimă

Dacă instalația de încălzire corespunde condițiilor de la punctul 2.1.1. se lasă să funcționeze în continuare și se reglează tensiunea de alimentare la valoarea de 11,5V respectiv 23V funcție de valoarea nominală a tensiunii corespunzătoare tipului instalației verificate 12V respectiv 24V.

#### 2.1.2.1. Verificarea/Optimizarea arderii

După 5 min. de funcționare la tensiune minimă se măsoară cu analizorul de gaze concentrația de CO. Dacă CO > 200 ppm instalația de încălzire se oprește pentru optimizarea arderii. Se reduce debitul de combustibil dC5 cu 2 procente. Se repornește instalația.

Dacă concentrația de CO > 200 ppm se reia ciclul de optimizare descris anterior. Ciclul de optimizare se reia ori de câte ori este nevoie, cu condiția ca debitul de motorină să se încadreze în plaja de valori admise.

Dacă optimizarea arderii nu permite reducerea CO la valori mai mici de 200ppm instalația se consideră necorespunzătoare fiind necesară demontarea acesteia pentru verificarea suplimentară a execuției.

Dacă CO < 200 se verifică și concentrațiile de HC respectiv NOx, măsurate de analizorul de gaze, ca să se încadreze în domeniile admise:

- CO concentrația monoxidului de carbon (0÷200) ppm
- NOx concentrația oxizilor de azot (0÷200) ppm
- HC concentrația hidrocarburilor (0÷100) ppm

Dacă a fost necesară o corecție a debitului de combustibil față de verificarea arderii la tensiune maximă instalația de încălzire se verifică din nou conform 2.1.1.

Dacă instalația se încadrează prevederilor 2.1.1. ciclul de optimizare a arderii pe treapta de putere termică maximă se consideră încheiat.

În caz contrar se continuă optimizarea arderii conform 2.1.1 și 2.1.2. până la încadrarea arderii în instalația de încălzire conform parametrilor prevăzuți.

Dacă optimizarea arderii nu permite încadrarea arderii în instalația de încălzire conform parametrilor prevăzuți, instalația se consideră necorespunzătoare fiind necesară demontarea acesteia pentru verificarea suplimentară a execuției.

### 2.1.3. Verificarea aprinderii la tensiune minimă

Se reglează tensiunea de alimentare la valoarea de 11,5V respectiv 23V funcție de valoarea nominală a tensiunii corespunzătoare tipului instalației verificate 12V respectiv 24V.

Instalația de încălzire se ventilează suplimentar până la răcirea completă la temperatura din incinta standului (circuitul de alimentare cu motorină amorsat).

Se pornește instalația pe treapta de putere termică maximă.

Instalația de încălzire trebuie să pornească : decuplarea bujiei și comutarea pe treapta de putere termică maximă.

Dacă instalația de încălzire nu pornește se consideră necorespunzătoare fiind necesară demontarea acesteia pentru verificarea suplimentară a execuției.

## 2.2. Încercări pe treapta de putere termică minimă

### 2.2.1. Încercări la tensiunea maximă

Tensiunea de alimentare se reglează la valoarea de 14,5V respectiv 29V funcție de valoarea nominală a tensiunii corespunzătoare tipului instalației verificate 12V respectiv 24V.

Se pornește instalația pe treapta de putere termică minimă.

#### 2.2.1.1. Verificarea/Optimizarea arderii

După 10 min. de funcționare se măsoară concentrația de CO din gazele de ardere. Dacă  $CO > 200$  ppm instalația de încălzire se oprește pentru optimizarea arderii. Se reduce debitul de combustibil dC1 cu 2 procente. Se repornește instalația.

Se verifică condiția 2.2.1.1.

Dacă  $CO > 200$  ppm se reia ciclul de optimizare descris anterior. Ciclul de optimizare se reia ori de câte ori este nevoie cu condiția ca debitul de motorină să se încadreze în plaja de valori admise.

Dacă optimizarea arderii nu permite reducerea CO la valori mai mici de 200ppm instalația se consideră necorespunzătoare fiind necesară demontarea acesteia pentru verificarea suplimentară a execuției.

Dacă  $CO < 200$  se verifică și concentrațiile de HC respectiv Nox, măsurate de analizorul de gaze, ca să se încadreze în domeniile admise :

- CO concentrația monoxidului de carbon (0÷200) ppm
- NOx concentrația oxizilor de azot (0÷200) ppm
- HC concentrația hidrocarburilor (0÷100) ppm

### 2.2.2. Încercări la tensiunea minimă

Dacă instalația de încălzire corespunde condițiilor de la punctul 2.2.1. se lasă să funcționeze în continuare și se reglează tensiunea de alimentare la valoarea de 11,5V respectiv 23V funcție de valoarea nominală a tensiunii corespunzătoare tipului instalației verificate 12V respectiv 24V.

#### 2.2.2.1. Verificarea/Optimizarea arderii

După 5 min. de funcționare la tensiune minimă se măsoară cu analizorul de gaze concentrația de CO. Dacă  $CO > 200$  ppm instalația de încălzire se oprește pentru optimizarea arderii.

Se reduce debitul de combustibil dC1 cu 2 procente. Se repornește instalația.

Dacă  $CO > 200$  ppm se reia ciclul de optimizare descris anterior. Ciclul de optimizare se reia ori de câte ori este nevoie cu condiția ca debitul de motorină să se încadreze în plaja de valori admise.

Dacă optimizarea arderii nu permite reducerea CO la valori mai mici de 200ppm instalația se consideră necorespunzătoare fiind necesară demontarea acesteia.

Dacă  $CO < 200$  se verifică și concentrațiile de HC respectiv NOx, măsurate de analizorul de gaze, să se încadreze în domeniile admise :

- CO concentrația monoxidului de carbon (0÷200) ppm

- NOx concentrația oxizilor de azot (0÷200) ppm

- HC concentrația hidrocarburilor (0÷100) ppm

pentru verificarea suplimentară a execuției.

Dacă a fost necesară o corecție a debitului de combustibil față de verificarea arderii la tensiune maximă, instalația de încălzire se verifică din nou conform 2.2.1.

Dacă instalația se încadrează prevederilor 2.2.1. ciclul de optimizare a arderii pe treapta de putere termică minimă se consideră încheiat.

În caz contrar se continuă optimizarea arderii conform 2.2.1 și 2.2.2. până la încadrarea arderii în instalația de încălzire conform parametrilor prevăzuți.

Dacă optimizarea arderii nu permite încadrarea arderii în instalația de încălzire conform parametrilor prevăzuți instalația se consideră necorespunzătoare fiind necesară demontarea acesteia pentru verificarea suplimentară a execuției.

Acest algoritm scoate în evidență că orice modificare a parametrilor de ardere presupune obligatoriu reluarea încercărilor anterioare astfel încât setul de parametri finali să asigure satisfacerea tuturor încercărilor impuse.

