

COMPARATIVE ANALYSIS OF ENERGY BALANCE FOR A STEAM GENERATOR OPERATING ON TWO DIFFERENT FUEL TYPES

Ion DOSA

UNIVERSITY OF PETROSANI, Romania.

Rezumat. Lucrarea prezintă analiza bilanțurilor energetice al unui generator de abur care funcționează cu două tipuri de combustibil având puteri calorifice diferite. Se urmărește reglarea regimului de funcționare generatorului de abur pentru combustibilul cu puterea calorifică mai mică, astfel încât parametric aburului viu la ieșirea din generator să fie cei nominali în condițiile realizării unui randament maxim posibil. Analiza bilanțul optim pentru generatorul de abur funcționând cu un combustibil având puterea calorifică inferioară mai mică, evidențiază unele măsuri prin care se pot atinge obiectivele propuse.

Cuvinte cheie: generator de abur, bilanț energetic real, bilanț energetic optim.

Abstract. This paper presents an analysis of the energy balance of steam generator that works with two types of fuels having different lower heating values. The aim is to adjust the operating mode of the steam generator fed with fuel having lower heating values, so that steam parameters at the outlet of the generator is rated in terms of achieving maximum efficiency possible. Analysis of the optimal balance for the steam generator operating with a fuel with lower heating value highlighted some measures that can be implemented to achieve these goals.

Keywords: steam generator, actual energetic balance, optimal energetic balance.

1. INTRODUCTION

When building a power plant, one of the things needs to be taken in account is to ensure the fuel supply. As a result, they will be located near the mines, quarries or major transport routes.

Therefore, it is known from the start the type of fuel used in terms of its elementary analysis and its heating value. Designing or selecting steam generators that will operate in the power plant will be made for this type of fuel.

As long as the supply of fuel runs smoothly, the boilers will be operating at design parameters.

As a plant is expected to run for a long time, there may be situations in which steam generators will be supplied with different fuel than originally planned. In these circumstances, to ensure rated steam parameters, some adjustments must be made to the steam generator.

The energy balance for a steam generator that works with fuel for which it was designed, and with another fuel will be made, in order to highlight steam generator peculiarities in terms of losses and efficiency indicators of the cases studied.

2. TYPE PP-330/140-P55 STEAM GENERATOR

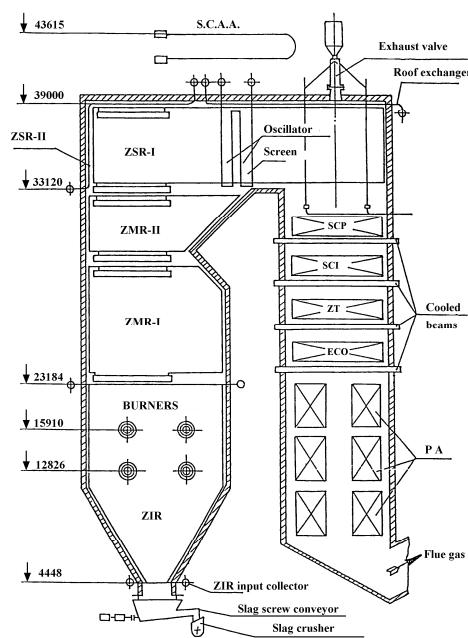


Fig. 1. Pp-330/140-P55 [1] steam generator

Abbreviations in fig. 1: SCAA - steam-steam heat exchanger, ZSR II - upper radiation section ZMR – median radiation section, ZIR – lower radiation section, SCP - primary convection superheater, SCI - intermediate convection superheater, ZT – transition section, ECO – economizer, PA – regenerative air heater.

Pp-55 steam generator is of Russian manufacture (1968), forced circulation type with a steam production of $660 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$ with steam parameters of 140 bar pressure and 540 °C temperature and for the intermediate superheated steam 24,4 bar and 540 °C [1].

Construction of the steam generator is carried out in two distinct bodies, symmetrical with the axis of the group, operating in parallel to the turbine K-210-130-1. Each of the two bodies can work independently with the turbine as they are equipped with adequate valves to be isolated.

Each steam generator body Fig. 1 is designed with two flue gas paths - in the shape of Π - one ascending and one descending tied together with a reverse room.

The ascending path is the furnace chamber area, where the radiation heat exchangers are located and the descending path consists in the convection heat exchange surfaces. Fuel used in furnace chamber is solid (pulverized coal), liquid (heavy fuel oil) or gaseous (natural gas).

Burning of fuel in the furnace chamber takes place in vacuum (-3 mmH₂O in the reverse room), provided by the axial flue gas fan (exhauster).

Combustion air and the air used for the transport of pulverized coal are blown by a centrifugal air fan.

The basic fuel is crushed coal, obtained in hammer mills (4 mills for each body of the steam generator). To start and support a flame is used auxiliary fuel, natural gas or heavy fuel oil.

Heavy fuel oil injector, gas burner and the pulverized coal burner have a unitary construction. The burners are located on the sidewalls of the furnace in two floors with 4 burners on a floor. Each burner can be powered with gas or heavy fuel oil alone.

Feeding the furnace with pulverized coal is made by a mill, delivering the crushed coal for two burners placed in cross on each side of the furnace chamber. Flow of coal in grinding mill is provided by the raw coal feeder (with scraper band) whose speed can be adjusted remotely by the voltage applied to the DC drive motor.

Large share of radiation heat exchange surfaces ensures that the project parameters are delivered even down to 70% rated of load.

Boiler efficiency at rated load reaches 90,07% (by project) especially by placing particular areas of regenerative convection heat exchangers (economizer and air preheater), leading to lower combustion gas temperature to a value of 150 °C, when burning exclusively crushed coal.

Supply water parameters at steam generator rated load are: pressure 180 bar, temperature 240 °C.

Evacuation of the furnace slag is dry and the discharge of fly ash captured in the electric filters is done hydraulically. Slag and ash transport from collection points to Bagger pump station and then to the deposit of ash and slag is driven by water. Water decanted from the deposit pond of slag and ash is recirculated in the slag and ash wash circuit.

Tracking boiler operating parameters is done with recording instrumentation and indicator panels located in the control room of the building.

3. BALANCE OUTLINE

The first step to be done to achieve energy balance for equipment, is determination of balance outline, and energy flow through balance outline.

The equipment analyzed is a very important part of a power plant the Pp-330/140-P55 type steam generator.

Balance outline corresponds with the physical contour of the Pp-330/140-P55 type steam generator, with inputs: the mixture of coal-heavy fuel oil or coal-natural gas, air needed for combustion and boiler feed water; outputs: flue gas, the produced superheated steam, discharged slag, walls of the boiler where heat is exchanged with the environment.

Entry section for air in the balance outline is the inlet section of air preheater where the air is entering at atmospheric pressure and ambient temperature.

Fuel enters the balance outline through pulverized-fuel burners at the mill outlet temperature of fuel. Input section for the feed water in the balance outline is the inlet of steam generator (in economizer ECO) and the exit section for steam is the superheater (SCP) outlet.

4. MEASUREMENTS PERFORMED

Measurements were made at boiler steam flow rate, at steam parameters of $330 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$, temperature of 540 °C and 140 bar pressure.

The boiler produces useful heat as necessary for the steam turbine and in addition it is considered useful heat, the heat that came out of the boiler (respectively the balance outline) for preheating the air that enters the boiler and the heat coming from the medium pressure section of the turbine at

parameters $p=28,9$ bar, $t=350$ °C, and returning in the turbine reheated, with parameters: pressure $p=24,4$ bar, $t=550$ °C and a flow rate of $288,5 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$, which is the flow rate for a single boiler body.

For the rated operating mode of the steam generator, the temperatures of working fluid in different areas of the boiler are given in tabular form in the steam generator documentation [1], and thereby the useful heat listed above can be easily calculated for the rated operating mode.

The purpose of energy balance is to calculate energy efficiency of steam generator in case of using diverse fuel types.

Data used in energy balance calculus was obtained from the recording instrumentation and indicator panels located in the control room of the building, and in addition for flue gas measurement TESTO 350 flue gas analyzer was used.

Elemental analysis of fuels used in the analyzed cases is presented in Table 1, the coal for the steam generator of unit 2 and the mixed coal from Jiu Valley for unit 6.

In Table 2 the measured composition of flue gas is presented.

Table 1
Elementary analysis of fuels

Coal (boiler unit 2)	
	C = 39,8 %
	H ₂ = 3,0 %
	O ₂ = 0,8 %
	N = 0,8 %
	S = 1,8 %
Ash	A = 35,6 %
Humidity	W = 11 %
Volatile	= 43 %
	Q _i = 15.492 kJ·kg ⁻¹
Mixed coal from Jiu Valley (boiler unit 6)	
	C = 37,2 %
	H ₂ = 2,8 %
	O ₂ = 7,6 %
	N = 0,7 %
	S = 1,7 %
Ash	A = 37,2 %
Humidity	W = 12,8 %
Volatile	= 48 %
	Q _i = 14.385,35 kJ·kg ⁻¹

Table 2

Flue gas composition

Measured quantity	UM	Coal	
		Boiler 2A	Boiler 2B
O ₂	%	10,91	10,75
CO	mg·m ⁻³	6,00	5,00
CO ₂	%	9,11	8,98

NO	mg·m ⁻³	953,00	931,00
NO ₂	mg·m ⁻³	0,00	0,00
Flue gas temperature	°C	151,50	149,40
SO ₂	mg·m ⁻³	3.983,00	3.935,00
Combustion efficiency	%	89,30	89,80
Ambient temperature	°C	14,80	15,80
Excess air	%	105,70	104,90
Measured quantity	UM	Mixed coal	
		Boiler 6A	Boiler 6B
O ₂	%	13,21	13,18
CO	mg·m ⁻³	6,00	4,00
CO ₂	%	6,82	6,85
NO	mg·m ⁻³	866,00	913,00
NO ₂	mg·m ⁻³	0,00	0,00
Flue gas temperature	°C	143,70	136,30
SO ₂	mg·m ⁻³	3.254,00	3.108,00
Combustion efficiency	%	86,80	87,80
Ambient temperature	°C	14,70	16,70
Excess air	%	169,60	168,50

In this type of boiler, slag is removed from furnace chamber in solid state and for determining the physical heat loss of discharged slag, the temperature at which slag exits the furnace was measured. The average temperature of slag is found around 600 °C.

In literature [2][3][4][5][6][7] are presented equations used for the energy balance preparation of boilers, therefore this paper will not focus on these.

The steam generator is powered with solid fuel (coal) and methane gas (injected for flame support), resulting a mixture of fuel.

Using for their calculus, formula [3]:

$$\sum Q_{cmec} = 18,63 \cdot B_i \cdot \left(\frac{C_{sg} \cdot A^i \cdot a_{sg}}{100 - C_{sg}} - \frac{C_{pvc} \cdot A^i \cdot a_{pvc}}{100 - C_{pvc}} \right), \quad \frac{kJ}{ur} \quad (1)$$

where: B_i is solid fuel consumption, kg·h⁻¹; A_i gravimetric percentage of ash content in wet fuel, C_{pvc} and C_{sg} are gravimetric percent of carbon in unburned fuel due to mechanical cause, unrecovered in furnace chamber, and unburned carbon in flue gas, determined by chemical

analysis, a_{sg} and a_{pvc} the share of slag respectively fly ash in the burned fuel, ur abbreviation for reference unit.

Values for a_{sg} and a_{pvc} are given in literature [2] [3] $a_{sg}=0,15$ and $a_{pvc}=0,85$. In calculus values measured for unit 2 boiler $C_{sg}=7,9$, $C_{pvc}=3,2$ and for unit 6 boiler $C_{sg}=12,7$ respectively $C_{pvc}=8,1$ will be used.

For the determination of heat loss by radiation and convection to the surface of the boiler, the results have a high degree of uncertainty, on one hand due to the difficulty of determining the size of the radiating surface and on the other hand the difficulty of calculating average surface temperature.

Based on Fig. 1 and the other figures in literature [1] the size of the lateral area can be calculated, resulting $S_l=3841,5 \text{ m}^2$, the upper and lower surface area being $S_{sup}=S_{inf}=198 \text{ m}^2$.

Wall loss was calculated using [2] [3]:

$$q = \alpha_e \cdot (t_e - t_a), \quad \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{m}^2} \quad (2)$$

where: t_e is the average temperature, in $^\circ\text{C}$ of the outer surface of the considered wall elements, t_a ambient temperature, in $^\circ\text{C}$, measured beyond the influence of the warm equipment, α_e convection coefficient, calculated using relationship given in literature [2][3].

The considered steam generators were running at rated parameters, with fuel flow for boiler 2A and 2B of $92 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$ solid fuel and $2.500 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ natural gas injection, and in case of 6A and 6B boilers $120 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$ solid fuel with $2.125 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ methane gas injection.

After carrying out calculations using data above, summary tables were prepared and Sankey diagrams for the actual energy balance of boiler units 2 and 6 of SE Mintia-DEVA S.A. were drawn.

Measurements at boiler unit 2 were carried out at an interval of about 1 hour away, resulting different ambient temperatures: for the first determination for boiler 2A $t_{med}=14,8 \text{ }^\circ\text{C}$ and for boiler 2B $t_{med}=15,8 \text{ }^\circ\text{C}$. Determinations from unit 6, were similarly conducted, recorded temperatures were for boiler 6A $t_{med}=14,7 \text{ }^\circ\text{C}$ and for boiler 2B $t_{med}=16,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

Given that fuel is introduced as a mixture of coal dust and natural gas in the steam boiler, fuel heating value must be calculated for this mixture.

The first step in calculating the lower heating value of fuel is to determine the mass participation of the various components of natural gas, since its elemental analysis is given in volume participation,

and elemental analysis of coal is given in mass participation. Thus we obtained the mass participations of natural gas, and we continue to determine the heating value of fuel mixture introduced into the boiler, using formula [2][3]:

$$H_{iam} = \frac{B_h \cdot H_{ih} + B_m \cdot \rho_N \cdot H_{im}}{B_h + B_m \cdot \rho_N} \quad \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3)$$

where H_{iam} is the lower heating value of the mixture, the index h represents solid fuel (coal), while the index m of natural gas, ρ_N is density at normal state of natural gas.

Using formula above specific mass heat of mixture is determined, considering the specific mass heat of solid fuel $15.492 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ and for methane the specific heat mass at the temperature on which enters the balance outline will be taken from tables.

In Table 3 and 4 are given the results of energy balance for unit 2 boiler body A and B.

Table 3

Actual thermal energy balance (boiler 2A)

INPUT ENERGY FLOW		
Nomenclature	MJ·h⁻¹	%
HEAT INPUT		
Chemical heat of fuel Q_{cBi}	1.488.189	80,47
Physical heat of fuel Q_B	1.943	0,11
Physical heat of feed and injection water Q_a	343.167	18,56
Physical heat of air Q_L	15.942	0,86
TOTAL INPUT (Q_i)	1.849.241	100
OUTPUT ENERGY FLOW		
Nomenclature	MJ·h⁻¹	%
USEFUL HEAT OUTPUT		
Heat of produced steam Q_D	1.132.725	61,25
Heat recovered by air preheating Q_{pa}	328.576	17,77
Heat recovered in SCI Q_{recsci}	131.296	7,10
Heat recovered in SCAA Q_{reccaa}	39.339	2,13
Total useful heat output Q_u	1.631.936	88,25
HEAT LOSS		
Loss of mechanical incomplete combustion Q_{cmec}	20.785	1,12
Loss of chemical incomplete combustion	42	0,002

Q_{cga}		
Heat loss through flue gas	174.189	9,418
Q_{gacos}		
Heat loss by extracted slag Q_{sg}	24.684	1,34
Wall loss Q_{per}	8.304	0,45
Unaccounted losses ΔQ	-10.699	-0,58
Total heat loss Q_p	217.305	11,75
TOTAL OUTPUT (Q_e)	1.849.241	100

$$c = \frac{Q_{cBi}}{4,187 \cdot 7000 \cdot D_{ab}} = \frac{1.488.189}{4,187 \cdot 7000 \cdot 330.000} = 0,154 \frac{\text{kg e.f.}}{\text{kg steam}} \quad (6)$$

Table 4
Actual thermal energy balance (boiler 2B)

INPUT ENERGY FLOW		
Nomenclature	MJ·h⁻¹	%
HEAT INPUT		
Chemical heat of fuel Q_{cbi}	1.488.189	80,43
Q_{cBi}		
Physical heat of fuel Q_B	2.074	0,11
Physical heat of feed and injection water Q_a	343.167	18,54
Physical heat of air Q_L	15.942 MJ·h ⁻¹	(0,86 %)
Physical heat of fuel Q_b	1.943 MJ·h ⁻¹	(0,11 %)
TOTAL INPUT (Q_i)	1.850.376	100
OUTPUT ENERGY FLOW		
Nomenclature	MJ·h⁻¹	%
USEFUL HEAT OUTPUT		
Heat of produced steam Q_D	1.132.725	61,22
Heat recovered by air preheating Q_{pa}	326.233	17,63
Heat recovered in SCI Q_{recsci}	131.296	7,10
Heat recovered in SCAA Q_{reccaa}	39.339	2,13
Total useful heat output Q_u	1.629.593	88,08
HEAT LOSS		
Loss of mechanical incomplete combustion Q_{cmec}	20.785 MJ·h ⁻¹	(1,12 %)
Loss of chemical incomplete combustion Q_{cga}	42 MJ·h ⁻¹	(0,002 %)
Heat recovered in SCAA Q_{reccaa}	39.339 MJ·h ⁻¹	(2,13 %)
Heat recovered by air preheating Q_{pa}	328.576 MJ·h ⁻¹	(17,77 %)
Total useful (output) heat Q_o	1.631.936 MJ·h⁻¹	88,25 %
TOTAL OUTPUT (Q_e)	1.850.376	100

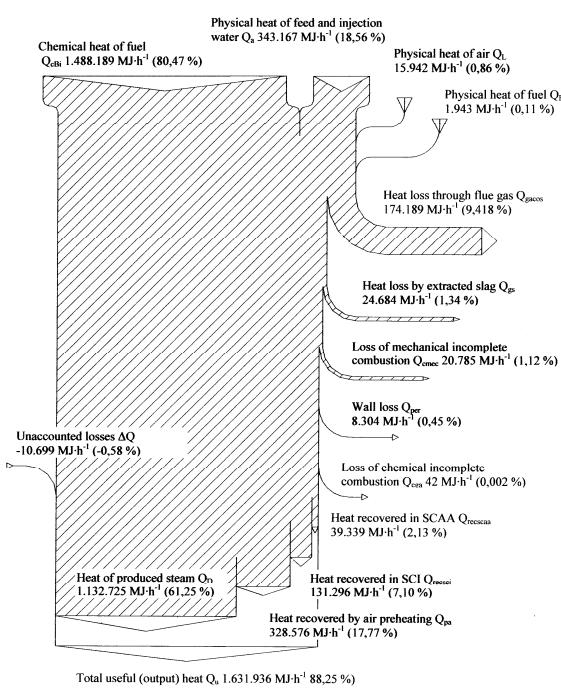


Fig. 2. Sankey diagram for the actual thermal energy balance of 2A boiler

Net energy efficiency:

$$\eta_n = \frac{Q_u}{Q_i} \cdot 100 = \frac{1.631.936}{1.849.241} = 88,25 \% \quad (4)$$

Gross thermal efficiency:

$$\eta_n = \frac{Q_u - Q_a}{Q_i - Q_a - Q_L - Q_B} \cdot 100 = \frac{1631936 - 343167}{1849241 - 343167 - 15942 - 1943} = 86,60 \% \quad (5)$$

Specific fuel consumption:

The unit 2 B boiler energy indicators are listed below, and in fig. 3 the Sankey diagram for the summary table 4 is presented. Efficiency indicators calculated using equations (4),(5) and (6) are: net energy efficiency $\eta_n=88,08\%$; gross thermal

efficiency $\eta_t=86,44\%$; specific fuel consumption $c = 0,154 \frac{kg\ e.f.}{kg\ steam}$.

