

Казахский Национальный Университет имени аль-Фараби

ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
МАГИСТРАТУРА

Кафедра теплофизики и технической физики

Совместная магистерская программа  
«Физика конденсированного состояния вещества»

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ  
Исследование влияния изменения конструкций топочной камеры  
ТЭС БКЗ-420 на распределения продуктов горения

Исполнитель Оспанкулова Б.К. \_\_\_\_\_ « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.  
/Ф.И.О./ /подпись/

Научные руководители

д.ф.-м.н., профессор Болегенова С.А. \_\_\_\_\_ « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.  
/регалии/ /Ф.И.О./ /подпись/

PhD Бекмухамет А. \_\_\_\_\_ « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.  
/регалии/ /Ф.И.О./ /подпись/

Допущен(а) к защите:  
Зав. кафедрой

д.ф.-м.н., профессор Болегенова С.А. \_\_\_\_\_ « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.  
/регалии/ /Ф.И.О./ /подпись/

АЛМАТЫ 2016

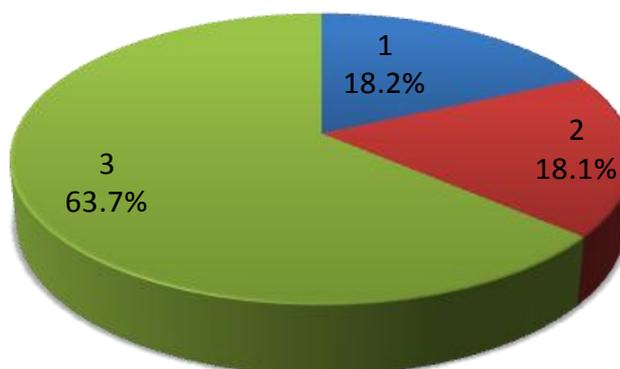
## СОДЕРЖАНИЕ

INTRODUCTION	3
1 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА	15
1.1 Уравнение непрерывности и закона сохранения импульса	15
1.2 Уравнение энергии	16
1.3 Уравнение для компоненты	17
1.4 Начальные и граничные условия	18
1.5 Моделирование турбулентности	19
1.6 Осреднение Рейнольдса	21
1.7 Группа К-Е моделей турбулентности	23
2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТУРБУЛЕНТНОГО ГОРЕНИЯ ТВЕРДОГО ПЫЛЕУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА	30
2.1 Обзор основных методов исследования турбулентного горения твердого топлива	30
2.2 Процесс горения пылевидного топлива и организация его сжигания в топочной камере	31
3 РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА ПРИ ГОРЕНИИ ЭКИБАСТУЗСКОГО УГЛЯ В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ КОТЛА БКЗ -420 АЛМАТИНСКОЙ ТЭЦ-2	35
3.1 Основные характеристики топочной камеры котла БКЗ-420 Алматинской ТЭЦ-2	35
3.2 Сжигание углей повышенной зольности в топке котла БКЗ-420 Алматинской ТЭЦ-2	39
3.3 Основные характеристики аэродинамики течения	40
3.4 Основные характеристики теплообмена	46
3.5 Основные характеристики массообмена	50
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	58
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	59

## INTRODUCTION

**General description of work.** On the basis of the numerical model, the processes of convective and radiative heat transfer in the combustion chamber. We obtain the basic laws of radiant heat distribution in the volume of the combustion chamber and the values of radiation, convection, and the full flow of heat in the chamber wall sgoraniya. The basis of physical and kinetic models developed numerical models for the implementation of 3D computational experiments to study heat and mass transfer processes in the real world of physical objects. The analysis of the current trends of application of numerical methods and computer simulations during the theoretical research in the field of thermal physics. The results of the 3-dimensional numerical simulation of the formation of gaseous components (oxides of nitrogen and carbon, nitrogen-containing substances) under appropriate conditions on the real energy facility on the example of the boiler combustion chamber BKZ-420 Almaty TPP. Research carried out for different conditions (variation in air-fuel ratio).

**The urgency of the problem.** Since coal is a major source of energy of the XXI century the problem of its efficient and cleaner burning pays great attention worldwide. The share of coal in fossil fuel reserves is shown in Figure 1. Compared with other fossil fuels, coal is approximately four times the oil reserves (estimated 41 year) or gas reserves (67 years) [1].



1 - Oil, 2 - gas, 3 - coal

Figure 1 - The world's proven reserves of fossil fuels [2]

World Energy is currently and for the foreseeable future based on the use of fossil fuels, mainly low-grade coal. It should be noted that the deterioration of the quality of steam coal is widespread, not only in CIS, but also in the developed capitalist countries. To date, the world's thermal power plants (TPP) produce more than 40% of electricity and heat. Despite the fact that the history had been ups and downs in the coal activity and now it remains one of the most important fuels for energy, particularly electricity. According to statistics of the year 2003 [2], coal provides about 24% of heat energy and produces about 40% of the world's electricity. Thus it is expected to increase in the near future use. According to forecasts, by 2020 the share of coal in the world fuel balance will be more than 50%. Figure 2 shows the

share of primary energy in the past and the future. These studies are based on forecasts of the availability of and growth in energy needs. The figure shows that the share of oil and gas in power generation by 2100 will decline, and the share of coal - increase.

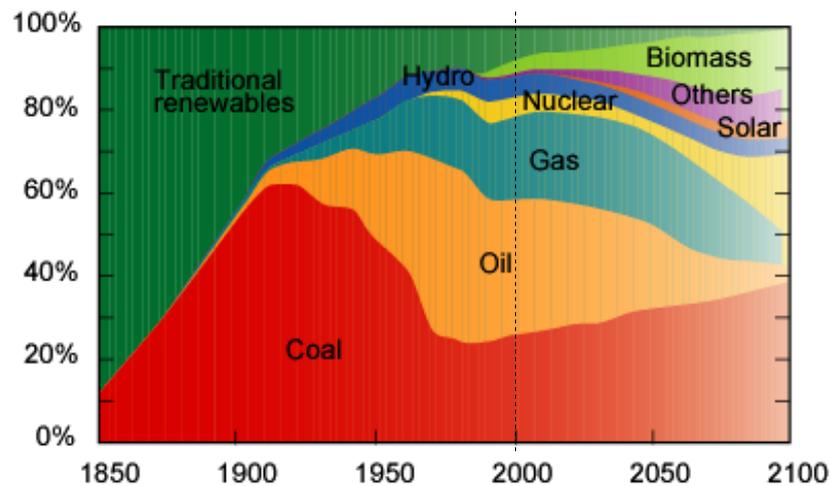


Figure 2 - Percentage of primary energy in the period from 1850 to 2100

Direct combustion of low grade coals having a high ash content (40-50%), humidity (30-40%), sulfur (3.1%) and volatile low (5-15%), in the existing furnace devices associated with considerable difficulties because -this deterioration of ignition and combustion of fuel, increase harmful dust and gas emissions (greenhouse gases, ash, nitrogen and sulfur oxides). Suffice it to say that the problem of greenhouse gas emissions (carbon dioxide, methane, etc.) And due to this general warming turned into a moment in mankind's problem of global climate change on the earth, flooding large areas of land, desertification and others.

In addition, for the modern development of the global power system is characterized by reducing the use of scarce fuel oil, which is a valuable raw material for the refining industry, and expanding the use of solid fuels, whose quality has been steadily decreasing [3].

In international practice, to enrich the coal prior to combustion. However, one can not expect coal enrichment in the volumes necessary for the thermal power plant in Russia and the CIS countries, particularly because of the high cost of enrichment. Furthermore, as a result of the enrichment can be reduced and the ash content of coal moisture content, whereas increasing the reactivity, i.e. volatile (lean coal, anthracite are volatile 4-12%), by enriching impossible.

To improve the ignition and combustion stabilization of low-rank coals with low volatile and high ash have additional activities that are mostly limited to thinning grinding (up  $R_{90} = 6-8\%$ ), to heating fuel mixture (up to 150C) and secondary air (up to 400 ° c), applying a high concentration of coal dust (50 kg / kg) followed by dilution, and finally, co-firing with coal fuel oil or natural gas. The latter solution has become commonplace.

In the world of kindling coal-fired boilers of the cold or hot state and stabilization of coal-dust flame burning spend more than 50 mln. Tons of oil per year. On the

TPP boilers kindling (kindling time 3-14 hours) several times a year (up to 25 launches per year copper) and coal-dust torch light is carried out periodically during the torch fogged or decrease load. For boilers of various steam in accordance with the "operating instructions" consumed different amounts of oil (Table 1).

Table 1 - Consumption of fuel oil boilers of various steam

Steam boiler, t / h	Consumption of fuel oil to 1 kindling, t
50-75	3-6
160-200	10-25
220-420	30-80
640-670	80-100
950	100-140
1650	150-250
2650	250-350

However, the current in the power system practice of using for the ignition and stabilization of the combustion of low-grade coal, scarce fuel oil and natural gas does not solve the problem, as they co-firing with coal increases emissions of nitrogen oxides and sulfur (in the case of illumination of pulverized coal flame sour fuel oil) . Use for ignition and lighting pulverized coal huge amount of oil is one of the reasons for reducing fuel efficiency and low environmental performance of thermal power plants. The sharp tightening of the recent demands to increase fuel efficiency and protecting the environment from harmful emissions has been a powerful stimulus for the development of promising new technologies pre-combustion and complex processing of fuels, allowing to solve the above problems [4].

Among the technical solutions proposed for the implementation of pre-pre-combustion and complex processing of coal, the most progressive methods presented plasma thermochemical processing of low-grade solid fuels. These methods are based on the use of heating and thermo-chemical transformations of organic and mineral part of coal power, transformed into plasma energy into the electric arc plasma torches.

Widespread in the national economy high plasma technology (chemistry, metallurgy, mechanical engineering, manufacturing, and others.) Has predetermined its use for the above energy problems. Application of plasma thermochemical treatment and processing of fuels arc plasma with high energy concentration is 1-2 orders greater than that existing in the firing devices, the presence therein of reactive centers (atoms, free radicals, ions, and an electron gas), virtually absent in normal flue processes, promotes energy kinetically more efficient than the traditional firing methods, implementation of heat and thermo-chemical transformations of coals.

The implementation of new technologies of plasma thermochemical preparation for combustion and the complex processing of solid fuels is determined, ultimately, the development of methods for calculating the level of the processes and plasma devices for their implementation. Development of calculation methods is closely related to the theoretical calculation and experimental research of thermal processes of motion and heating of coal particles and thermochemical processes of their subsequent transformations in electric devices. The extreme complexity and in-

terdependence of these processes, characterized by the presence of gas, solid and liquid phases and a multi-phase states in all, leads to the need for mathematical modeling of this complex process with the definition of thermal constants settlement-theoretical and empirical methods with the help of computers and specially designed experimental setups[5].

**Relevance of the topic.** Traditional technologies of burning solid fuels leads to higher levels of harmful emissions than the combustion of liquid and gaseous fuels. Growth in the share of solid fuels in the energy balance of thermal power plants requires the creation of new, more efficient and eco-logically clean technologies they use. In particular, the existing practice of using in power for ignition and stabilization of burning low-grade coal scarce and expensive fuel oil or natural gas does not solve the problem, as their co-firing with coal worsens major indicators of coal-fired thermal power plants.

A promising solution to the above problem is to use plasma gasification of low-grade solid fuels. A distinctive feature of plasmochemical processes of organic materials is their high processing selectivity: obtaining target products (synthesis gas, hydrogen) is accompanied by the formation of only minor impurities and by-products.

The technology of using plasma-fuel systems fuel mixture is heated by a plasma torch to a temperature and partial release of volatile carbon coke gasification. Thus, irrespective of the raw coal quality of the fuel mixture is obtained highly reactive two-component fuel. Mingling with the secondary air in the furnace of the boiler, it rapidly ignites and burns steadily without the use of additional fuel (oil or natural gas), traditionally burned for kindling boiler from a cold condition and stabilize the flame burning low-grade thermal coal.

**To achieve this goal in the thesis tasks include:**

- the kinematic calculation of plasma thermochemical preparation of solid fuels to burning steam coal;
- definition of integrated process performance of plasma thermo-chemical treatment of coal for combustion: carbon gasification degree, the equilibrium composition of the gas and condensed phase products of plasma thermochemical preparation of coal for combustion;
- kinetic calculation of flow processes, high-temperature heating and thermo-chemical transformation of pulverized fuel in a stream of oxidizer in cylindrical channels with a plasma source;
- verification of three-dimensional calculation program for its application in the case of PTAs use the example of an experimental simulation of the cylindrical combustion chamber;
- calculation of three-dimensional burning thermochemically prepared coal in the furnaces of power boilers.

**The aim of the thesis** is to study the heat and mass transfer processes in the combustion chamber of the boiler BKZ-420 Almaty TPP by burning low-grade fuel in it and influence its design parameters on the economical use of power and the reduction of harmful dust and gas emissions.

**The object of study** in the thesis is the process of heat and mass transfer occurring during the combustion of high-ash Ekibastuz coal in the combustion chamber of the real power of the object: the boiler BKZ-420 Almaty TPP-2.

The subject of research in the thesis were the aerodynamics of the flow (velocity field), turbulent characteristics, temperature field and harmful concentrations of dust and gas emissions ( $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ) over the entire space of the combustion chamber during combustion in her high-ash Ekibastuz coal.

### **The scientific novelty of the thesis results**

The scientific novelty of the thesis is a comprehensive study of heat and mass transfer processes in the energy burning fuel in the combustion chamber of the boiler BKZ-420 Almaty TPP, in determining its optimal design parameters, as well as in the development of new technologies for burning high-ash coal in order to improve economic and environmental performance of the boiler plant.

Developed physical and mathematical, chemical and geometrical model of the combustion chamber, taking into account the technical characteristics of the boiler BKZ-420 Almaty TPP and the real process of the combustion process it pulverized fuel (Ekibastuz coal ash content of 40%) for different hole layout options and rate of additional air injection into the combustion chamber boiler.

Computational experiments on the study of aerodynamic, thermal and concentration characteristics of the combustion chamber of the boiler BKZ-420 Almaty TPP and obtained velocity field, temperature, turbulent characteristics, concentrations of harmful dust and gas emissions ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ) and the energy produced from the combustion of pulverized coal fuel for various hole layout options and the speed of injection of additional air into the combustion chamber of the boiler.

It offers the best structural parameters of the combustion chamber of the boiler BKZ-420 Almaty TPP, which was developed on the basis of the optimum combustion technology of high-energy fuel, allowing to increase the wear resistance of power and reduce emissions of harmful substances into the atmosphere.

The methodological base.

Currently, thermal power task of reducing the cost of obtaining the required energy and the minimization of harmful dust and gas emissions are paramount. In this regard, the question becomes relevant selection, operation, and above all, the creation of new, highly efficient energy-saving technologies and energy processes. Whereas in the past in the energy sector in the foreground stood only the production of energy, now you must abide by strict emissions standards for harmful substances and at the same time cost-effective to use the equipment.

Extremely important is the development of the "pure" burning coal with the lowest possible emission of harmful substances, and therefore, must be optimized all structural and operating parameters of such a process. This problem can only be solved in a systematic analysis of physical, chemical and mathematical modeling. In this context, computational experiment using powerful computers and advanced numerical simulation techniques is becoming one of the most economical and convenient ways for detailed analysis and deeper understanding of the complex physical and chemical phenomena that occur in the combustion chamber.

The thesis conducted computational experiments on the burning of high-ash Ekibastuz coal in the combustion chamber of the boiler BKZ-420 Almaty TPP. For

their implementation are developed physical and mathematical, chemical and geometrical model of the combustion chamber, taking into account the technical characteristics of the boiler BKZ-420.

The study prepared by the velocity field, temperature, turbulent characteristics, concentrations of harmful dust and gas emissions ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ), formed during the combustion of pulverized coal for a variety of layout options and ports blowing additional air velocity into the combustion chamber of the boiler. The results are compared with each other and with the experimental data measured directly on the TPP [6].

Analysis of the results allowed us to offer the best structural parameters of the combustion chamber of the boiler BKZ-420 Almaty TPP and developed the optimum combustion technology of high-energy fuel, allowing to increase the wear resistance of power and reduce emissions of harmful substances into the atmosphere.

**The scientific and practical significance of the work:**

scientific and practical significance of the work is to conduct a mutually agreed set of computational and theoretical studies using two modern computer programs, in comparing the results of calculations and experiments to verify the mathematical models used in the issuance of the initial data for the design of industrial and TCP mode parameters of the boilers.

The maximum heat-mass transfer occurs in the central area of the combustion chamber. The main heating load falls on the price-central region of the walls of the combustion chambers and the arrangement region of the burners. The maximum value of the total heat flux in this region of the order of  $300 \text{ kW} / \text{m}_2$ . The maximum convective heat-flux on the wall is not more than  $5 \text{ kW} / \text{m}_2$ , while the value of the order of  $300 \text{ kW} / \text{m}_2$  for heat radiation flux.