Pe tot parcursul acestui algoritm, calitatea arderii se verifică conform prevederilor Directivei 56/2001/CE, determinările noxelor realizându-se cu un analizor de gaze ce asigură uscarea gazelor de ardere și determină prin calcul valorile emisiilor pentru gaze nediluate.

## **11. CONDIȚII DE MONTAJ A GENERATORULUI DE AER CALD PE VEHICULE**

Generatorul de aer cald pentru a putea realiza funcția de încălzire trebuie să fie instalat pe un vehicul. Sistemul de încălzire este în prealabil testat și optimizat pe standul de probă al producătorului dar în condiții standard de montaj care nu pot acoperi integral condițiile diverse de montaj pe vehicule . Pentru ca funcționarea să fie optimă și în condiții reale, se impune stabilirea de către producător pentru produsul său a unui set de condiții și instrucțiuni de montaj. Acestea dacă sunt respectate asigură buna funcționare și satisfacția utilizatorului. Orice abatere de la condițiile de montaj, aparent ne semnificativă determină funcționarea necorespunzătoare a instalației.

### **11.1. Elementele completului de montaj a generatorului de aer cald**

Generatorul de aer cald pentru a fi instalat pe vehicul are nevoie de un set de repere și elemente denumit complet de montaj sau kit de montaj [45],[46].

Figura 11.1 și figura 11.2 prezintă elementele completului de montaj și ale generatorului de aer cald tip A20:

1. Panou comandă
2. Siguranță electrică principală
3. Siguranță electrică
4. Termoprotecție
5. Carcasă protecție suplimentară
6. Bujie
7. Senzor flacăra
8. Teu cu clapetă
9. Priză aer dormitor supraetajat
10. Colier
11. Tub flexibil aer cald
12. Tub evacuare gaze de ardere
13. Conductă alimentare cu motorină
14. Bucșă cauciuc etanșare
15. Bucșă cauciuc etanșare
16. Tub flexibil evacuare gaze de ardere
17. Brătară
18. Colier
19. Filtru motorină
20. Conductă tur/retur motor vehicul
21. Rezervor motorină
22. Colier
23. Teu alimentare motorină
24. Tub motorină
25. Colier
26. Tub cauciuc
27. Pompă motorină
28. Conductori alimentare pompă electrică



- 29. Brățară
- 30. Tub flexibil admisie aer ardere
- 31. Bucșă cauciuc etanșare
- 32. Tub admisie aer
- 33. Generator de aer cald propriu-zis
- 34. Capac protecție ventilator
- 35. Echipament electronic
- X - Montaj cabină simplă
- Y - Montaj dormitor supraetajat

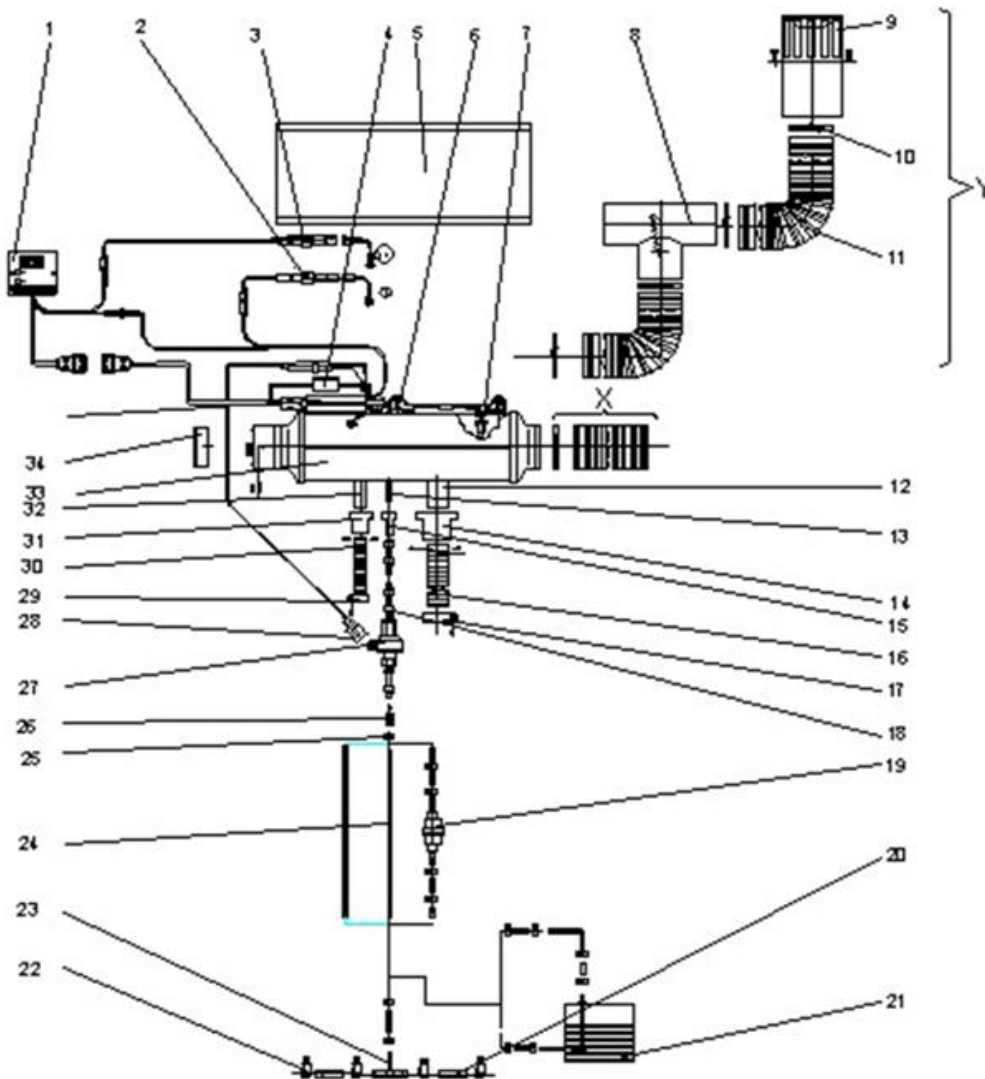


Figura 11.1. Elementele completului de montaj

Elementele completului de montaj prezentate acoperă o mare a varietate de soluții de montaj a generatorului de aer cald.