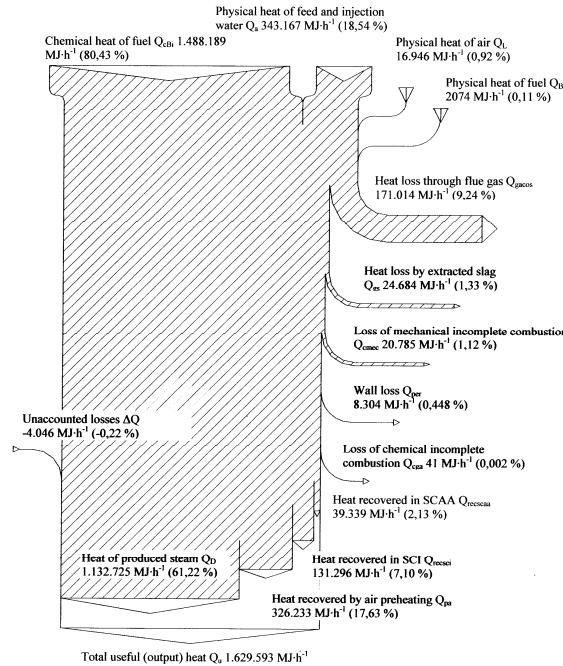


Fig. 3. Sankey diagram for the actual thermal energy balance of 2B boiler

output Q_u		
HEAT LOSS		
Loss of mechanical incomplete combustion Q_{cmec}	62.110	2,85
Loss of chemical incomplete combustion Q_{ces}	65	0,003
Heat loss through flue gas Q_{gacos}	254.708	11,71
Heat loss by extracted slag Q_{es}	33.643	1,547
Wall loss Q_{per}	8.304	0,38
Unaccounted losses ΔQ	-12.043	-0,55
Total heat loss Q_p	346.787	15,94
TOTAL OUTPUT (Q_e)	2.175.531	100

The unit 6 A boiler energy indicators are listed below, and in fig. 4. the Sankey diagram for the summary table V is presented. Efficiency indicators calculated using equations (4),(5) and (6) are: net energy efficiency $\eta_n=84,06\%$; gross thermal efficiency $\eta_t=82,32\%$; specific fuel consumption $c = 0,187 \frac{kg\ e.f.}{kg\ steam}$.

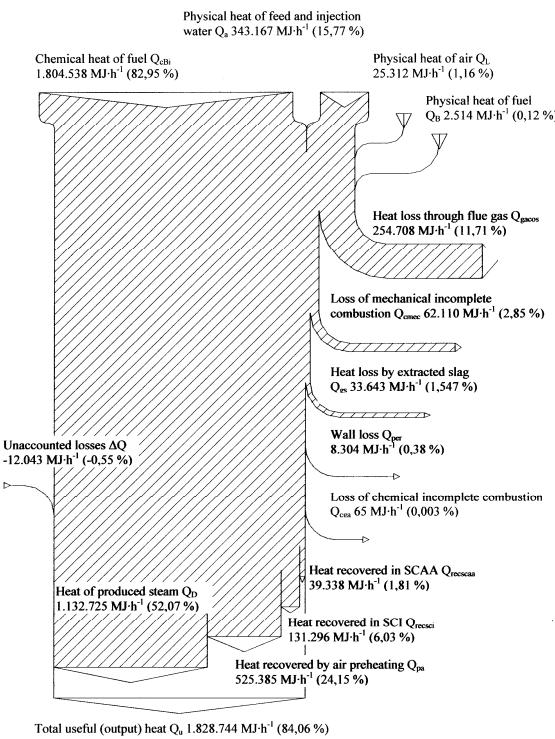


Fig. 4. Sankey diagram for the actual thermal-balance of 6A boiler

Table 6
Actual thermal-balance (boiler 6B)

INPUT ENERGY FLOW		
Nomenclature	MJ·h ⁻¹	%
HEAT INPUT		
Chemical heat of fuel Q _{cBi}	1.804.538	82,81
Physical heat of fuel Q _B	2.856	0,13
Physical heat of feed and injection water Q _a	343.167	15,75
Physical heat of air Q _L	28.615	1,31
TOTAL INPUT (Q_i)	2.179.176	100
OUTPUT ENERGY FLOW		
Nomenclature	MJ·h ⁻¹	%
USEFUL HEAT OUTPUT		
Heat of produced steam Q _D	1.132.725	51,98
Heat recovered by air preheating Q _{pa}	519.835	23,85
Heat recovered in SCI Q _{recsci}	131.296	6,02
Heat recovered in SCAA Q _{recscaa}	39.338	1,81
Total useful heat output Q_u	1.823.194	83,66
HEAT LOSS		
Loss of mechanical incomplete combustion Q _{cmech}	62.110	2,85
Loss of chemical incomplete combustion Q _{cga}	65	0,003
Heat loss through flue gas Q _{gacos}	240.476	11,037
Heat loss by extracted slag Q _{Sg}	33.643	1,54
Wall loss Q _{per}	8.304	0,38
Unaccounted losses ΔQ	11.384	0,53
Total heat loss Q_p	355.982	16,34
TOTAL OUTPUT (Q_e)	2.179.176	100

The unit 6 B boiler energy indicators are listed below, and in fig. 5 the Sankey diagram for the summary table 6 is presented. Efficiency indicators calculated using equations (4),(5) and (6) are: net energy efficiency $\eta_n=83,66\%$; gross thermal efficiency $\eta_l=82,02\%$; specific fuel consumption $c = 0,187 \frac{\text{kg e.f.}}{\text{kg steam}}$.

As presented in fig. 2 – 5 energy balance for the boilers operating in unit 2 and 6 are alike.

This is not a unexpected, since the boilers are the same type, an operated in same conditions.

Differences can be noticed for terms involving fuel input, since the lower heating value of employed fuel is different in the cases studied; also there are differences in other losses like loss through flue gas, and loss of mechanical

incomplete combustion, as a result of high values for the coefficient of excess air for boiler in unit 6.

Importance of heat recovery can be noticed in both cases, as it brings back important amount of heat in the balance outline.

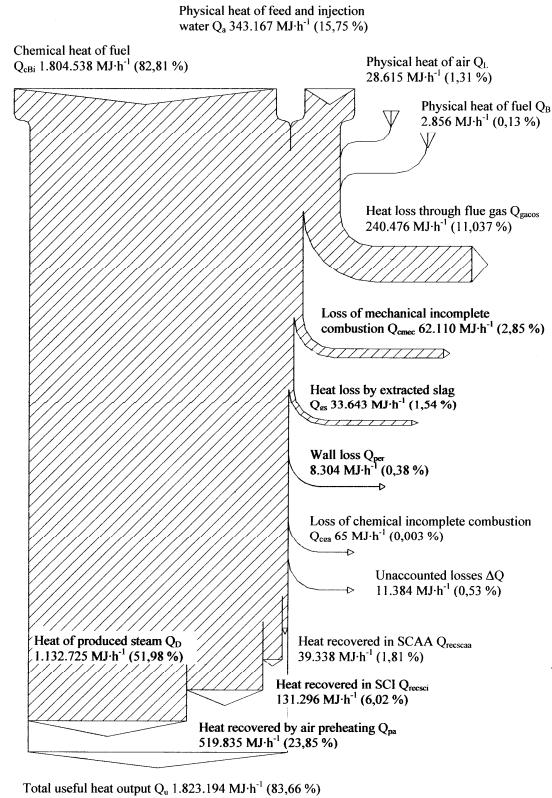


Fig. 5. Sankey diagram for the actual thermal energy balance of 6B boiler

5. CONLUSIONS

5.1. Analysis of the actual energy balance of unit 2 boiler

Analysis of the actual balance of boiler A and B from the unit 2 can be based on summary table III and IV.

It is noted that the measurement results for the two boiler bodies are very close, the difference between them being the ambient temperature data. As data was read at a certain time frame, temperature increased. The results are substantially the same, as can be expected in the case of aggregates having the same features and functioning under the same conditions.

Therefore, the the actual energy balance analysis conclusions are valid for both bodies, even if it refers at data from a single body.

Analyzing the data in summary tables the following conclusions may be drawn:

- chemical heat of fuel is 80,43% of input energy into balance outline, followed by physical heat of feed and injection water of 18,54%, physical heat of the fuel and air entered into the balance outlines being about 1%.

- useful heat has several components, and shall be noted the importance of heat recovery through combustion air preheating and heat recovery in the SCI and the SCAA, their contribution to useful heat being 26,86%, without them, energy efficiency of the boiler would reach to a maximum of 61,22%;

- operating with coal, boiler efficiency is good, 88,08% compared to 90% given by the manufacturer

- physical heat loss with flue gas is 9,24% of the input heat, reducing this loss can lead at increased energy efficiency. If you reduce the temperature of exhaust gases that cannot be less than 120 °C in this case to avoid condensation in the chimney (from 151,5 °C as measured), it is noted that another way is to reduce the gas flow, having in mind that excess air coefficient is 2,057 a value more than the recommended 1,20.

- heat loss through the walls of the boiler in the environment due to radiation and convection are also within acceptable limits 0,448%, and can say that they can not be reduced further;

- as expected, the heat loss through chemical incomplete combustion is negligible 0,002%, since in the flue gas was measured a small amount of CO, 6 mg·m⁻³;

- heat loss by extracted slag is 1,33%, being unable to reduce slag temperature under 600 °C for technological reasons;

- loss of mechanical incomplete combustion is also reasonable 1,12%, but may consider further reducing this loss;

- unaccounted losses are -0,22%, and is well below the maximum allowable of ± 2,5%, so it can be concluded that the measured data had a good precision.

Net energy efficiency is $\eta_n=88,08\%$ gross thermal efficiency is $\eta=86,44\%$, and specific fuel consumption $c=0,154 \text{ kg e.f.} \cdot (\text{kg steam})^{-1}$.

5.2. Analysis of the actual energy balance of unit 6 boiler

Analysis of the actual balance of boiler A and B from the unit 6 can be based on summary Table V and VI.

Specifications outlined for unit 2 remain valid, but noted that unit 6 uses a fuel with smaller lower heating value (see Table I) and a higher slag content.

Analyzing the data in summary tables the following conclusions may be drawn:

- chemical heat of fuel is 82,95% of input energy into balance outline, followed by physical heat of feed and injection water of 15,77%, physical heat of the fuel and air entered into the balance outlines being about 1,28%.

Because it uses a fuel with smaller lower heating value, fuel flow will be higher, but at the same time the amount of air needed for combustion, and the air for injecting these large quantities of fuel in the furnace chamber will be higher too;

- useful heat has several components, and shall be noted the importance of heat recovery through combustion air preheating and heat recovery in the SCI and the SCAA, their contribution to useful heat being 31,99%, without them, energy efficiency of the boiler would reach to a maximum of 52,07%;

- energy efficiency of boiler using worse fuel is smaller, reaching 84,06% compared to 90% given by the manufacturer, and necessarily it must be improved, as operating with low efficiency produces significant losses;

- physical heat loss with flue gas is 11,71% of the input heat, reducing this loss can lead at increased energy efficiency. This value is higher than in case of using coal as fuel, because using fuel with smaller lower heating value means higher flow rate of fuel in order to achieve the same heat input. If you reduce the temperature of exhaust gases that cannot be less than 120 °C in this case to avoid condensation in the chimney (from 151,5 °C as measured), it is noted that another way is to reduce the gas flow, having in mind that excess air coefficient is 2,696 a value more than the recommended 1,20.

- heat loss through the walls of the boiler in the environment due to radiation and convection are also within acceptable limits 0,38%, and can say that they can not be reduced further;

- as expected, the heat loss through chemical incomplete combustion is negligible 0,003%, since in the flue gas was measured a small amount of CO, 6 mg·m⁻³;

- heat loss by extracted slag is 1,547%, higher than in case of using coal as fuel, as flow rate of fuel and slag share of mixed coal is higher, also for technological reasons slag temperature cannot be reduced under 600 °C;

- loss of mechanical incomplete combustion is 2,85%, as higher fuel flow rate requires greater amount of combustion air, therefore may consider further reducing this loss;

- unaccounted losses are -0,55%, and is well below the maximum allowable of ± 2,5%, so it can be concluded that the measured data had a good precision.

Net energy efficiency is $\eta_n=84,06\%$ gross thermal efficiency is $\eta_t=82,32\%$, and specific fuel consumption $c=0,187 \text{ kg e.f.} \cdot (\text{kg steam})^{-1}$.

With this type of fuel (mixed coal) can be seen that the specific fuel consumption increased.

5.3. Analysis of the optimal energy balance of unit 6 boiler

Given that, if feeding fuel with small lower heating value, boiler efficiency is lower by 6% compared to the nominal 90% specified by the manufacturer, the optimal balance must be drawn to determine whether it is possible to operate using this fuel in economic conditions.

Data needed to establish the optimal balance have been noted at the actual balance analysis, but will be summarized below:

- flue gas temperature 120 °C;
- ambient temperature 15 °C;
- coefficient of excess air $\lambda=1,20$ for complete combustion, and no loss through chemical incomplete combustion;
- loss of mechanical incomplete combustion same as data from the unit 2 boiler $C_{sg}=7,9$ and $C_{gr}=3,2$. The result of optimal balance is found in Table 7.

Table 7
Optimal thermal energy balance (boiler 6)

INPUT ENERGY FLOW		
Nomenclature	MJ·h ⁻¹	%
HEAT INPUT		
Chemical heat of fuel Q_{cbi}	1.227.338	77,68
Physical heat of fuel Q_B	1.740	0,11
Physical heat of feed and injection water Q_a	343.167	21,71
Physical heat of air Q_L	7.834	0,50
TOTAL INPUT (Q_i)	1.580.079	100
OUTPUT ENERGY FLOW		
Nomenclature	MJ·h ⁻¹	%
USEFUL HEAT OUTPUT		
Heat of produced steam Q_D	1.132.725	71,69
Heat recovered by air preheating Q_{pa}	159.220	10,08
Heat recovered in SCI Q_{recsci}	131.296	8,31
Heat recovered in SCAA $Q_{recscaa}$	39.338	2,49
Total useful heat output Q_u	1.462.579	92,57
HEAT LOSS		
Loss of mechanical incomplete combustion Q_{cmec}	17.793	1,12
Loss of chemical incomplete combustion Q_{cga}	0	0,00
Heat loss through flue gas	68.555	4,34

Q_{gacos}		
Heat loss by extracted slag Q_{sg}	22.760	1,44
Wall loss Q_{per}	8.304	0,525
Unaccounted losses ΔQ	88	0,005
Total heat loss Q_p	117.500	7,43
TOTAL OUTPUT (Q_e)	1.580.079	100

The unit 6 boiler energy indicators for optimal energy balance are listed below, and in fig. 6. the Sankey diagram for the summary table 7 is presented. Efficiency indicators calculated using equations (4),(5) and (6) are: net energy efficiency $\eta_n=92,52\%$; gross thermal efficiency $\eta_t=91,21\%$; specific fuel consumption $c = 0,127 \frac{\text{kg e.f.}}{\text{kg steam}}$.

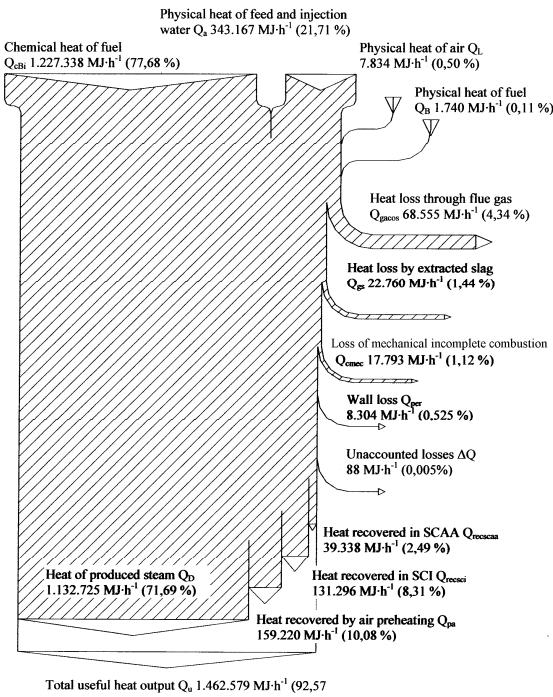


Fig. 6. Sankey diagram for the optimal thermal energy balance of boiler no. 6

Comparing data of actual balance with optimal balance can be concluded that it is possible to improve the energy efficiency of the boiler functioning with small lower heating value fuel.

It should be noted that increasing the share of methane gas in the fuel mixture is not an option, given that the calorific value of the mixture increases very little. For example a rate flow of $2.500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ natural gas mixed with $88 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ coal cause the lower heating value of mixture to be $15.867,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ compared to $15.492 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ for coal, which is an increase of 2,4% and an increase of $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ in natural gas flow rate will produce

an increase of 0,08% of the lower heating value of the mixture.

In order to achieve efficiency close to the optimal balance the following measures should be taken:

- permanent monitoring of burning to keep the excess air coefficient around the optimal value $\lambda=1,20$;

- reducing flue gas temperature at a value close to the minimum allowable for this type of fuel, that is 120 °C;

- reducing losses of mechanical incomplete combustion can be done by increasing the number of burners. Thus, at the same flow rate, the velocity of injected fuel will be lower, therefore the time the fuel particles spent in the furnace chamber will increase and they will burn a greater extent, reducing loss of incomplete mechanical combustion;

- net energy efficiency reached 92,57% while the amount of fuel used will drop to $2.375 \text{ m}^3 \text{ N} \cdot \text{h}^{-1}$

for natural gas and $81,18 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ for coal and specific fuel consumption will decrease by 60 (g e.f.)·(kg steam) $^{-1}$.

REFERENCES

- [1] *** - *Technical Instructions and Operation Manual for Pp-330/140-P55 boiler*.
- [2] I.Gh. Carabogdan, and others - *Energy Balances - problems and applications*, Tehnică Publishing House, Bucharest, (1986).
- [3] T. Berinde, and others - *Elaboration and analysis of energy balance in the industry*, Tehnică Publishing House, Bucharest, (1976).
- [4] C. Mereuță and others - *Directory of energy for engineers in industrial enterprises*, Tehnică Publishing House, Bucharest, 1984.
- [5] *** - *Guide to development and analysis of energy balance*, M.O. of Romania, part.I, nr.792/11.11.2003.
- [6] B. Popa and others - *Thermodynamics, heat aggregates and installations - collection of problems*, Tehnică Publishing House, Bucharest, (1979).
- [7] A. Badea and others - *Thermal equipment and installations*, Tehnică Publishing House, Bucharest, (2003).

CARACTERISTICILE ARDERII COMBUSTIBILILOR FOSILI LICHIZI ADITIVAȚI CU ULEIURI VEGETALE

*Lucian MIHĂESCU, Ion OPREA, Gabriel Paul NEGREANU,
Manuela Elena GEORGESCU, Viorel BERBECE*

POLITEHNICA UNIVERSITY, Bucharest, Romania

Rezumat. Lucrarea prezintă aspecte teoretice și practice privind arderea combustibililor fosili aditivați cu uleiuri vegetale, soluție de valorificare economică, ecologică și cu investiții reduse a combustibililor lichizi regenerabili. Sunt subliniate condițiile de pulverizare, aprindere și stabilitate a flăcării și nivelul emisiilor poluanțe. Modelele de calcul prezentate permit evidențierea fazelor și dinamicii procesului de ardere, fiind calculată viteza de ardere pentru combustibilii lichizi fosili aditivați cu până la 40 % uleiuri vegetale. Experimentările au evidențiat faptul că prin aditivare combustibililor lichizi energetici cu uleiuri vegetale s-au obținut noi combustibili cu proprietăți de aprindere și de ardere apropiate de cele ale combustibililor lichizi fosili și au confirmat posibilitatea valorificării acestora în scopuri energetice.

Cuvinte cheie: combustibili lichizi fosili, uleiuri vegetale, aditivare, ardere.

Abstract. The paper presents theoretical and practical aspects concerning to the burning of the mixture of fossil liquid fuels with crude vegetable oils, an economical and ecological solution for regenerative liquid fuels utilization with minimum investments. The atomizing, ignition and stable burning conditions are emphasized. The burning dynamics is relieved by a computational model appropriate for a mixture, with vegetable crude oil content until 40%. The experiments have proved that this mixture is a fuel with appropriate ignition and burning characteristics in comparison with conventional fossil fuels. The experimental results confirmed the possibility of energetically utilization of the fossil liquid fuel mixture with vegetable oils.

Keywords: fossil liquid fuels, vegetable oils, mixture, burning.

1. INTRODUCERE

Potențialul de utilizare energetică a uleiurilor vegetale indigene este fundamentat pe potențialul agricol de cultivare a plantelor oleaginoase, de caracteristicile energetice ale uleiurilor vegetale brute (nerafinate) și de posibilitatea demonstrată în cercetări anterioare de ardere eficientă, economică și cu emisii poluanțe reduse a acestor uleiuri în instalațiile existente care funcționează cu combustibili lichizi fosili. Dintre sorturile de uleiuri vegetale posibil de a fi utilizate au fost reținute uleiurile de floarea soarelui și de rapiță. Uleiurile de porumb, de soia și de șofrănel, deși au dat rezultate asemănătoare din punct de vedere al arderii, datorită producțiilor reduse sunt potențial utilizabile numai pe plan local.