The process of formation of harmful gas components uglero oxides, and the nitrogen oxides ( $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$ ) occurs most intensively in the price-central part of the real power of the object of the combustion chamber. Maxi-mal concentration of the components correspond to the area of dis-position of the oxidizer and fuel energy sources. In this area, there are basic components of the reaction of the chemical reaction and co-responsibility, maxima concentration of  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{NH}_3$ ,  $\text{HCN}$ .

Carbon - the most abundant energy resource in the world. Coal became the first species of fossil fuels used by man. Apparently, the very first mention of coal combustion originates from China around 1000 BC, whereas in Europe, the Romans and the Greeks began to burn coal in about 200 BC. Trading charcoal started in England in the 13th century. In the early 1600's, coal was used for melting iron, and by the end of the 18th century - for the production of gas for lighting lamps. The furnace grate with a chain was invented in 1833, to burn coal in a coal-dust torch began in the early 1900 years, this technology has developed rapidly in the 1920s, and by 1930 torch burning coal became the dominant technology used in thermal power plants (TPPs).

Brown coal contains a lot of moisture (up to 43%), and therefore have a lower calorific value. In addition, they contain large amounts of volatile substances (50%) and are formed from organic residues under dead load under the action of pressure and elevated temperature at a depth of about 1 kilometer.

Fossil fuels contain up to 12% water (4.3% internal), and therefore have a higher calorific value. They contain up to 32% volatile matter, due to which good ignite. They are formed from brown coal at depths of 3 kilometers.

Anthracite almost completely (up to 96%) consists of carbon. They have the highest calorific value, but bad ignite. Formed from coal with increasing pressure and temperature at a depth of about 6 kilometers.

The major coal organic chemical elements are carbon, hydrogen, oxygen, sulfur and nitrogen. Thus, coal can be represented as the following components: fixed carbon (C) + ash (As) + volatile (V) + moisture (W) = 100% [7].

Coal - a complex natural substance, therefore its properties is not fully predicted by theory, but as a rule are described empirically. Currently, there are methods for determining the waste thermal properties and elemental composition of the coal.

The carbon content of the coal increases with the degree of metamorphism: 65% for lignite to 91% for anthracite coal on the organic mass. The hydrogen content in this range decreases from 8% to 4%, and oxygen from 30% to 2%. sulfur and nitrogen content in the range of 0.5 - 2% and 0.5 - 3%, respectively, and mineral constituents - in a wide range from a few to tens of percent.

Coal fuel is versatile because it can burn, subjected to pyrolysis and liquefaction, gasification or even used as a raw material for the chemical industry [8]. Coal - fuel is convenient for production, transportation, storage, and use, including in the form of dust. Its compactness and high energy density (about 30 MJ / kg) intensifies the combustion process. No splashing and leakage problems associated with other fossil fuels, while auto-ignition and explosion are not as dangerous as compared with fuel oil or gas. Widespread availability and significant reserves of coal make it a stable and attractive price.

The use of coal in the world today is diverse. It is used to produce electrical energy (steam coal) as the raw material for the metal (coking coal) and the chemical industry, producing rare earths, graphite production.

The overwhelming majority of long-term forecasts of the global fuel and energy balance (FEB) confirmed that coal will remain the most significant of the available non-renewable energy sources up to 2050. At the present level of consumption of these reserves will last for 250 years. By comparison, natural gas will last for 65 years, and 45 years of oil. World coal consumption is increasing by about 2% per year while the price of coal, unlike oil and gas, are very stable. According to Table 2 is a global fuel demand balance and forecast up to 2020.

Table 2 - The global fuel mix

years Fuel	Million tons of oil equivalent			
	1990	2000	2010	2020
Coal	3142	3610	4199	5645
Oil	4582	5455	6346	7665
Natural gas	2422	2605	2813	4035
other	1767	1650	1533	1629
in total	11913	13320	16803	21466

As shown in Table 2, coal consumption in 2020 could increase by 56% compared to 2000. The increase in the share of coal in the fuel mix, in turn, requires the development and deployment of energy efficient and environmentally friendly technologies using it.

About 75% of world coal reserves occur in countries of the former Soviet Union (Russia, Ukraine, Kazakhstan), the United States and China. The largest reserves of high-quality coking coal and steam coal reserves under very favorable geological conditions has the Australia.

Coal is a major source of electricity. Over 40% of the electricity produced in the world on carbon. In the US alone installed capacity of coal-fired thermal power plants is 250 million kW.

Currently in Kazakhstan more than 100 explored coal deposits with total geological reserves of about 176.7 billion tons. However, the most studied approximately 40 fields, with industrial resource estimate of approximately 34.1 billion tons. Basic largest deposits are located in Northern and Central Kazakhstan: Karaganda (9.3 billion tons), Turgay (5,8 billion tons) and Ekibastuz (12.5 billion tons). In this open-pit mining method it is possible to extract more than 400 million tons of coal per year. Industrial reserves of coal suitable for open-pit mining, account for about 21 billion. M and are concentrated mainly in the Ekibastuz (51%), Turgay (26.4%), Maikuben (8.8%) and Shubarkol (7%), coal basins.

Table 3 - Changing the Ekibastuz coal properties

Year	1960	1965	1970	1975	1990	2000
$A_c, \%$	37,4	39,9	41,3	41,7	43,8	43,8
$Q_{nr},$ kJ / kg	17400	16900	16800	16600	16200	15900

At the same time there is a problem of deterioration of quality of coal supplied to power plants. Increasing the moisture content of the ash and with a corresponding decrease of calorific value are continuous. In Table 3 the example of Ekibastuz coal, shows the variation in ash content and net calorific fuel (according to the thermal power stations). Such abrupt changes in fuel characteristics have a negative impact on the operation of power plants. In addition, the sharp deterioration of fuel is forcing service personnel to use the power of essential oil in amounts to stabilize the combustion of coal-dust torch.

Existing combustion technology and thermal processing of solid fuels and mixtures thereof does not fully meet modern requirements to increase fuel efficiency and to ensure ecological and economic indicators of energy facilities. Combustion of non-project low grade coal in coal-fired boilers presents considerable difficulties since low quality fuels adversely affect the characteristics of the ignition process, stabilizing the flame burning and process fuel burnup and furthermore substantially reduces the environmental and economic TPP indicators due to emission of harmful gases ( $NO_x$ ,  $SO_x$ , CO) and fly ash [9].

The situation is exacerbated by the fact that the decline in the quality of steam coal requires an increase in consumption of fuel oil or natural gas to coal-fired ther-

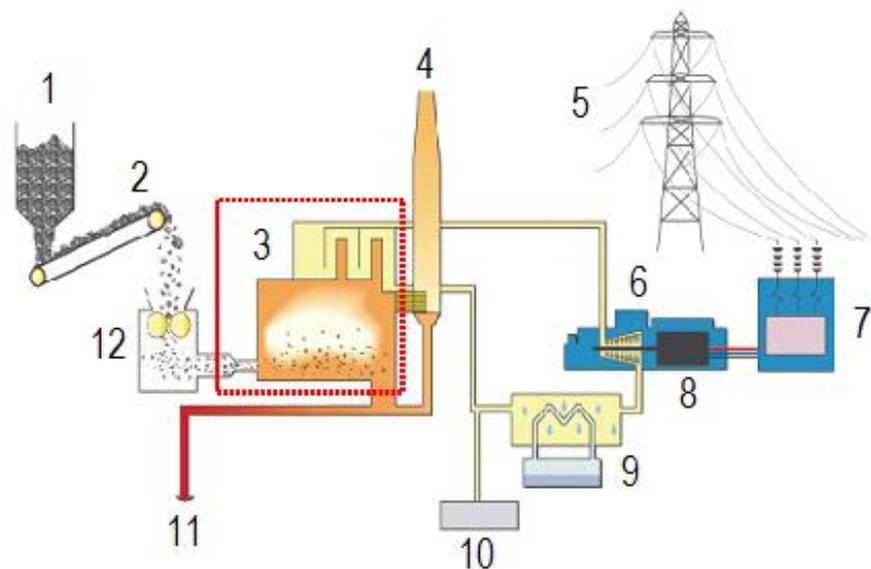
mal power plant boilers for lighting, lighting the torch and stabilize the output of liquid slag in the furnaces with liquid slag removal. For example, in countries such as Russia, Kazakhstan, Ukraine on coal-fired thermal power plants annually consume more than 15 million. M. Of fuel oil, which is economically inefficient.

To improve the ignition and stabilization of the combustion of coal with a low volatile ash content and high in power traditional methods exist - this increase in fineness (before R90 = 6-8%), higher fuel mixture heating (up to 410 K) and secondary air (up to 673 K) , the supply of coal dust high concentrations (up to 50 mg / kg), followed by heating and finally co-firing with coal fuel oil. However, these methods have significant drawbacks. In particular increasing fineness results in a significant energy consumption for grinding overruns, which reduces efficiency (net) of the boiler. Increasing the temperature above 410 K fuel mixture and secondary air above 673 K impossible due to fire.

When fuel oil stabilization and coal-dust flame wings, as well as unloading of boilers, spent huge amounts of scarce fuel oil (about 25 million. T / year in the CIS), which is more than 12% of the thermal capacity of coal-fired thermal power plants.

However, using a scale of expensive, but high sulfur fuel oil does not solve the problem of increasing fuel efficiency. At the same time co-combustion of coal and fuel oil has a negative impact on the environment.

Coal Combustion Technology development has a relatively long history. Among the existing coal-burning technologies, flaring coal dust - the most common. Figure 3 schematically shows the coal-fired thermal power plants.



1 - bunker of crude coal, 2 - transporter 3 - boiler 4 - chimney, 5 - power transmission, 6 - steam turbine, 7 - transformer substation, 8 - generator, 9 - capacitor, 10 - water treatment, 11 - ash disposal system, 12 - pulverized coal mill

Figure 3 - Diagram of power generation from coal

Increasing the role of coal in the future, as compared with petroleum and natural gas, associated with the fact that it is at a lower environmental quality and lower

specific heat of combustion, is a rich source of chemicals, including mineral. The potential range of end products of its processing complex already is widely used in power, metallurgy, chemistry and construction industry [10].

A number of technologies aimed at improving the economic and environmental efficiency of coal-fired plants, called "clean coal technologies". They can be divided into two groups. The first group of technologies is mainly related to the coal pre-treatment (eg coal cleaning), and a decrease in the concentration of pollutants with existing systems (eg, flue gas desulphurization, electrostatic precipitators, low-emission burners, selective catalytic reduction, etc.). Pre-treatment of coal also includes restoration, capture and use of methane produced from coal mining and crushing, washing, drying the coal to reduce the ash content, sulfur content, moisture and minerals [11]. After combustion of coal, the remaining fly ash may be separated from the flue gases using electrostatic precipitators and fabric filters. Ash removal efficiency could reach 99%, and the collected fly ash particles can be used in building materials technology. Reducing emissions of nitrogen ( $\text{NO}_x$ ) is achieved by (1) re-burning method, (2), and selective catalytic reduction (3) using low-emission burners. Using these methods simultaneously reducing  $\text{NO}_x$  emissions is achieved up to 90% of its emissions during coal combustion without special means [12].

Reducing carbon dioxide emissions from coal combustion in conventional thermal power plants can be achieved only by increasing the efficiency of combustion technology. For example, increasing the efficiency of the thermal power plant from 30 to 40% could reduce  $\text{CO}_2$  emissions by approximately 25% by reducing the amount of fuel burned per unit of energy produced. In coal-fired thermal power plant, based on the operating parameters subcritical steam cycle, increased efficiency may be achieved by increasing the critical pressure and temperature steam. However, in this case, the limitation is the quality of the materials used in the construction of the boiler. Recent advances in the field of high-quality materials (superalloys) made possible the construction of new coal-fired thermal power plants operating in the supercritical and ultra-supercritical conditions, reaching an efficiency of about 45% [13]. However, the majority of existing plants - relatively old. In Europe, about 63% of coal-fired thermal power plants built more than 20 years ago, and their efficiency varies at the level of 33-35%, while in developing countries the situation is even more alarming because the average efficiency of thermal power plants - about 25%.

The second group of "clean technology" includes a variety of advanced technologies, the concept of which is different from the principles of flaring pulverized coal technology. The most promising of these technologies - coal combustion in a circulating fluidized bed under pressure and gasification, which can improve environmental performance and reduce the thermal power plant fuel oil consumption. However, currently only it planned to create prototypes of new equipment to carry out large-scale tests, and mass exploitation of such equipment is only possible in the longer term.

Thus, the use of coal in energy meets various difficulties, leaving great potential for improving and optimizing the efficiency of its combustion technologies. Among these difficulties, two distinct problems can be identified. The first - a high sensitivity of the combustion process to the properties of coal used. Second - it is a necessity of burning a huge amount of additional pilot fuel (50 million tons of fuel oil

a year in the world.) For pick-up, stabilization of pulverized coal and kindling the flame burning boilers [14]. There exists methods to improve fuel efficiency in the largely exhausted themselves. Currently we develop new, innovative, environmentally friendly technologies. At the same time, a significant widespread processes of thermochemical preparation of coals to burning, including plasma technology, characterized by high efficiency, environmental friendliness and relatively low cost of equipment, and most importantly, allowing to solve both problems mentioned above.

When thermochemical coal preparation, its molecular structure is being destroyed or rebuilt to some extent. This destructive reaction with the free or bound oxygen and steam. These reactions may contribute to some organic and inorganic compounds present in coal and added externally. Otherwise, under the thermochemical preparation of coals to burning refers to the combined effect of undergoing a degradation of fuel thermal energy and chemicals. In this case, the thermochemical conversion affects only organic mass of coal, almost no effect on their mineral part.

Thermochemical Methods of preparation of low grade fuels based on their partial gasification and use as more highly reactive than the original fuel coal and its products (fuel gas and coke unreacted coal particles). At full gasification of coal in the air receive a combustible gas ( $\text{CO} + \text{H}_2 + \text{CH}_4 + \text{CO}_2 + \text{N}_2$ ) and inert ash with low content of carbon C. After separation of the solid fuel gas can be burned in furnaces or used for lighting the flame of pulverized coal.

Methods for preparation of thermal coal for combustion, which are based on in-line pulverized coal technologies can be divided into two groups.

The first relates to the heating of the fuel mixture throughout the mixing with the secondary air, and a second - the heat treatment at parts of pulverized coal stream, followed by mixing it with the rest of the secondary air and dust. Studies of the first group of methods is only seen as a means of increasing the reactivity of low-grade fuel by enriching torch volatile coal, ie, ability to inflammation and oxidation, to a large extent determined by the content of volatiles in the fuel [15]. thermochemical fuel processing method developed in, can influence the reactivity of the coal and thereby increase the stability of combustion and its intensity. At the same time all the low reactive fuel interacts with the high-temperature combustion products of highly reactive fuel (oil or gas). The result is a two-phase fuel consisting of carbon monoxide ( $\text{CO}$ ), hydrogen ( $\text{H}_2$ ), unreacted dust, coke and inert components ( $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$ ).

The second group of processes based on the division of the stream of pulverized coal into two unequal parts, and a thermal treatment at of them are [16]. They explored ways to stabilize the flame of pulverized coal, which are based on its enrichment inflammable gaseous fuels obtained through full and partial gasification of the original low-grade coal. The aim of this work was to reduce fuel oil consumption due to the flaring low-grade coal and eliminating the negative effects of co-combustion of coal and fuel oil in a furnace volume.

In addition, the electrical energy - the energy with a universal range of applications. It is important that it is possible to produce not only from non-renewable energy that provides the optimal structure of power with minimal adverse environmental impacts. When using the electric power in the fuel-electric processes are stored, on the one hand, all the advantages of electric energy, and on the other - a natural cool-

ant acquires new properties (in particular, high enthalpy and chemical activity) are not provided by conventional methods [17].

Two forms of electricity use most developed: in the form of low-temperature plasma energy for the ignition of pulverized coal torch in the form of Joule heat by passing electric current through the carbonaceous material or the ohmic resistance. various designs like the ignition of coal-fired burners in our country have been developed, as well as abroad. Conversion of electricity into the energy of the electric arc discharge allows more actively influence the processes of ignition and stabilization of solid fuel combustion. At the root of this trend in the energy sector were the researchers Blackburn P.R., Reason I. (England), Cioffi P.L. (USA), Tuppeny W.H. (USA), Duverger D., Ashard I.L. (Canada) [18].

# 1 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕПЛО-МАССОПЕРЕНОСА

## 1.1 Уравнение непрерывности и закон сохранения импульса

В основе математической модели течения газов или жидкостей лежат уравнения сохранения массы и импульса. Для потоков, в которых происходят процессы теплопередачи, а также для сжимаемых сред необходимо дополнительно решать уравнение сохранения энергии. В течениях с процессами смешивания различных составляющих, с реакциями горения и др. необходимо добавить уравнение сохранения компонентов смеси или уравнения сохранения для фракций смеси и их изменений. Для турбулентных течений система уравнений дополняется транспортными уравнениями для турбулентных характеристик.