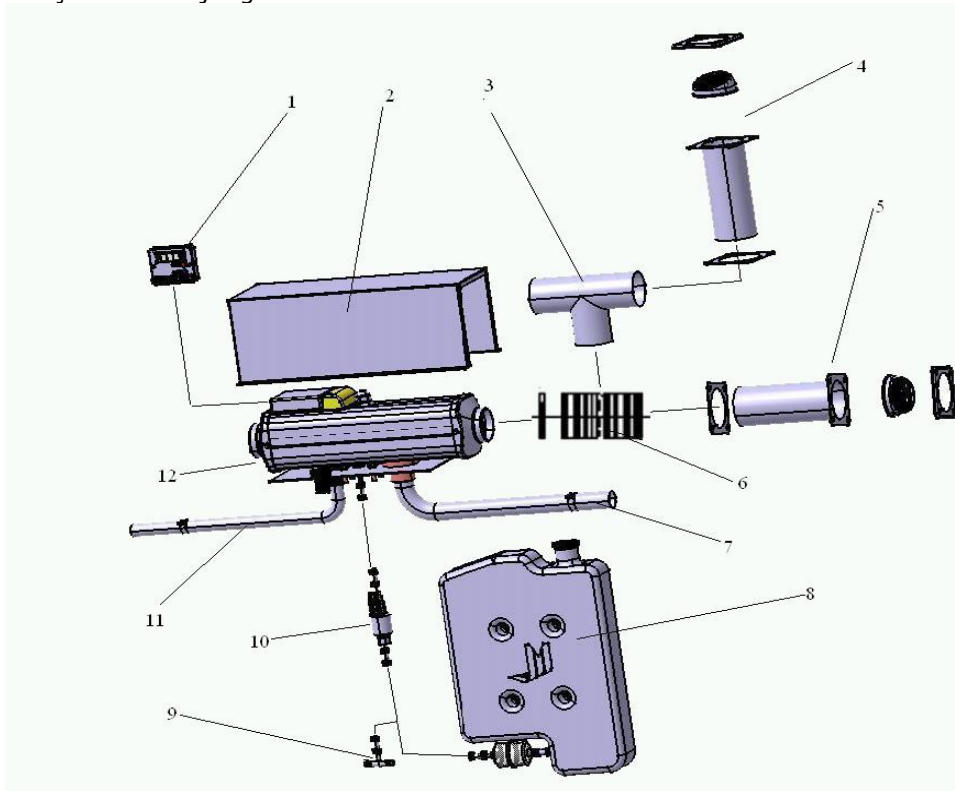


Figura 11.2. Elementele principale ale completului de montaj

- 1 - Panou comandă
- 2 - Carcasă protecție suplimentară
- 3 - Teu cu clapetă
- 4 - Priză aer dormitor
- 5 - Priză aer
- 6 - Tub flexibil aer cald
- 7 - Tub flexibil evacuare gaze de ardere
- 8 - Rezervor motorină
- 9 - Teu alimentare motorină
- 10 - Pompă motorină
- 11 - Tub flexibil admisie aer de ardere
- 12 - Generator de aer cald propriu-zis

### 11.2. Condiții de montaj a generatorului de aer cald

Generatorul de aer cald se montează în interiorul sau exteriorul cabinei vehiculului. Este de preferat montajul în interior din punct de vedere al eficienței termice și a protecției instalației. Montajul în exteriorul cabinei necesită obligatoriu

protejarea generatorului de aer cald. Se vor respecta cerințele privind instalarea pe vehicul stipulate de Directiva Parlamentului și a Consiliului European 2001/56/CE.

### **11.2.1. Montajul generatorului de aer cald propriu-zis**

Montajul se va face în zone care nu limitează accesul și confortul pasagerilor în cabină și nu incomodează conducerea în siguranță a autovehiculului. Se va ține cont la montajul aerotermei ca încălzirea incintei să fie uniformă și să nu deranjeze prin supraîncălzire pasagerii.

Se montează orizontal direct pe podeaua metalică (obligatoriu) a vehiculului cu garnituri de etanșare. În podeaua metalică se execută găuri pentru traversarea tubului de evacuare a gazelor de ardere, a tubului de admisie aer de ardere, a conductei de alimentare cu motorină și pentru prezoanele de fixare a generatorului propriu-zis. Găurile se execută pe o zonă plană fără întărituri, amprentări sau alte rigidizări, astfel încât garniturile să realizeze o etanșare corespunzătoare între podeaua metalică și generator la strângerea piulițelor de fixare. Se acordă o atenție deosebită realizării etanșării corecte la podea pentru a elimina riscul de infiltrații de gaze de ardere prin această zonă.

### **11.2.2. Montajul tubulaturii de evacuare a gazelor de ardere și aspirație aer de ardere**

Capătul liber al tubului de evacuare gaze de ardere se fixează obligatoriu cu coliere metalice orientat în direcția opusă sensului de mers sau lateral în jos astfel încât gazele de ardere să fie evacuate în exteriorul conturului orizontal al caroseriei pentru a nu se acumula sub aceasta.

Tubul de evacuare gaze de ardere se montează suficient de departe de traseele de combustibil, rezervor, fire electrice, componente inflamabile ale vehiculului, dacă este cazul se montează ecrane de protecție.

Capetele libere ale tuburilor de evacuare gaze ardere și aspirație aer ardere trebuie să fie în poziții protejate de depuneri de gheață și noroi, pentru evitarea obturării acestora.

Se va respecta o distanță minim admisibilă între capătul liber al tubului de evacuare gaze ardere și capătul liber al tubului de aspirație aer cald.

Dacă montajul tubului de aspirație este în formă de „U”, pentru evitarea acumulării de apă în acesta se practică o gaură în partea inferioară.

Este interzisă montarea tubului de evacuare gaze ardere în contact cu tubul de aspirație aer ardere. Se va respecta o distanță minim admisibilă .

Lungimile tubulaturii de evacuare gaze ardere respectiv de aspirație aer ardere vor fi conforme cu specificațiile generatorului.

### **11.2.3. Alimentarea cu combustibil**

Alimentarea cu combustibil se face funcție de posibilitățile vehiculului și de prevederile impuse (figura 11.1). Cea mai recomandată soluție este din rezervorul propriu al vehiculului cu condiția să funcționeze cu același combustibil.

Rezervorul independent se va amplasa obligatoriu în exteriorul cabinei, cu posibilități de alimentare comodă, ferit de intemperii pe cât posibil.

Alimentarea cu combustibil se poate realiza cu sondă de motorină separată pe rezervorul vehiculului.

Alimentarea cu combustibil se poate realiza cu un teu montat pe turul sistemului de alimentare a motorului autovehiculului, în cazul în care nu există pompă de motorină în rezervor sau pe retur la cele cu pompă în rezervor (se verifică în prealabil ca returul să fie obligatoriu condus până pe fundul rezervorului vehiculului).

Traseul conductelor de alimentare cu combustibil a aerotermei se vor poza pe cât posibil pe lângă conductele de alimentare cu motorină proprii vehiculului, ferite de tubulatura de eșapament a autovehiculului și generatorului (se respectă distanța minim admisibilă) de diverse piese în mișcare pentru evitarea deteriorării acestora. Pentru traversarea pereților metalici se vor utiliza garnituri de trecere din cauciuc. Se acordă o atenție deosebită modului de montaj a tuburilor de motorină, a îmbinărilor acestora (cap în cap pentru a nu se forma bule de vapori de combustibil) și fixării colierelor (figura 11.3.). Nu se admit scurgeri de motorină. [102].