Evoluția suprafețelor cultivate cu plante oleaginoase în țara noastră arată o stagnare pentru floarea soarelui, la cca. 800 mii hectare, o scădere pentru soia și o creștere spectaculoasă pentru rapiță. Dublarea suprafețelor cultivate cu rapiță în ultimii doi ani a fost stimulată îndeosebi de cererea pentru

producerea uleiurilor esterificate, respectiv a biodieselului destinat transporturilor.

În ceea ce privește utilizarea amestecurilor de hidrocarburi lichide și uleiuri vegetale, aplicațiile actuale pe plan mondial utilizează procente de aditivare cu ulei vegetal de 10-30%. În prezentă lucrare sunt prezentate rezultatele calculelor analitice și ale testelor de laborator privind pulverizarea, aprinderea și arderea combustibilului lichid ușor tip M (CLU) aditivat cu ulei vegetal în proporție de până la 40%.

Caracteristicile fizice și energetice ale uleiurilor vegetale sunt în unele privințe diferite de ale combustibililor lichizi tradiționali. Acest fapt conduce la influențarea caracteristicilor amestecurilor ulei vegetal – combustibil lichid fosil și implică necesitatea efectuării unor cercetări experimentale pentru a determina capacitatea de pulverizare, condițiile de aprindere și de ardere a noului combustibil astfel obținut, în stare pulverizată: timpul de aprindere, stabilitatea și geometria flăcării, natura și cantitatea depunerilor,

emisiile poluante. În acest scop cercetările experimentale au fost efectuate pe două direcții:

- cercetări experimentale de pulverizare;
- cercetări privind aprinderea și arderea picăturilor individuale de mixturi.

În figura 1 se prezintă mostre de ulei pur de rapiță și de amestec ulei de rapiță 20% cu CLU 80%, iar în tabelul I caracteristicile fizico-chimice ale uleiurilor vegetale și amestecurilor cu CLU

Combustibilul lichid ușor de tip M, utilizat la realizarea amestecurilor testate în laborator este produs conform standardelor comunitare în vigoare.

La aditivarea la rece a combustibilului lichid ușor, care are viscozitate mai mică decât uleiurile vegetale, omogenizarea amestecului s-a realizat instantaneu, fără a fi nevoie de intervenție cu dispozitive de amestecare. Calitatea aditivării a fost ireproșabilă, rezultând amestecuri perfect omogen, care își păstrează proprietățile nealterate în timp.

Cercetările au evidențiat și faptul că diferite sortimente de ulei vegetal - rapiță, floarea soarelui, soia și porumb - se comportă la fel de bine la depozitarea pe termen mediu, astfel că, din punct de vedere al stabilității, se recomandă utilizarea oricărui sortiment dintre aceste uleiuri autohtone ca aditivi la combustibilii lichizi energetici.

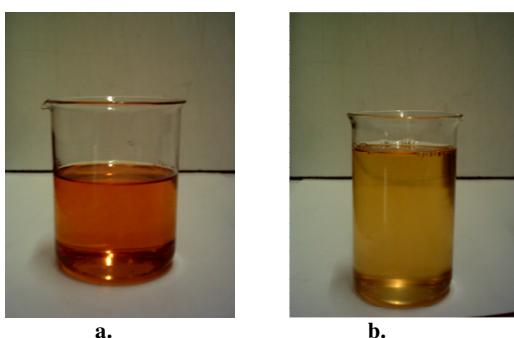


Fig. 1. a – ulei rapiță; b – CLU tip M 80% + 20% ulei rapiță

Tabel 1

Caracteristici fizico-chimice ale uleiurilor vegetale

Caracteristici	UM	Ulei de floarea soarelui	Ulei de rapiță	CLU tip M	CLU + ulei fl. soarelui 20 %	CLU + ulei fl. soarelui 40 %
Densitate	kg/m ³	941,5	920,4	827	849,5	872,8
Viscozitate la 50°C	°E	2,92	2,81	1,4	1,6	1,62
Viscozitate la 80°C	°E	2,24	1,99	10,2	1,33	1,5
Viscozitate la 100°C	°E	1,58	1,64	1,08	1,12	1,42
Punct inflamabilitate	°C	321,0	254,0	81,0	71,75	82,75
Umiditate	%	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Cocs Conradson	%	0,289	0,264	0,0	0,0587	0,1156
Sulf	%	0,069	0,069	0,0	0,0138	0,0276

Un aspect important pentru eficiența economice a utilizării acestor amestecuri în scopuri energetice constă în posibilitatea arderii lor în instalațiile de existente, cu modificări minime.

2. VITEZA DE ARDERE A PICĂTURILOR DE COMBUSTIBIL ADITIVAT

Cel mai simplu model fizic consideră arderea vaporilor independentă de alimentarea cu aer și combustibil spre zona de reacție, iar condițiile termice sunt complementare celor de ardere. Se admite că sub punctul de fierbere are loc evacuarea rapidă a vaporilor de combustibil, iar presiunea parțială a vaporilor în apropierea suprafeței este mică și nu limitează procesul de evaporare.

Viteza de evaporare W va depinde pentru aceste considerente numai de temperatură prin relația:

$$W = \frac{dm}{d\tau} = A_l^{-\frac{L}{RT}} \quad (1)$$

unde:

A – constanta de evaporare;
L – căldura latentă de vaporizare;
R – constanta universală a gazelor.

Dacă mediul gazos are temperatura t_m , iar particula de lichid, temperatura t_l , timpul de evaporare, egal cu timpul de ardere se va determina cu ajutorul relației:

$$\tau_a = \frac{\rho_1 L}{T_m - T_f} \int_0^{R_s} \frac{dR}{\alpha} \quad (2)$$

unde:

ρ – este densitatea lichidului;
 T_f – temperatura de fierbere a lichidului;
 R_0 – raza inițială a picăturii;
 α – coeficientul de transfer de căldură prin convecție.

Pentru mediu imobil față de particulă, criteriul Nusselt se ia egal cu 2 ($Nu = 2$), astfel încât $\alpha = \frac{\lambda}{R}$. Mediu imobil gaz-nor de picături cuprinde domeniul pulverizării industriale fine (diametru mediu particulă sub 70 μ). Pentru acest domeniu, relația finală de calcul va deveni:

$$\tau = \frac{\rho_1 \frac{L}{\lambda_1} R_s^2}{2(T_m - T_f)} [s] \quad (3)$$

unde:

λ – coeficientul de conductibilitate al lichidului.

Relația obținută, permite evidențierea variației vitezei de aprindere pe baza caracteristicilor fizico-chimice ale combustibilului lichid, inclusiv pentru un amestec de combustibili.

S-au analizat următoarele situații:

- combustibil lichid ușor tip M;
- ulei vegetal de floarea soarelui și rapiță;
- amestec combustibil ușor tip M cu ulei vegetal în diferite proporții gravimetrice.

În tabelul II se prezintă caracteristicile fizico-chimice ale combustibilului ușor tip M și a mixturilor dintre acesta și uleiul vegetal, caracteristici ce intră efectiv în relațiile de calcul a vitezei de ardere.

Tabel 2
Caracteristicile energetice ale mixturilor

Combustibil	Temp. fierbere °C	Densitate kg/m ³	Căldură specifică kJ/kg	Căldură latentă kJ/kg	Putere calorifică kJ/kg	Conducti- bilitate W/ms
CIU tip M	230	852	1,74	435	40 600	0,169
Ulei floarea soarelui	210	918	1,82	515	39 370	0,182
Ulei rapiță	220	918	1,76	502	40 240	0,180
CLU 80% + Ulei floarea soarelui 20%	224	865	1,78	455	40 100	0,173
CLU 60% + Ulei floarea soarelui 40%	217	878	1,81	480	39 900	0,177
CLU 80% + Ulei rapiță 20%	222	865	1,75	447	40 500	0,172
CLU 60%, ulei rapiță 40%	214	878	1,75	468	40 370	0,175

Prin extensia noțiunii de anvelopă gazoasă cu raza R_a în interiorul căreia se desfășoară procesul de ardere, s-a făcut ipoteza că arderea se poate considera realizată în interiorul unui film de la exteriorul picăturii, difuzia aerului și a gazelor de ardere fiind în interiorul acestui film.

Timpul de ardere se va determina cu ajutorul relației:

$$\tau = \frac{\rho_1 c_p R_0^2}{2\lambda_1 \ln(1+B)} [s] \quad (4)$$

unde: B – este numărul de transfer, care pentru evaporarea cu ardere are expresia:

$$B = \frac{Q_i^i}{\Delta I} \cdot \frac{m_{O_2}}{\beta} + c_p \frac{T_g - T_s}{\Delta I} \quad (5)$$

unde:

Q_i^i – este puterea calorifică a combustibilului;

m_{O_2} – concentrația gravimetrică în oxigen a mediului gazos;

β – oxigenul necesar arderii unității de masă de combustibil.

Arderea picăturilor de combustibili organici respectă legea diametrelor. Rezultă că mixturile de combustibili lichizi ușori și de ulei vegetal vor respecta de asemenea legea diametrelor. Pentru calculul arderii picăturii de mixtură de combustibili s-a utilizat relația complexă de calcul (4).

Astfel, pentru un focar cu o lungime activă de ardere de maximum 10 m, dacă se consideră o viteză a flăcării de minim 10 m/s, rezultă un timp destinat arderii de maximum 3 s.

Utilizarea arzătoarelor turbionare mărește traекторia flăcării proporțional cu gradul de turbionare „ n ”. Uzual se utilizează gradul de turbionare cu o valoare $n = 3$.

Pentru focare de dimensiuni reduse de 0,3 m specifice instalațiilor de putere termică redusă, timpul de ardere va fi de maximum 1,2 s. Ca urmare, pulverizarea trebuie pentru aceste instalații să realizeze o ardere în domeniul (0,6 ÷ 2,4) s.

Pornind de la aceste date, pentru o pulverizare caracterizată prin $d = 50 \mu$ și $d_0 = 70 \mu$, se vor verifica timpii de ardere pentru motorină, ulei vegetal brut de rapiță și amestecuri de motorină și ulei brut de rapiță în proporție de 20% și respectiv 40%.

Tabel 3
Viteză de ardere a picăturii [s]

	Raza picăturii		Numărul de transfer B
	$R_0 = 25 \mu$	$R_0 = 25 \mu$	
CLU tip M	1,34	2,63	6,77
Ulei de rapiță	1,46	2,87	5,80
Amestec cu 20% ulei	1,44	2,83	6,56
Amestec cu 40% ulei	1,37	2,68	6,25

Se remarcă:

- timpi foarte apropiati de ardere (păstrând constante caracteristici de pulverizare, atât pentru motorină cât și pentru uleiul vegetal);
- necesitatea unei pulverizări foarte fine pentru utilizarea mixturilor de motorină și ulei vegetal la arderea în instalații energetice de puteri termice reduse;
- pentru cele mai mici instalații energetice, se propune realizarea unui diametru mediu de particule obținute prin pulverizare de circa 25 μ . Mărirea diametrului particulelor pulverizate la 35 μ conduce la dublare a timpului de ardere.

3. CAPACITATEA DE PULVERIZARE

Cercetările experimentale au avut rolul de a confirma posibilitatea obținerii unei pulverizări adecvate în instalațiile energetice clasice. Caracteristicile fizico-energetice ale mixturilor de combustibili lichizi fosili și uleiuri vegetale ce influențează procesul de pulverizare au fost determinate prin cercetări de laborator.

O bună pulverizare este cerută de valoarea mai ridicată de inflamabilitatea uleiului vegetal brut. Astfel CLU se aprinde la 70°C , dar prin aditivare cu ulei vegetal în proporție de 20%, valoarea crește la 82°C , iar la o proporție de 50% la 92°C (uleiul de floarea soarelui pur se aprinde la 270°C).

Cercetările privind pulverizarea noului combustibil aditivat sunt impuse de creșterea viscozității odată cu procentul de aditivare. Pentru combustibilul lichid ușor (CLU) prin aditivare cu ulei vegetal brut rezultă o creștere a viscozității. În cazul combustibililor lichizi grei (păcură), viscozitatea scade prin aditivarea cu uleiuri vegetale. Tensiunea superficială pentru CLU se mărește cu 10% pentru un raport de aditivare cu ulei vegetal brut de 20% și cu 40% pentru un raport de aditivare de 50% (uleiul vegetal brut are tensiunea superficială cu circa 35% mai mare decât a combustibililor lichizi ușori, 33,5 dyn față de 25,2 dyn).

Prin experimentare a rezultat că diametrul maxim al picăturilor la trecerea la pulverizarea mixturi respective de combustibil a crescut cu

$$\text{raportul } \frac{d_{\max \text{ mixtura}}}{d_{\max \text{ CLU}}} = \frac{0,97}{0,90} = 1,07 . \text{ A rezultat o}$$

deteriorare a calității pulverizării cu circa 7%, valoare insesizabilă de către instalația totală de ardere. Rezultă compatibilitatea completă a instalațiilor de pulverizare pentru combustibilii fosili la funcționarea cu mixturi de combustibil.

Această concluzie a fost verificată în continuare prin experimentări de pulverizare pe stand la catedra ETCN din Universitatea Politehnica din București. Pulverizarea a fost realizată cu pompă cu pistoane, la o presiune de 40 bar. S-a utilizat un arzător cu cameră turbionară de pulverizare și cu reglaj a debitului pe return.

În urma prelucrării datelor experimentale, indicii de calitate ai pulverizării sunt caracterizați de următoarele mărimi:

- diametrul mediu al picăturilor, d_{med} :

$$d_{\text{med}} = 70 - 80 \mu$$

- diametrul maxim al picăturilor, d_{\max} :

$$d_{\max} = 800 - 920 \mu$$

- coeficientul de neuniformitate al pulverizării:

$$n = 1,96 - 2,32$$

- unghiul de pulverizare (al jetului de lichid)

$$\alpha = 22 - 25^{\circ}, \text{ utilizarea aerului neturbionat}$$

$$\alpha = 35^{\circ}, \text{ la utilizarea aerului turbionat}$$

- pulsăția unghiului de pulverizare:

$$\Delta\alpha = 5 - 7^{\circ}$$

Acstea valori sunt în plaja de utilizare a combustibililor lichizi ușori, aditivarea cu ulei vegetal neinfluențând din acest punct de vedere calitatea pulverizării în sens negativ. Ca urmare, se recomandă utilizarea pulverizării mecanice pentru cazul combustibililor lichizi fosili aditivați cu uleiuri vegetale.

4. CAPACITATEA APRINDERE

Cercetările experimentale privind capacitatea de aprindere și de ardere a picăturilor individuale de combustibil, ulei vegetal în amestec cu CLU, s-au efectuat pe standul de încercări arzătoare de combustibil gazos din cadrul Catedrei de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear din Universitatea Politehnica din București.

Standul experimental cuprinde o instalație de picurare a combustibilului într-o flacără obținută prin arderea gazului natural. Pentru a studia experimental procesul de aprindere și de ardere a picăturilor de ulei vegetal a fost necesară dotarea standului de arzătoare cu un dispozitiv care să producă picături de ulei și să le antreneze în flacără de gaz natural. În acest scop a fost aleasă soluția de curgere a picăturilor în contracurent cu flacără, ele fiind produse la partea superioară a flăcării, în incinta de ardere, curgerea fiind liberă, gravitațional.

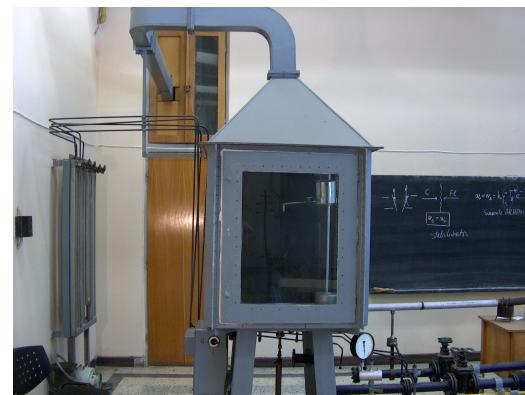


Fig. 2. Standul pentru încercarea arzătoarelor – dotat cu instalația de picurare

Pentru studiul aprinderii picăturii de combustibil a fost prevăzută o cameră video în infraroșu care permite monitorizarea permanentă și a temperaturii și a pulsăților flăcării și determinarea timpului de aprindere și de ardere.

Momentul aprinderii picăturii a fost evidențiat prin schimbarea instantanee a culorii și formei flăcării. Culoarea inițială a flăcării de gaz dominant albastră devine culoare galben-roșiatică. Se remarcă de asemenea creșterea volumului și formei flăcării.

Experimentările au arătat diferențe nesemnificative privind capacitatea de aprindere a combustibilului lichid aditivat cu ulei vegetal.

5. EXPERIMENTĂRI DE ARDERE

Instalațiile experimentale pentru cercetarea arderii mixturi de hidrocarburi lichide cu uleiuri vegetale în scopuri energetice au fost realizate în cadrul laboratorului Instalații de Ardere și cazane din Catedra Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear de la Universitatea Politehnica din București, având la bază două cazane pilot de putere termică mică (55 kWt) și respectiv medie (2 MWt), dotate cu aparatură de monitorizare a datelor funcționale.

Probele demonstrative au urmărit performanțele procesului de ardere (aprindere, caracteristicile flăcării, grad de ardere, emisii de funginge, emisii de CO, emisii de NO_x, emisii de SO_x).

Instalația pilot de putere termică mică cuprinde cazanul Multiplex CL 50 (fig. 3), cu puterea de 55 kW, destinat încălzirii rezidențiale, sau încălzirii unor clădiri destinate birourilor sau halelor de producție cu un volum de până la 1500 m³. La teste de aprindere și de ardere s-a utilizat un arzător cu pulverizare sub presiune (16 bar), dotat cu preîncălzitor de combustibil, conceput pentru arderea combustibilului lichid motorină (tip M) sau CLU și fabricat de firma GB-GANZ TERMOTEHNICA (fig. 4). Arzătorul, a fost montat pe peretele frontal anterior al cazanului pilot.



Fig. 3. Ansamblul instalației pilot de putere termică mică



Fig. 4. Arzătorul de combustibil lichid utilizat la experimentări de ardere a uleiurilor vegetale

Instrumentarea standului cu aparatura de cercetare este prezentată în figura 5

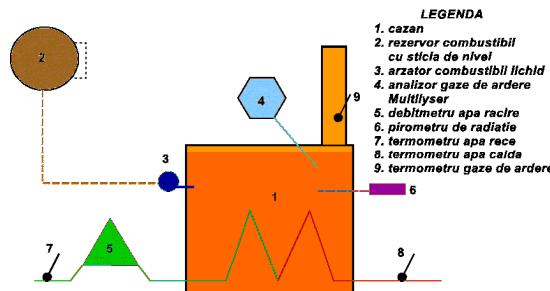


Fig. 5. Schema de amplasare a aparaturii de măsură și control

Pentru studiul arderii flacăra a fost monitorizată permanent cu o cameră video în infraroșu cu frecvență mare de cadre tip CEDIP 420.

Performanțele arderii au depins de calitatea pulverizării combustibilului, de capacitatea de aprindere a acestuia și de nivelul de temperatură din focar.

Pentru o bună pulverizare, la arzător s-a utilizat o presiune de 14 bar la pompă. Preîncălzirea uleiului vegetal în preîncălzitorul electric aflat în dotarea arzătorului a fost la temperatura de 70°C.

O etapă importantă a cercetărilor a constat și în determinarea capacitații de pornire de la rece a arzătorului cu ulei vegetal brut. În acest scop, au fost executate 6 porniri, câte 3 cu fiecare sort de ulei. Toate manevrele de pornire au fost realizate ireproșabil, de la prima comandă.

Emisia de NO_x a fost foarte scăzută, atingând valorile NO_x = (7 ÷ 42) ppm, cu mult sub media admisă de legislație, care este de 400 ppm.

Emisia de SO₂ a fost foarte scăzută, SO₂ = (6 ÷ 8) ppm. Valoarea foarte scăzută a emisiei de oxizi de sulf era de așteptat și se explică prin faptul că plantele oleaginoase conțin sulf doar din aciditatea solului.

Emisia de CO a variat între 50 și 180 ppm, valori admisibile pentru o astfel de instalație.

Nu s-a remarcat emisie de fungingine la coș, aspectul gazelor de ardere fiind complet curat.