Для постановки математической задачи рассмотрим основные уравнения [19].

**Закон сохранения массы.** Уравнение сохранения массы, или уравнение непрерывности, может быть написано следующим образом:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = S_m \quad (1)$$

Уравнение (1) – общая форма закона сохранения массы для несжимаемых и сжимаемых потоков. Слагаемое  $S_m$  - источниковый член. Он определяет массу, добавленную к непрерывной фазе от дисперсной второй фазы (например, испарение жидких капелек) и любые другие источники, определенные конкретной физической задачей.

В нашем исследовании источники массы отсутствуют, происходит только лишь преобразование составляющих компонентов. Следовательно, закон сохранения массы запишется в виде:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0. \quad (2)$$

**Закон сохранения импульса.** Сохранение импульса в  $i$  направлении в инерциальной системе координат имеет вид [20]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i, \quad (3)$$

где  $p$  - статическое давление, представленное в виде тензора напряжений,  $\rho g_i$  и  $F_i$  - гравитационная сила и внешние массовые силы (например, силы, возникающие в результате взаимодействия с дисперсной фазой) в  $i$  направлении, соответственно.

$F_i$  также содержит другие зависящие от модели задачи характеристики

источника, такие как пористые среды и дополнительные источники [21].

Тензор напряжения определяется через соотношение:

$$\tau_{ij} = \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij}. \quad (4)$$

## 1.2 Уравнение энергии

Изменение энергии в реагирующих турбулентных течениях может быть обусловлено следующими процессам: поток полной энергии за счет конвекции; поток полной энергии за счет молекулярного теплопереноса; изменение энергии за счет работы сил давления на поверхности контрольной области; изменение энергии за счет работы сил трения на поверхности контрольного объема; изменение энергии за счет работы объемных сил; поглощение (выделение) энергии в результате химических преобразований или за счет энергии теплового излучения [22].

С учетом вышеуказанных преобразований уравнение энергии в общем виде запишется:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_{j'} h_{j'} J_{j'} + u_j (\tau_{ij})_{eff} \right) + S_h, \quad (5)$$

где  $k_{eff}$  - эффективная проводимость определяется суммой  $k_l + k_t$  (ламинарная и турбулентная теплопроводность соответственно),

$J_{j'}$  - диффузионный поток компонента  $j'$ .

Первые три слагаемые в правой части уравнения 5 описывают передачу энергии за счет проводимости, диффузии и вязкой диссипации, соответственно. В источниковом члене  $S_h$  учитывается тепло за счет химических реакций и любые другие объемные источники энергии.

В уравнении (5):

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2}, \quad (6)$$

где теплосодержание  $h$  определяется для идеальных газов как:

$$h = \sum_{j'} m_{j'} h_{j'}. \quad (7)$$

и для несжимаемых потоков как

$$h = \sum_{j'} m_{j'} h_{j'} + \frac{p}{\rho}. \quad (8)$$

В уравнениях 7 и 8,  $m_{j'}$  - массовая доля субстанции  $j'$ ,

$$h_j = \int_{T_r}^T c_{p,j} dT. \quad (9)$$

Для источникового члена  $S_h$ :

$$S_h = S_{str} + S_{abr} + S_{h,p}. \quad (10)$$

В этой сумме учитывается тепло за счет излучения, конвективного обмена между частицами и газовой фазой и тепло сгорания. С учетом наличия твердых угольных частиц в общем потоке последнее слагаемое в уравнении (10) определяется как:

$$S_{h,p} = \sum_j \sum_l \dot{N}_{p,j} (d_{p,l}) \int_{\tau_i}^{\tau_0} \pi Nu \lambda (T_G - T_p) d\tau. \quad (11)$$

Для источника энергии за счет химических преобразований в процессе горения имеем:

$$S_{abr} = \dot{M}_{koks} Hu_{koks} + \dot{M}_{fl} Hu_{fl}. \quad (12)$$

Теплообмен излучением и конвективный теплоперенос будут подробно рассмотрены в следующих разделах работы.

### 1.3 Уравнение для компоненты

Для определения концентрации каждой компоненты смеси (например, CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, кокс или C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>) в элементе объема записывается соответствующее балансное соотношение. Данное уравнение учитывает физические и химические процессы, которые оказывают влияние на изменение концентрации данных веществ.

Наряду с конвективным и диффузионным переносом, необходимо учитывать вклад химических реакций и физические процессы, такие как, например сушка топлива и др.

В элементарном объеме полная масса определяется как сумма масс всех  $n$  компонентов:

$$m = \sum_n m_n. \quad (13)$$

Для записи общего балансного соотношения для компонент систем в качестве переменной величины можно использовать ряд значений. Например:

Массовая концентрация:

$$\sum_n \frac{m_n}{m} = 1 \quad \left[ \frac{\kappa\mathcal{Z}}{\kappa\mathcal{Z}} \right]; \quad c_n = \frac{m_n}{m}. \quad (14)$$

Объемная концентрация:

$$\sum_n \frac{V_n}{V} = 1 \quad \left[ \frac{\mathcal{M}^3}{\mathcal{M}^3} \right]; \quad c_n = \frac{V_n}{V}. \quad (15)$$

Концентрация:

$$\sum_n \frac{m_n}{V} = \rho \quad \left[ \frac{\mathcal{M}^3}{\kappa\mathcal{Z}} \right]; \quad c_n = \frac{m_n}{V}. \quad (16)$$

Использование объемной концентрации является непрактичным. Поскольку необходимо вводить дополнительные уравнения для учета изменения объема с температурой. Поэтому в нашей модели мы используем массовые концентрации. В химических реакциях используются мольные концентрации моль/м<sup>3</sup>. Поэтому в общее балансное уравнение вводятся соответствующие коэффициенты для перерасчета в массовые концентрации. В общем виде уравнение для концентрации компонент смеси записывается в виде:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_n) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i c_n) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \frac{\mu_{eff}}{\sigma_{c_n,eff}} \frac{\partial c_n}{\partial x_i} \right] + S_{c_n}. \quad (17)$$

В этом уравнении слагаемое  $S_{c_n}$  учитывает вклад химических реакций в изменение концентрации компонентов. В многокомпонентных смесях:

$$S_{c_n} = \sum \omega_{n,r}, \quad (18)$$

где  $\omega_{n,r}$  определяется как скорость реакции вещества  $n$  в реакции  $r$ .

#### 1.4 Начальные и граничные условия

Определим начальные и граничные условия для поставленной задачи: для скорости:

$$\left. \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right|_{normA} = 0 \quad \text{- производная, нормальная к плоскости выхода;}$$

$$u_i \Big|_{normS} = 0 \quad \text{- скорость, нормальная к плоскости симметрии;}$$

$$\left. \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right|_{normS} = 0 \text{ - производная, нормальная к плоскости симметрии;}$$

$$u_i \Big|_{normW} = 0 \text{ - скорость, нормальная к стенке, т.е. нет потока массы;}$$

$$\left. \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right|_{normW} = 0 \text{ - производная, нормальная к стенкам;}$$

$$u_i \Big|_{tang} = 0 \text{ - скорость, тангенциальная к стенкам, условие прилипания;}$$

$$\partial p \Big|_{rand} = 0 \text{ - поправка на давление на границе;}$$

для энергии:

$$h = C_p T \text{ - температура на входе (эксперимент или расчет);}$$

$$\left. \frac{\partial h}{\partial x_i} \right|_{normA} = 0 \text{ - производная, нормальная к плоскости выхода;}$$

$$\left. \frac{\partial h}{\partial x_i} \right|_{normS} = 0 \text{ - производная, нормальная к плоскости симметрии;}$$

$$\left. \frac{\partial h}{\partial x_i} \right|_{tangS} = 0 \text{ - производная, тангенциальная к плоскости симметрии;}$$

для компонент смеси:

$$c_k \text{ - начальная концентрация компонента } k \text{ на входе;}$$

$$\left. \frac{\partial c_k}{\partial x_i} \right|_{normA} = 0 \text{ производная нормальная к плоскости выхода;}$$

$$\left. \frac{\partial c_k}{\partial x_i} \right|_{normS} = 0 \text{ производная нормальная к плоскости симметрии;}$$

$$\left. \frac{\partial c_k}{\partial x_i} \right|_{normW} = 0 \text{ производная нормальная к твердой поверхности.}$$

## 1.5 Моделирование турбулентности

Турбулентные течения характеризуются пульсациями скоростей. Эти

пульсации способствуют смешиванию транспортируемых характеристик, таких как импульс, энергия и концентрация компонент, и вызывают также колебания этих характеристик. Так как эти пульсации могут быть малых масштабов, но иметь высокую частоту, поэтому, непосредственно в практических технических расчетах их вычисление является очень сложной задачей. Вместо этого мгновенные (точные) определяющие уравнения могут быть усреднены по времени, представлены в виде среднего по ансамблю, что приводит к модифицированным системам уравнений, которые в вычислительном отношении требуют меньше затрат для решения. Однако, модифицированные уравнения содержат дополнительные неизвестные переменные. Поэтому, для их определения необходимы дополнительные модели турбулентности [23].

Существуют ряд различные турбулентные модели. Наиболее часто используемыми можно назвать:

- Модель Spalart-Allmaras;
- $k$ - $\epsilon$  модели (стандартная  $k$ - $\epsilon$  модель,  $k$ - $\epsilon$  нелинейная (квадратичная), ренормализационная  $k$ - $\epsilon$  модель (RNG), realizable  $k$ - $\epsilon$  модель);
- $k$ - $\omega$  модели (стандартная  $k$ - $\omega$  модель,  $k$ - $\omega$  модель с переносом касательных напряжений);
- SST (Shear Stress Transport) модель;
- Модель напряжений Рейнольдса (RSM);
- Модель больших вихревых структур (LES).

К сожалению, не существует универсальной модели турбулентности, которая бы могла использоваться для всех классов течений и задач. Выбор турбулентной модели зависит от таких параметров, как физические явления, происходящие в потоке, уровень требуемой точности, доступные вычислительные ресурсы, и количество времени, доступное для моделирования. Чтобы сделать самый правильный выбор необходимо оценить возможности и ограничения различных моделей.

Точное решение уравнений Навье-Стокса с временной зависимостью для турбулентных течений с высокими числами Рейнольдса в сложных геометрических конфигурациях является практически невозможной задачей на современном этапе. Два альтернативных метода могут использоваться для преобразования уравнений Навье Стокса таким способом, при котором крупные турбулентные колебания непосредственно не моделируются. Это методы осреднения Рейнольдса и фильтрация. Оба метода вводят дополнительные слагаемые в определяющие уравнения, которые должны быть смоделированы, чтобы замкнуть систему уравнений.

Осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье Стокса (RANS), представляют собой транспортные уравнения для средних характеристик течения, с учетом всех масштабов турбулентности. Такой подход позволяет в значительной степени уменьшить вычислительные затраты. Если усредненный поток является устойчивым, то определяющие уравнения не будут содержать производные по времени и таким образом устойчивое решение может быть получено достаточно экономичным способом. Вычислительное преимущество наблюдается также в переходных ситуациях, так как шаг по времени определяется глобальной неустойчивостью в осредненном потоке, а не

турбулентностью.

LES модель обеспечивает альтернативный подход, в котором большие вихри моделируются с временной зависимостью, которая использует ряд "фильтрованных" уравнений. Фильтрация - по существу манипуляция с точными уравнениями Навье Стокса, чтобы избавиться от вихрей, размер которых меньше чем размер фильтра, который обычно выбирается как размер ячейки. Как и усреднение Рейнольдса, процесс фильтрации создает дополнительные неизвестные слагаемые, которые должны быть смоделированы, чтобы достигнуть замкнутости системы уравнений. Статистические данные о средних значениях потока, которые представляют наибольший технический интерес, коммулируются во время моделирования с временной зависимостью [24].

### 1.6 Осреднение Рейнольдса

В осреднении Рейнольдса переменные в мгновенных точных уравнениях Навье Стокса, преобразуются в средние (осредненные по ансамблю или времени) и колеблющиеся составляющие. Для компонентов скорости имеем:

$$u_i = \overline{u_i} + u_i', \quad (19)$$

$\overline{u_i}$  и  $u_i'$  средние и мгновенные компоненты скорости ( $i = 1, 2, 3$ ), где:

$$\overline{u_i} = \frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \int_{\tau_1}^{\tau_2} u_i d\tau. \quad (20)$$

При этом  $\overline{u_i'} = 0$ , а  $\overline{u_i' u_i'} \neq 0$ .

Аналогично, для давления и других скалярных величин имеем:

$$\phi_i = \overline{\phi_i} + \phi_i'. \quad (21)$$

Используя эти выражения и проведя соответствующие преобразования для закона сохранения импульса получим:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho u_i u_j} + \overline{\rho u_i' u_j'}) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \overline{u_k}}{\partial x_k} \right) \right) \quad (22)$$

Основной задачей турбулентных моделей является определением слагаемого  $\overline{\rho u_i' u_j'}$ . Транспортное уравнение для этой величины можно получить в результате комбинирования основного уравнения закона сохранения импульса и выражения (22). Эти преобразования подробно приведены в работе [25]. В общем случае для  $\overline{u_i' u_j'}$  можно записать следующее соотношение:

$$\overline{u_k \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_i}} = T_{ij} + P_{ij} + \Phi_{ij} - \varepsilon_{ij}. \quad (23)$$

В уравнении (23)

$$\overline{u_k \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_i}} - \text{конвективный перенос } \overline{u_i u_j},$$

$T_{ij}$  - диффузионный перенос  $\overline{u_i u_j}$  определяется как:

$$T_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \overline{u_k u_i u_j} - \nu \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} + \frac{p'}{\rho} (\delta_{jk} u_i + \delta_{ik} u_j) \right), \quad (24)$$

$\frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u_k u_i u_j})$  - диффузионный перенос за счет колебаний скорости,

$\frac{\partial}{\partial x_k} \left( -\nu \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right)$  - вязкая диффузия, при высоких числах Рейнольдса этим

слагаемым можно пренебречь.

$\frac{\partial}{\partial x_k} \left( \frac{p'}{\rho} (\delta_{jk} u_i + \delta_{ik} u_j) \right)$  - диффузионный перенос за счет колебаний

давления

$P_{ij}$  - производство  $\overline{u_i u_j}$  и определяется через соотношение:

$$P_{ij} = -\overline{u_i u_k} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k} - \overline{u_j u_k} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k}. \quad (25)$$

$\Phi_{ij}$  слагаемое с учетом давления и напряжения:

$$\Phi_{ij} = -\frac{\overline{p'}}{\rho} \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right). \quad (26)$$

$\varepsilon_{ij}$  - вязкая диссипация

$$\varepsilon_{ij} = -2\nu \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k}. \quad (27)$$

### 1.7 Группа $k$ - $\varepsilon$ моделей турбулентности

В данную группу входят несколько различных моделей: стандартная  $k$ - $\varepsilon$  модель, реализуемая  $k$ - $\varepsilon$  модель и перенормированная  $k$ - $\varepsilon$  модель (RNG). Все три модели имеют похожую форму уравнений для  $k$  и  $\varepsilon$  [26]. Основные различия этих моделей в следующем:

- метод вычисления турбулентной вязкости,
- турбулентные числа Прандтля, управляющие турбулентным распространением  $k$  и  $\varepsilon$ ,
- слагаемое, определяющее производство и деструкцию в уравнении для  $\varepsilon$ .

Транспортные уравнения, методы вычисления турбулентной вязкости и констант моделей представляются отдельно для каждой модели. Особенности, которые по существу характерны для всех моделей, включают турбулентное производство, обусловленное плавучестью, с учетом эффектов сжимаемости и моделирования тепло массопереноса.

**Метод Буссинеска.** Метод осреднения по Рейнольдсу для моделирования турбулентности требует решения уравнений для напряжений Рейнольдса в уравнении для импульса. Обычно используется гипотеза Буссинеска [27], которая связывает Рейнольдсовы напряжения с осредненными градиентами скоростей:

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij}. \quad (28)$$

**RNG  $k$ - $\varepsilon$  модель.** RNG  $k$ - $\varepsilon$  модель турбулентности получается из мгновенных уравнений Навье-Стокса с использованием математического метода "группового перенормирования". Аналитические преобразования приводят к модели с постоянными, отличающимися от постоянных в стандартной  $k$ - $\varepsilon$  модели, и дополнительными членами и функциями в транспортных уравнениях для  $k$  и  $\varepsilon$ . Подробно эта модель описана в работе [29].

Запишем основные транспортные уравнения для RNG  $k$ - $\varepsilon$  модели:

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M, \quad (29)$$

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R. \quad (30)$$

В этих уравнениях  $G_k$  представляет производство турбулентной кинетической энергии за счет градиента средней скорости.  $G_b$  – производство турбулентной кинетической энергии за счет плавучести.  $Y_M$  учитывает вклад колеблющегося расширения в сжимаемой турбулентности в полную скорость

диссипации.  $\alpha_k$  и  $\alpha_\varepsilon$  - обратные эффективные числа Прандтля для  $k$  и  $\varepsilon$ , соответственно.