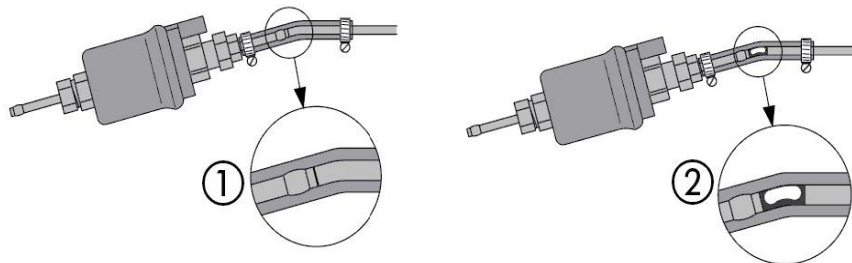


Figura 11.3. Montaj tub motorină

#### 11.2.4. Montajul pompei de motorină

Montajul pompei de motorină se face conform schemelor de montaj ale generatorului de aer cald respectând indicațiile acestora. [102]

Pompa se va plasa în locuri ferite de: apă, noroi, pietre, gheață, etc.

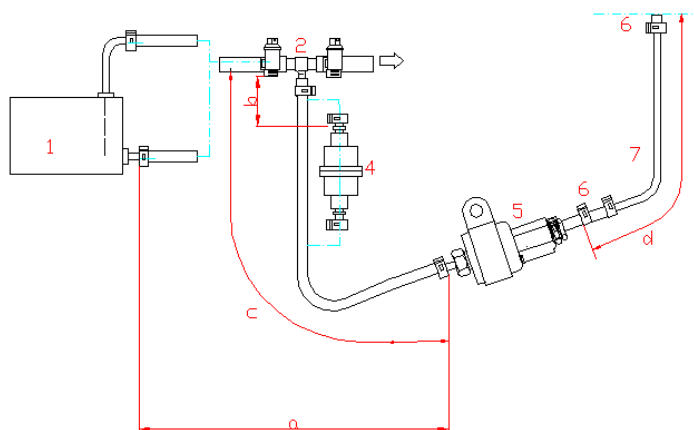


Figura 11.4. Alimentare cu combustibil pe tur/retur

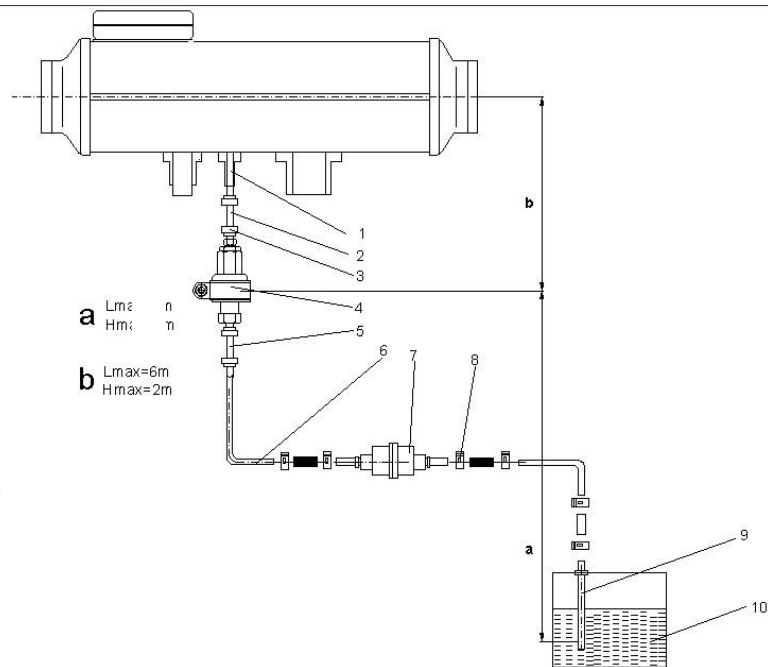


Figura 11.5. Alimentare cu combustibil din rezervor

La montajul pompei cu alimentare pe tur/retur, figura 11.4, este obligatoriu să nu se depășească lungimile maxim admise pentru tronsoanele conductelor de combustibil: a, b, c și d.

La montajul pompei cu alimentare din rezervorul propriu sau cu sondă de combustibil din rezervorul vehiculului, figura 11.5, este obligatoriu să nu se depășească lungimile maxim admise pentru tronsoanele conductelor de combustibil a și b. De asemenea nu este permisă depășirea înălțimii de aspirație respectiv refulare maximă prescrisă.

Pompele se vor monta în pozițiile admise de funcționare precizate de producătorul generatorului de aer cald (exemplu figura 11.6.)

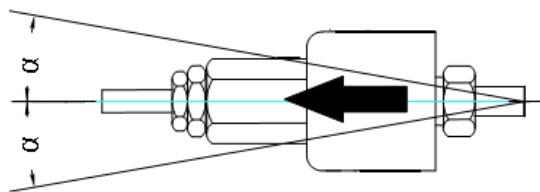


Figura 11.6. Pozițiile de montare ale pompei de motorină

### **11.2.5. Montajul părții electrice**

Se execută conform schemei electrice de conectare la instalația electrică a vehiculului. Alimentarea cu energie electrică se face obligatoriu prin siguranță conform schemei electrice.

Alimentarea se va realiza printr-un circuit separat de contactul mașinii, de preferat direct de la baterie, evitându-se căderea de tensiune accidentală pe generator în timpul funcționării acestuia (generatorul nu efectuează ventilarea de siguranță).

Traseele conductorilor electrici de alimentare se vor poza pe cât posibil pe traseele electrice proprii ale autovehiculului, ferite de traseul tubulaturii de evacuare a gazelor de ardere (motor autovehicul, generator de aer cald) de piese în mișcare relativă față de caroserie. Traversările pereților metalici se vor realiza prin intermediul garniturilor de trecere din cauciuc.

Conductorii electrici se fixează în coliere de plastic de caroserie astfel încât să nu poată fi agățați, smulși.

Panoul de comandă se montează pe cât posibil pe bordul mașinii sau într-un loc accesibil conducătorului auto.

### **11.2.6. Încercări la punerea în funcțiune**

La finalizarea montajului generatorul este pus în funcțiune conform instrucțiunilor de utilizare.

Se recomandă după 15 minute de funcționare să se măsoare noxele în gazele de ardere în patru regimuri de funcționare: pe treapta de putere maximă respectiv minimă cu motorul vehiculului oprit respectiv pornit, pentru certificarea funcționării corecte. [49].

## 12. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

### 12.1. Concluzii

Generatoarele de aer cald sunt echipamente auto care au devenit indispensabile pentru cabinele autovehiculelor datorită confortului termic pe care îl asigură.