În concluzie, se poate admite că testele privind tehnologia de ardere a uleiurilor vegetale brute cu arzătoare cu injectoare cu pulverizare mecanică cu pompă, au demonstrat completa viabilitate a acesteia.

Performanțele arderii, monitorizate prin compoziția gazelor de ardere, au fost deosebit de bune și au indicat:

$\text{NO}_x = 42 \text{ ppm}$	Exces de aer $\lambda = 1,72$
$\text{CO} = 874 \text{ ppm}$	Emisie fungingine = 0
$\text{SO}_2 = 223 \text{ ppm}$	Temperatură aer = $20,3^\circ\text{C}$
$\text{CO}_2 = 8,9 \%$	Temp. gaze de ardere la coș = 243°C

S-au prezentat mai sus valorile unei măsurători reprezentative pentru un combustibil aditivat cu 40 % ulei vegetal brut de floarea soarelui. Valorile înregistrate sunt corelate cu un exces de aer de referință caracterizat de concentrația de $\text{O}_2 = 3\%$.

Ca urmare a valorii foarte reduse a excesului de aer și a temperaturii gazelor de ardere la evacuare la coș, randamentul cazanului a atins valori extrem de ridicate, limita maximă fiind de 84,7%.

6. CONCLUZII

Lucrarea demonstrează teoretic și experimental posibilitatea și performanțele arderii combustibililor lichizi fosili aditivați cu uleiuri vegetale.

Timpii de aprindere și ardere s-au calculat pe baza caracteristicile fizice și energetice ale mixturilor de combustibil lichid tip CLU tip M și uleiuri vegetale brute. S-a adoptat un model matematic de calcul corespunzător mixturilor de combustibili fosili și uleiuri vegetale, model care cuprinde parametrul de transfer de masă B.

Calculele s-au efectuat pentru două caracteristici de pulverizare, și anume: realizarea unui diametru mediu de $50 \mu\text{m}$ și respectiv de $70 \mu\text{m}$. La alegerea acestui nivel de pulverizare s-a avut în vedere posibilitatea arderii mixturilor respective de combustibili în focare de dimensiuni reduse, specifice domeniului instalațiilor energetice de puteri termice reduse și medii (lungimi efective de ardere de până la 10m).

O concluzie importantă desprinsă din studiul efectuat o reprezintă și obligativitatea utilizării numai a flăcărilor (jeturilor) turbionate, pentru

mărirea traiectoriei de ardere a picăturilor de combustibil pulverizat.

Concluziile calculelor efectuate cu mixturile de combustibil, având la bază uleiul vegetal brut de rapiță pot fi extinse și pentru uleiurile vegetale brute de floarea soarelui, soia și porumb, deoarece toate aceste uleiuri au caracteristici fizice apropiate.

Pentru arderea combustibilului lichid fosil aditivat cu ulei vegetal s-a utilizat un injector aflat în producția curentă, destinat arderii CLU.

Utilizarea uleiurilor vegetale drept aditivi la combustibilii lichizi clasici, constituie o nouă direcție de cercetare care va permite, pe de-o parte, acoperirea parțială a necesarului de hidrocarburi, iar pe de alta parte, reducerea, pana la limitele admise, a emisiilor poluante. Utilizarea uleiurilor vegetale în instalațiile energetice, ca biolichide, se bazează pe următoarele considerente:

- reprezintă o cale de asigurare a necesarului de combustibil și a reducerii importurilor de produse petroliere;
- uleiurile vegetale în amestec cu combustibili clasici lichizi pot da rezultate comparabile cu cele convenționale;
- aditivarea combustibililor lichizi ușori cu uleiuri vegetale nu ridică probleme deosebite datorită compatibilității proprietăților fizico-chimice și energetice;
- utilizarea în domeniul energetic a uleiurilor vegetale ca aditivi la combustibilii lichizi clasici permite reducerea poluării atmosferei, prin scăderea factorilor poluanți;
- permite revitalizarea unor zone agricole prin extinderea culturilor de rapita, floarea soarelui, soia, porumb etc. cu implicații sociale pozitive la nivel regional.

REFERINȚE

- [1] L. Mihăescu, ş.a. – *Cazane de abur și apă fierbinte*, ed. Printech, București (2007).
- [2] L. Mihăescu – *Arzătoare pentru hidrocarburi cu NO_x scăzut*, ed. Printech, București (2004).
- [3] L. Mihăescu, I. Oprea – *Reducerea emisiilor poluante la arderea combustibililor lichizi energetici prin aditivarea cu uleiuri vegetale*, Contract 22095, Program Parteneriată în Domenii prioritare
- [4] I. Oprea, I. Pisa, L. Mihaescu, T. Prisecaru, Gh. Lazaroiu, G. Negreanu, – *Research on the combustion of crude vegetable oils for energetic purpose*, Environmental Engineering and Management Journal, Ed. “Gheorghe Asachi” Technical university of Iasi, May/June 2009, Vol.8, No. 3, pp 475-482, ISSN 1582-9596.

THE COMPUTER PROGRAM FOR DETERMINATION THE COMBUSTION PARAMETER OF THE MARINE HEAVY LIQUID FUELS, SIMPLE AND WATER EMULSIFIED

Corneliu MOROIANU

ACADEMIA NAVALĂ “MIRCEA CEL BĂTRÂN”, CONSTANȚA, Romania

Rezumat. Pentru determinarea parametrilor de interes necesari comparației dintre arderea combustibilii grei navali reziduali, simplii și cu apă în emulsie, utilizati în sistemele energetice navale, am conceput un program computerizat care să determine compozitia gazelor de ardere precum și diagrama de ardere. Aceasta din urmă permite interpretarea procesului de ardere, care să ducă la concluzii cu privire la conducederea focului. Programul ARDIAG, determină cantitatea de CO și CO₂ din gazele de ardere precum și punctul arderii imperfekte pe diagrama de ardere a combustibililor lichizi simpli și cu apă în emulsie.
Cuvinte cheie: combustibilii grei navali, emulsie, gaze de ardere, ardere.

Abstract. To determine the parameters necessary for making a comparation between the naval residual heavy fuels burning, simple and with water in emulsion, used in marine power systems, we conceived a computer program to establish the composition of combustion gases and combustion point on the diagram, in which the combustion processes can be interpreted and cams to the conclusions regarding to the fire control. The ARDIAG program determines the amount of CO and CO₂ from flue gases, the combustion point on the diagram, for liquid heavy fuel simple and with water in emulsion.

Keywords: naval heavy fuels, emulsion, gas burning, burning.

1. INTRODUCTION

1.1. The determination of gravimetric participations of fuel for emulsified fuels

Depending on the water amount being found in the marine water-fuel emulsion [W_f], its gravimetric shares, the gravimetric shares, the fuel is determined by:

$$\begin{aligned} C &= C_i \frac{1}{1+W_f} [\%]; \quad H = H_i \frac{1}{1+W_f} [\%]; \\ O &= O_i \frac{1}{1+W_f} [\%]; \quad S = S_i \frac{1}{1+W_f} [\%]; \\ N &= N_i \frac{1}{1+W_f} [\%]; \quad W = W \frac{W_i + 100W_f}{1+W_f} [\%]; \\ A &= A_i \frac{1}{1+W_f} [\%] \end{aligned} \quad (1)$$

2. THE CONTROL OF EMULSIFIED FUEL COMBUSTION BY MEANS OF THE

COMBUSTION DIAGRAM OF LIQUID FUELS

To determine the combustion imperfection of a fuel it is necessary to establish the excess-air coefficient [α] as well as the CO content in the burning gases. But the last value is determined with difficulty and so, it is better to determine the CO₂ and O₂ contents and to establish α and CO analytically and graphically it is introduced the simplifying hypothesis according to which the combustion process imperfection appears at the carbon combustion. The evidence is based on the following argument: the H₂ atoms have an average molecular velocity higher than that of carbon atoms, the number of collisions with the oxygen atoms is bigger and so the probability of carbon incomplete burning seems to be more likely. Supposing that “xC” burns in CO₂ and (1-x) C burns in CO, the consumed oxygen result from the relation:

$$O_C = O_{min} - \frac{1}{2} \cdot \frac{22,4}{12} \cdot (1-x) \cdot C =$$

$$\frac{22,4}{12} \cdot C \cdot \left[\sigma - \frac{1}{2} \cdot (1-x) \right] \quad [m^2 N/kg], \quad (2)$$

$$\sigma = 1 + 3 \cdot \frac{H - \frac{O-S}{8}}{C}. \quad (3)$$

The dry products of combustion when $\alpha > 1$ are given by the relations:

$$V_{CO_2} = \frac{22,4}{12} \cdot xC \quad [m^3 N/kg], \quad (4)$$

$$V_{CO} = \frac{22,4}{12} \cdot (1-x) \cdot C \quad [m^3 N/kg], \quad (5)$$

$$VO_2 = \lambda - O_{min} - O_C = \frac{22,41}{12} \cdot C \cdot \left[\sigma \cdot (\lambda - 1) + \frac{1-x}{2} \right] \quad [m^3 N/kg], \quad (6)$$

$$V_{N2} = \frac{0,79}{0,21} \cdot \frac{22,4}{12} \cdot \lambda \cdot C \cdot \sigma \quad [m^3 N/kg]. \quad (7)$$

The volume of dry products is:

$$V_{gu} = \frac{22,4}{0,21} \cdot \frac{C}{0,21} \cdot \left[\sigma \cdot (\lambda - 0,21) - 0,21 \cdot \frac{3-x}{2} \right] \quad [m^3 N/kg]. \quad (8)$$

By the formula of V_{gn} the shares of each element in the dry gas mixture can be determined. Due to the equality:

$$(CO_2)_f + (CO)_f + (O_2)_f + (N_2)_f = 1, \quad (9)$$

The expression of $(N_2)_f$ can be neglected and under the hypothesis that CO_2 and O_2 are determined by analyzing the dry gases, a set of three equations with three unknowns, x , α , CO. By analyzing the relations of N_2 :

$$\frac{(N_2)_f}{(CO_2)_f + (CO)_f} = \frac{0,79 \cdot \lambda \cdot \sigma}{0,21}, \quad (10)$$

- the value of excess air is pointed out:

$$\alpha = \frac{0,21 \cdot (N_2)_f}{0,79 \cdot \sigma \cdot [(CO_2)_f + (CO)_f]}. \quad (11)$$

- x is obtained from the ratio:

$$x = \frac{(CO_2)_f}{(CO_2)_f + (CO)_f} = \frac{0,21 \cdot x}{0,21}. \quad (12)$$

and substituting into the relations (12) we obtain:

$$(CO_2)_f + (CO)_f = \frac{0,21}{\sigma \cdot (\lambda - 0,21) + 0,21 \cdot \frac{3-x}{2}} \quad (13)$$

The volumes of α and x , taking into account the relation (13), are obtain by:

$$(CO_2)_f \cdot (0,21 + 0,79 \cdot \sigma) + (CO)_f \cdot \left[0,21 + 0,79 \cdot \left(\sigma - \frac{1}{2} \right) \right] + (O_2)_f = 0,21 \quad (14)$$

The equation (14) is the equation of a plane, named the combustion plane. From the intersection of this plane with the perfect combustion plane $(CO)_f = 0$, it results the line of perfect combustion with the following equations:

$$(CO_2)_f \cdot (0,21 + 0,79 \cdot \sigma) + (O_2)_f = 0,21. \quad (15)$$

The perfect combustion line intersects the axes $(CO_2)_f$ and $(CO)_f$ in points A and B having the coordinates:

$$A \text{ de } \langle (CO_2)_f = 0; (CO_2)_{fmax} = \frac{0,21}{0,21 + 0,795} \rangle;$$

and

$$B \text{ de } \langle (O_2)_f = 0; (O_2)_{fmax} = 0,21 \rangle.$$

A point placed on AB line means a perfect combustion with an excess-air coefficient $\lambda = 1$ and for this reason the CO_2 coefficient in smoke is minimal. If the combustion is imperfect, $(CO_2)_f \neq 0$ from the equation (12), the maximum CO content from the burning gases is obtained in the origin of coordinate axes and its value is given by:

$$(CO)_{fmax} = \frac{0,21}{0,21 + 0,79 \cdot \left(\sigma - \frac{1}{2} \right)} \quad (16)$$

To plot the lines of $(CO)_f = ct.$, a line OD of arbitrary inclinations is drawn, so that the segment OD can be divided in as much equal parts as the value of $(CO)_{fmax}$ shows and, the lines parallel with the perfect combustion line are drawn through the division points so established. To determine the nature of curves $\alpha = ct.$ the following relations is analyzed:

$$\frac{(CO_2)_f + 2}{(O_2)_f - 1} = \frac{A + B \cdot \lambda}{C + D \cdot \lambda}, \quad (17)$$

in which A, B, C, D represents the constants terms. From the last relation it results that whatever its value is, all curves of $\alpha = ct.$ are concurrent lines in coordinate point $(CO_2)_f = 2$ and $(O_2)_f = 1.$ The concurrent points being very far away, the lines $\alpha = ct.$ appear parallels in the diagram. To plot the lines, two points are established so:

- in the equations $(CO)_f, x = 0$ and α is a desired value determining the point of intersection with the axes of abscissae (x-axis).
- in the equations (10), $x = 1$ and α at the above value determining the point of intersection with the perfect combustion line. Alike, the other lines of $\alpha = ct.$ are drawn. The line $\alpha = \infty$ passes through the point B and physically it corresponds to a combustion with a very high excess-air. Knowing the value of the excess coefficient $\alpha = optim,$ and the analysis of combustion gases by means of the diagram, we can make the interpretation of combustion and draw conclusions regarding the fire control. A figurative (graphical) point of combustion has to be inside or on the outline (contour line) of the combustion triangle. Any point out of triangle represents an impossible composition of smoke from the physical point of view and it is a sign that the analysis of gases is incorrect (wrong).

3. THE ARDIAG PROGRAM

To determine the parameters of interest necessary for a comparison between the marine residual fuels, simple or emulsified, I conceived a program including all the stages mentioned above and plotting the combustion diagram for a given gravimetric participation of fuel. The ARDIAG program determines the amount of CO and CO_2 in the combustion gases and the imperfect combustion point on the combustion diagram of liquid fuels for the initial input data. It is conceived and runs according to a logical diagram, in fig. 2. The program can determine the combustion characteristics both for water emulsified fuels and unemulsified ones, the results being at option.

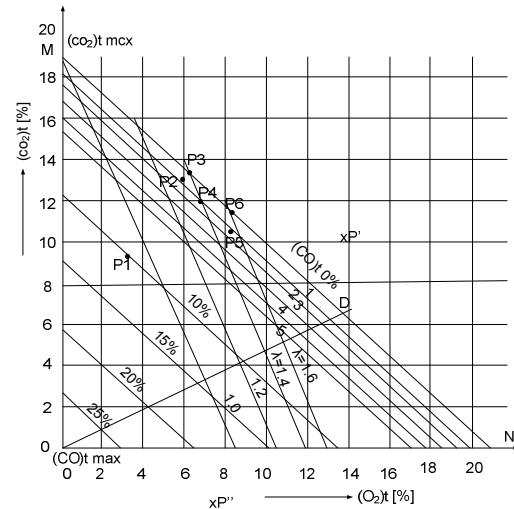


Fig. 1. Combustion diagram determined for MRD 25 marine heavy fuel.

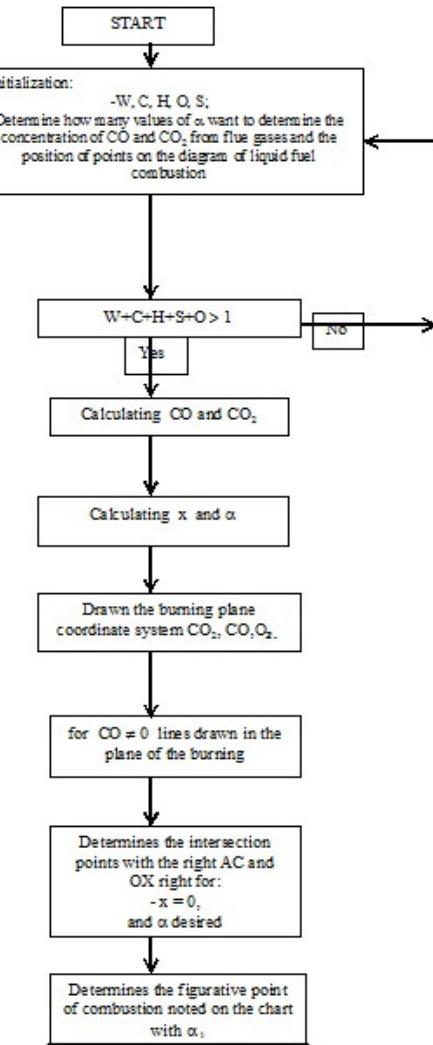


Fig. 2. Flowchart of the ARDIAG program.

REFERENCES

- [1]. Krier H., Foo C. L.- *A review and detailed derivation of basic relations describing the burning of droplets*, Oxidation and Combustion Review 6, p.111-114. (1973)
- [2]. Williams F.,A.- *Combustion theory*, Massachusetts Addison-Wesley Reading, , p 21-24, (1965)
- [3]. Lemneanu N. Jianu C.- *Instalatii de ardere cu combustibili lichizi*. Ed. The. Bucureşti (1972).
- [4]. Moroianu Corneliu – *Arderea combustibililor lichizi în sistemele de propulsie navală*, Academia Navală “Mircea cel Bătrân”, ISBN 973-8303-04-4, Constanța (2001).

OPERATION OF IP-01 TYPE BOILER WITH ALTERNATIVE FUELS

Paul-Dan OPRIŞA-STĂNESCU, Ioan LAZA

POLITEHNICA UNIVERSITY OF TIMIŞOARA, Romania.

Rezumat. Cazanul IP-01 a fost conceput să funcționeze utilizând gaz de furnal. În contextul reducerii disponibilității acestui combustibil și intenției de a utiliza în continuare a cazanelor de acest tip s-a pus problema dacă ele pot fi utilizate fără modificări majore. În acest scop s-a efectuat un studiu prin calculul termic al suprafețelor de schimb de căldură. Calculul s-a făcut pentru varianta de proiectare, pentru demonstrarea acurateței modelului de calcul, respectiv pentru trei variante de combustibil, propuse de beneficiar. Caietul de sarcini al studiului n-a cerut găsirea unei soluții tehnice concrete pentru funcționarea în variantele alternative.

Cuvinte cheie: cazane, gaz de furnal, schimbare combustibil.

Abstract. The IP-01 type boiler was designed to operate using blast furnace gas. In the context of reducing the availability of this fuel and the intention to continue using this type of boiler the question of whether they can be used without major modifications. For this purpose, we conducted a study of the thermal calculation of heat exchange surfaces. The calculation was done for the design variables, to demonstrate the accuracy of the calculation model, respectively for three types of fuel, proposed by the beneficiary. The specification of the study did not require finding technical solutions for the operation of alternative options.

Keywords: boilers, blast furnace gas, fuel changing.

1. INTRODUCTION

The IP-01 type boiler was designed to fuelling blast furnace gas. In the context of reducing the availability of this fuel and the intention to continue using this type of boiler the question of whether they can be used without major modifications.

The boiler will be used in a load of 90%, fuelling only blast furnace gas or natural gas, respectively with a load of 100%, natural gas having a calorific intake of 5% and 50% in the fuel mix. Corresponding fuel compositions are presented in the following table.

Customer specification did not require finding technical solutions to operate the boiler with alternative fuels.

2. THE STUDY

According to specifications, we conducted a study of the thermal calculation of heat exchange surfaces.

The calculation was done for the design parameters, to demonstrate the accuracy of the calculation model, respectively for the three types of fuel required by the customer.

Table 1
Fuel composition

Gas	0 %	5 %	50 %	100 %
CH ₄	0.500	1.030	9.679	99.880
H ₂	4.600	4.575	4.175	0.000
CO	23.400	23.275	21.239	0.000
CO ₂	12.000	11.936	10.892	0.000
O ₂	0.000	0.001	0.009	0.095
N ₂	59.500	59.183	54.006	0.025
To-tal	100.000	100.000	100.000	100.000

Boiler structure is as follows: the furnace is an area almost parallelipipedic with sections of about 5 x 5 m, gas discharge from the top. The furnace is completely shielded by tubes ø57 x 3. The furnace is fitted with six joint burners for blast furnace gas – natural gas – oil, arranged three on each side wall.