Моделирование эффективной вязкости в RNG теории приводит к дифференциальному уравнению для турбулентной вязкости:

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon\mu}}\right) = 1.72 \frac{\hat{\nu}}{\sqrt{\nu^3 - 1 + C_\nu}} d\hat{\nu}, \quad (31)$$

где  $\hat{\nu} = \frac{\mu_{eff}}{\mu}$ ;  
 $C_\nu \approx 100$ .

Уравнение (31) интегрируется, чтобы получить точное описание того, как эффективный турбулентный перенос меняется в зависимости от эффективного числа Рейнольдса (или масштаба вихря), позволяя модели лучше работать при низких числах Рейнольдса и пристенных течениях.

В приближении больших чисел Рейнольдса уравнение (31) дает:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (32)$$

где  $C_\mu = 0.00845$  определяется из теории RNG.

В закрученных потоках в данной модели можно учесть влияние эффекта вращения на турбулентную вязкость с помощью функционального соотношения:

$$\mu_t = \mu_{t_0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right), \quad (33)$$

где  $\mu_{t_0}$  - значение турбулентной вязкости, вычисленное без учета вращения, с помощью уравнения (31) или (32);

$\Omega$  - характерное число закрутки,  $\alpha_s$  - постоянная закрутки, в зависимости от свойств закрученного потока.

Для определения обратных эффективных чисел Прандтля  $\alpha_k$  и  $\alpha_\varepsilon$  в модели RNG используется соотношение:

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}}, \quad (34)$$

где  $\alpha_0 = 1.0$ .

При высоких числах Рейнольдса  $\frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \ll 1$   $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1.393$ .

Главное различие между RNG моделью и стандартной  $k$ - $\varepsilon$  моделью заключается в наличии дополнительного члена  $R$  в уравнении для  $\varepsilon$ :

$$R = \frac{C_\omega \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k}, \quad (35)$$

где  $\eta \equiv \frac{Sk}{\varepsilon}$ ,

$$\eta_0 = 4.38,$$

$$\beta = 0.012.$$

С учетом (35) уравнение для турбулентной диссипации (30) запишется в виде:

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (36)$$

где  $C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} \frac{C_\omega \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right)}{1 + \beta \eta^3}$ .

Постоянные RNG модели определяются как:  $C_{1\varepsilon} = 1.42$  и  $C_{2\varepsilon} = 1.68$ .

**Realizable  $k$ - $\varepsilon$  модель.** В основе данной модели лежит предположение о том, что система уравнений для турбулентных характеристик удовлетворяет определенным математическим ограничениям на нормальные напряжения, параллельно с физикой турбулентных течений [28]. В этой модели учитывается объединение соотношений Буссинеска и определения турбулентной вязкости в виде следующего выражения для нормального напряжения Рейнольдса в несжимаемом напряженном осредненном потоке:

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3} k - 2\nu_t \frac{\partial u}{\partial x}. \quad (37)$$

Используя уравнение (31) для  $\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho}$  приходим к выводу, что нормальное напряжение, которое по определению является положительным, становится отрицательным, то есть, "неосуществимым", в то время как напряжение является достаточно большим, чтобы удовлетворить соотношению:

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial u}{\partial x} > \frac{1}{2C_\mu} \approx 3.7. \quad (38)$$

Realizable  $k$ - $\varepsilon$  модель, предложенная Shih и др. [29], направлена на исправление недостатков традиционных  $k$ - $\varepsilon$  моделей, принимая во внимание:

- новую формулу для турбулентной вязкости, учитывающую также значение  $C_\mu$ , первоначально предложенное Рейнольдсом;
- новое модельное уравнение для диссипации  $\varepsilon$ , основанное на динамическом уравнении среднеквадратических вихревых колебаний.

Транспортные уравнения в реализуемой  $k$ - $\varepsilon$  модели записываются в виде:

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M, \quad (39)$$

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b, \quad (40)$$

где  $C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right],$

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon}. \quad (41)$$

Моделирование турбулентной вязкости в реализуемой модели как в других  $k$ - $\varepsilon$  моделях, определяется через известное соотношение:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (42)$$

Различие заключается в том, что  $C_\mu$  больше не является постоянной и определяется через соотношение:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{u^* k}{\varepsilon}}, \quad (43)$$

где

$$u^* \equiv \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}}. \quad (44)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - 3\varepsilon_{ijk} \omega_k, \quad (45)$$

где  $\overline{\Omega_{ij}}$  тензор средней скорости вращения, во вращающейся с угловой скоростью среде. Постоянные модели  $A_0 = 4.04$  и  $A_s = \sqrt{6} \cos \phi$ , где:

$$\begin{aligned}
\phi &= \frac{1}{3} \arccos(\sqrt{6W}), \\
W &= \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\tilde{S}}, \\
\tilde{S} &= \sqrt{S_{ij} S_{ij}}.
\end{aligned} \tag{46}$$

Отметим, что  $C_\mu$  является функцией среднего напряжения, скорости вращения, угловой скорости вращения и полей  $k$  и  $\varepsilon$ .

Постоянные в модели имеют значения [30]:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 \text{ и } C_{2\varepsilon} = 1.90, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2.$$

**Стандартная  $k$ - $\varepsilon$  модель.** Стандартная  $k$ - $\varepsilon$  модель представляет собой простую двухпараметрическую модель турбулентности, в которой решаются два уравнения переноса, определяющие турбулентную скорость и масштаб длины. Стандартная  $k$ - $\varepsilon$  модель получила широкое применение в решении многих технических задач. Она впервые была предложена Лаундером и Сполдингем [31]. Устойчивость, экономичность, и разумная точность для широкого диапазона турбулентных потоков делает ее наиболее применимой в промышленных задачах. Постоянные коэффициенты для этой модели турбулентности получены опытным путем и поэтому она является полуэмпирической.

В стандартной  $k$ - $\varepsilon$  модели записывается два основных уравнения переноса турбулентных характеристик  $k$  и  $\varepsilon$ :

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M, \tag{47}$$

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \tag{48}$$

Турбулентная вязкость  $\mu_t$  определяется с помощью соотношения Прандтля-Колмогорова [32]:

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}, \tag{49}$$

где  $C_\mu$  – эмпирическая константа.

Эмпирические константы  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности предложены в работе [34]:

$$C_\mu = 0.09; \sigma_k = 1.00; \sigma_\varepsilon = 1.30; C_{1\varepsilon} = 1.44; C_{2\varepsilon} = 1.92. \tag{50}$$

Слагаемое  $G_k$  определяет производство турбулентной кинетической энергии, моделируется с помощью соотношения:

$$G_k = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}. \quad (51)$$

Опираясь на положения теории Бусинеска, можно записать:

$$G_k = \mu_t S^2, \quad (52)$$

где  $S$  - модуль среднего тензора скоростей и напряжений, определенного как:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}. \quad (53)$$

Для определения  $S_{ij}$  справедливо следующее соотношение:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right). \quad (54)$$

Граничные условия для данной модели турбулентности определяются следующим образом:

$k_{ein} = 1.5(u_{i,ein} Tu)^2$  - значение кинетической энергии турбулентности на входе, для технических приложений  $Tu = \left( \frac{u'^2}{u} \right)^{1/2} = 0.05..0.2$ ;

$\varepsilon_{ein} = C_\mu^{0.75} \frac{k^{3/2}}{L_m}$  - значение скорости диссипации на входе;

$\left. \frac{\partial k}{\partial x_i} \right|_{normA} = 0, \quad \left. \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right|_{normA} = 0$  - производная, нормальная к плоскости выхода;

$\left. \frac{\partial k}{\partial x_i} \right|_{normS} = 0, \quad \left. \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right|_{normS} = 0$  - производная, нормальная к плоскости симметрии;

$\varepsilon_i|_{rand} = 0$  - значение на стенках;

$k_i|_{rand} = 0$  - значение на стенках.

Возросшие требования к безопасности и прогнозируемости поведения исследуемых процессов и явлений в технических приложениях, а также производительность современных суперкомпьютеров обуславливают существенное усложнение разрабатываемых моделей турбулентности, что

позволяет точнее описывать физические явления. Применение подобных моделей для расчетов реагирующих течений в областях реальной геометрии требует больших затрат машинного времени.

В рамках диссертации исследуются процессы теплообмена в реагирующих течениях. Поэтому явления турбулентного переноса необходимо учитывать и при моделировании процесса сгорания продуктов пиролиза. В рамках данной работы используется модель, в приближении мгновенного перемешивания, в которой нет необходимости решать дополнительно уравнение переноса. В основе данного приближения лежит предположение о том, что крупномасштабные вихри, характеризуемые энергией турбулентности  $k$ , ускоряют макросмешивание, а диссипация энергии турбулентности  $\varepsilon$  ускоряет микросмешивание. Следовательно, скорость сгорания летучих можно связать с характеристиками  $k$ - $\varepsilon$  модели. Кроме того, выбор стандартной  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности обусловлен тем, что данная модель достаточно хорошо зарекомендовала себя при проведении CFD исследований и требует сравнительно небольших компьютерных затрат.

## **2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТУРБУЛЕНТНОГО ГОРЕНИЯ ТВЕРДОГО ПЫЛЕУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА**

### **2.1 Обзор основных методов исследования турбулентного горения твердого топлива**

Незаменимым эффективным методом теоретического исследования течений химически реагирующих сред является численное моделирование. Этот подход в настоящее время интенсивно развивается во многих странах: строятся усовершенствованные модели, конструируются новые численные алгоритмы, проводятся разнообразные вычислительные эксперименты. Численное моделирование может быть использовано для предсказания и изучения поведения сложных физических систем. Для того чтобы дать количественно правильные предсказания, моделирование должно описать как отдельные процессы, действующие в системе, так и их взаимодействие. Математическая теория турбулентности до настоящего времени отсутствует [32]. В последние десятилетия некоторое развитие получило прямое моделирование турбулентности на крупных вычислительных системах, аккуратная реализация которого, однако, сопряжена с трудно преодолимыми вычислительными затратами сейчас и в ближайшей перспективе.

Наряду с прямым моделированием, развитие также получило менее трудоемкое моделирование турбулентности на основе упрощенного подхода, направленное на выделение основных особенностей турбулентности, так называемое моделирование больших вихрей (Large Eddy Simulation - LES). Для турбулентного горения газовых топлив характерно тесное взаимодействие физико-химических процессов, среди которых основными являются турбулентность, химические реакции и лучистый теплообмен. В связи с этим, численное моделирование турбулентного горения (Computational Combustion) оформилось как чрезвычайно сложное научное направление вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamics, CFD). Это наиболее информативный подход, позволяющий выполнить количественные расчеты полей скорости, температуры, концентраций основных компонентов, тепловых потоков и других физических величин [33].

К настоящему моменту разработаны разнообразные математические модели для расчёта турбулентных течений, турбулентного горения и переноса теплового излучения. Более того, созданы мощные вычислительные программные комплексы (FLOREAN, Ansys Fluent и другие), в которых реализованы указанные математические модели. Наконец, возможность распараллеливания вычислений и быстрое развитие высокопроизводительных вычислительных систем позволяет эффективно производить детальные расчеты на сетках большой размерности. Наиболее важным вопросом является достоверность результатов расчётов и их соответствие экспериментальным данным. Таким образом, внимание данной работы сфокусировано на способности современных пакетов выполнять расчёт турбулентных пламен с требуемой точностью [34].

Для достижения этой цели предлагается рассмотреть модельную задачу – хорошо документированное струйное диффузионное пламя, для которого имеются достоверные и детальные результаты измерений основных физических

величин. Сравнение с результатами измерений позволяет выявить модели турбулентности и горения, как рекомендуемые, так и полностью неприемлемые для данного класса задач. В качестве вычислительного инструмента в данной работе используется FLOREAN. Одними из интереснейших и полезных с точки зрения практического применения являются вопросы моделирования тепло-массо-переноса при наличии физико-химических процессов в областях реальной геометрии. Такими областями являются камеры сгорания различных тепло-энергетических установок, двигатели внутреннего сгорания и т.п.

Рассмотрение этих вопросов является актуальным в связи с концепцией энергетической безопасности страны с одной стороны, и разработкой процессов «чистого сжигания» топлива с соблюдением строгих норм выброса вредных вещества в атмосферу и экономичным использованием оборудования с другой стороны [35].

## **2.2 Процесс горения пылевидного топлива и организация его сжигания в топочной камере**

За счет турбулентного теплообмена при эжекции горячих продуктов сгорания в пограничном слое начального участка струи пылевоздушная смесь нагревается и воспламеняется. При турбулентном массообмене совершается перемешивание первичного воздуха, содержащего угольную пыль, со вторичным. Это перемешивание обеспечивает при устойчивом воспламенении интенсивное выгорание топлива в течение короткого промежутка времени.

Следовательно, при изучении горения пыли в факеле должны быть учтены следующие факторы:

1) непосредственное химическое реагирование происходит не в исходной пылевоздушной смеси, а после ее смешения с горячими продуктами сгорания, т. е. реагирующей является пылегазовоздушная смесь;

2) реагирующая смесь образуется в турбулентных пылевоздушных, струях, распространяющихся в среде продуктов сгорания. Концентрация пыли в струях зависит от интенсивности перемешивания, количественного распределения воздуха на первичный и вторичный и способа ввода вторичного воздуха;

3) используемая для сжигания на электростанциях в качестве топлива угольная пыль является полидисперсной. В общей реакционной смеси частицы разных размеров реагируют с различной интенсивностью при различных температурах поверхности и концентрации кислорода у нее. Поэтому горение их происходит в условиях взаимного влияния.

Для исследования процесса горения с учетом указанных особенностей и выявления оптимальных условий его протекания ниже последовательно рассмотрено горение частицы, а затем монодисперсной пыли и, наконец, горение полидисперсной пыли в факеле [36].

Горение частицы угольной пыли следует изучать в режимных условиях, близких к топочным и характерных для них. Для соблюдения характерного соотношения «топливо — воздух» рассмотрим горение частицы в среде воздуха, количество которого отвечает применяемым в топочной технике величинам коэффициента избытка воздуха, и в смеси этого количества воздуха с рециркулируемыми продуктами сгорания. Рециркулируемые газы, в которых коэффици-

ент избытка воздуха составляет  $\alpha_T$ , количественно выражаются долей  $\gamma$  от исходного объема воздуха в струе, вытекающей из горелки[37] .

Смешением рециркулирующих продуктов сгорания с воздухом образуется газовая среда, реагирующая с частицей, которую назовем реагирующей газовой смесью. Объем этой смеси в расчете на 1 кг топлива —  $V_{см}$ . Начальная температура смеси  $T_{Г.О}$ , К, составляет:

$$T_{Г.О} = \frac{c_B T_1 + r c_T T_p}{c_B + r c_T} . \quad (55)$$

Объемная концентрация кислорода в этой смеси  $C_o$ , кг/м<sup>3</sup>, равна:

$$C_o = \frac{1 + \frac{\alpha_T - 1}{V_G} V^0 r}{1 + r} C_o^B . \quad (56)$$

В формуле:

$T_1$  и  $T_p$  — температура исходной пылевоздушной смеси и рециркулирующих продуктов сгорания, К;

$r = V_p / V_1$  — степень рециркуляции продуктов сгорания;

$V_p$  — количество рециркулирующих продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/кг;

$V_1$  — количество исходного воздуха, м<sup>3</sup>/кг;

$C_B$  и  $C_T$  — теплоемкость воздуха и продуктов сгорания, кДж/(м<sup>3</sup>·К);

$C_o^B$  — объемная концентрация кислорода в воздухе, кг/м<sup>3</sup>, при  $t = 0^\circ\text{C}$  и  $p = 0,1013$  МПа;

$\alpha_T$  — коэффициент избытка воздуха в топке;

$V_G$  — объем продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/кг, который в общем случае определяется следующей зависимостью:

$$V_G = V_{C.G}^0 + (\alpha_T - 1) V^0 + V_{в.п} . \quad (57)$$

$V_{в.п}$  — количество водяных паров в продуктах сгорания, м<sup>3</sup>/кг.

В случае сухих топлив, когда объемом водяных паров без большой погрешности можно пренебречь, величина начальной концентрации кислорода в реагирующей смеси составляет:

$$C_o = \frac{1 + r \frac{\alpha_T - 1}{V_G} V^0 r}{1 + r} C_o^B . \quad (58)$$

Примем следующую логическую модель процесса [38]. Реагирование протекает на поверхности частицы топлива сферической формы; частица в газовой среде находится в покое или движется вместе с ней с одинаковой скоростью; горение выделяющихся летучих и догорание продуктов неполного сгорания происходит в объеме газовой среды. Конвективный перенос тепла из си-

стемы отсутствует, а лучистый теплообмен моделируется взаимодействием реагирующей смеси с облучателем, температура которого принимается постоянной; теплообмен реагирующих частиц с газовой средой происходит путем конвекции и диффузионной теплопроводности.