Legislația în domeniu precum și concurența pe piața acestor produse impun perfecționarea continuă a acestora prin creșterea performanțelor, reducerea gabaritelor, îmbunătățirea designului și nu în ultimul rând reducerea emisiilor din gazele de ardere.

Teza de doctorat tratează problematica acestor produse prin sistematizarea informațiilor și experienței acumulate de autor pe parcursul activității sale.

Generatoarele de aer cald au o soluție constructivă simplă, modulară ușor de utilizat și întreținut.

Arzătorul acestor instalații cu puteri termice de 2÷5 kW este fără piese în mișcare, cu vaporizator de combustibil, cu încălzire prin radiația termică a elementelor incandescente și a gazelor de ardere.

Arzătorul instalațiilor peste 7 kW se realizează pe principiul pulverizării combustibilului prin dispersare mecanică sau hidraulic cu diuză.

Schimbătoarele de căldură sunt de tip tubular, nervurate până la puteri de 5 kW și cu suprafețe netede peste 7 kW, cu două drumuri a gazelor de ardere în interior și un drum pentru aer la exteriorul acestora.

Generatoarele de aer cald cu arzător cu vaporizator, subiectul principal al acestei lucrări, au ca elemente caracteristice vaporizatorul și tubul de ardere cu elementele sale incandescente în timpul funcționării, deflectorul și tubul de flacără, ce intermediază schimbul de căldură de la gazele de ardere la vaporizator, preîncălzitorul de aer și cazan. Deflectorul și tubul de flacără sunt încălzite preponderent prin convecție forțată de flacăra turbionară. Caracterul turbionar se datorează admisiei tangențiale a aerului în camera de ardere.

Schimbul de căldură de la aceste elemente se desfășoară prin radiație și conducție, fluxurile de căldură transmise prin conducție contribuie la încălzirea peretelui preîncălzitorului de aer (peretele camerei de ardere). Acest lucru este susținut de valorile numerice determinate pentru generatorul de aer cald tip A20 prezentate în teză.

Schimbul de căldură prin radiație direct de la gazele de ardere are valori reduse datorită factorului de emisie foarte mic al acestora de 0,03 (generator de aer cald tip A20), flacăra având dimensiuni reduse.

Comanda și controlul acestor instalații se realizează cu echipamente electronice performante ce asigură buna funcționare a acestora și siguranța utilizatorilor.

Puterea de încălzire a generatorului de aer cald cu disc vaporizator, modulată între 1 kW și 2 kW, nivelul redus de poluare, dimensiunile reduse, soluția constructivă adoptată constituie elemente de interes, literatura de specialitate tratează sumar acest tip de echipamente, fiind preferate instalațiile cu puteri mari și foarte mari.

Studiul teoretic și experimental al aprinderii, arderii, transferului termic și controlului electronic în generatorul de aer cald tip A20 oferă date noi în peisajul literaturii de specialitate a instalațiilor de încălzire de mică putere prin analiza acestora, prin metoda de calcul termic de dimensionare și verificare, prin mărimile specifice prezentate pe parcursul acestei lucrări.

Totodată studiul teoretic și experimental al generatorului de aer cald tip A20 permite îmbunătățirea performanțelor acestuia, reducerea nivelului de noxe din gazele de ardere, creșterea schimbului de căldură.

Implementarea informațiilor furnizate de studiul teoretic și experimental al generatorului de aer cald cu disc de vaporizare a combustibilului permite realizarea unui produs superior celui existent, obiectiv major al firmei Mecord pe termen scurt și mediu, pentru a menține pe piață acest produs.

## 12.2. Contribuții personale

Construcția generatorului de aer cald este prezentată la nivel de detaliu printr-un material grafic adecvat, prin tratarea soluțiilor constructive cu indicații privind materialele utilizate și condițiile de funcționare.

Am elaborat algoritmi de dimensionare a principalelor componente ale generatorului: vaporizator, tub de ardere, cazan, grupul suflantei și ventilatorului de aer cald, pompa de combustibil.

Generatoarele de aer cald au fost clasificate funcție de soluția constructivă și de puterile termice maxime ale acestora realizându-se o analiză comparativă cu recomandarea soluțiilor constructive pe diverse criterii.

Sunt prezentate generatoare de aer cald realizate de 3 firme europene: caracteristici tehnice, modul de funcționare, particularități constructive, analiză comparativă.

S-a elaborat un program de încercări și condiții tehnice pentru verificarea și controlul generatoarelor.

Utilizarea metodologiei de calcul propusă în capitolul 7 pentru generatorul de aer cald tip A20 a condus la obținerea următoarelor rezultate numerice:

1. Calculul de determinare a diametrului discului vaporizator

$$D_v = 2\sqrt{\frac{S}{\Pi}} = 2\sqrt{\frac{1}{\Pi} \frac{\dot{m}c\Delta t + \dot{m}q_v}{\sigma_0} \left( \sum \frac{T^4 - T_s^4}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \right)^{-1}}$$

Valoarea de calcul obținută:

$$D_v = 33,8 \text{ mm}$$

Valoarea diametrului discului vaporizator la generatorul A20:

$$D_v = 32 \text{ mm}$$

Eroarea de calcul este de + 5,6% , și se explică prin neconsiderarea prezenței bujiei în fața discului vaporizator la generatorul A20 care prin ceul incandescent (datorită încălzirii de la flacără) asigură un surplus de flux de căldură radiativ spre discul vaporizator.

Se poate concluziona că metoda de calcul este corespunzătoare, coeficientul de siguranță este acoperitor  $c = 1,15 \div 1,25$ .



Fluxurile de căldură calculate, transmise prin radiație termică de deflector respectiv de gazele de ardere discului vaporizator sunt de 45 W respectiv 5,5 W, factorul de emisie al gazelor de ardere este redus (0,03).

2. Determinarea puterii electrice a bujiei incandescente:

$$P_e = \dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{comb} \text{ [W]}$$

$$\dot{Q}_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\frac{S_1}{\frac{\pi D_V^2}{4} + \pi D_C L_C + \frac{\pi D_C^2}{4}} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}} S_1 \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4) \text{ [W]}$$

Valoarea de calcul obținută:

$$P_e = 78,5 + 11 = 89,5 \text{ W}$$

Valoarea puterii electrice obținute prin calcul se majorează cu 10÷20 % ținând cont de ipotezele simplificatoare.

Valoarea puterii electrice minime a bujiei BI84 la generatorul A20:

$$P_e = 100 \text{ W}$$

Eroarea de calcul este de -11,5 %.

Prin aplicarea coeficientului de siguranță (valoarea maximă), valoarea obținută de 107,4 W este acoperitoare.