The boiler has a two-stage superheater. The first stage, with a surface of 511 m² is composed of 43 horizontal pipe coils ø38 x 2.5 made of OLT 45 K steel and the second stage, with a surface of 537 m², composed of 78 pipe coils ø38 x 2.5. The economiser, in a single stage, with a surface of 511

m^2 , consists of 43 pipe coils $\varnothing 38 \times 2,5$ made of OLT 35 K steel.

The air preheater, with a total surface of 1290 m^2 , is divided into two identical stages, between which is inserted the economiser. It is composed of 2779 pipes $\varnothing 45 \times 1.5$.

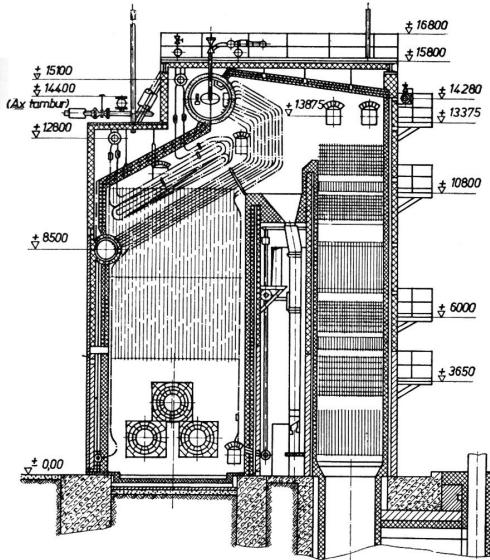


Fig. 1. The IP-01 type boiler.

The combustion air is introduced with a fan with the flow of $45000 \text{ m}^3/\text{h}$, at 25°C and a gauge pressure of $650 \text{ mmH}_2\text{O}$.

The flue gases, after leaving the furnace, washes the first part of the convective fascicle, the second stage of the superheater, the second part of the convective fascicle, the first stage of the superheater, the second stage of the air preheater, the economiser, the first stage of the air preheater. The flue gases are evacuated at the stack by an exhauster ITCME-AG5 with the flow of $155000 \text{ m}^3/\text{h}$, at 200°C and a depression of $175 \text{ mmH}_2\text{O}$.

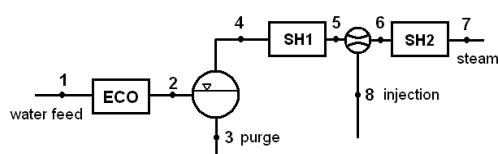


Fig. 2. The water and steam diagram

The steam was used to spin the turbochargers for air delivering to blast furnaces.

Calculations were performed using common mathematical models from literature [1], [2], [3], [4], [5], [6]. The calculus course included the following aspects:

- calculation of fuel composition,

- calculation of flue gas composition and enthalpy,
- calculation of thermal parameters of the water and steam (flow, pressure, temperature, enthalpy), and heat flows needed to be received by the heat exchange surfaces,
- calculation of flue gas temperature between the heat exchange surfaces,
- calculation of heat flows effectively received by auxiliary heat exchange surfaces (the convective fascicles, superheaters, economiser, air preheaters).

Most calculations were made using own software packages. Steam and water properties were calculated using software based on IAPWS-95 formalization.

Table 2
Design parameters

Parameter	Unit	Value
Nominal flow	t/h	50
Nominal pressure	kgf/cm ²	40
Nominal temperature	°C	450
Thermal efficiency	%	83,4
Fuel consumption (blast furnace gas)	m ³ N/h	44000
Feed water temperature	°C	130
Injection water flow	t/h	3,5
Injection water temperature	°C	90
Flue gas temperature at stack	°C	190
Flue gas flow at stack	m ³ N/h	140000
Preheated air flow	m ³ N/h	84000

Table 3
Water and steam parameters

Parameter	Mass flow [t/h]	Pressure [bar]	Temper- ature [°C]
Intake (before economiser)	50	50	130
After economiser	50	45	180
Purge	3,5	45	257
Wet steam	46,5	45	257
After first stage of superheater	46,5	42	400
Before second stage of superheater	50	42	320
After second stage of superheater	50	39	450
Water injection between superheater stages	3,5	44	90

The results of the calculus are shown in the following tables.

Table 4
Flue gas temperatures at convective zone

Gas	0% [°C]	5% [°C]	50% [°C]	100% [°C]
At furnace outlet	980	995	1110	1300
Before the second stage of superheater	840	853	940	1100
After the second stage of superheater	701	712	780	920
Before the first stage of superheater	601	610	650	770
After the first stage of superheater	415	421	460	520
Before the economiser	340	345	370	410
After the economiser	244	248	260	310
At the stack	190	190	190	190

Table 5
Calculated values of thermal efficiency and heat exchanges

Gas	0%	5%	50%	100%
Heat of combustion [MJ/m ³ _N]	3.63	3.80	6.59	35.66
Load [%]	100	100	100	90
Thermal effic. [%]	83.4	83.5	86.4	88.5
Heat flow, first stage of convective fascicle [kW]	5042	N/A	N/A	N/A
Heat flow, second stage of superheater [kW]	4409	4542	5490	7505
Heat flow, second stage of convective fascicle [kW]	3593	N/A	N/A	N/A
Heat flow, first stage of superheater [kW]	6074	N/A	N/A	N/A
Heat flow, second stage of air preheater [kW]	2414	N/A	N/A	N/A
Heat flow, economiser [kW]	2148	N/A	N/A	N/A
Heat flow, first stage of air preheater [kW]	2409	N/A	N/A	N/A
Logarithmic tempe-	348	360	433	575

- superheater increases from 348 °C to 438 °C, which may increase the transmitted heat by

rature, 2 nd stage of superheater [°C]				
---	--	--	--	--

3. CONCLUSIONS

For the case with the load of 50 t/h, with a 5% thermal contribution from natural gas:

- The boiler efficiency increases by 0.14% (from 83.37% to 83.51%)
- Flue gas temperature field increases very slightly, with no more than 15 °C, and in the zone of last superheater stage with no more than 12 °C. Logarithmic temperature difference between flue gas and the last superheater increases from 348 °C to 360 °C, which may increase the transmitted heat by 3%. The effect may be offset by increased water injection.

The case is feasible without structural changes of the boiler.

For the case with the load of 45 t/h, operated solely on natural gas:

- The boiler efficiency increases by 5.11% (from 83.37% to 88.48%)
- Flue gas temperature field increases very much, in the zone of last superheater stage with approx. 240 °C. Logarithmic temperature difference between flue gas and the last superheater increases from 348 °C to 588 °C, which may increase the transmitted heat 1,7 times. The effect cannot be compensated by increased water injection.

The case is feasible by reducing the surface of last superheater stage and use of another material for it.

For the case of load of 45 t/h, operated solely on blast furnace gas:

- The boiler efficiency decreases 0.14% (from 83.37% to 83.23%)
- Flue gas temperatures do not change significantly, they fall a little.

The case does not raise any problem against the normal operation of the boiler.

For the case of load of 50 t/h, operated with a mixture of 50% natural gas and 50% blast furnace gas:

- The boiler efficiency increases by 3.07% (from 83.37% to 86.44%)
- Flue gas temperature field increases quite enough, in the zone of last superheater stage by approx. 90 °C. Logarithmic temperature difference between flue gas and the last 25%. The effect may be compensated by increased water injection.

The case is feasible by reducing the surface of last superheater stage and eventually use of another material for it, or by resizing the injection system.

REFERENCES

- [1] C-tin. C. Neaga, *Tratat de generatoare de abur*, vol III, Bucureşti: Ed. Printech, 2005, ISBN 973-718-262-6
- [2] C. Ungureanu, N. Pănoiu, V. Zubcu, Ioana Ionescu, *Combustibili, instalaţii de ardere, cazane*, Timişoara: Ed. "Politehnica", 2006, ISBN 973-9389-21-0
- [3] C. Ungureanu, *Generatoare de abur pentru instalaţii energetice, clasice şi nucleare*, Bucureşti: Editura Didactică şi Pedagogică, 1978
- [4] N. Pănoiu, *Cazane de abur*, Bucureşti: Editura Didactică şi Pedagogică, 1982
- [5] M. Aldea, *Cazane de abur şi recipiente sub presiune*. Îndrumar, Ed. Tehnică, 1972
- [6] K. Ražnjević, *Tabele şi diagrame termodinamice*, Ed. Tehnică, 1978

ANALIZA GRADULUI DE ARDERE A CARBUNELUI PULVERIZAT LA CET PAROSEN

Dan Codrut PETRILEAN¹, Ioan Sabin IRIMIE²

¹UNIVERSITATEA DIN Petrosani, Romania

²UNIVERSITATEA POLITEHNICA Timisoara, Romania

Rezumat. Focarul cu ardere in stare pulverizata reprezinta solutia cea mai utilizata in cadrul centralelor termoelectrice cu combustibili solizi. S-a pus problema determinarii modului de variație a gradului de ardere a carbunelui in stare pulverizata in focarul generatorului de abur din cadrul CET Paroseni in functie finetea macinarii particulelor de carbune si de timpul de ardere.

Cuvinte cheie: grad de ardere, focar cu ardere in stare pulverizata, finetea particulelor de carbune.

Abstract. Furnace combustion in pulverized state solution is the most widely used in solid fuel power plants. It was the issue of how to determine the degree of variation in state pulverized coal combustion in the furnace of steam generator from CET PAROSEN function of grinding fineness of coal particles and burning time.

Keywords: degree of burning, burning furnace in a state pulverized, fineness of coal particles.

1. INTRODUCERE

Focarele pentru carbune pulverizat se construiesc pentru combustibili ieftini, care suporta mai usor costul prepararii. Este vorba de combustibili marunti cu multa cenusă sau saraci in gaze, care nu pot fi arsi decat neeconomic.

In exploatari des intrerupte si sarcini mult variabile sunt totusi de preferat combustibili bogati in gaze, care permit o macinare la o granulatie mai mare, deci cu un consum de energie mai mic pentru mori. Granulatia mica a carbunelui implica complicarea circuitului aer-gaze de ardere prin introducerea morilor de carbune care sa asigure macinarea fina a combustibilului.

Avantajul folosirii prafului de carbune din carbunele brun sau huila este pretul energetic relativ scazut si continutul mare in gaze. Prepararea prafului se face in instalatii de mori individuale sau centrale.. In vederea reducerii cheltuielilor de exploatare se alege finetea macinarii numai atat cat o cere continutul de gaze si cenusă a combustibilului, deoarece o macinare mai fina decat este necesar nu este compensata printr-o ardere mai completa.

De obicei, acesta valoare este impusa, un mic procent de maxim 3-5% fiind admis cu o granulatie mai mare. Cu cat combustibilul este mai

sarac in gaze si mai bogat in cenusă cu atat macinarea trebuie sa fie mai fina.

Este mai economic sa se ia in socoteala mici pierderi prin materii nearse in cenusă zburatoare, decat sa se impinga finetea macinarii prea departe.

Prin urmare, praful de carbune uscat in prealabil si cat mai fin macinat in mori poate fi amestecat foarte intim cu aerul de ardere si de aceea poate fi ars cu exces mic de aer si in consecinta sunt create conditii favorabile pentru transmiterea judicioasa caldurii, pierderile in cenusar si prin antrenare la cos fiind reduse.

2. MODELUL DE CALCUL ANALITIC

In focar, particulele de fluid in suspensie au o distributie polidispersa pentru care s-au gasit metode de calcul global.

Aceasta determina gradul de ardere pana la sfarsitul focarului, tinand seama de timpul de rezidenta a particulelor in spatiul de ardere.

Materialul ars se poate calcula cu expresia cunoscuta:

$$y = u_0 + (100 - u_0) \cdot e^{-x^2} \quad (1)$$

unde: u_0 reprezinta nearsele la sfarsitul camerei de ardere, in %;

x – distanta de ardere, in mm.

Valoarea distantei x se determina din ecuatia de continuitate a curgerii in focar si de timpul de stationare in focar τ .

$$x = 1 - e^{-0,409 \cdot 10^{-1} \cdot \frac{(V_{ga} \cdot T)^{1,14}}{d_0 \cdot \sqrt{\lambda} \cdot S^{1,14}} \cdot \tau^{1,14}} \quad (2)$$

in care:

V_{ga} este volumul gazelor de ardere, in m^3_N/kg ;

T- temperatura maxima de ardere, in K ;

S – sectiunea transversala a focarului, in m^2 ;

τ – timpul de stationare a particulelor in focar.

Timpul de ardere τ a fost cercetat atat pentru particulele izolate cat si pentru norul de particule solide in flacara. Pentru particule izolate se poate aplica urmatoarea relatie cunoscuta :

$$\tau = k \cdot d^n \quad (3)$$

unde k reprezinta constanta de ardere, care pentru carbune are valoarea 200. Pe masura ce o particula inainteaza in frontul de flacara, timpul de ardere se maresti in urma micsorarii concentratiei de oxigen in jet, astfel se tine seama de un factor de multiplicare N . Astfel, relatia (3) devine:

$$\tau = N \cdot k \cdot d^n \quad (4)$$

Experienta a dovedit ca viteza de iesire a unui amestec de particule de carbune cu aer nu trebuie sa fie sub 10 m/s, pentru cel mai mic debit al instalatiei de ardere. In conditii normale de exploatare, vitezele sunt cuprinse intre 40 si 100 m/s, vitezele mici corespund pentru carbunele macinat avand continut mic de volatile.

La viteze mari se produce o recirculare mai buna a gazelor fierbinti la gura arzatorului, ceea ce usureaza aprinderea combustibililor saraci in materii volatile.

Macinarea fina a carbunilor micsoreaza timpul de ardere, deoarece se maresti suprafata de reactie. Pentru arderea carbunilor in instalatiile industriale, timpul de ardere in functie de diametrul granulelor de carbune se arata in figura 1.

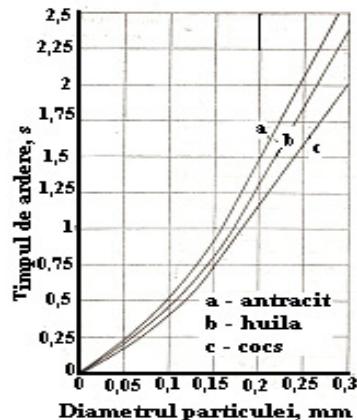


Fig. 1. Timpul de ardere a particulelor macinate de antracit, huila si cocs in functie de diametrul acestora[1]

3. REZULTATE

Lucrarea urmareste parametrii reali in exploatare care insotesc procesul de ardere in vederea unei posibile interventii de reglaj economic. Calitatea combustibilului si starea lui, temperatura de ardere, excesul de aer si aparitia disocierii sunt factori de baza ai distributiei particulelor in spatiul de ardere.

Urmarirea arderii huilelor de Valea Jiului in generatorul de abur nr. 4 tip Babcock-Hitachi avand 467 MW_t, avand un debit de abur 540 t/h, p = 139,2 bar, t = 541 °C de la CET Paroseni se realizeaza avand la baza urmatorii parametri energetici:

- putere calorifica inferioara a huilei maciante $H_i = 16447 \text{ kJ/kg}$;
- temperatura teoretica de ardere este cuprinsa in intervalul 1800 – 2100 °C;
- diametrul carbunelui macinat in mori are o dranulatie de circa 0,8 mm; se admite 3 % supragranulatie cu dimensiunea granulelor de maxim 120 mm;
- media coeficientului de exces de aer masurat cu un aparat Testo 350 S este $\lambda = 1,25$;
- volumul gazelor de ardere $V_{ga} = 13,25 \text{ m}^3_N/kg$;
- media temperaturilor gazelor de ardere in focar masurata cu un aparat Testo 350 S este 1267 K;
- sectiunea transversala a cazanului $S = 463,358 \text{ m}^2$;
- timpul de ardere s-a luat pe baza extrapolarii valorilor date in nomograma 1 in functie de diametrul granulelor de carbune (de exemplu pentru $d = 0,2 \text{ mm}$; $\tau = 1,3 \text{ s}$). Pe baza relatiilor (1)

si (2) se determina matricile de valori ale distantei intre particulele de carbune care ard si gradul de ardere, matrici a caror valori care se prezinta in figura 2 :

$$x = \begin{pmatrix} 0.253 & 0.294 & 0.334 & 0.371 & 0.407 \\ 0.161 & 0.189 & 0.216 & 0.243 & 0.269 \\ 0.118 & 0.139 & 0.16 & 0.18 & 0.201 \\ 0.093 & 0.11 & 0.127 & 0.143 & 0.16 \\ 0.077 & 0.091 & 0.105 & 0.119 & 0.133 \end{pmatrix} \text{ mm}$$

$$y = \begin{pmatrix} 80.684 & 77.745 & 74.95 & 72.298 & 69.786 \\ 87.058 & 84.994 & 83.005 & 81.093 & 79.258 \\ 90.281 & 88.697 & 87.16 & 85.673 & 84.238 \\ 92.222 & 90.938 & 89.687 & 88.473 & 87.296 \\ 93.518 & 92.438 & 91.384 & 90.359 & 89.362 \end{pmatrix} \%$$

Fig. 2. Matricile de valori ale distantei intre particulele de ardere si gradul de ardere

O reprezentare mai sugestiva a matricii valorilor gradului de ardere se poate observa in figura 3:

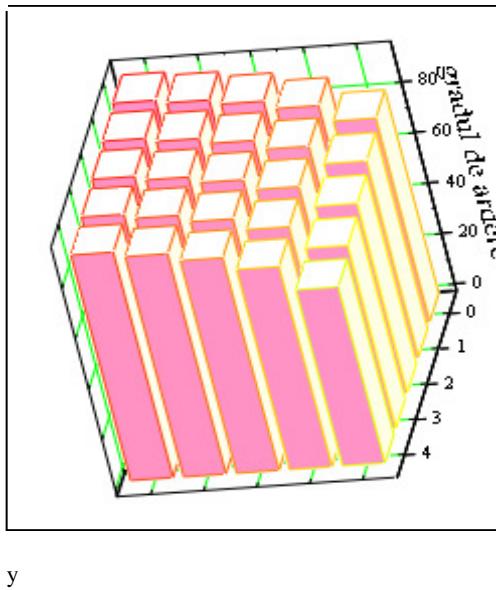


Fig 3. Reprezentarea 3D a matricii gradului de ardere in functie de timpul de ardere si de finetea macinarii particulelor de carbune

Instalatia termoenergetica de la CET Paroseni fiind una foarte noua, randamentul cazanului fiind in jur de 90%, folosind timpii rezultati din nomograma 1, rezultatele gradului de ardere nu ar fi fost in concordanță cu datele din literatura de specialitate. Consultand cartea tehnica a

generatorului de abur si datele tehnice furnizate de compartimentul chimic privind timpii de ardere in functie de finetea macinarii s-a putut obtine variatia gradului de ardere a granulelor de carbune. Finetea macinarii granulelor de carbune s-a considerat ca variaza in limitele $d = 0.3-1.1$ mm, iar timpul de ardere in limitele $\tau = 0.06-0.1$ s. Pe baza masurarii unor parametri de ardere, folosind expresiile matematice (1) si (2) s-a determinat variatia gradului de ardere in functie de finetea macinarii granulelor de carbune si de timpul de ardere, aceste dependente fiind reprezentate mai sugestiv in figurile 4, 5, 6 si 7.