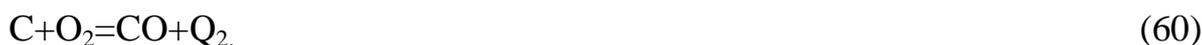
Как известно, при очень тонком размоле углей зола топлива отделяется и поэтому в мелких частицах не содержится. Имея в виду также то, что в процессе приготовления угольной пыли топливо подсушивается, в расчетах принято, что в процесс горения вступают топливные частицы, состоящие только из горючей массы. В начальный момент времени газовая среда имеет температуру, значительно превышающую температуру частицы. Частица топлива воспринимает тепло газовой среды конвекцией и от облучателя — радиацией и нагревается. При этом из нее возгоняются летучие. Выделяющиеся летучие могут реагировать в газовой фазе, а твердая коксовая масса — в гетерогенном режиме.

В расчетах принята наиболее общая схема реагирования. Углерод реагирует с кислородом газовой фазы с образованием CO и CO<sub>2</sub>; получающаяся углекислота может реагировать с твердой фазой, образуя CO. Окись углерода, получаемая как в первичном, так и во вторичном процессах реагирования, вступает в химическое соединение с кислородом в газовой фазе. Принимается, что гетерогенные реакции и реакции, протекающие в окружающей частицу газовом объеме, идут по следующим итоговым уравнением [39].

Окисление углерода до CO:



Окисление углерода до CO<sub>2</sub>:



Восстановление двуокиси углерода:



Горение окиси углерода:



Тепло химического реагирования, протекающего на поверхности частицы, передается конвекцией и диффузионной теплопроводностью окружающей газовой среде, радиацией облучателю и частично расходуется на дальнейший нагрев самой частицы. В результате температура частицы возрастает, причем это возрастание происходит тем более интенсивно, чем интенсивнее протекает химическое реагирование и чем меньше теплоотдача в газовую среду. В ходе реагирования диаметр частицы уменьшается, изменяются температура частицы, температура и состав газовой среды.

Объемы выбросов загрязняющих веществ в атмосферу напрямую зависят от уровня промышленного производства. Так, с 1990 по 2000 годы выбросы вредных веществ в атмосферу сократились на 46 % в основном за счет спада производства. В последние годы уже в условиях подъема экономики выбросы вредных веществ в атмосферу стабилизировались. Вместе с тем, несмотря на снижение количества выбросов в воздушный бассейн республики, в значительном количестве поступают такие чрезвычайно опасные по степени воздействия на человеческий организм вещества, как диоксиды азота и серы, сероводород, аммиак, свинец, ртуть и др. Рост промышленного производства без принятия соответствующих природоохранных мер и неразвитость экологической политики по стимулированию снижения вредных выбросов в атмосферу может привести к еще большему ухудшению экологической обстановки в стране [40].

Проблема взаимодействия теплоэнергетики и окружающей среды является весьма многосторонней, находится на острие научно технической мысли и требует особого внимания. Значительный интерес для энергетики в области снижения антропогенного воздействия на среду представляют исследования в области применения альтернативных видов топлив и разработки новых и совершенствования существующих технологических процессов по улучшению низкосортных твердых топлив, обеспечивающие снижение выбросов в атмосферу загрязняющих веществ и одновременно улучшающие основные показатели энергетических комплексов.

Таким образом, исследования в области прогрессивных технологических процессов по совершенствованию установок сжигания пылеугольного топлива и использование альтернативных методов организации процесса горения различных видов топлива являются в настоящее время наиболее актуальным для всего энергетического комплекса Республики Казахстан. Основным направлением совершенствования пылеугольного горения и использования альтернативных видов топлива является выполнение жестких экологических требований по удельным выбросам вредных веществ с отработанными газами котельных установок. И на этом этапе создание технологий, позволяющих описать основные процессы формирования вредных пылегазовых выбросов, и разработка рекомендаций по их снижению является актуальной задачей исследований [41].

### **3 РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА ПРИ ГОРЕНИИ ЭКИБАСТУЗСКОГО УГЛЯ В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ КОТЛА БКЗ-420 АЛМАТИНСКОЙ ТЭЦ-2**

#### **3.1 Основные характеристики топочной камеры котла БКЗ-420 Алматинской ТЭЦ-2**

В качестве исследуемого объекта был выбрана топочная камера котла БКЗ-420, паропроизводительностью 420 т/ч, расположенный на Алматинской ТЭЦ-2. Котел Е-420-13,8-560 БТ (БКЗ-420-140-7) предназначен для работы на Экибастузском угле для выработки перегретого пара на тепловых электростанциях с теплофикационными турбинами на высокие параметры пара.

Котел вертикально-водотрубный, однобарабанный, с естественной циркуляцией, однокорпусный, рассчитан на высокие параметры пара. Котел в газоплотном исполнении имеет П-образную закрытую компоновку и уравновешенную тягу.

В топочной камере предусмотрено твердое шлакоудаление. Шлакоудаление механизированное, непрерывное с помощью шнековых транспортеров и дробилок. Топочная камера — призматическая, открытого типа, с размерами в плане по осям труб  $14,46 \times 12,052 \times 29,102$  (м<sup>3</sup>). Топка экранирована цельносварными газоплотными испарительными стенками, выполненными из труб  $\varnothing 60 \times 6$  мм с вваренной полосой размером  $20 \times 6$  мм (сталь 20). Шаг труб в панелях равен 80 мм.

В нижней части топки трубами фронтального и заднего экранов образована «холодная воронка». В верхней части топки трубы заднего экрана образуют аэродинамический выступ. Потолок топки закрывается панелями фронтального экрана. Барабан котла сварной, имеет внутренний диаметр 1600 мм с толщиной стенки 112 мм (сталь 16ГНМА). Схема испарения двухступенчатая с промывкой пара питательной водой. Первая ступень испарения включена непосредственно в барабан котла и представляет собой сочетание внутри барабанных циклонов и промывочных устройств.

Вторая ступень испарения включена в испарительные выносные циклоны наружным диаметром 426 мм. Вода из барабана к испарительным экранам подводится по стоякам диаметром 219 мм с толщиной стенки 20 мм (сталь 20) и отпусковым трубам диаметром 159 мм с толщиной стенки 14 мм. Пароводяная смесь из экранов в барабан отводится по трубам  $\varnothing 159 \times 15$  мм (сталь 20). Пароперегреватель радиационно-конвективного типа. Радиационная часть пароперегревателя состоит из ширм, размещенных в верхней части топочной камеры, выполненных из труб  $\varnothing 42 \times 5$  мм (сталь 12Х1МФ).

Конвективная часть в виде отдельных ступеней расположена в горизонтальном газоходе и выполнена из труб  $\varnothing 38 \times 4$  мм,  $\varnothing 38 \times 4,5$  мм,  $\varnothing 38 \times 5$  мм и  $\varnothing 38 \times 6$  мм (сталь 20, 12Х1МФ, 12Х18Н12Т). Боковые стены горизонтального газохода, а также газоплотная часть опускного газохода (потолок, задняя и передняя ступи) экранированы горизонтальными цельносварными панелями пароперегревателя из труб  $\varnothing 60 \times 6$  мм с шагом 100 мм [42].

Трубы передней стены опускного газохода в месте прохода газов образуют фестон. Все мембранные цельносварные панели топочных экранов жестко сварены между собой в единую газоплотную коробку. Надежность работы всех соединений достигается благодаря циркуляции во всех панелях рабочей среды с приблизительно одинаковой температурой. Тракт пара пароперегревателя состоит из двух независимых потоков. Температура перегретого пара регулируется двумя вспрысками собственного конденсата в пароохладитель. В конвективном газоходе за пароперегревателем размещены водяной экономайзер и трубчатый воздухоподогреватель, скомпонованные «в рассечку».

Экономайзер состоит из двух ступеней, выполненных из гладких труб  $\text{Ø } 32 \times 4$  мм. Кубы воздухоподогревателя выполнены из труб  $\text{Ø } 40 \times 1,5$  мм (Ст. 3). Блоки водяного экономайзера и воздухоподогревателя установлены один на другой и сварены между собой плотным швом, чтобы исключить присосы холодного воздуха [43].

Топочная камера котла (рисунок 4) оборудована шестью вихревыми двухпоточными пылеугольными горелками, расположенными в два уровня по три горелки, на фронтальной стенке котла. Крайние горелки повернуты к центру топки на 8 градусов. Производительность одной горелки 12 т/ч по Экибастузскому углю. В топке сжигалась пыль низкосортного высокозольного Экибастузского угля с содержанием золы 40%, выходом летучих 24%, влажностью 5% и наивысшей теплотой сгорания 16750 кДж/кг. Тонина помола угля была равна  $R_{90}=15\%$ . Все численные расчеты были выполнены по вышеупомянутой методике [44].

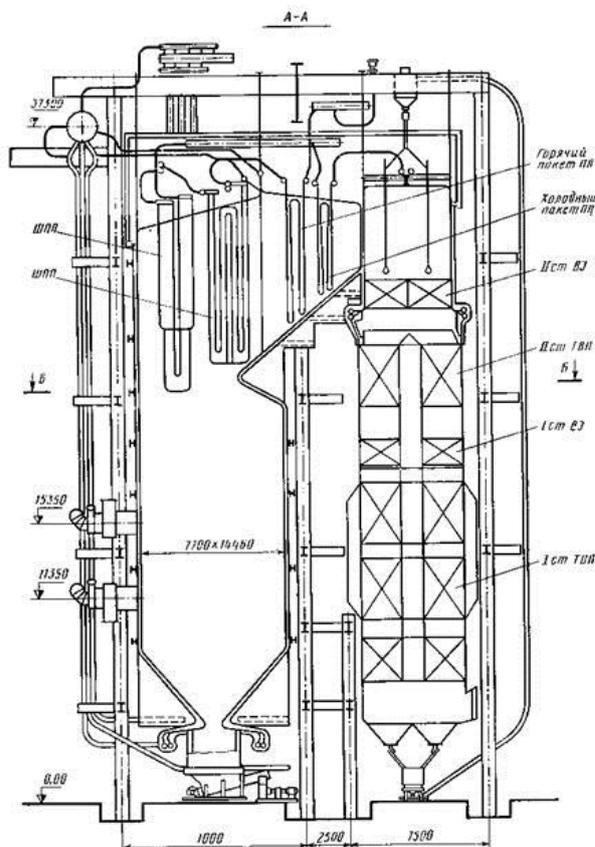
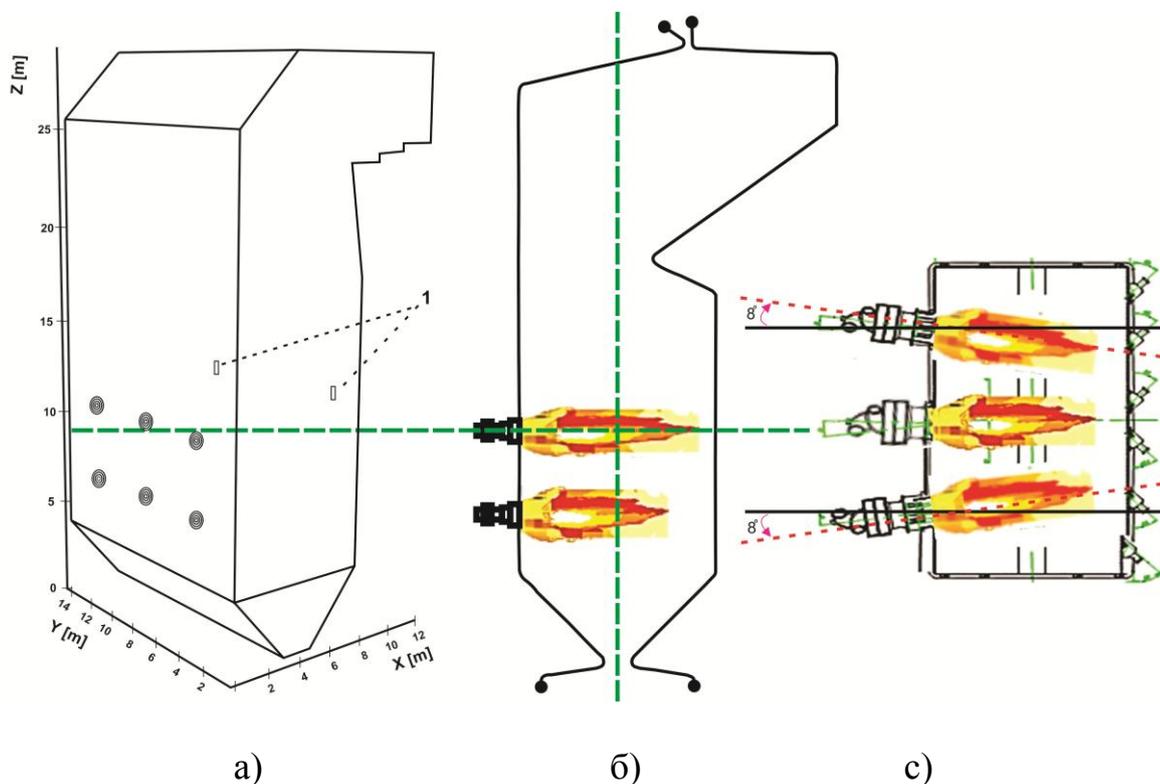


Рисунок 4 - Продольный разрез котла БКЗ-420-140-7с

На фронтальной стенке топки котла установлены шесть вихревых двухпоточных пылеугольные горелок (рисунок 5) в два яруса (по три на ярус).

Крайние горелки повернуты к центру топки на 8 градусов. На рисунке 5,а в противоположной стороне стенки области горелок второго яруса расположено отверстие для подачи дополнительного воздуха повернутые к центру на 45 градусов, и размеры которого 14x60см. Производительность одной горелки 12 т/ч по Экибастузскому углю.



(а) трехмерный 3D вид котла БКЗ-420 и его разбивка на контрольные объемы, 1-отверст (16x60 см); (б) горелки расположены в два ряда; (с) вид сверху на срезе  $h = 10.75\text{m}$

Рисунок 5 - Общий вид промышленного котла БКЗ-420  
Алматинской ТЭЦ-2

На фронтальной стенке топки котла установлены шесть вихревых двухпоточных пылеугольные горелок (рисунок 5) в два яруса (по три на ярус).

Крайние горелки повернуты к центру топки на 8 градусов. На рисунке 6,а в противоположной стороне стенки области горелок второго яруса расположено отверстие для подачи дополнительного воздуха повернутые к центру на 45 градусов, и размеры которого 14x60см. Производительность одной горелки 12 т/ч по Экибастузскому углю. В используемом программном комплексе нужно создать исходные файлы, в которых содержатся физические и геометрические данные исследуемого процесса, а также начальные и граничные условия для моделирования процесса тепломассопереноса в турбулентных высокотемпературных потоках [45].

В данном численном эксперименте рассматривался традиционный режим работы котлоагрегата БКЗ–420–140–7С, паро производительностью 420 т/час. Исходные данные для трехмерного расчета топки котла приведены в таблице 4.

Таблица 4 - Технические характеристики котла БКЗ-420 и исходные данные для трехмерного численного моделирования

№ п/п	Наименование	Обозначения	Размер	Значение
1.	Влажность	$W_r$	%	5
2.	Зола	$A_r$	%	40,0
3.	Низшая теплота сгорания	$Q_r$	ккал/кг	4000
4.	Выход летучих веществ	$V_{daf}$	%	24-28
5.	Сера	$S_t$	%	0,4-0,7
6.	Элементарный состав горючей массы			
	Углерод	$C_{daf}$	%	82,0
	Водород	$H_{daf}$	%	5,0
	Азот	$N_{daf}$	%	1,5
	Кислород	$O_{daf}$	%	11,5
7.	Состав минеральной части			
		$SiO_2$	%	65,0
		$Al_2O_3$	%	24,0
		$Fe_2O_3$	%	5,0
		$CaO$	%	2,0
		$MgO$	%	0,7
		$K_2O$	%	0,6
		$TiO_2$	%	0,9
		$Na_2O+K_2O$	%	0,7
		$P_2O_5$	%	0,4
8.	Количество котлов на ТЭС	$N_K$	шт.	7
9.	Время одной растопки по регламенту	$t_p$	час	3.5÷4
10.	Расход топлива на котёл (при номинальной нагрузке)	$B$	т/час	72
11.	Тип горелок	Вихревая двухпоточная		
12.	Количество горелок на котле	$N_{Г}$	шт.	6
13.	Производительность одной горелки по топливу	$B_{Г}$	т/час	12
14.	Температура аэросмеси после мельниц	$t_a/см$	°С	90÷130
15.	Тип системы пылеприготовления (промбункер, прямое вдувание)	Прямое вдувание		
16.	Расход первичного воздуха на одну горелку (по двум отдельным каналам)	$V_{п.в.}$	нм3/час*103	13860 (17879.4 кг/ч)
17.	Расход вторичного воздуха на горелку (по двум каналам)	$V_{вт.в.}$	нм3/час*103	52140 (67260.6 кг/ч)
18.	Температура горячего воздуха	$t_{гв}$	°С	280÷340
19.	Коэффициент избытка воздуха за топкой	$\alpha_T$		1,1÷1,4

### 3.2 Сжигание углей повышенной зольности в топке котла БКЗ-420 Алматинской ТЭЦ-2

Аналогичные экспериментальные исследования были проведены в работах [46] на этом котле при различных нагрузках котла со сжиганием углей различной зольности с изменением ряда режимных параметров. В процессе опытного сжигания определялась минимально устойчивая и максимально достижимая нагрузка котла. Минимальный уровень нагрузки котла на проектом топливе ограничен заводом изготовителем по условиям надежности циркуляции по водному тракту котла, производительностью 290 т/ч (чуть меньше 70% от номинальной производительности), максимальный уровень установлен 505 т/ч (немного более 120% от проектной мощности). Эти пределы показывают, что котел обладает высокой маневренностью по производительности. Максимальная зольность топлива, при которой возможно несение номинальной нагрузки, при четырехмельничном режиме составляет 51%, что заметно больше чем на котлах ПК-39 [47].