3. Calculul de verificare a suprafeței de schimb a preîncălzitorului de aer de ardere:

$$S = 2\pi D_C L_C \text{ [m}^2\text{]} - \text{suprafața peretelui camerei de ardere interior exterior}$$

$$L_C = 50 \text{ mm} , D_C = 25 \text{ mm pentru generatorul A20}$$

$$\dot{Q}_{PA} = \dot{Q}_R + \dot{Q}_{cond} \text{ [W]}$$

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{Rdeflector} + \dot{Q}_{Rgazeardere}$$

$$\dot{Q}_R = 70 + 14 = 84 \text{ [W]}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conddeflector} + \dot{Q}_{condtubardere}$$

$$\dot{Q}_{cond} = 142 + 36 = 178 \text{ [W]}$$

$$\dot{Q}_{PA} = \dot{Q}_R + \dot{Q}_{cond} = 262 \text{ [W]}$$

$$\dot{Q}_{PA} = a_{PAS} (\overline{t_s} - \overline{t_{ap}}) = 230 \text{ [W]}$$

Se constată că fluxul de căldură convectiv este cu 11,5% mai mic decât fluxul conductiv și radiativ, situație explicabilă prin faptul că aerul se încălzește

convectiv nu numai de la peretele camerei de ardere ci și de la inelul de legătură cu peretele exterior al camerei de ardere.

$$S_{PA} = \pi \frac{D_{ca}^2 - D_{ce}^2}{4} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$D_{ca} = 68\text{mm}, D_{ce} = 52\text{mm}$$

Fluxul convectiv cu suprafața majorată:

$$\dot{Q}_{PA} = \alpha_{PA}(S + S_{PA})(\bar{t}_s - \bar{t}_{ap}) = 274 \text{ [W]}$$

Fluxul de căldură necesar preîncălzirii aerului:

$$\dot{Q}_{PA} = \lambda \rho \dot{m} L_{min} c_{pa} (\bar{t}_{ap} - \bar{t}_{ai}) = 270 \text{ [W]}$$

Eroarea de calcul față de fluxul de căldură necesar preîncălzirii aerului (270W) este de +1,5% (274W) respectiv -3% (262W).

4. Calculul fluxului căldurii utile a cazanului generatorului tip A20

Dimensiunile cazanului sunt:

$$d_1 = 60\text{mm}, d_2 = 62\text{mm}, g_{CAZ} = 1\text{mm}, L_{CAZ} = 150\text{mm}, \lambda = 14\text{W/mK}$$

$$B = 20\text{mm}, L = 117\text{mm}, N = 12, \delta = 1\text{mm}, \lambda_{nerv} = 50\text{W/mK}$$

$$\dot{Q}_u = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}{2\lambda} + \frac{S_1}{\alpha_{red} S_{2tot}}} S_1 \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \text{ [W]}$$

Valoarea de calcul obținută:

$$\dot{Q}_u = 1780\text{W nominală a generatorului A20:}$$

$$\dot{Q}_u = 1750\text{W}$$

Eroarea de calcul este de +1,7% în ipoteza că generatorul nu are pierderi de căldură prin carcasă.

Pierderile prin carcasă reale sunt de 4 ÷ 5 %.

Eroarea de calcul în această situație este de -3,3 ÷ -4,3 %.

Fluxul căldurii utile determinat experimental pentru un generator tip A20 (capitolul 8) este de 1615 W.

Rezultatele obținute se încadrează pe ansamblu într-o marjă de eroare de ±5% care confirmă utilitatea metodei de calcul.

Au fost concepute modele schematice cu fluxurile de căldură și parametrizările aferente pentru componentele generatorului de aer cald:

vaporizator, tub de ardere și cazan. Pe baza acestora, utilizându-se formulele consacrate de schimb de căldură prin radiația termică a gazelor și corpurilor solide, prin convecție și conducție s-au conceput relații și formule de calcul particularizate pentru specificul generatoarelor de aer cald.

Au fost realizate modele funcționale echipate cu elemente de măsură pentru studiu și determinări experimentale, informațiile obținute au contribuit la elaborarea modelelor schematice a fluxurilor de căldură și la optimizarea componentelor generatorului.

S-au efectuat determinări experimentale și calcule pentru determinarea performanțelor generatorului de aer cald A20: putere termică, debitul de aer cald, creșterea de temperatură a aerului, temperatura maximă a aerului cald, randamentul și determinarea calității arderii prin determinarea noxelor și a indicelui de fum a gazelor de ardere evacuate de instalație conform Directivei nr.56/2001/CE.

S-au realizat cercetări experimentale asupra câmpului de temperaturi în arzătorul cu distribuția combustibilului pe disc vaporizator pe trei trepte de putere și la trei tensiuni electrice de alimentare a generatorului A20.

S-au elaborat și optimizat ciclogramele de funcționare a generatorului de aer cald care stau la baza programului înscris în microprocesorul echipamentului electronic de comandă și control.

A fost concepută metoda de optimizare a arderii pentru generatorul de aer cald tip A20.

S-a conceput algoritmul de verificare a aprinderii, stabilității arderii și optimizarea arderii în generatorul de aer cald.

Au fost realizate scheme de montaj a generatoarelor de aer cald pe vehicule conforme cu legislația în domeniu.

S-au elaborat ciclogramele de funcționare ale echipamentului electronic de comandă și control cu microprocesor destinat agregatului de încălzire AI-1073 produs de firma Mecord, în cadrul programului Relansin în parteneriat cu INAR Brașov, realizatorul echipamentului electronic, și s-a asigurat asimilarea și testarea acestuia.

S-a proiectat și s-a asigurat coordonarea proiectării generatorului de aer cald tip A20 și a completului de montaj al acestuia.

S-a proiectat soluția constructivă actuală (A20), arzătorul cu disc vaporizator, schimbătorul de căldură, grupul suflantei de aer de ardere și a ventilatorului prin studiu teoretic și experimental pe modele funcționale.

S-a elaborat și s-a coordonat elaborarea documentației tehnice a generatorului de aer cald tip A20: documentație de execuție, standard produs, carte tehnică, specificații de montaj și de reparație, tehnologie de fabricație.

A fost coordonat proiectul generatorului de aer cald tip A20 pe parcursul etapelor: prototip, serie 0, fabricație de serie, omologare cu RAR, alinierea la Directiva 56/2001/CE.

Pentru realizarea generatorului de aer cald tip A20 s-au asimilat prin colaborări componente originale, adaptate la specificul generatoarelor de aer cald: bujii (Sinterom), motoare (ANA IMEP), senzori de flacără, termoprotecții, tubulaturi, echipament electronic.

S-a proiectat și s-a asigurat coordonarea proiectării generatoarelor de aer cald tip A40 și A120 și a completelor de montaj ale acestora.