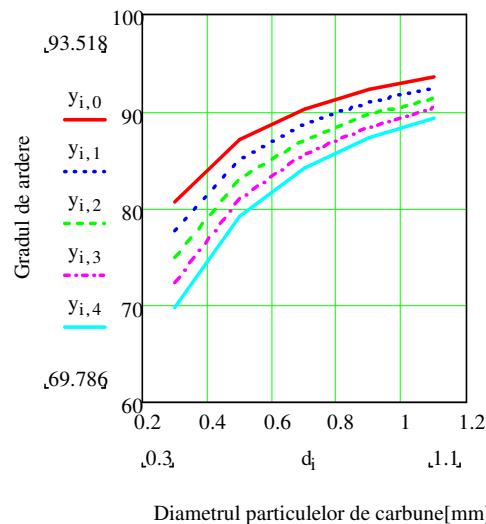


Fig. 4. Functia $y = f(d)$, pentru valori constante ale timpului de ardere, $\tau = 0.06-0.1$ s, cu un pas de 0,01, diametrul particulelor de praf de carbune fiind variabil, $d = 0.3-1.1$ mm

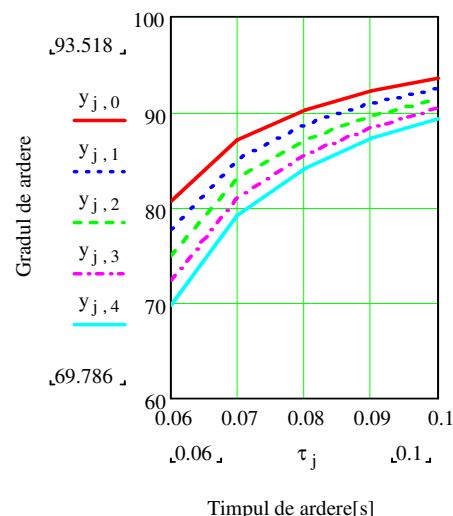


Fig. 5. Functia $y = f(\tau)$, pentru valori constante ale timpului de ardere, $\tau = 0.06-0.1$ s, cu un pas de 0,01, diametrul particulelor de praf de carbune fiind variabil, $d = 0.3-1.1$ mm

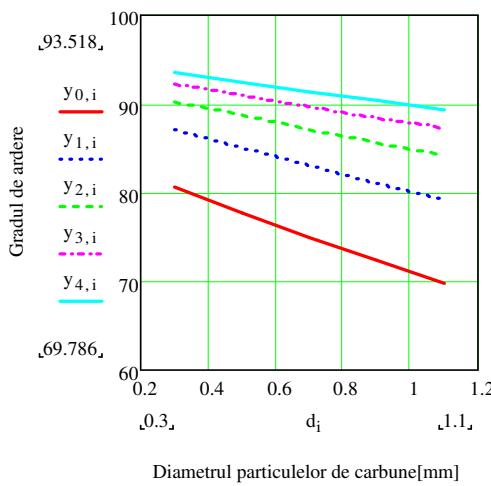


Fig. 6. Functia $y = f(d)$, pentru valori variabile ale timpului de ardere, $\tau = 0.06\text{--}0.1$ s, cu un pas de 0,01, diametrul particulelor de praf de carbune fiind constant, $d = 0,3\text{--}1,1$ mm

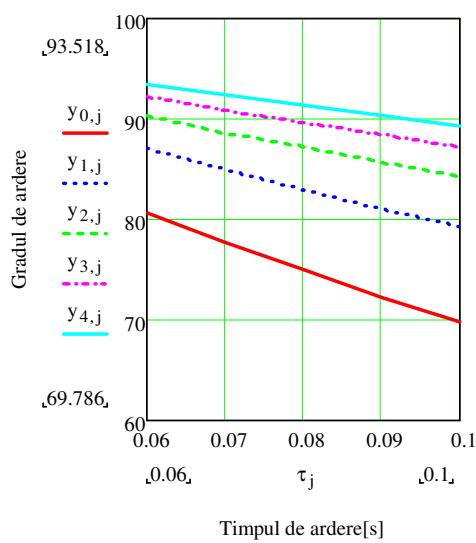


Fig. 7. Functia $y = f(\tau)$, pentru valori variabile ale timpului de ardere, $\tau = 0.06\text{--}0.1$ s, cu un pas de 0,01, diametrul particulelor de praf de carbune fiind constant, $d = 0,3\text{--}1,1$ mm

4. CONCLUZII:

Urmărind figurile 3, 4, 5, 6, 7 se pot trage următoarele concluzii privind analiza gradului de

ardere în funcție de finetea macinării granulelor de carbune și de timpul de ardere:

1. Pentru aceeași valoare a diametrului granulei de combustibil gradul de ardere se îmbunătățește după o variație logaritmica în funcție de timpul de ardere.
2. Pentru aceeași valoare a timpului de ardere, gradul de ardere crește logaritmic odată cu creșterea diametrului granulei de combustibil.
3. Pentru aceeași valoare a diametrului granulei de combustibil gradul de ardere scade liniar odată cu creșterea timpului de ardere.
4. Pentru aceeași valoare a timpului de ardere, diametrul granulei de combustibil scade liniar odată cu creșterea granulei de combustibil.

REFERINȚE

- [1] Teoreanu I., Becherescu D., Beilich EM., Rehner H., – *Instalații Termotehnologice, lianti, sticla, ceramica*, Ed. Tehnică Bucuresti, 1979 ;
- [2] Badea, A., Necula, H., Stan, M. *Echipamente și instalații termice*, Editura Tehnică, București, 2003;
- [3] Badea, A., *Instalații termice industriale*. Curs pentru subingineri, Institutul Politehnic Bucuresti, 1981;
- [4] Chiriac F. *Procese de transfer de căldură și de masă în instalatiile industriale*, Editura Tehnică, 1982;
- [5] Irimie, I.I., Matei, I. *Gazodinamica rețelelor pneumatice*, Editura Tehnică București, 1994;
- [6] Marinescu, M., Baran, N., Radcenco, Vs., Dobrovicescu, A., Chisacof, A., Grigor, M., Raducanu, P., Popescu, Gh., Ganea, I., Duicu, T., Dimitriu, S., Papadopol, C., Badescu, V., Brusalis, T., Boriaru, N., Apostol, V., Vasilescu, E., Stanciu, D., Isvoranu, D., Danescu, R., Dinu, C., Costea, M., Malancioiu, O. Mladin, C., Craciunescu, O. *Termodinamică tehnică. Teorie și aplicații*, vol. 1,2 și 3, Editura MatrixRom, București, 1998;
- [7] Marinescu, M., Ștefănescu, D., Ganea, I. *Termogazdinamica Tehnică*, Editura Tehnică, București, 1986;
- [8] Leca, A., Prisecaru, I. *Proprietăți termofizice și termodinamice*, Editura Tehnică București, 1994;
- [9] Leonăchescu, N. *Termotehnică*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981;
- [10] Petrilorean D.C., *Termodinamică tehnică și mașini termice*, Editura Agir, București, 2010;
- [11] *** *Manualul inginerului termotehnician*, Vol. I, Editura Tehnică, București, 1986.

ROUMANIAN ACHIEVEMENTS IN BIOMASS COMBUSTION FOR ENERGY PURPOSES

Ionel PÎŞĂ, Lucian MIHĂESCU, Prisecaru TUDOR, Gabriel NEGREANU

UNIVERSITY POLITEHNICA OF BUCHAREST, Roumanie.

Rezumat. Lucrarea prezintă unele cercetări și realizări românești referitoare la obținerea de energie din arderea biomasei lemnioase și agricole. De asemenea sunt prezentate tehniciile de ardere a biomasei și principalele tipuri de cazane ($\leq 1 \text{ MW}_t$) pentru încălzirea rezidențială și districtuală. Au fost cuantificate, prin coroziune, influența arderii biomasei asupra transferului de căldură și a impactului asupra mediului.

Cuvinte cheie: biomăsă, ardere, coroziune, instalații.

Abstract. The paper presents some Romanian researches and achievements regarding wood and agricultural biomass energy conversion. Also, it's presented the combustion techniques of biomass and the main type of boilers ($\leq 1 \text{ MW}_t$) for residential and district heating. It was quantified the influence of the biomass combustion, by corrosion, against the transfer heating surfaces and the impact to the environment.

Keywords: biomass, combustion, corrosion, fuel supply installation.

1. INTRODUCTION

According to environmental rules and regulations, the biomass is perceived as a carbon dioxide emitter, during combustion only the recently fixed carbon being delivered in atmosphere. The use of unconventional fuels for heat and electricity is a constant goal for the experts working in the energy domain. Moreover, in order to reduce the advantage of natural gas combustion technology, a lot of improvements have been made to the fuel supply installations of small and medium size boilers burning solid biomass.

The most attractive biomass wastes for combustion technologies are those resulted from forestry and agriculture, according to their qualities (physic and chemical characteristics, low calorific value) and available quantities. The present paper is focused on wooden and agricultural biomass combustion in order to obtain heat for residential heating and hot water preparation. In Romania are available some quantities of biomass for energy purposes, presented bellow:

- Straw (from wheat, rye, barley, etc.) 3,000,000 t/year;
- Corn stalk 14,000,000 t/year;
- Sunflower stalk 1,500,000 t/year;
- Wooden wastes (sawdust, chips, bark) 14,000,000 m³/year.

In the last decade, several low and medium size biomass boilers have been conceived and designed in Romania, harmonizing the existent international concepts with specific national fuel characteristics. These boilers provide hot water to residential buildings (individual houses and blocks of flats), greenhouses, workshops and small administrative and commercial buildings, both in gravitational circulating system and pumped one. In the furnace are burned different biomass fuels such as sawdust, wood chips with humidity lower than 40 %, and agricultural waste (straw, corn stalks). Next step is to obtain steam, in order to expand it in a steam turbine/generator unit and generate electricity supported by the green certificate mechanism.

2. BOILER DESCRIPTION

The unit is a steel welded construction made from two different subsystems: the furnace and the heat exchanger, connected additionally to the fuel supply and control system. In order to clean the internal surfaces and extract large pieces of slag or unburned material, the furnace is provided with an operational door. The horizontal (or vertical) heat exchanger is composed of iron tubes immersed in water, and connected to the two tubular plates that confine the smoke rooms. According to the desired thermal output and overall efficiency, the iron tubes can be disposed on 1, 2, or 3 flowing paths, for the heat transfer improvement. On the interior, the furnace is padded with refractory bricks, while

its exterior is insulated with refractory cement and glass wool then covered with painted steel sheets. Outside is installed the ash container.

In figure 1 are presented the main components of the biomass boiler:

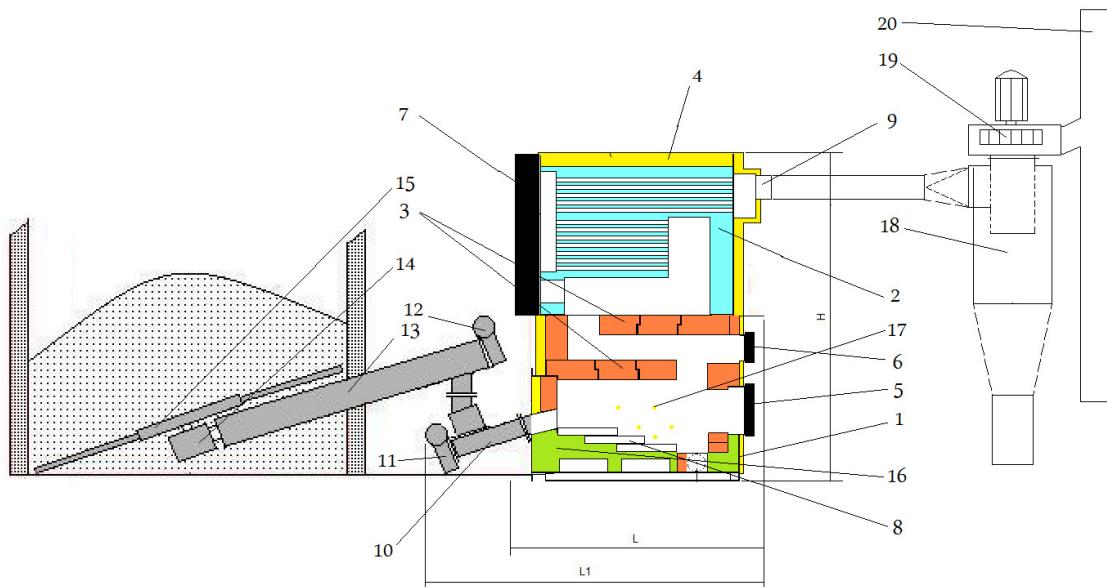


Fig. 1. Main parts of the biomass boiler

1- furnace; 2- heat exchanger; 3- double vault of refractory cement; 4- wool glass insulation; 5- door for grate cleaning; 6- door for vault cleaning; 7- door for heat exchanger cleaning; 8- mobile grate; 9- flue gasses exhaust; 10- worm-screw supplier; 11- first motor-gear transmission; 12- second motor-gear transmission; 13- worm-screw supplier from the storage; 14- reducing extractor; 15- pan extractor; 16- primary air; 17- secondary air; 18- flue gasses cleaning cyclone; 19- flue gasses fan; 20- chimney.

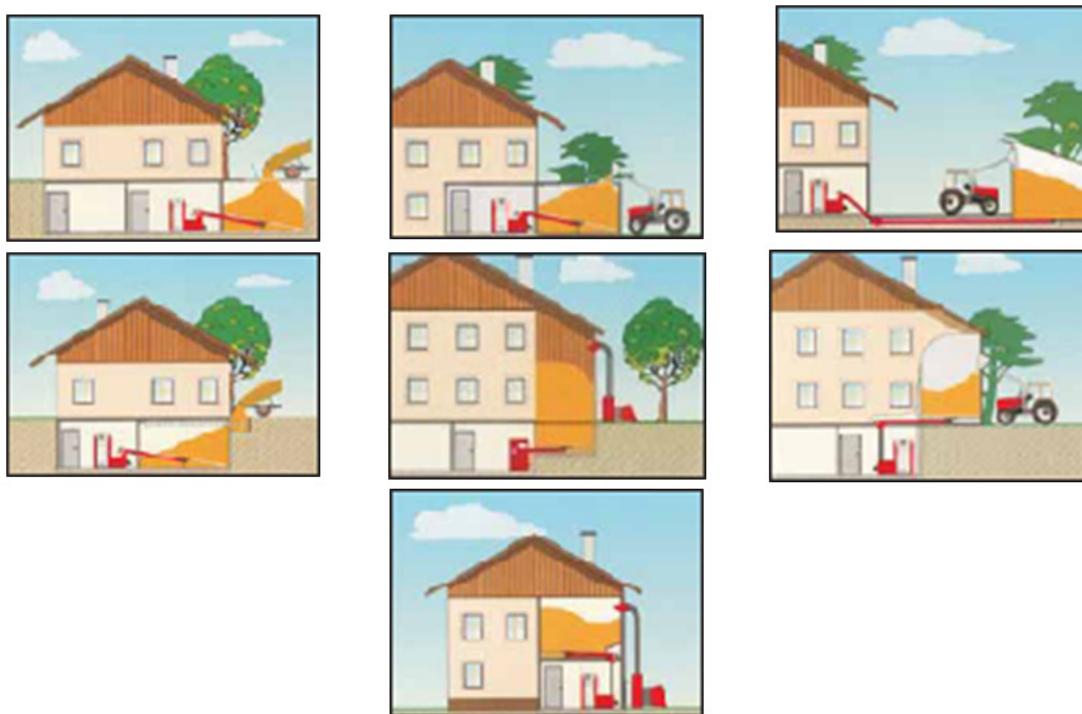


Fig. 2. Different locations of the biomass storage

Inside the furnace is placed the mobile grate, powered by a motor-gear trough a rack-cogwheel made from high temperature resistant iron and system. The fuel is handled by a worm-screw

supplier powered also by a motor-gear transmission (there are a different system for straw and sawdust, for example). During combustion, the necessary air is taken from the fan and conducted to the furnace by means of control valves, in order to ensure the needed air excess coefficient. An effective safety device is represented by a thermostatic valve connected to the pressurized water network, that automatically opens when the temperature increase at the bottom of the worm-screw supplier, even in the absence of the power source. The main electric panel of the boiler contains the switches for the motors and all the protections in use. In figure 2 are shown some installing opportunities for the fuel storage.

3. BOILER AUTOMATIC OPERATION

Adapting the boiler for automatic operation refers especially to the fuel an air supply, according to desired thermal output. For the fuel supply, the worm-screw supplier is needed. Its efficiency is related to external diameter, channel length and height. All these dimensions are correlated to the quality of the fuel and the mass-flow required by the thermal output. When the worm-screw supplier is blocked by the pieces of biomass, the protection stops the motor-gear transmission and alerts the operator to open the door and extract these pieces.



Fig. 3. View of an air distribution box

Concerning the air intake, this operation is done by the distribution box. Primary air is blow under the grate (with cooling role too), while the secondary air cools the furnace and ensure the volatile combustion. If needed, tertiary air is injected, for cooling purposes. In figure 3 is presented an air distribution box installed on the boiler. Next step is to redesign the distribution box in order to introduce the air in the furnace in fractions, for reducing NO_x emissions.

volatilization and condensation reactions are significant in the process of biomass co-firing;

The control of hot water temperature is fully automatic and is performed by the control system placed in the electric control panel. The fuel mass-flow rate is not constant ad depends on fuel granulation, humidity, and the required thermal power. When the temperature achieves the desired value, the control system stops the air fan, decreasing the air injection.

The combustion is inhibited, thus the thermal output decreases too. In consequence, the water temperature diminishes, and a thermocouple starts the air fan. Then, the combustion reappears. This discontinuous mode of control ensures an optimal combustion, and rational fuel consumption, in the range of 30...100 % thermal outputs. The whole chain fuel-air-flue gasses-hot water-ash disposal is automatic controlled. The main performances of these boilers type are:

- Net efficiency 83 – 87 %;
- Heat release rate per unit furnace area..... 450 – 600 kW/m²;
- Allowable heat release rate..... 300 – 400 kW/m³;
- Excess air ratio (end of furnace)..... 1.3 – 1.5;
- Flame temperature 650 – 780 °C;
- Lower heating value..... 14 – 18 MJ/kg;
- Heat loss with unburned carbon 0.5 – 1.5 %;
- Automation level 95 – 100 %;
- CO concentration (at O₂ = 7%)..... 1200 - 1800 ppm;
- SO₂ concentration (at O₂ = 7%)..... 5 - 10 ppm;
- NO_x concentration (at O₂ = 7%)..... 25 - 40 ppm.

4. INFLUENCE OF BIOMASS COMBUSTION ON THE BOILER RELIABILITY

The behaviour at high temperatures and the chemistry of resulted ash for biomass combustion are major problems to be considered in designing and operating energy equipment. The results of experimental researches have revealed that type of fuels are the main parameters that contribute to aerosol formation during biomass combustion, aerosols that have a substantial contribution in ash deposits formation and corrosion development. The high content of chlorine and alkaline metals from agricultural biomass (particularly wheat straw) suggests that the deposits formations by

The high content of silicon dioxide (SiO₂) and low calcium (Ca) determined in the ashes, along

with a lower content of potassium (K) contributed to the lack of occurrence of the phenomenon of agglomeration/melting, as confirmed by the temperature values of low fusion of ash. Experimental research results indicate synergism between oxidation process and alkali compounds of ash from biomass, an effect that helps in case of lower temperature of combustion to the appearance of corrosive processes. Temperatures developed in the process proved to be too small for the formation of protective oxide layers on metal surface but large enough to release alkali metals. This shows that the process of volatilization, condensation and nucleus of the alkali in biomass combustion is inevitable. When burning biomass it's possible to generate sodium or potassium chloride. These products have a strong corrosive impact on the furnace or on the iron tubes. Moreover, at straw combustion, the hot slag is settling on the grate's bars, even if the grate has a self-cleaning mechanism. In order to maintain in operation a constant value of the overall heat transfer coefficient, several technical measures have been promoted.

5. CONCLUSIONS

In order to ensure a constant fuel supply, the most recent biomass boilers are equipped with a worm-screw supplier, electronically controlled by the measured oxygen value in the flue gasses. In such manner, the fuel mass-flow rate is automatically adjusted;

The oxygen percentage is controlled bi means of the same transducer as the case of the sequential fuelling boilers. The amount of biomass is also controlled stopping and the starting the worm-screw;

The main goal is to maintain a constant concentration of oxygen in the flue gasses of 7%;

Using this automatic control of the combustion, the boiler efficiency increase with 5 – 10 %. In these conditions, the CO fraction also diminishes, and the smoke at the chimney exhaust is less visible;

The impact of the biomass combustion on the internal surfaces of the boiler is more significant than the coal combustion. Large quantities of tar and slag are depositing on the grate and on the refractory internal surface of the furnace. Thus, frequent cleaning actions should be manually performed.

REFERENCES

- [1] C., Rădulescu, Gh., Lăzăroiu, I., Pișă, s.a. -*Rezeches on the Negative Effects Assessment (Slugging, Clogging, Ash Deposits) Developed at the Biomass-Coal Co-Firing*. Environmental Engineering and Management, Vol. 9, No.1, January/February 2010, pg. 17-25 (2010)
- [2] I., Pișă, C., Rădulescu, Gh., Lăzăroiu, G., Negreanu -*The Evaluation of Corrosive Effects in Co-Firing Process of Biomass and Coal*. Environmental Engineering and Management Journal, Vol.8, No.6, November/Decembre 2009, pg. 1485-1490 (2009).
- [3] N., Antonescu., R., Polizu -*Valorificarea energetică a deșeurilor*. Editura Tehnică, Bucureşti, 352 pag.(1988)

A VIEW ON THE POTENTIAL USE OF THE FUEL CELLS BASED ON BIOETHANOL PRODUCED FROM WOODEN BIOMASS

Alexandru-Cristian RACOVITZĂ

UNIVERSITY POLITEHNICA BUCHAREST, Romania.