Заметное снижение максимально достижимой нагрузки котла в четырехмельничном режиме работы, начинается при 55%, что по зольности больше, чем было на котлах ПК 39. В трехмельничном режиме ограничения нагрузки котла начинаются с зольности 43%, что по зольности также выше, чем имело место на котле ПК-39. Эти результаты показывают наличие определенного запаса по производительности пылесистем у котла БКЗ-420, что "смягчает" негативное влияние зольности на максимально - достижимую нагрузку котла. В процессе опытного сжигания на этом котле было обнаружено, что максимально - достижимая нагрузка ограничивается не только производительностью пылесистем (как это наблюдалось на котлах ПК-39 и БКЗ-160) но и по перегреву пара. При зольности 56- 58% максимально - достижимая нагрузка по производительности пылесистем составляет 400т/ч. Однако, из-за ограничений по перегреву пара максимально допустимая нагрузка при этой зольности составляет 330-340 т/ч. В определенной мере это может быть обусловлено спецификой котла БКЗ -420. На этом котле первоначально перегрев пара предполагался 560 градусов, который затем был снижен до 540 градусов.

Специфика данного котла наиболее отчетливо проявилась при определении минимально устойчивой нагрузки котла. Как уже отмечалось, гарантированная заводом минимальная нагрузка составляет 290т/ч. Опыты с определением этой же величины показали, что даже для зольности  $AS=58\%$  она составляет 270т/ч. Таким образом, данный котел не имеет ограничений по зольности сжигаемого топлива для снижения нагрузки по диспетчерскому заданию.

В зависимости от режимов работы котла концентрация окислов азота в дымовых газах составляла 700-900 мг/м<sup>3</sup>. При повышении зольности наблюдается незначительное снижение уровня выбросов окислов азота (в пределах 50-100 мг/м<sup>3</sup>).

Также как и на других котлах, возрастание зольности угля привело к снижению температурного уровня в топке (в ядре факела на 60-100°C, на выходе из топки - на 20-40°C) .

Коэффициенты тепловой эффективности экранов, определенные прямыми измерениями (при определенных правилах осреднения) и рассчитанные по

балансовым температурам достаточно надежно коррелируются и находятся в пределах 0,3-0,5.

Уровень окислов азота (700-900 мг/м<sup>3</sup>) оказался ниже, чем наблюдалось на котле ПК-39, но несколько выше, чем на котле БКЗ-160 (600-850 мг/м<sup>3</sup>). Даже при зольности угля 55% и длительности его сжигания 10 часов, на этом котле образования интенсивных очагов шлакования на поверхности нагрева не наблюдается, т.е. по этому показателю данный котел оказался ближе к котлу БКЗ-160. Остальные закономерности образования первичных и вторичных отложений оказались подобны тем, которые имели место на других котлах с вихревыми горелками [48].

Таким образом, опытное сжигание экибастузского угля повышенной зольности в топке котла БКЗ-420-140 показало, что сжигание непроектного угля оказывает негативное влияние на топочный процесс и на технико-экономические показатели в меньшей степени, чем на котле ПК-39, однако больше чем на котле БКЗ -160. По маневренности, по экономичности этот котел оказался лучшим среди котлов с прямым вдуванием и с молотковыми мельницами [49].

### **3.3 Основные характеристики аэродинамики течения**

Физическая модель камеры сгорания построена в полном соответствии с таблицей 7, отражающей реальный технологический процесс горения угля, который осуществляется непосредственно в топочной камере котла БКЗ-420 Алматинской ТЭЦ-2. В таблице 4 заданы необходимые параметры (количество топлива, его характеристика, способы и скорости подачи топлива и окислителя, мощность энергетической установки, параметры угля, его состав, температура аэросмеси, первичного, вторичного и третичного воздуха и др.). Все это отражено в построенных физической и геометрической моделях камеры сгорания.

В работе используется топочная камера котла БКЗ-420. Топочная камера БКЗ-420 имеет существенный недостаток, который заключается в том, что струи горячего воздуха бьют в стенку, которая находится напротив горелок. Это приводит к ее обжигу и дальнейшему нарушению целостности. Для этого на Алматинской ТЭЦ в базовом режиме через эту стенку подается холодный воздух с массовым расходом 5 кг/с [48]. Мы смоделировали этот базовый вариант.

Однако, в ходе исследовательской работы нами был предложен и новый режим подачи, который позволяет защитить стенку от перегрева, уменьшить температуру поступающего потока дополнительного холодного воздуха. Проведенные в диссертационной работе исследования позволили сделать вывод о том, что предложенный нами режим обеспечивает не только защиту от перегрева стенок котла, но и способствует уменьшению концентрации вредных выбросов.

Ниже представлен общий вид топочной камеры котла БКЗ-420. Для проведения численного эксперимента топочная камера котла БКЗ-420 поделена на контрольные объемы (рисунок 6). Для численного исследования используется метод контрольного объема, когда топочная камера исследуемого объекта была разбита на 871 594 контрольные ячейки. Это в свою очередь позволило улуч-

шить геометрическую модель, численные расчеты и графическую интерпретацию результатов[50].

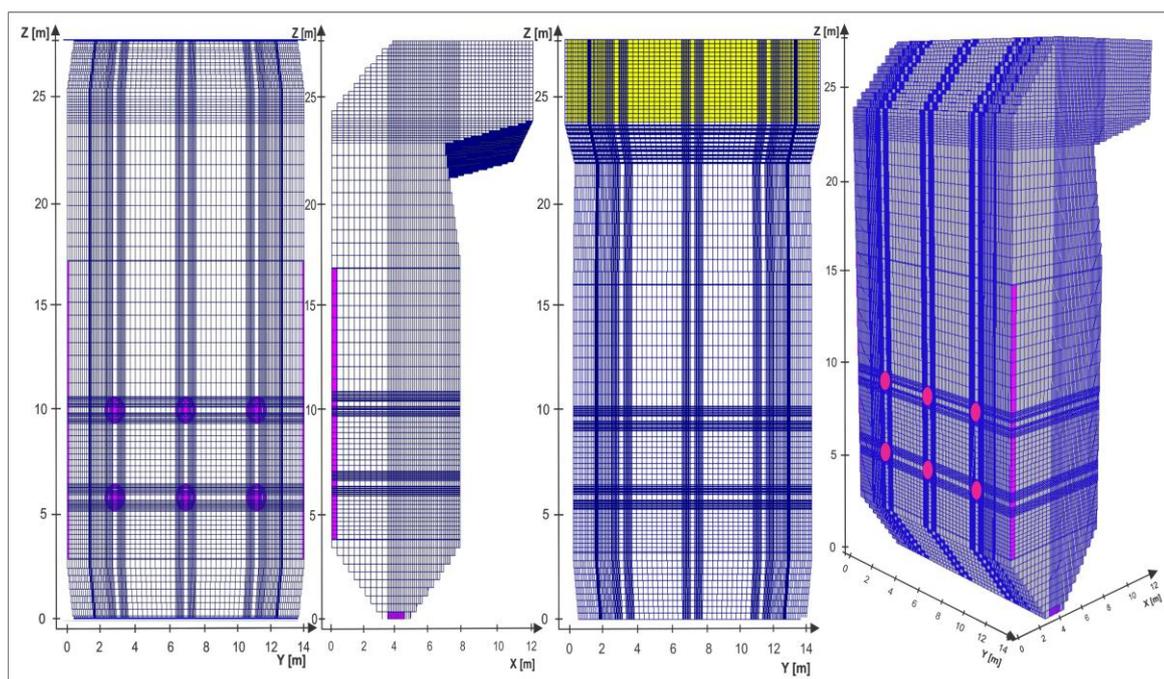


Рисунок 6 - Общий вид топочной камеры котла БКЗ-420 Алматинской ТЭЦ 2 и разбивка ее на контрольные объемы

Ниже представлены результаты 3-D моделирования процессов сжигания Экибастузского угля в топочной камере котла БКЗ-420 Алматинской ТЭЦ-2 для двух вариантов подачи дополнительного воздуха через отверстия, расположенные на противоположной горелкам стене.

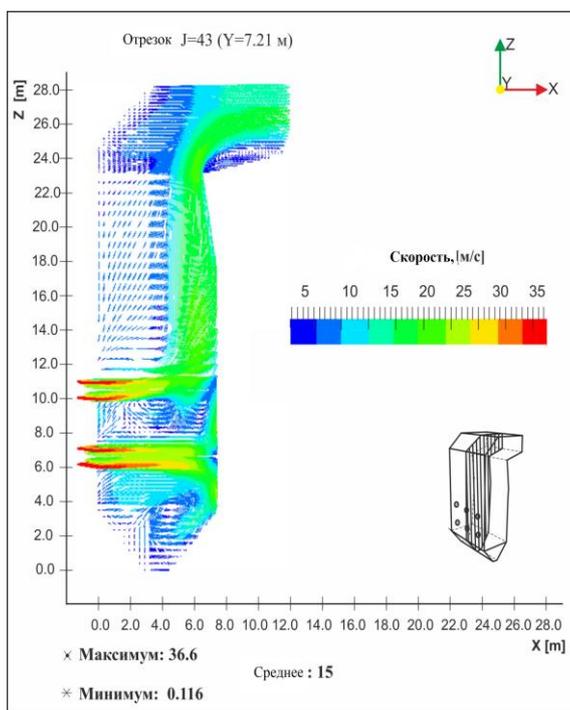
Сжигание топлива на Алматинской ТЭЦ-2 осуществляется при значении массового расхода воздуха 5кг/с через отверстия на стене топочной камеры, расположенной напротив горелок. В ходе исследовательской работы нами был предложен новый режим работы для ТЭЦ-2, когда этот расход увеличивается вдвое, а отверстия расположены под углом 45° к стенке котла. Выбор угла в 45° создает условие для образования дугообразного потока, который защищает стенки от перегрева и помогает уменьшить температуру обратного потока.

В результате проведения вычислительных экспериментов по аэродинамике процесса были построены распределения вектора полной скорости, которые представлены на рисунках 7-10.

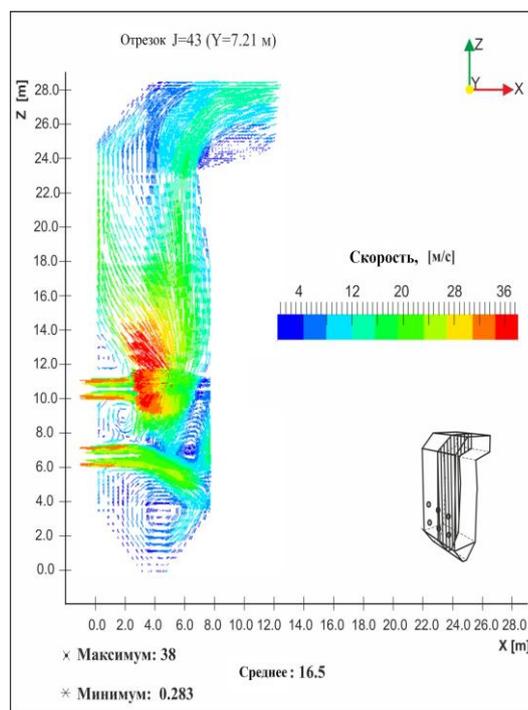
Вектор полной скорости складывается из квадратного корня от суммы квадратов всех его составляющих ( $\vec{V} = \sqrt{U^2 + V^2 + W^2}$ ) и обозначен на приведенных рисунках в виде стрелок различных цветов, по которым, с помощью цветной шкалы значений, можно определить его числовое значение.

На рисунке 7 представлено распределение вектора полной скорости в продольном сечении ( $y=7.18\text{м}$ ) котла БКЗ-420 при массовом расходе воздуха, равном 5кг/с (рисунок 7а) и 10кг/с (рисунок 7б) и направленном от стенки противоположной горелкам.

Анализируя рисунок 7, мы видим, что потоки, направленные из нижних горелок, сталкиваясь с противоположной стенкой, образуют возвратное течение. Часть потока, направляясь в область холодной воронки образует внизу вихрь. Другая часть, направляется вверх к области расположения верхних горелок и отверстий для дополнительного воздуха, где также образуются завихрения. Наибольшие значения скорости достигает в области расположения пылеугольных горелок и горелок дополнительного воздуха.



а) 5 кг/с



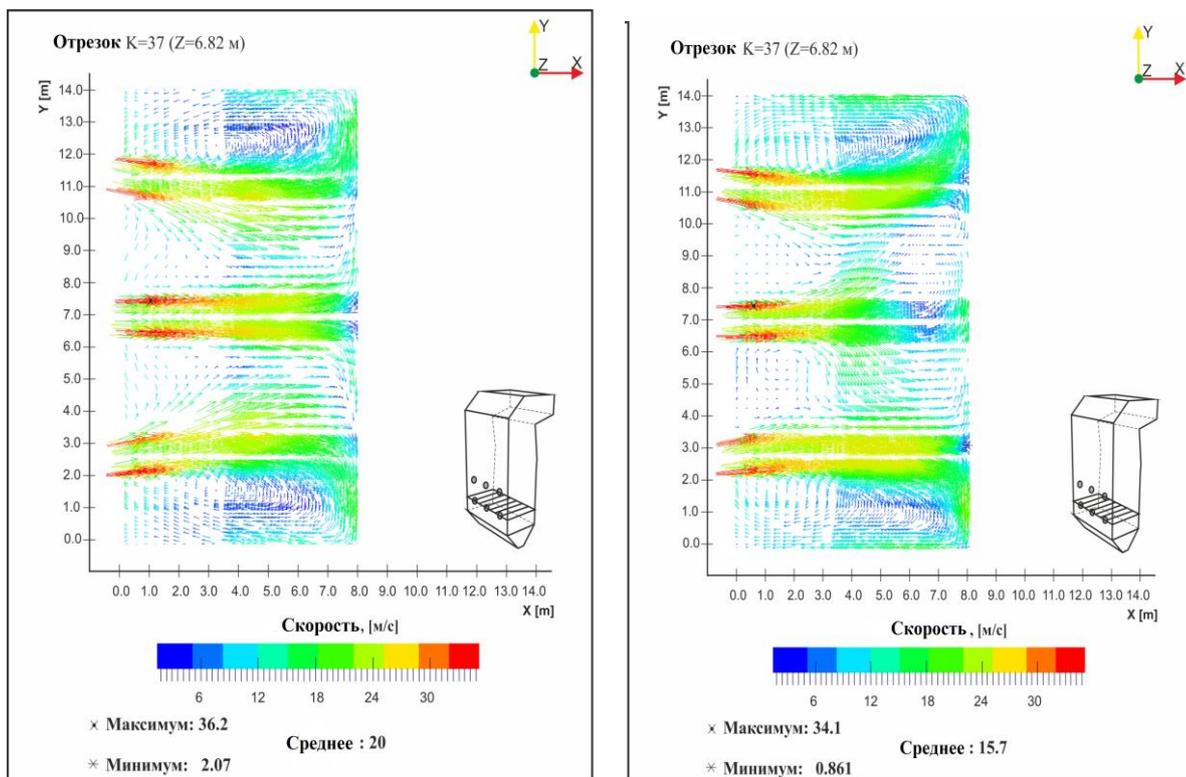
б) 10 кг/с

Рисунок 7 - Распределение вектора полной скорости в центральном продольном сечении ( $y=7.18$  м) топочной камеры котла БКЗ-420 Алматинской ТЭЦ 2

Сравнивая рисунки 7а и 7б, можно заметить, что с увеличением массового расхода воздуха из противогорелок, увеличивается турбулентность, а также максимальные, средние и минимальные значения скорости. Максимальное значение скорости для первого случая равно 36,6 м/с, а для второго – 38 м/с. При массовом расходе воздуха равном 10 кг/с потоки аэросмеси и воздуха образуют завихрения выше и ниже области верхних горелок. Образование турбулентных вихрей создает лучшие условия для более полного горения пылеугольного топлива [51].