## BIBLIOGRAFIE

1. Apahidean, B. ș.a. Combustibili și teoria proceselor de ardere, Editura UT Pres, Cluj Napoca, 1997.
2. Antonescu, N., Caluianu, V. Cazane și aparate termice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1975.
3. Aramă, C., Apostolescu, N., Grünwald, B. Poluarea aerului de către motoarele cu ardere internă, Editura Tehnică, București, 1975.
4. Aramă, C., ș.a. Combustibili și lubrifianți pentru motoare, Editura Tehnică, București, 1962.
5. Apostolescu, N., Taraza, D. Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice, Editura Didactică și Pedagogică, București 1979.
6. Apostolescu, N., Chiriac R. Procesul arderii în motorul cu ardere internă, Editura Tehnică, București, 1998.
7. Baehr, H. D., Stephan, K. Heat and mass transfer, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2006.
8. Bică, M., Nagi, M. Transfer de masă și căldură, Editura Universitaria Craiova, 1999
9. Çengel Y.A., Ghajar A.J. Heat and mass transfer, New York : McGraw-Hill, 2011.
10. Chiru A., Anca H. R., Cofaru C.,- Materiale compozite, Editura Universității Brașov, 2000.
11. Cofaru, C., Ispas, N., Chiru, A., Scafaru, C., Florea D. Autovehiculul si mediul, Editura Universității Transilvania din Brasov, 1999.
12. Damian, V. Termotehnică, Editura Academica, Galați, 2005.
13. Dubbel, Manualul inginerului mecanic. Fundamente, Editura Tehnică, București 1998.
14. Glassman, I. Combustion, Academic Press, San-Diego, 1996.
15. Grünwald, B, Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
16. Hütte, Manualul inginerului. Fundamente, Editura Tehnică, București 1995.
17. Felea, I. Mașini și acționări electrice, Editura Universității Oradea, 2006.
18. Ionel, I., Ungureanu C., Bisorca D. Termoenergetica și mediul, Editura Politehnica, Timișoara, 2006.
19. Ionel, I., ș.a. Introducere în termotehnică Editura Politehnica, Timișoara, 2007.
20. Ionel, I., ș.a. Termotehnică. Aplicații. Editura Politehnica, Timișoara, 2000.
21. Jădăneanț, M. Termotehnică și mașini termice, Editura Eurostampa, 2006.
22. Laza, I., Negoșescu, A., S. Compresoare și ventilatoare: Lucrări de laborator, Universitatea Politehnica Timișoara, 1999.

23. Laza, I. Contribuții la studiul transferului de căldură la fascicule de țevi aripate, Teză de doctorat, Universitatea Politehnica Timișoara, Facultatea de Mecanică, 1996.
24. Leca, A. Ridicarea eficienței aparatelor schimbătoare de căldură, Editura Tehnică, București, 1978.
25. Leca, A., Mladin, E., Stan, M. Transfer de căldură și masă, Editura Tehnică, București, 1998.
26. Leca, A., Pop, M., Prisecaru, I., Neaga, C., Zidaru, G., Mușatescu, V., Isbășoiu, E, Îndrumar Tabele, nomograme și formule termotehnice vol. II, Editura Tehnică, București, 1987.
27. Marincaș, D., Negruș, E. Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977.
28. **Mărcuț, F.**, Jădăneanț, M. Combustion research in burner with fuel distribution on standing vaporizer for combustion heaters, Cofret 2008: 4-eme edition du Colloque Francophone en Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique, 11-13 Juin 2008, Ecole des Mines de Nantes, ISBN 2.6905267.61.5.
29. **Mărcuț, F.**, Jădăneanț, M. Tipuri constructive ale aerotermelor cu combustie, Știință și inginerie, vol. 14, Editura AGIR, București, 2008, ISBN 973-8130-82-4.
30. **Mărcuț, F.**, Jădăneanț, M. Advantages of using water heaters for diesel engines, Proceedings of the International conference: Research people and actual tasks on multidisciplinary sciences, 6-8 June 2007, Lozenec, Bulgaria, Volume 2, pag. 183/187, ISBN 978-954-91147-3-7.
31. **Mărcuț, F.**, Jădăneanț, M. Air pollution reduction using digital optimization of burning in combustion heaters, Journal of Environmental Protection and Ecology, Volume: 11 Issue: 3 Pages: 1158/1162 Published: Scibulcom Ltd, 1113 Sofia, Bulgaria, 2010, ISSN: 1311-5065.
32. **Mărcuț, F.**, Jădăneanț, M. Managementul automat al funcționării generatoarelor de aer cald cu combustie, destinate vehiculelor rutiere, Analele Universității din Oradea, Fascicola Energetică nr. 13, 2007, p. 159/164, ISSN 1224-1261, ISBN 978-973-759-306-1.
33. **Mărcuț, F.**, Jădăneanț, M. Digital optimization of burning in combustion heaters, Annals of the Oradea University, Fasc. MTE, vol. VI (XVI), 2007, pgs. 221/226, ISSN 1583-0691.
34. **Mărcuț, F.**, Jădăneanț, M. Controlul automat al funcționării generatoarelor de aer cald independente, destinate vehiculelor rutiere, „C. Brâncuși” University of Tg. Jiu, Engineering Faculty Scientific Conference – 11-th edition, Nov. 3-4, 2006, pp. 177/182, ISSN 1842-4856.
35. **Mărcuț, F.** Referat nr.1. Analiza comparativă a soluțiilor constructive a arzătoarelor generatoarelor de aer cald independente destinate vehiculelor și cercetări experimentale asupra câmpului de temperaturi în arzătorul cu distribuția combustibilului pe vaporizator fix, Timișoara, 2007.