Rezumat. Articolul de față prezintă principalele avantaje pe care le oferă utilizarea celulelor de combustibil care utilizează bioetanolul produs din biomasă lemnosă în ceea ce privește propulsia autovehiculelor, în comparație cu celelalte tipuri de celule de combustibil.

Cuvinte cheie: bioetanol, celule de combustibil, randament, biomasă lemnosă, zero-emisii.

Abstract. The paper should highlight the benefits consisting in the use of the fuel cells based on the bioethanol extracted from wooden biomass comparing to the fuel cells using other known agents related to the automotive propulsion.

Keywords: bioethanol, fuel cells, efficiency, wooden biomass, zero-emissions.

1. INTRODUCTION

Ethanol and especially bioethanol proves to be an efficient primary agent to be used by the modern fuel cells [1], designed to sustain the electrical and hybrid automotive propulsion. Its capacities to be obtained through enzymatic fermentation of the biomass confirm its potential as a regenerative agent in the operation of alcohol based on fuel cells [2]. Modern fuel cells have to ensure appropriate conditions in their use by the electrical systems, such as high power, low losses and good electrical isolation.

Among the better known fuel cells types, all of them using hydrogen as primary agent, there could be mentioned [3][4]: Molten Carbonate Fuel Cell (MCFC), Alkaline Fuel Cell (AFC), Phosphoric Acid Fuel Cell (PAFC), Proton Exchange Membrane Fuel Cell (PEMFC) and Solid Oxide Fuel Cell (SOFC). So, they all operate with stored hydrogen and therefore are limited by the amount of hydrogen or by the conditions of hydrogen storage, which suppose good isolation, safe operation and appropriate thermal regime maintaining.

A new and revolutionary type of fuel cell principle and design is revealed by the **Direct Methanol Fuel Cell** (DMFC) [5], which was the first fuel cell operating rather with methanol than hydrogen as primary fuel, meaning the source of

mobile protons and electrons to form the electrical current and to charge the batteries of the electrical engine.

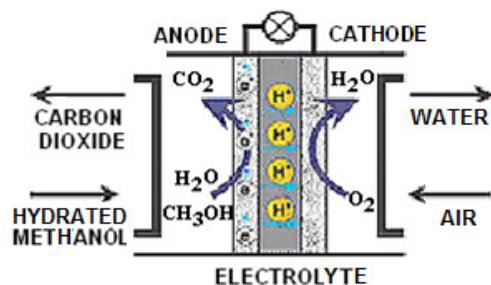


Fig. 1 Direct Methanol Fuel Cell (DMFC)

Despite the fact that this different kind of fuel cell (see Fig.1) eliminates the problems of using hydrogen and reformators, because extracts by itself the protons from methanol, it still needs a filter to retain the carbon dioxide resulting from the electrolysis reaction. This means that one part of the produced energy will be lost in order to ensure the auxiliary system operation and thus, the global efficiency of the fuel cell will be diminished. For a fuel cell, the isothermal efficiency could be expressed as following:

$$\eta_{is} = \frac{W_{el}}{\Delta H} = \frac{\Delta G}{\Delta H} = 1 - \frac{T\Delta S}{\Delta H} \quad (1)$$

where this ratio is calculated between the electrical produced energy (or the total variation of the free energy Gibbs) and the variation of the enthalpy produced through electrochemical reaction. The formula could also be written depending on the global variation of the entropy through the thermal level given by the process temperature T. This value is higher even than the theoretical Carnot cycle efficiency, for the thermal engines, and it could reach theoretically 80%, depending on the water status at the cell outlet, if liquid or vapors [6][12].

Speaking in terms of produced electrical energy, it could also be defined the electrical efficiency of the fuel cell:

$$\eta_{el} = \frac{W_{el}}{\Delta H} = \frac{E}{E_{max}} \cdot \eta_{is} \quad (2)$$

where E is the effective electromotor voltage given for the fuel cell operating regime, and E_{max} is the maximum electromotor voltage given by the fuel cell by using the water recuperated heat.

Anyway, because of the internal polarization of the fuel cell, as well as of the electrical losses, normally, the efficiency of a fuel cell increases up to 60%, value overpassing any other energy conversion process efficiency [13].

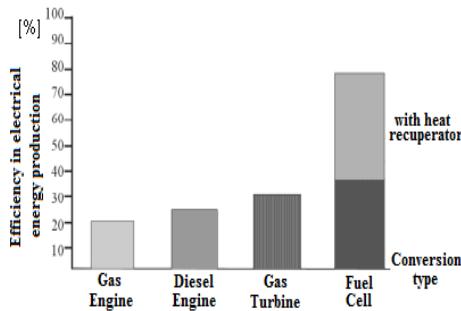


Fig. 2 Efficiency vs. conversion type

Figure 2 shows a comparison between the efficiencies in electrical energy production characterizing several applications, from which it clearly appears the benefits of using fuel cells with or without heat recuperator. Internal combustion engines must evacuate major heat fractions through the cooling and the outlet systems. Fuel cells do not have such constrains. Their operating temperature is significant less than the one existing

in the combustion chambers, and there are no heat losses in their outlet system.

At the same electrical power production, fuel cells have two times less heat losses in their cooling systems comparing to the internal combustion engines. This explains their higher efficiency, not being mentioned, supplementary, the presence of a heat recuperator[5][6].

2. BIOETHANOL PRODUCTION

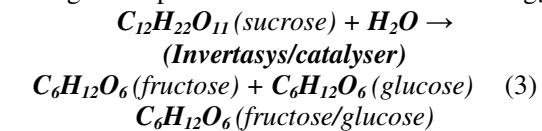
Ethanol could be easily produced from biomass using two well known procedures: the hydrolysis and the fermentations of the sugar compounds existing in the biomass composition. The biomass resulted from the vegetal species contains a complex mixture of carbohydrate polymers known as cellulose, hemicellulose and lignin. In order to obtain sugar components from biomass, this has to be treated with acids or enzymes. Thus, those polymers lead to the sucrose process, which subsequently leads to the alcohol production. There are three methods to extract sugar from biomass [2][7][8]:

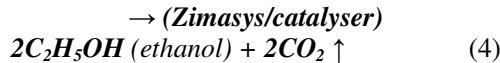
A) Hydrolysis with concentrated acids (Arkhanol Method). The biomass is treated with sulphuric acid (70-77% concentration) after being dried to 10% humidity. One part of biomass corresponds to 1.25 parts acid at 50°C temperature. Water is added to dilute the acid to 25-30%, and then the mixture is heated up to 100°C for one hour. The obtained gelatin is pressed in order to remain only the sugar-acid mixture, their separation being succeeded by using a chromatographic column;

B) Hydrolysis with diluted acids. Is one of the most simple and efficient methods to obtain ethanol. The diluted acid is used in order to extract the sucrose from the biomass. In the first step sulphuric acid (0.7% concentration) is used at 190°C for the hemicellulose hydrolysis. The second stage consists in the cellulose hydrolysis with sulphuric acid at 215°C and 0.4% concentration. The liquid resulted from hydrolysis is then neutralized and reused in the process.

C) The hydrolysis of the biomass using the enzymes fermentation. It is a new and revolutionary process at its beginning, being actually developed with high costs and investments.

The reactions through which finally ethanol could be obtained by enzymatic fermentation of the sugar compounds are described as following[2]:





The ethanol obtained by applying the fermentation reactions contains also a significant water amount. The water is supposed to be eliminated by a process of fractionated distillation. This method of bioethanol production is however useful to the standard fuels market too, because of the possibilities to mix the alcohol with classic fuels, and to reach new classes of fuels, such as E – ethanol+gasoline fuel mixtures (E15, E85, for example), and not only, in order to fuel thermal engines.

3. ETHANOL FUEL CELLS

The development of the ethanol fuel cells allows new solutions in automotive propulsion to be identified. The bioethanol obtained from wooden or vegetable waste biomass represents a renewable energy source, including the on-board hydrogen formation.

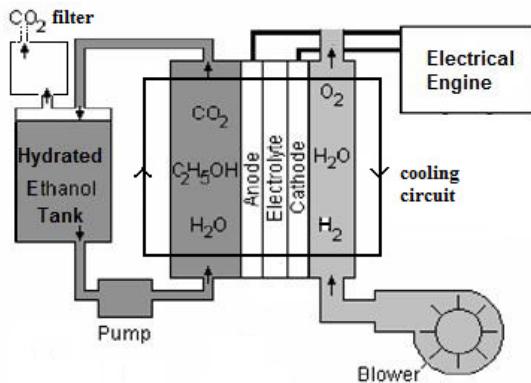


Fig. 3. Direct Ethanol Fuel Cell (DEFC)

The fuel cell based on bioethanol will convert the chemical energy into electrical energy under a higher rate than using internal combustion engines. Even in the case of searching new types of fuels for standard thermal engines, ethanol proves to be a flexible fuel in gasoline-ethanol fuel mixtures formation [9][10].

Ethanol fuel cells could use this fuel as a primary agent even better when hydrated. Energy rate provided by the cells is therefore improved when using bioethanol mixed with small amounts of water comparing to the case when pure-ethanol is used.

Fig. 3 is highlighting the basic scheme of a **Direct Ethanol Fuel Cell (DEFC)** operation[11]: The scheme presents the structure of the fuel cell

consisting in the electrodes separated by the electrolyte. Platinum-based catalysts are expensive, so practical exploitation of ethanol as fuel for a PEM (Proton Exchange Membrane) fuel cells requires a new catalyst [5]. New nanostructured electrocatalysts have been developed, which are based on non-noble metals, preferentially mixtures of Fe, Co, Ni at the anode, and Ni, Fe or Co alone at the cathode. A polymer acts exactly like an electrolyte. The electric charge is carried by the hydrogen ions - protons. The hydrated liquid ethanol is oxidized at the anode generating CO_2 , hydrogen ions and electrons. Hydrogen ions travel through the electrolyte. They react at the cathode with oxygen from the air and the electrons from the external circuit forming water. The exhaust CO_2 gas is filtered through a filter located on the upper side of the ethanol tank. A secondary water cooling circuit surrounds the structure of the cell, diminishing the thermal operating regime of the assembly.

These types of fuel cells develop up to 40 kW electric power, enough to supply an electric car engine when using it under urban operating regimes. Operating temperatures are below those characterizing a hydrogen fuel cell, but the voltage of the supplying electric energy remains dangerous high, approximately at 500 V; thus, the assembly forming the electric unit has to be very well isolated [14][15].

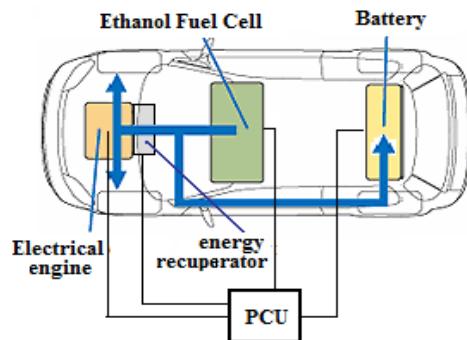


Fig. 4. The engine-fuel cell assembly on board of the vehicle

Figure 4 reveals the structure of the propulsion system on board of the vehicle. The energy flow is directed toward the engine from the accumulators when propulsion power is needed. In case of stationing or slow motion at constant speed, the battery overtakes the exceeding power produced by the fuel cell. The supplementary energy recuperator gains a part of the energy released

through the braking process, and recharges the engine when the vehicle switches to the acceleration mode. All the energy transfer processes are controlled by the Power Control Unit (PCU).

4. CONCLUSIONS

The potential of using ethanol fuel cells has been clearly revealed during studies and tests. The main benefit comparing to the use of ethanol as an alternative fuel in classic engines consists in reaching almost zero-emissions level, speaking in terms of greenhouse gases.

Another important advantage of replacing the hydrogen fuel cells with alcohols fuel cells (especially ethanol) is based on the fact that these new fuel cells do not need fuel reformators, are safer in operating and fuel storage. Ethanol fuel cells reach higher operating temperatures, with higher conversion rates of energy. It remains to be solved the problem of weight and displacement together with the one concerning the electric isolation of the assembly, these cells being operated at high voltage. As a primary agent for alcohol fuel cells, bioethanol obtained in a hydrated status through the process of biomass enzymatic fermentation proves to mark a rational choice for the further development of electrical and hybrid automotive transportation.

ACKNOWLEDGEMENTS

The author wishes to address his sincere thanks and good thoughts to the Professors from University POLITEHNICA Bucharest who have contributed to the development of science concerning the use bioethanol as an alternative fuel for the internal combustion engines: Prof. Constantin Pană, Head of Internal Combustion Engines Dept., Prof. Gheorghe Hubcă from the Faculty of Industrial Chemistry and Prof. Laurențiu Fara from the Faculty of Applied Sciences.

REFERENCES

- [1] C.E Borroni-Bird, *Fuel Issues for Fuel Cell Vehicles*, SAE Paper 952762, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, February 1995, USA.
- [2] L.Fara, I.Istrate, I.Bitir, A.C.Racovitză și alții, *privind cultivarea și valorificare energetică a unor cloni de plopi rapid crescătoare, în cicluri scurte de producție* (PLEN), Program nucleu II 2008, UPB-IPA S.A.-INL-ICAS-RNP, Faza I – Cercetări în domeniul obținerii de biomasă și bioetanol din deșeuri lemninoase, sept-dec.2008, contract 22092/2008.
- [3] A.C.Racovitză, C.G.Pungă, *Autovehicles propulsion using fuel cells: Now and in the future*, The VIIth National Conference of Thermomechanical Equipment and Urban Energetics, Bucharest, Romania, July 1-2, 2007, pag. 203-207.
- [4] R.A.Lewis, L.A.Dolan, *Looking Beyond the Internal Combustion Engine: The Promise of Methanol Fuel Cell Vehicles*, SAE Paper 1999-01-0531, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, March 1999, USA.
- [5] J.J.Palathinkal, A.C.Aral, T.J.Wolan, *Direct Ethanol Fuel Cell Membrane Diffusion*, Poster no.XX, REU 2004, Dept. of Chemical Eng., Univ. South Florida, USA.
- [6] I.Freesen, *Marketing Strategies for Hydrogen Technologies*, 5th International Colloquium Fuels, Esslingen, 2005, pp. 417- 421.
- [7] Gh.Hubcă, A.Lupu, L.Cociașu C.Anton, *Biocombustibili: biodiesel, bioetanol, sun diesel*, Ed.MatrixRom, București, 2008.
- [8] C.Cincu, L.Fara, A.C.Racovitză, L.Lobonț, *Bioethanol obtained from wooden biomass. An appropriate alternative fuel for Spark Igniton engines*, Cellulose Chemistry and Technology, Nr.45(1)/2011, pp.121-125.
- [9] D.Karonis., C.Chapsias, F.Zannikos, E.Lois, *Impact of Ethanol Addition on Motor Gasoline Properties*, the 5th Fuels International Colloquium, January 12-13, 2005, Ostfildern, Germany, Proceedings, pp. 301-312.
- [10] C.Pană, N.Negurescu, M.G.Popă, A.C.Racovitză, G.Boboc, A.Cernat, *Motor cu aprindere prin scanteie alimentat cu benzina și adaosuri de etanol*, Contract CNCSIS nr.367/2005.
- [11] A.Racovitză, *On the future of the automotive propulsion development: Alternative fuels or fuel cells?*, Revista Termotehnică, serie nouă, anul XII, nr.1/2008, pag.36-41.
- [12] G.Bayer, *Hydrogen Storage for Passenger Cars*, 5th International Colloquium Fuels, Esslingen, 2005, pp. 407- 412.
- [13] P. Schnell, P. Pietrancosta, I. Waeser, *Hydrogen: Prospects for Vehicle Traffic*, 5th International Colloquium Fuels, Esslingen, 2005, pp. 423- 441.
- [14] *** www.fuelcelltoday.com
- [15] *** www.honda.com

MODELAREA PROCESULUI DE CURGERE ÎN ARZĂTORUL DE PRAF DE CĂRBUNE AL CAZANULUI BENSON DE 510T/H, DE LA CTE IȘALNIȚA, FOLOSIND M.E.F.

Viorel TUDOR

S.C. Complexul Energetic Craiova S.A.

Rezumat. Folosirea metodei elementului finit (M.E.F.) în studiul curgerii aerului primar (amestecului polifazic format din aer atmosferic+gaze de ardere+praf de cărbune) și aerului secundar prin arzătorul de praf de cărbune al unui cazan de mare putere, permite calculul dinamicii mișcării particulelor de praf de cărbune,determinarea densității și debitului masic de-a lungul canalelor arzătorului pana la ieșirea prin fante în cazan. Se poate determina variația vitezelor,temperaturilor și presiunilor prin canalele arzătorului,zonele de pe traseul fluidelor, care favorizează curgerea turbulentă a amestecului analizat. În urma analizei, se pot trage concluzii privind modul în care a fost proiectat arzătorul de praf cărbune și identifică soluții tehnice care pot să fie aplicate la reprojecțarea arzătoarelor de praf cărbune la cazanele din generațiile vechi ce vor fi supuse reabilitării și modernizării.
Cuvinte cheie: Metoda elementului finit (M.E.F.), amestec polifazic, aer atmosferic, gaze de ardere, praf de cărbune, aer secundar, curgere turbulentă, modelare spațială, arzătoarelor de praf de cărbune, mărimi fizice, densitate, debit masic, viteze de curgere, temperata, presiuni amestec polifazic.

Abstract. The use of element finite method (M.E.F.) in the study of the flow of primary air (the polyphase blend composed by atmospheric air+burning gases+coal dust) and secondary air through the coal dust burner of a high power boiler, allows the dynamic calculus of coal particle movement, the determination of density and masic flow along the channel of the burner until the exit through the boiler slots. It can be determined the variation of speed, temperature and pressure through the channels of burner, the areas on the path of fluids, which favorize the turbulent flow of the analyzed blend. After the analyses we can draw conclusion regarding the way in which the dust coal burner was designed and identify the technical solution which can be applied at redesigned of the coal dust burner at older boilers which will be subjected to the rehabilitation and modernization.

Keywords: the method of finite element (M.E.F.), polyphase blend, atmospheric air, burning gases, dust coal, secondary air, turbulent flow, spatial design, dust coal burners, density, masic flow, flow speed, temperature, pressure polyphase blend.

1. TIPURI DE STUDII DE CURGERE ÎNTÂLNITE ÎN ARZĂTORUL DE PRAF DE CĂRBUNE ȘI ÎN CAMERA FOCARA A CAZANULUI DE 510 T/H.

Rezultatele analizei, folosind M.E.F., s-au obținut având la bază softurile specializate **SolidWorks 2010** și **COSMOSFloWorks 2010/PE**. Studiul curgerilor se poate aborda distinct în 2 categorii:

Prima categorie de studiu

Se disting curgerile turbulentе pe secțiuni de instalație neînsotite de procese de ardere,_aerului primar (un amestec polifazic format din: aer atmosferic + gaze de ardere + particule de praf de cărbune) sau aerului secundar.

Studiul curgerii turbulentе a aerului primar

Noțiunea de aer primar, ce va fi utilizată în continuare, se referă la un amestec polifazic format din particule de praf de cărbune transportate cu un curent de gaze de ardere, vaporii de apă (proveniți de la preuscarea cărbunelui în turnul de uscare) și aer atmosferic.

Studiul curgerii turbulentе a aerului secundar

Aerul secundar este obținut din aer atmosferic încălzit la $T = 543,15\text{ K}$.

Analiza curgerii se realizează simultan prin 9 canale de curgere astfel:

Studiul curgerii turbulentе a aerului secundar (categorisit în aer secundar: inferior, intermedier sau superior) aflat în curgere simultană pe 5 canale cu geometrie variabilă, (canalele: 1, 3, 5, 7 și 9, din fig. 2).

Studiul curgerii turbulente a aerului secundar aflat în curgere pe 4 canale cu geometrie_variabilă, (canalele: 2, 4, 6 și 8 din fig. 2),

A doua categorie de studiu

Se referă la studiul curgerii polifazice turbulente realizată în interiorul focarului și însotită de procesul de ardere.

2. MODELAREA 3D A ARZĂTORULUI DE PRAF DE CĂRBUNE DE LA CAZANUL DE 510 T/H

Pentru modelarea curgerii aerului primar și secundar prin arzătorul de praf de cărbune și în camera focală s-au determinat mărimile de intrare precum: volumele gazelor de ardere, debitele masice și volumice ale componentelor gazelor de ardere la parametrii termodinamici de calcul. Rezultatele parametrilor de intrare s-au centralizat în tabelele: 1; 2; 3.