На рисунках 8-9 показаны распределения вектора полной скорости в поперечных сечениях топочной камеры в области нижнего (рисунок 8) и верхнего (рисунок 9) ярусов горелок. В результате того, что боковые горелки расположены симметрично относительно центральной горелки, характер образования вихрей также симметричен.

Можно заметить, что для случая, когда массовый расход дополнительно воздуха из отверстий равен 10кг/с (рисунок 8б) и 5кг/с (рисунок 8а), изменения в картине течения не столь огромны, как для поля скоростей в области второго яруса горелок.



а) 5кг/с

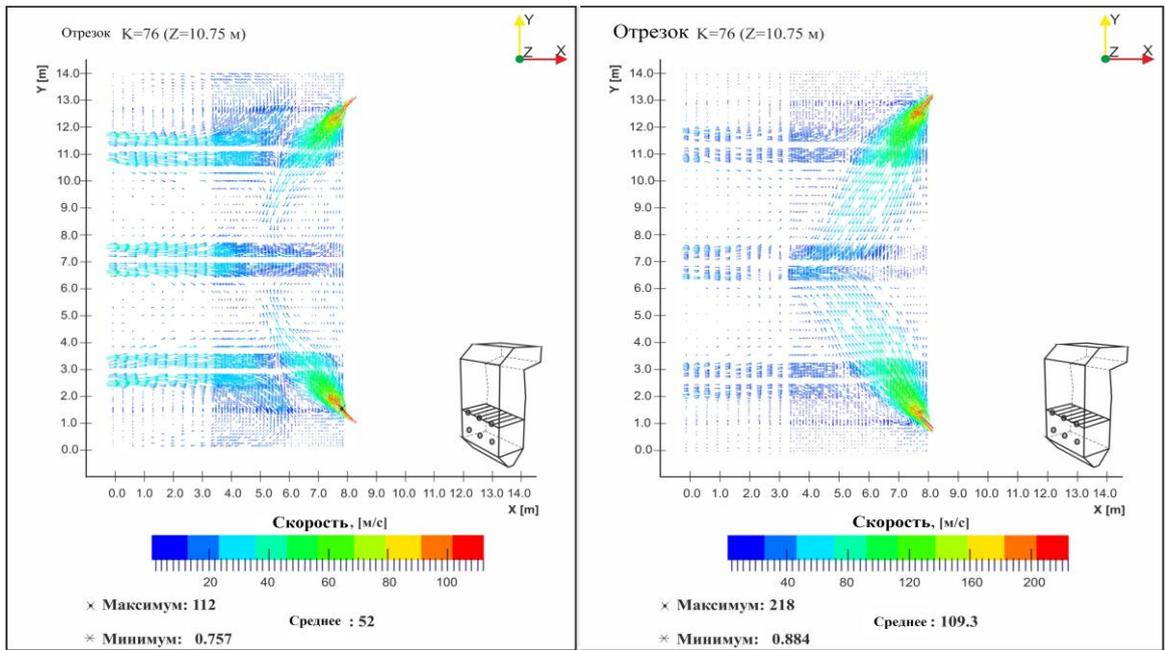
б) 10кг/с

Рисунок 8 - Распределение вектора полной скорости в поперечном сечении области нижнего яруса горелок ( $h=6.82$  м)

Горелочные устройства расположены под углом к стенке топочной камеры, что также приводит к образованию небольших поперечных вихрей. В области сечения нижнего пояса горелок завихрения наблюдаются в пристенной области между горелками за счет столкновения потоков возвратного течения в углах камеры сгорания [52].

На рисунке 9 показано распределение вектора полной скорости в сечении расположения верхнего яруса горелок. Как и следовало ожидать, из рисунка 9а мы видим, что при массовом расходе воздуха 5кг/с максимальная скорость потока достигает значений  $u_{\max}=112$  м/с, а при массовом расходе воздуха 10 кг/с –  $u_{\max}=218$  м/с. Эти данные определяются из рисунка с помощью цветной шкалы значений скоростей.

Потоки распределения вектора полной скорости симметричны относительно центральной оси симметрии камеры сгорания. Образование завихрений характерно для тех областей, в которых происходит взаимное проникновение потоков воздуха и аэросмеси, а потоки воздуха из отверстий на стене топочной камеры как бы препятствуют движению горячих мас из горелок.

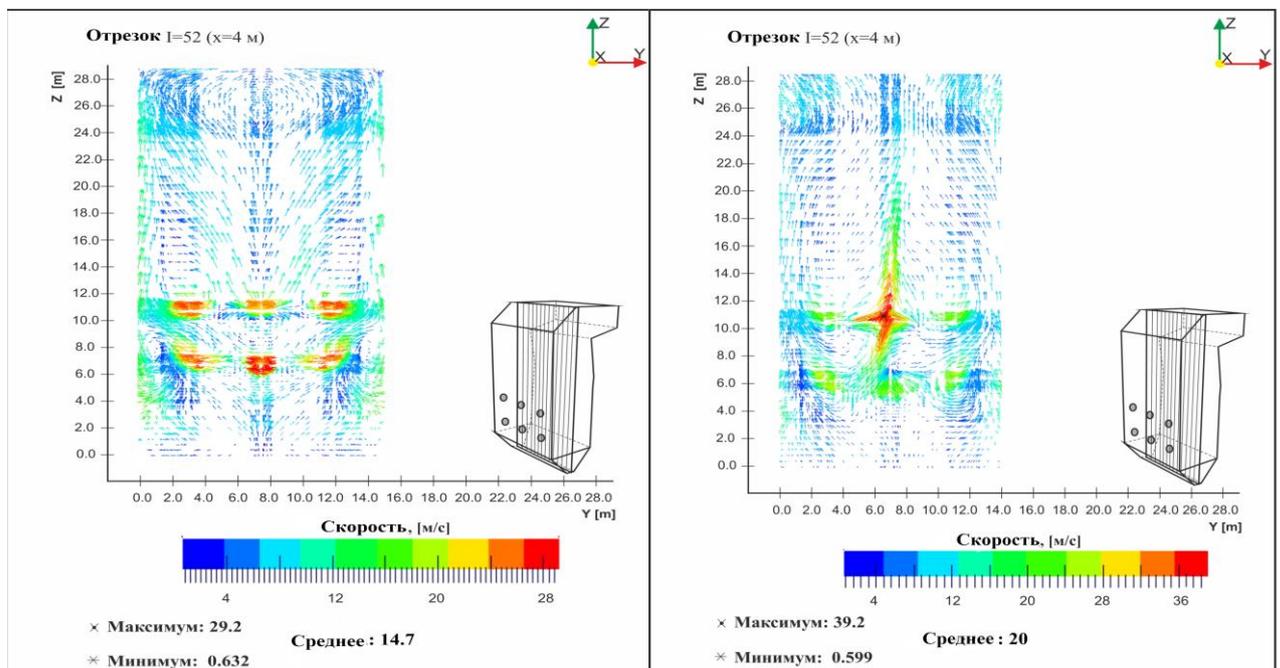


а) 5кг/с

б) 10кг/с

Рисунок 9 - Распределение вектора полной скорости в поперечном сечении области верхнего яруса горелок ( $h=10.75$  м)

На рисунке 10(а и б) представлено распределение вектора полной скорости в продольном сечении топочной камеры ( $X=4$ м), расположенном ближе к горелкам, для различных значений массового расхода воздуха (5кг/с и 10кг/с).



а) 5кг/с

б) 10кг/с

Рисунок 10 - Распределение вектора полной скорости в центре продольных сечений топочной камеры ( $X=4$  м)

Из рисунка 10(а и б) можно увидеть воздушный поток впрыскиваемый из отверстия на стене направлен в центр под углом в 45 градусов, который перемешивается с пылеугольным топливом, в следствие чего в центре камеры образуется тангенциальный поток.

На рисунке 11 представлены такие характеристики аэродинамики турбулентного течения, как кинетическая энергия турбулентности  $k(Te)$  и диссипация турбулентной энергий  $\epsilon (De)$ , определяемые соотношениями (40) и (41) через пульсационные составляющие скорости.

Анализ рисунка 11 показывает, что максимума турбулентная энергия  $k$  и ее диссипация  $\epsilon$  достигают в центральной области напротив горелок. Это объясняется тем, что в этой области происходит встречное столкновение пылегазовых потоков из противоположных тангенциально расположенных горелочных устройств, что приводит к максимальному возмущению течения в этой области камеры сгорания и к высокому уровню турбулентности здесь. А это в свою очередь обеспечивает высокие значения турбулентной кинетической энергии и ее диссипации, которые согласно соотношениям (36), (42) и (57) напрямую зависят от пульсаций скорости (возмущений) и уровня турбулентности.

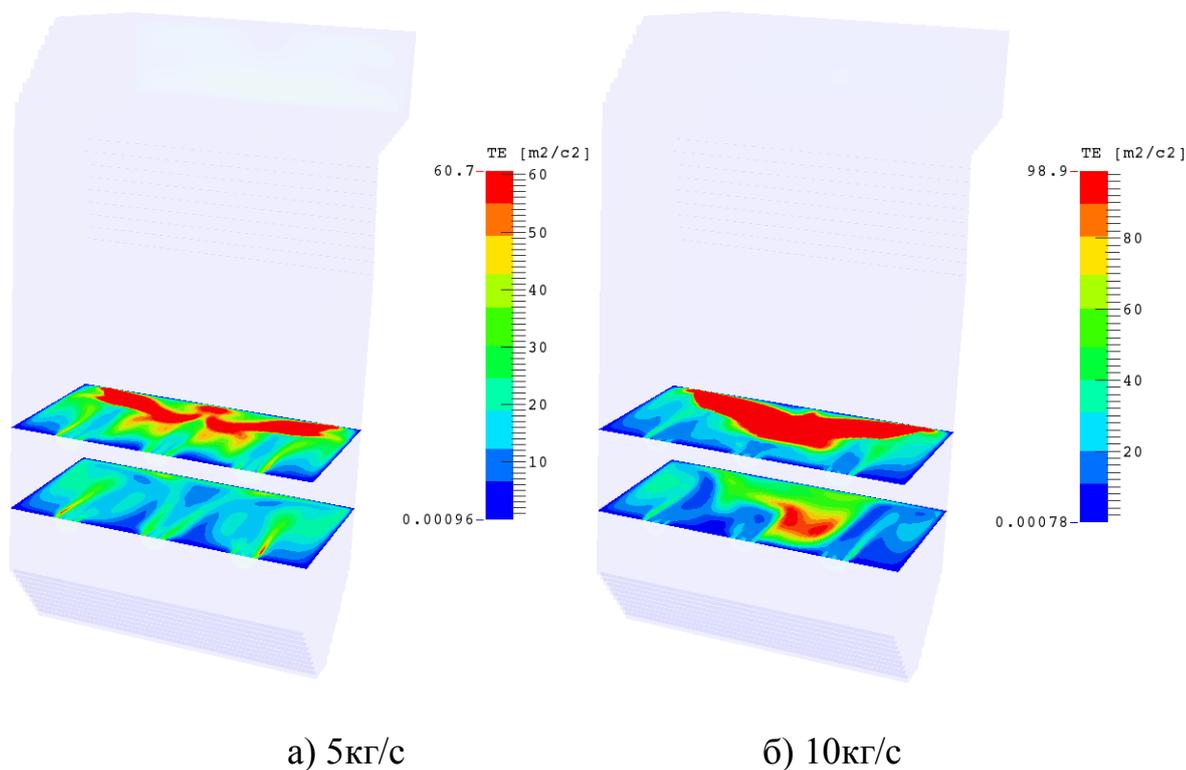


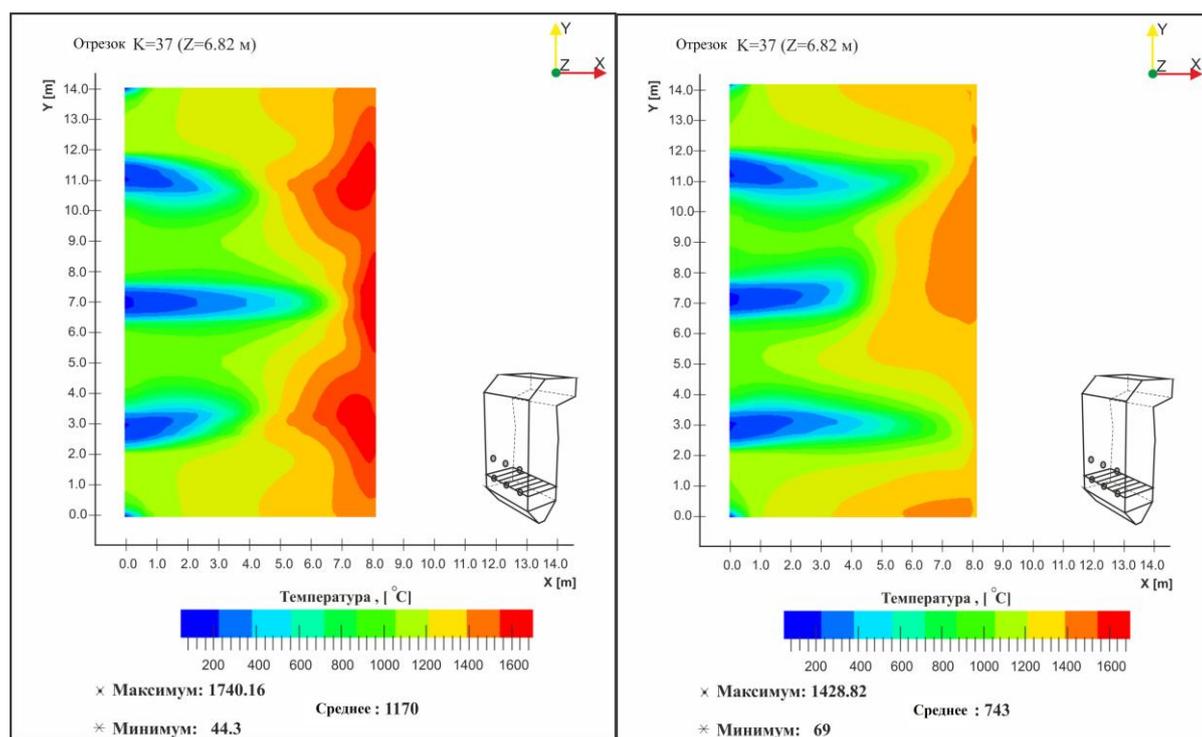
Рисунок 11 - Трехмерное распределение турбулентной энергии в сечениях нижнего и верхнего ярусов горелок

Мы видим, что для случая, когда через отверстия в стенке котла подается больше холодного воздуха (рисунок 11б) значения как кинетической энергии турбулентности  $k(Te)$ , так и диссипации турбулентной энергий  $\epsilon (De)$  выше, чем для другого варианта (рисунок 11а) [53].

### 3.4 Основные характеристики теплообмена

Настоящая глава диссертационной работы посвящена исследованию тепловых характеристик процесса при горении твердого топлива в пылевидном состоянии в камере сгорания котла БКЗ-420. На рисунках 12-16 приведены расчетные данные полей температуры. Мы видим, что наибольшие изменения в распределении температур наблюдаются в центральной части камеры сгорания в области подачи топливной аэросмеси и воздуха через отверстия горелок. Проведение исследования тепловых характеристик является важным этапом моделирования процессов тепломассопереноса при сжигании пылеугольного топлива, которое позволяет определить температурные поля по всему объему топочной камеры и на выходе из нее.

На рисунке 12 представлено поле температуры в области расположения нижнего пояса горелок при массовом расходе воздуха 5 кг/с и 10 кг/с. Для случая, когда расход воздуха через отверстия равен 5 кг/с температура на противоположной горелкам стенке достигает значений 1740°C, а при расходе 10 кг/с – 1428°C. Это можно объяснить большими объемами дополнительного воздуха с низкой температурой ( $T=340^\circ\text{C}$ ), подаваемого через отверстия в сечении  $z=10.8\text{ м}$ , что и привело к уменьшению температуры стенки почти на 300°C и к ее защите от перегрева.