36. **Mărcuț, F.** Referat nr.2. Controlul electronic al aprinderii și arderii în generatorul de aer cald tip A20, Timișoara, 2008.
37. Mecord SA, Carte tehnică aerotermă A20, Oradea, 2008.
38. Mecord SA, Carte tehnică aerotermă A42, Oradea, 2006.
39. Mecord SA, Carte tehnică aerotermă A120, Oradea, 2008.
40. Mecord SA, Documentație execuție generator aer cald A20, Oradea, 2008.
41. Mecord SA, Documentație execuție generator aer cald A42, Oradea, 2006.
42. Mecord SA, Documentație execuție generator aer cald A40, Oradea, 2009.
43. Mecord SA, Documentație execuție generator aer cald A120, Oradea, 2007.
44. Mecord SA, Standard de firmă aeroterme, Oradea, 2001.
45. Mecord SA, Documentație de montaj aerotermă A20, Oradea, 2007.
46. Mecord SA, Documentație execuție complet montaj A20, Oradea, 2008.
47. Mecord SA, Instrucțiuni de reparație aerotermă A20, Oradea, 2008.
48. Mecord SA, Documentație 3D generator aer cald A20, Oradea, 2009.
49. Mecord SA, Încercarea instalațiilor de încălzire A20, A40, A120 și AA200, Oradea, 2010.
50. Mecord SA, Documentație echipament electronic, Oradea, 2005.
51. Mecord SA, Încercarea echipamentului electronic, Oradea, 2005.
52. Nagi, M., Iorga, D., Laza, I., Mihon, L., Ostoia, D. Schimbătoare de căldură, vol. I, Editura Mirton, Timișoara, 2006.
53. Nagi, M., Laza, I., Mihon, L. Schimbătoare de căldură, vol. II, Editura Mirton, Timișoara, 2007.
54. Nagi, M., ș.a. Transmiterea căldurii și dinamica gazelor, Centrul de multiplicare al UPT, Timișoara, 1996.
55. Nagi, M., ș.a. Utilaje termice, Centrul de multiplicare al UPT, Timișoara, 1995.
56. Nagi, M. Schimbătoare de căldură din aluminiu, Editura Mirton, Timișoara, 2007.
57. Nagi, M., ș.a. Termotehnică, tabele, formule, diagrame, Timișoara, 1992.
58. Nagi, M., Negoitescu, A. S. Testarea în laborator a utilajelor termice, Editura Mirton, Timișoara, 2005.
59. Neacșu, E., Nagi, M. Tabele, diagrame și formule termotehnice, Centrul de multiplicare al UPT, Timișoara, 1997.
60. Negrea, D. V. Bazele cercetării experimentale a motoarelor cu ardere internă și a autovehiculelor rutiere, Centrul de multiplicare al UPT, Timișoara, 2004.
61. Nerescu, I., Radcenco, V. Analiza energetică a proceselor termice, Editura Tehnică, București, 1970.
62. Pănoiu, N. Cazane de abur, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
63. Pănoiu, N., ș.a. Instalații de ardere, Editura Tehnică, București, 1968.
64. Pop, M., Leca, A., Prisecaru, I., Neaga, C., Zidaru, G., Mușatescu, V., Isbășoiu, E. Îndrumar Tabele, nomograme și formule termotehnice vol. I, Editura Tehnică, București, 1987.
65. Pop, M., Leca, A., Prisecaru, I., Neaga, C., Zidaru, G., Mușatescu, V., Isbășoiu, E. Îndrumar Tabele, nomograme și formule termotehnice vol. III, Editura Tehnică, București, 1987.

66. Raznjevic, K. Tabele și diagrame termodinamice, Editura Tehnică, București, 1978.
67. Sandu, V., Chiru, A. Combustibili pentru autovehicule, Editura Matrix Rom, București, 2007.
68. Serth, R. W. Process heat transfer, Elsevier Academic Press, Amsterdam, 2007.
69. Șomoghi, V., ș.a. Procese de transfer de căldură, Editura Universul Cartfil, Ploiești, 1998.
70. Ștefănescu, D., ș.a. Transfer de căldură și masă – teorie și aplicații, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
71. Ungureanu, C. Generatoare de abur pentru instalații energetice, clasice și nucleare, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977.
72. Ungureanu, C. Instalații de cazane. Combustibili, ardere, focare, - Lit. IPT, Timișoara, 1971.
73. Ungureanu, C. Instalații de cazane. Generatoare de abur, Lit. IPT, Timișoara, 1975.
74. Ungureanu, C., ș.a. Calculul agregatului de cazan, Lit. IPT, Timișoara, 1970.
75. Ungureanu, C. Combustibili. Instalații de ardere. Cazane. Editura Politehnica, Timișoara, 1998.
76. Ungureanu, C., ș.a. Instalații de ardere: elemente de proiectare. Editura Politehnica, Timișoara, 2008.
77. Vlădea, I. Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1974.
78. \*\*\* Directiva Parlamentului și a Consiliului European 2001/56/CE.
79. \*\*\* Directiva Parlamentului și a Consiliului European 70/221/CE.
80. \*\*\* [www.anaimep.ro](http://www.anaimep.ro).
81. \*\*\* [www.beru.com](http://www.beru.com).
82. \*\*\* [www.buehlermotor.com](http://www.buehlermotor.com).
83. \*\*\* [www.eberspacher.com](http://www.eberspacher.com).
84. \*\*\* [www.ellipson.com](http://www.ellipson.com).
85. \*\*\* [www.espar.com](http://www.espar.com).
86. \*\*\* [www.fermit.ro](http://www.fermit.ro).
87. \*\*\* [www.mecord.ro](http://www.mecord.ro).
88. \*\*\* [www.microchip.com](http://www.microchip.com).
89. \*\*\* [www.monterofye.com](http://www.monterofye.com).
90. \*\*\* [www.sinterom.ro](http://www.sinterom.ro).
91. \*\*\* [www.thomas-magnete.com](http://www.thomas-magnete.com).
92. \*\*\* [www.webasto.com](http://www.webasto.com).
93. \*\*\* SR EN 10088-1:2005 oțeluri inoxidabile. Partea 1: Lista oțelurilor inoxidabile.
94. \*\*\* SR EN 590:2004 Carburanți pentru automobile. Carburant pentru motoare diesel. Condiții tehnice și metode de încercare.

95. \*\*\* SR 6926-14:1999 Vehicule rutiere- Metode de încercare. Verificarea eficacității încălzirii.
96. \*\*\* SR ISO 1925: 1995 Echilibrare.
97. \*\*\* SR ISO 1940-1: 1994 Vibrații mecanice. Condiții de calitate pentru echilibrarea rotoarelor rigide.
98. \*\*\* SR ISO 7637-0:1995 Vehicule rutiere. Perturbații electrice prin conducție și prin cuplaj. Definiții și generalități.
99. \*\*\* SR ISO 7637-1:1995 Vehicule rutiere. Perturbații electrice prin conducție și prin cuplaj. Autoturisme și autoutilitare ușoare cu tensiune nominală de 12V – Transmisia perturbației electrice numai prin conducție în lungul liniilor de alimentare.
100. \*\*\* SR ISO 7637-2: 1995 Vehicule rutiere. Perturbații electrice prin conducție și prin cuplaj. Autoutilitare cu tensiune nominală de 24V – Transmisia perturbației electrice numai prin conducție în lungul liniilor de alimentare.
101. \*\*\* SR ISO 7637-3 Vehicule rutiere. Perturbații electrice prin conducție și prin cuplaj. Vehicule cu tensiune nominală de alimentare de 12V sau 24V – Transmisia perturbației electrice prin cuplaj capacitiv sau inductiv prin linii altele decât liniile de alimentare.
102. \*\*\* Prospecte și documentații ale firmelor producătoare de generatoare de aer cald cu combustie Eberspacher și Webasto.
103. \*\*\* Manualul inginerului termotehnician, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1961.
104. \*\*\* Bloc electronic cu unitate logică de procesoare pentru comanda și controlul agregatelor de preîncălzire motor și încălzire independentă a cabinelor autovehiculelor – Contract 364/24.12.1999 între SC INAR SA, conducător de proiect, SC MECORD SA și AMCSIT- POLITEHNICA București – Programul național de cercetare dezvoltare RELANSIN