Tabelul 1
Debitele volumice de gaze introduse în arzător la parametrii termodinamici

amestec de aer primar	gaze componente	condiții termodinamice de calcul pentru $q_v [m^3/s]$ la nivelul secțiunii de intrare $T_p = 393,15 \text{ K}; p_p = 101030,7 \text{ [Pa]}$		
		[$m^3_N / \text{kg combustibil}$]	$q_v [m^3_N / \text{s}]$	$q_v [m^3/s]$
		gaze de ardere		
	CO_2	0,6119022	7,138859	4,305857787
	SO_2	0,0095960	0,111953333	0,067525515
	N_2	2,6567189	30,99505383	18,69490543
	vapori de H_2O supraîncălziti	0,6750659	7,875688333	4,750282074
	Total	3,9532761	46,1215545	27,81857081
		[$m^3_N / \text{kg combustibil}$]	$q_v [m^3_N / \text{s}]$	$q_v [m^3/s]$
	aer	1,0456130	12,1953125	7,355696659
		[$m^3_N / \text{kg combustibil}$]	$q_v [m^3_N / \text{s}]$	$q_v [m^3/s]$
	Total aer primar	4,9985890	59,3168670	35,17426747

Tabelul 2
Rezultate obținute din calcul, pentru debitul volumic de aer secundar,introdus în arzător

aer secundar	condiții termodinamice de calcul pentru $q_v [m^3/s]$ la nivelul secțiunii de intrare $T_s = 542,50 \text{ K}; p_s = 101030,7 \text{ [Pa]}$		
	[$m^3_N / \text{kg combustibil}$]	$q_v [m^3_N / \text{s}]$	$q_v [m^3/s]$
	3,1359380	10,01757813	28,456998

Tabelul 3
Rezultatele calculului aerului primar,secundar și tertiar introdus în focar

tipul de aer	condiții termodinamice pentru q_v la nivelul secțiunii de intrare	$q_v [m^3/s]$
aer primar	$T_p = 393,15 \text{ K}; p_p = 101.030,7 \text{ [Pa]}$	35,17426747
aer secundar	$T_s = 542,50 \text{ K}; p_s = 101.030,7 \text{ [Pa]}$	28,456998
aer terțiar	$T_t = 293,15 \text{ K}; p_t = 101.325 \text{ [Pa]}$	1,0941778
Total aer		64.725443

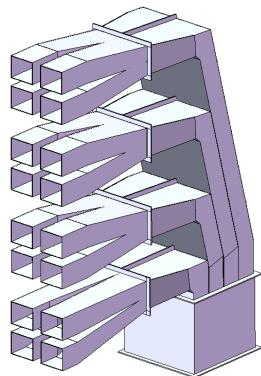


Fig. 1. Canalele de curgere a aerului primar

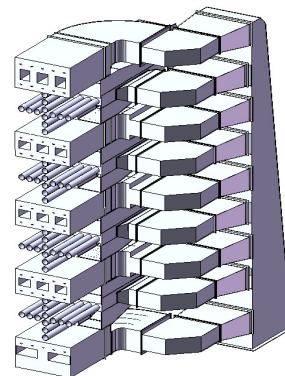


Fig. 2. Canalele de curgere a aerului secundar

3. ANALIZA CURGERII AERULUI PRIMAR ÎN INTERIORUL ARZĂTORULUI DE PRAF DE CĂRBUNE AL CAZANULUI

În fig. 1 se prezintă canalele de curgere a aerului primar prin arzătorul de praf de cărbune.

În urma aplicării analizei și simulării folosind M.E.F. a rezolvării ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale pentru studiul procesului de curgere, s-a obținut modelarea spațială a distribuțiilor câmpului de viteza, a presiunii,

densității și temperaturii pe traiectoriile de curgere ale elementelor de fluid, prezentate în fig. 3; 4; 5; 6. Variația debitelor de praf de cărbune prin fantele de ieșire din arzător și prin conductele arzătorului de praf de cărbune, sunt prezentate în fig. 7 și fig. 8.

În fig. 9 este prezentată intensitatea turbulentei prin arzător, iar în fig. 10, profilul vitezelor în secțiunile de ieșire ale fantelor conductelor de praf de cărbune.

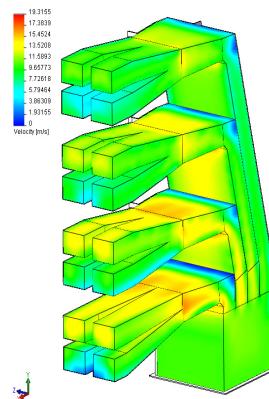


Fig. 3. Distribuția vitezelor

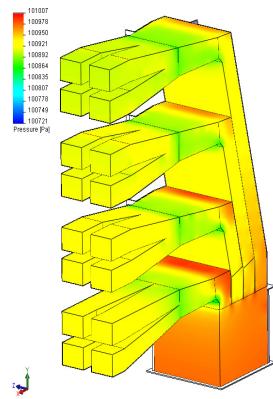


Fig. 4. Distribuția presiunii

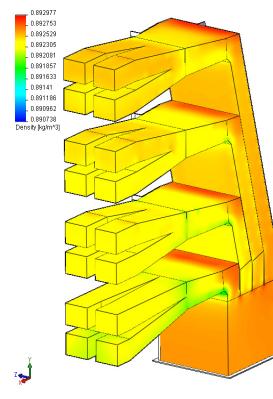


Fig. 5. Distribuția densității

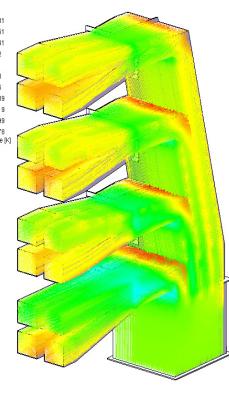


Fig. 6. Distribuția temperaturii

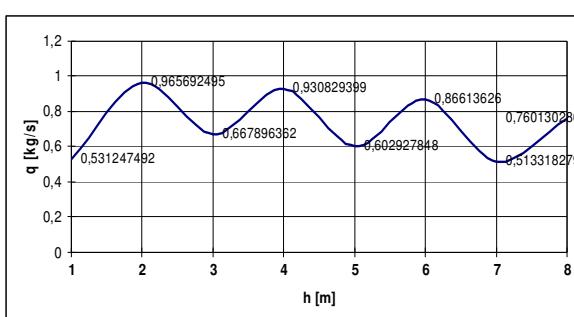


Fig. 7. Variația debitului masic de praf de cărbune prin fantele arzătorului

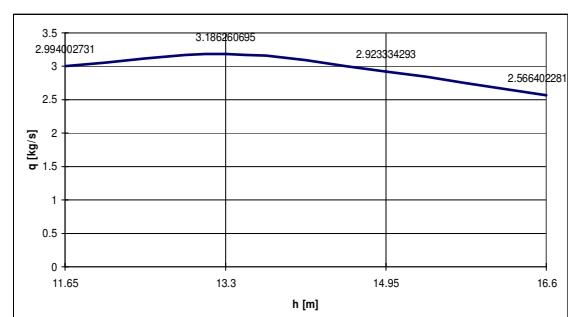


Fig. 8. Variația debitului masic de praf de cărbune prin canalele arzătorului

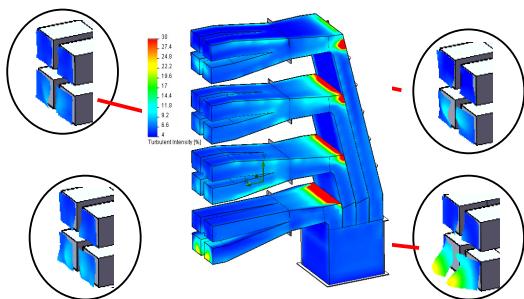


Fig. 9. Intensitatea turbulenței

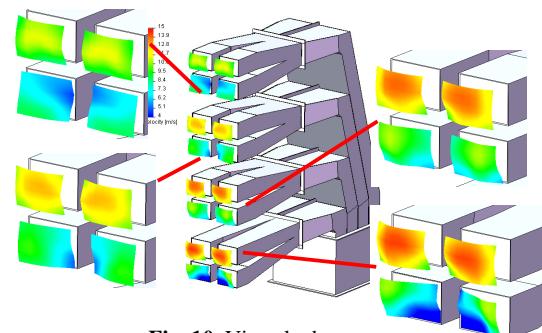


Fig. 10. Vitezele de ieșire din fante

3. CONCLUZII

Curgerea aerului primar are un caracter turbulent, intensitatea turbulenței are valorile maxime la racordările exterioare ale coturilor frânte ale conductelor de praf, fig. 9; în secțiunile fantelor de ieșire intensitatea turbulenței este max. la fantele conductei 1 (1.3p și 1.4p) și descrescătoare la fantele inferioare ale conductelor: 4 (4.3p, 4.4p), 2 (2.3p, 2.4p) și 3 (3.3p, 3.4p); - viteza de curgere are valori mari în cadrul unei conducte pe traseele de curgere ale fantelor superioare (1.1p, 1.2p; 2.1p, 2.2p; 3.1p, 3.2p; 4.1p, 4.2p), dar aceasta scade cu creșterea cotei orizontale în sensul (conducta 1→2→3→4), fig. 3. - presiunea are o distribuție 3D neuniformă și scade către secțiunile fantelor de ieșire, având valoare maximă la intrarea în cutia conductelor de praf; de asemenea are valoare crescută în zonele cu turbulențe ridicate ale coturilor frânte, fig. 1.4. densitatea scade către fantele de ieșire din conductele de praf, pornind de la o densitate ridicată în cutie, tronsoanele oblice ale conductelor și în racordarea exterioară a coturilor frânte, fig. 1.5. - încălzirea aerului ca urmare a transformării parțiale a unei fracții din energia pneumatică pierdută în timpul curgerii, generează o creștere maximă de aprox. $T = 0.2$ K, localizată în special în zonele de turbulență maximă, la coturi, în racordările exterioare și la canalele fantelor inferioare ale conductelor, după realizarea

bifurcației la conducta 1 (1.1p, 1.2p), până la conducta 4 (4.1p, 4.2p), fig. 6.

- la nivelul fantelor de ieșire se confirmă vitezele maxime medii pe profilul atașat suprafețelor fantelor 1.1p, 1.2p și 2.1p, 2.2p, care opun rezistențele aerodinamice cele mai reduse currentului de aer, fig. 10.

- prin conductele 1, .., 4 se insuflă: 25,67%; 27,35%; 25,05% și 21,93% din debitul de praf de cărbune total intrat în arzător; debitele cu valorile cele mai ridicate trimise către focar corespund fantelor de ieșire, care au vitezele medii în secțiune cele mai mari; conducta nr.2 insuflă debitul masic maxim de cărbune.

4. ANALIZA CURGERII AERULUI SECUNDAR ÎN INTERIORUL ARZĂTORULUI DE PRAF DE CĂRBUNE

Canalele de curgere a aerului secundar prin arzătorul de praf de cărbune, sunt prezentate în fig. 2.

La baza studiului curgerii aerului secundar prin arzător a stat tot M.E.F. și ecuațiile diferențiale cu derivate parțiale asociate procesului de curgere al fluidelor.

S-a obținut modelarea spațială a vitezei, fig. 11; temperaturii, fig. 12; presiunii, fig. 13; densității, fig. 14; intensității turbulenței, fig. 15; energiei turbulenței, fig. 16 și disipației turbulenței la curgerea aerului secundar prin arzător, fig. 17.

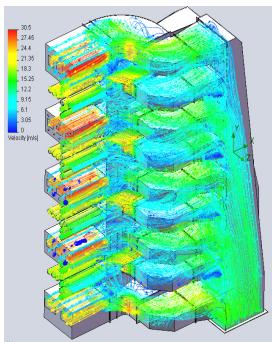


Fig. 11. Distribuția vitezei

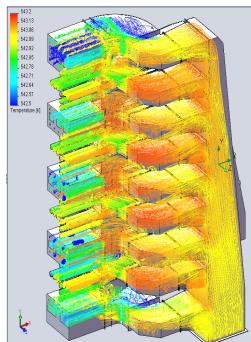


Fig. 12. Distribuția temperaturii

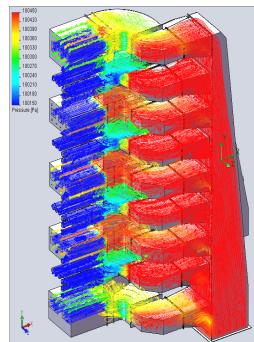


Fig. 13. Distribuția presiunii

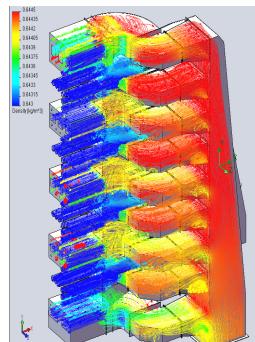


Fig. 14. Distribuția densității

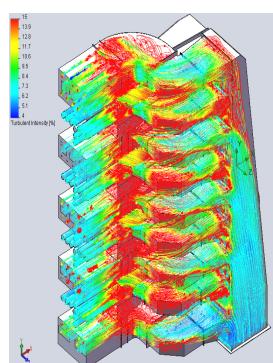


Fig. 15. Intensitatea turbulenței

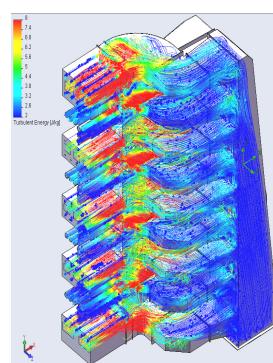


Fig. 16. Energia turbulenței

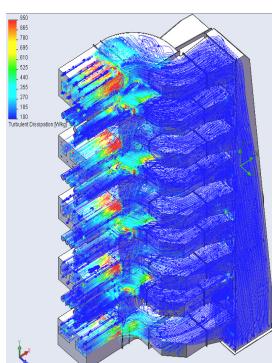


Fig. 17. Disiparea turbulenței

4.1 CONCLUZII

În conductele de aer secundar se constată o curgere turbulentă. Vitezele de curgere, cele mai mari sunt întâlnite în canalele terminale în amonte de fantele dreptunghiulare ale conductelor 7 și 9, fig. 11; turbionare intensă există în zonele corespunzătoare racordărilor interioare și exterioare ale coturilor frânte sau racordate ale conductelor de aer secundar; viteza maximă este de $v = 30,5 \text{ m/s}$;

- câmpul de distribuție spațial al temperaturii arată că la conductele interioare de la 2,...,8 se primește căldură prin convecție și radiație de la conductele adiacente (prin care circulă aerul primar), care le îmbracă, crescându-le temperatura. La conductele exterioare 1 și 9, temperatura este mai scăzută, deoarece acestea pierd suplimentar o cantitate de căldură prin convecție, ele fiind în contact cu aerul din mediul ambient a cărui temperatură este mult mai scăzută față de cea a aerului care tranzitează conductele secundare. Diferența maximă de temperatură, pe ansamblu, este de aprox. $\Delta T=0,7 \text{ K}$. Valorile extreme ale temperaturilor sunt înregistrate în zonele unde apar pierderile cele mai ridicate de energie pneumatică (care este transformată parțial în căldură); aceste temperaturi

extreme sunt localizate în special în zonele coturilor frânte și confuzoarelor sau a variațiilor bruște de secțiune: fig. 12, temperatura maximă ajungând la $T=543,2 \text{ K}$;

- presiunea aerului secundar este mai ridicată în coloana de intrare, în confuzoare și în coturile frânte ale conductelor: 2,...,9, și a coturilor rotunjite ale conductelor: 3, 5, 7 ajungând la valoarea $p \rightarrow 100450 \text{ Pa}$; Spre secțiunile de ieșire ale fantelor, ce insuflă în focar, presiunea ajunge la valoarea $p \rightarrow 100150 \text{ Pa}$; Se constată, de asemenea, că avem o variație a câmpului presiunilor la nivelul fantelor de ieșire către focar, atât în plan orizontal, cât și în plan vertical: fig. 1.13;

- distribuția câmpului densităților, variază în limitele $\rho = 0,643 \dots 0,6445 \text{ kg/m}^3$, având valori mai mari la intrare și mai scăzute către ieșire, această variație reflectă și dependența densității cu temperatura: fig. 14;

- câmpul de distribuție al intensității turbulenței, arată existența valorilor cele mai ridicate localizate în coturi, acolo unde au loc schimbările de direcție a curgerii și la modificările bruște de secțiune, întâlnite pe traseul de curgere: fig. 15;

- disiparea turbulenței este mai intensă la partea finală a conductelor impare de aer secundar, la

ieșirea din coturile racordate și la intrarea în canalele cu secțiune dreptunghiară: fig. 17.

REFERENCES

- [1]. Ungureanu, C., Pănoiu, Zubcu, V., Ionel, I., Combustibili, instalații de ardere, cazane, Editura Politehnică N., Timișoara, 1998
- [2]. Bică, I., M., Reducerea sau înlocuirea hidrocarburilor la pornire sau pentru susținerea flăcării la arderea combustibililor solizi inferiori în cazanele de abur, Teză de doctorat, Universitatea Politehnica, București, 1995.
- [3]. Pănoiu, N., Cazacu, C., Mihăescu, L., Totolo, Cr., Epure, A., Instalații de ardere a combustibililor solizi, Editura Tehnică, București, 1995.
- [4]. Ionel, I., Ungureanu, C., Termoenergetica și mediul, Editura Tehnică, București, 1996
- [5]. Oprea - Stănescu, Paul Dan; Oprea, C. Simularea numerică a proceselor de ardere cu FLUENT, Editura Politehnică, Timișoara, 2001
- [6]. L., L., Baxter and P., J., Smith., Turbulent Dispersion of Particles: The STP Model. Energy & Fuels, 7:852 – 859, 1993
- [7]. T., Jongen., Simulation and Modeling of Turbulent Incompressible Flows. PhD thesis, EPF Lausanne, Lausanne, Switzerland, 1992
- [8]. S.E., Kim, D., Choudhury, and B., Patel. Computations of Complex Turbulent Flows Using the Commercial Code FLUENT. In Proceedings of the ICASE/LaRC/AFOSR Symposium on Modeling Complex Turbulent Flows, Hampton, Virginia, 1997.
- [9]. M., Manninen, V., Taivassalo, and S., Kallio. On the mixture model for multiphase flow. VTT Publications 288, Technical Research Centre of Finland, 1996
- [10]. Nicolae, Dumitru., Al., Margine, Bazile modelării în ingineria mecanică, Ed. Universitară, Craiova 2002, ISBN 973-8043-68-7
- [11]. Resiga, R., Munteanu, S., Bernard, S., Balint, I., Metode numerice de calcul pentru simularea curgerii fluidelor, Orizonturi Universitare, Timișoara, 2003;
- [12]. Tălu, M., Tălu, St., Calculul căderilor de presiune în conducte hidraulice. Regim de curgere stabilizat și nestabilizat. Teorie, aplicații și programe computaționale. Editura Universitară Craiova, 2006;
- [13]. Tălu, M., Mecanica fluidelor Teorie și aplicații rezolvante computațional cu ajutorul metodei elementului finit sau prin simulare numerică. Editura Universitară Craiova, 2008.
- [14]. R., I., Issa. Solution of Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator Splitting. J. Comput. Phys., 62:40–65, 1986.
- [15]. S., A., Morsi and A. J. Alexander. An Investigation of Particle Trajectories in Two-Phase Flow Systems. J. Fluid Mech., 55(2):193–208, September 26 1972.
- [16]. V., Tudor, Modelarea proceselor termo-gazo-dinamice din cazanele de abur de mare putere cu combustibili solizi inferiori, Teza de doctorat, Craiova 2010
- [17]. V., Tudor, Concepții moderne în construcția cazanelor energetice de mare putere cu funcționare pe cărbune, Analele Facultății de Mecanică, Universitatea din Craiova, 2010
- [18]. Viorel, Tudor., Analiza curgerii aerului primar în interiorul unui arzător de praf de cărbune, cu ajutorul M.E.F., Conferința internațională de inginerie mecanică, Craiova, aprilie 2010.
- [19]. Viorel, Tudor., Condițiile termice de aprindere a particulei de combustibil solid inferior, Seminarul Catedrei de Termotehnică, Facultatea de Mecanică, Craiova 2009.
- [20]. Viorel, Tudor., Distribuția de temperatură în focarele cazanelor de mare putere. Seminarul Catedrei de Termotehnică, Facultatea de Mecanică, Craiova 2009.