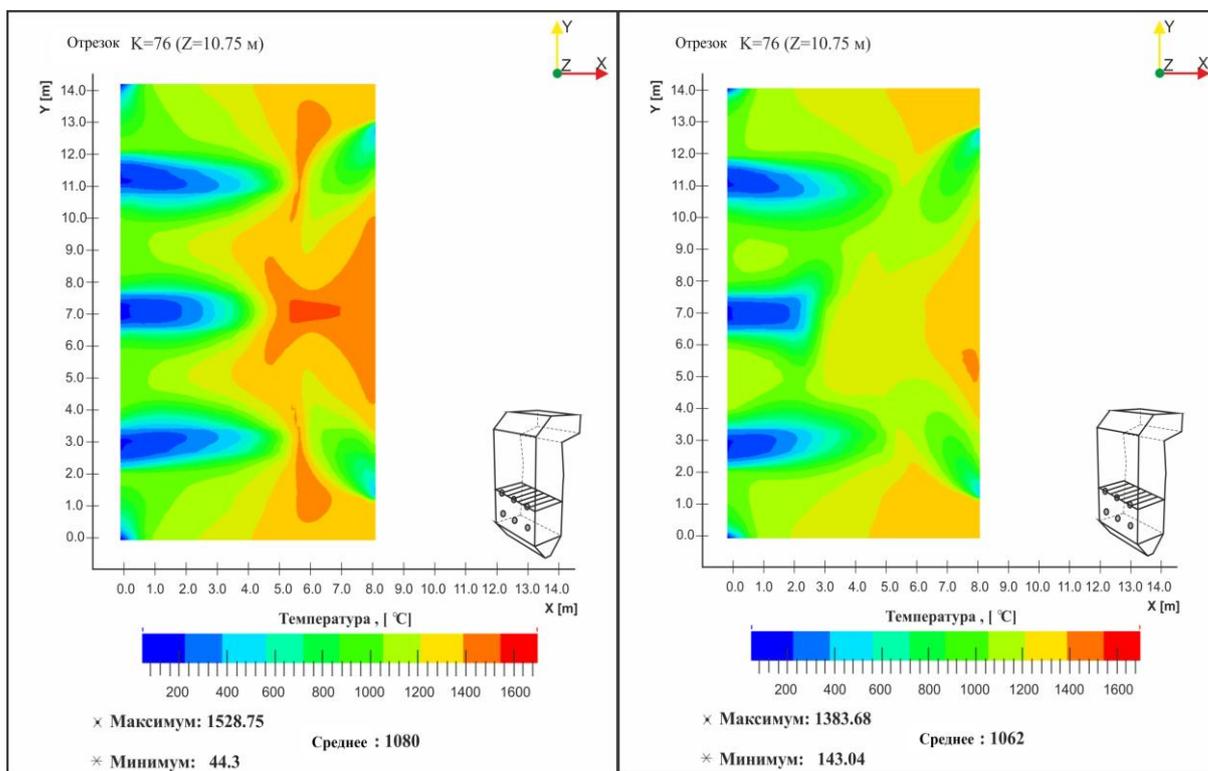
а) 5 кг/с

б) 10 кг/с

Рисунок 12 - Распределение температуры  $T$  в поперечном сечении камеры сгорания в зоне горелок нижнего яруса ( $h=6,82\text{ м}$ )

На рисунке 13 показано сравнительное распределение температур в области расположения верхних горелок. Из рисунков можно видеть, что

максимальное значение температуры наблюдается в центре котла, в области смешения аэросмеси и дополнительного воздуха, направленного под углом в 45 градусов к стенке котла. Такая компоновка создает условие для образования дугообразного потока, который защищает от перегрева стенки и помогает уменьшить температуру обратного потока.



а) 5 кг/с

б) 10 кг/с

Рисунок 13 - Распределение температуры  $T$  в поперечном сечении камеры сгорания в зоне горелок верхнего яруса ( $h=10,8$  м)

Мы видим, что для случая, когда расход воздуха через отверстия равен 5 кг/с максимальная температура на противоположной горелкам стенке достигает значений 1528.29 °C, а при расходе 10 кг/с – она составляет 1383.68 °C. Такое снижение температуры стенки топочной камеры также объясняется большим количеством дополнительного воздуха ( $T=340^{\circ}\text{C}$ ), подаваемого через дополнительные отверстия на стенке, расположенной напротив горелочных устройств. Сказанное отчетливо наблюдается на трехмерных графиках распределения температуры (рисунок 12) в указанных сечениях в области верхнего и нижнего ярусов, где по температурной цветной шкале можно определить все значения температуры и их различие.

На рисунке 14 представлено трехмерное поле распределения температуры в двух продольных сечениях ( $Y_1=2.95$  м и  $Y_3=11.4775$  м) камеры сгорания, расположенных в областях крайних горелок верхнего и нижнего ярусов. Мы видим, что при расходе дополнительного воздуха, равного 5 кг/с максимальная температура наблюдается у стенки, расположенной противоположно горелкам и равна 1740 °C в области нижнего ярусов горелок ( $Z=6.82$  м). А при расходе



Поскольку горелки и отверстия для дополнительного воздуха установлены на противоположных стенках и направлены навстречу друг к другу, то в центре топочной камеры, в зоне их соприкосновения потоки, как было сказано ранее, рассекаются. Часть потока уходит в зону холодной воронки, образуя два продольных вихря на высоте ниже 10.8 метров, а часть, посредством образующейся тяги, направляется к выходу. Далее, по мере продвижения к выходу из топочной камеры химические процессы ослабевают (рисунок 15), температура падает и на выходе ее среднее значение составляет  $\sim 1045^{\circ}\text{C}$  для расхода  $5\text{кг/с}$  (рисунок 15а) и  $987^{\circ}\text{C}$  - для расхода  $10\text{кг/с}$  (рисунок 15б).

Сказанное выше подтверждается двумерными графиками распределения температуры по высоте топочной камеры для двух разных массовых расходов дополнительного воздуха через отверстие, представленными на рисунке 16. Анализ рисунка показывает, что на высоте  $z_1=6.82$  и  $z_2=10.8$  метров расположены горелочные устройства, через которые подается холодная аэросмесь, наблюдаются минимумы в распределении температуры. На выходе камеры при массовом расходе воздуха  $5\text{кг/с}$  значение температуры выше по сравнению с подачей при  $10\text{кг/с}$ .

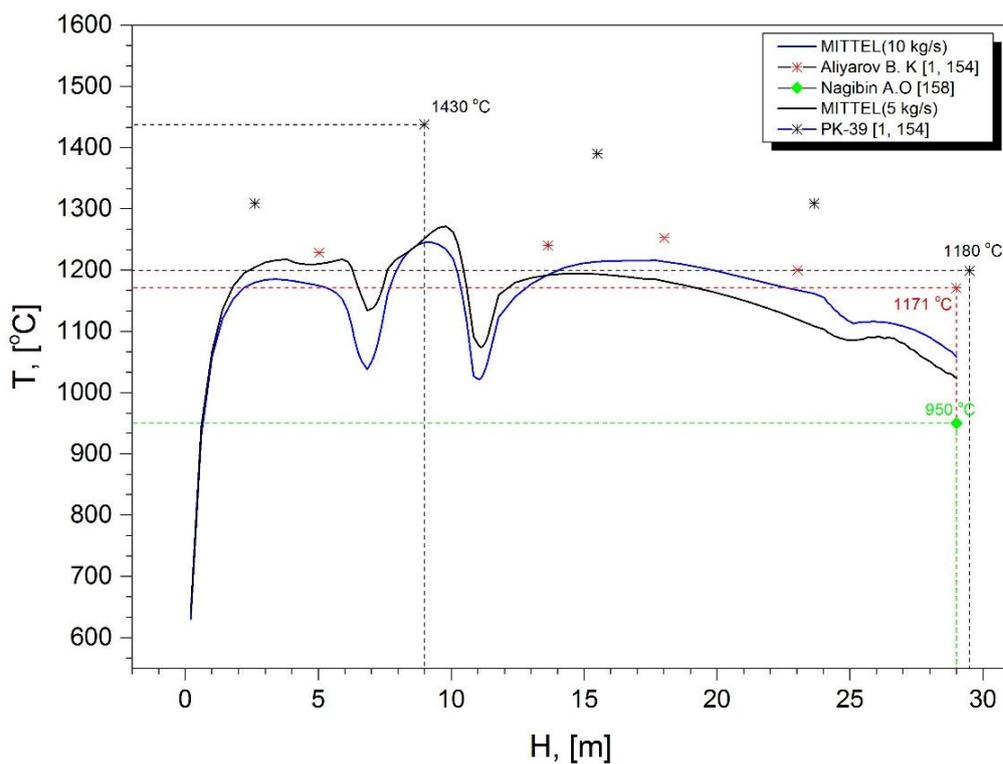


Рисунок 16 - Средняя температура по высоте топки котла

Это объясняется тем, что в этой области располагаются горелки, через которые поступает пылеугольное топливо и окислитель при температуре меньшей, чем температура камеры. В области пояса горелок наблюдаются и максимальные значения температуры, так как здесь находится ядро факела.

Температура на выходе из топочной камеры подтверждается ее экспериментальным значением ( $T=1171^{\circ}\text{C}$ ), полученным непосредственно на ТЭЦ,

приведенным в работах и численно. Сопоставляя эти значения, можно заключить: проведенный вычислительный эксперимент по определению значений температуры в объеме топочной камеры, с достаточной точностью согласуется с измеренными значениями температуры (рисунок 16). Это позволяет судить о достоверности полученных результатов и применимости используемой физической, математической и численной модели к дальнейшему исследованию тепловых и концентрационных характеристик топочной камеры БКЗ 420 Алматинской ТЭЦ-2.

### 3.5 Основные характеристики массообмена

Максимальные значения концентраций углекислого газа  $\text{CO}_2$  наблюдаются в зонах, расположенных ближе к стенкам топочной камеры. Однако, при подаче дополнительного воздуха через отверстие со скоростью  $10 \text{ кг/с}$  концентрация  $\text{CO}_2$  вблизи стенок с отверстиями возрастает.

Это явление можно объяснить тем, что из-за высокой температуры в камере сгорания частицы топлива воспламеняются и в процессе горения обильно выделяется угарный газ  $\text{CO}$ . Далее он взаимодействует с дополнительно подаваемым воздухом и на пути к выходу из камеры образует двуокись углерода, в последствии чего концентрация диоксида  $\text{CO}_2$  углерода увеличивается [160].

Анализ рисунков 17-18 показывает, что характер распределения углекислого газа  $\text{CO}_2$  полностью противоположен характеру распределения окиси  $\text{CO}$ . Видно, что в области верхнего пояса горелочных устройств на высоте  $10,8$  метров средняя концентрация углекислого газа  $\text{CO}_2$  равна  $1.104 \text{ кг/кг}$  для расхода дополнительного воздуха –  $5 \text{ кг/с}$  и  $0.11 \text{ кг/кг}$  - для расхода  $10 \text{ кг/с}$ .

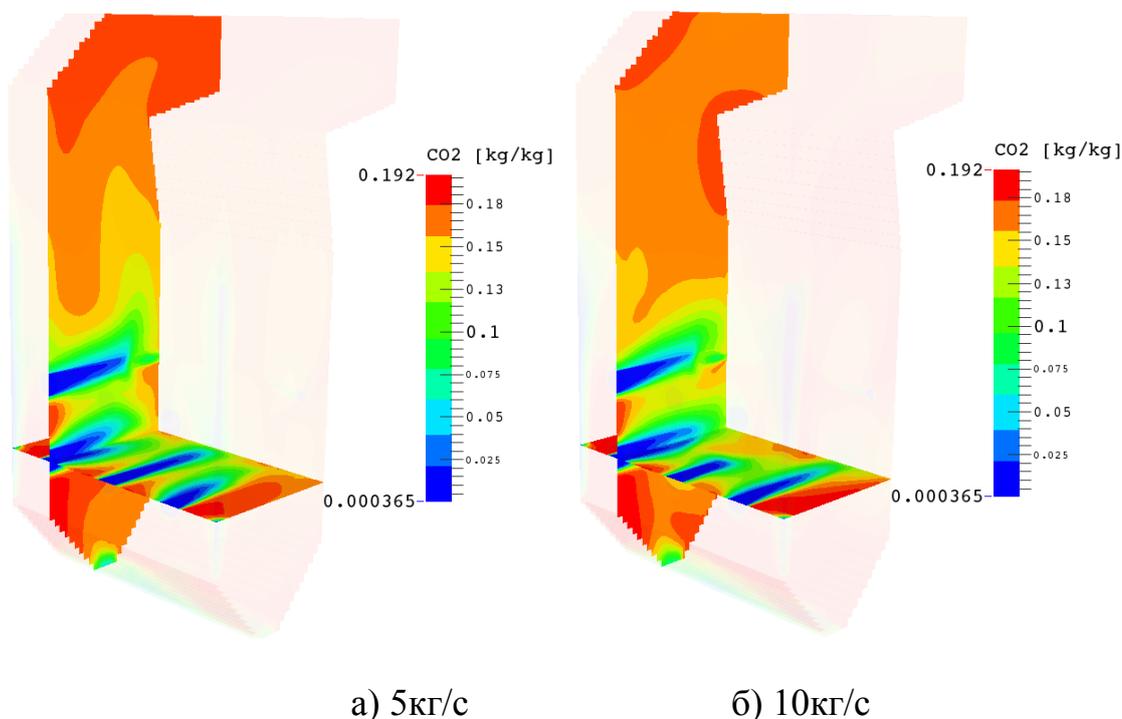


Рисунок 17 - Трехмерное распределение диоксида углерода  $\text{CO}_2$  в области нижних горелок ( $Z=6.82 \text{ m}$ ) и в продольном сечении ( $Y1=2.95 \text{ m}$ ) камеры сгорания

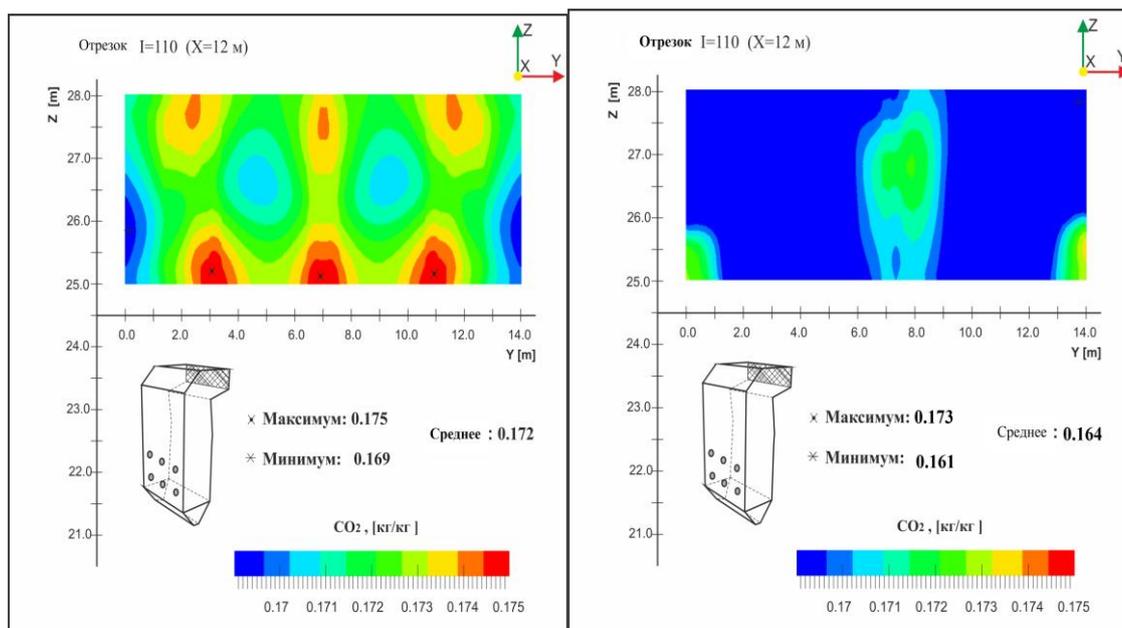


Рисунок 18 - Распределение концентрации диоксида углерода CO<sub>2</sub> на выходе из камеры сгорания (X=12 м)

Тогда как концентрация CO в этой области максимальна. В отличие от распределения окиси CO, средняя концентрация углекислого газа CO<sub>2</sub> по мере продвижения к выходу из топочной камеры растет и на выходе принимает значение равное 0.172 кг/кг для расхода дополнительного воздуха – 5кг/с (рисунок 18а) и 0.164 кг/кг для расхода 10кг/с (рисунок 18б).

При расходе дополнительного воздуха 10 кг/с на выходе из камеры сгорания значение концентрации двуокиси углерода CO<sub>2</sub> меньше на 4.65 % по сравнению с расходом воздуха 5кг/с, что соответствует предельно допустимым нормам, принятым на действующих ТЭЦ. Таким образом, можно сделать вывод, что второй случай сжигания топлива, когда расход дополнительного воздуха через отверстия в стенке топочной камеры, расположенной напротив горелочных устройств равен 10кг/с, обеспечивает оптимальный режим горения.

На рисунке 19 представлен сравнительный график распределения средних значений диоксида углерода CO<sub>2</sub> по высоте камеры сгорания для двух значений массового расхода воздуха 5 кг/с и 10 кг/с. Анализируя данный график можно заметить, что в области расположения горелочных устройств, а также выше них, значения концентраций углекислого газа для случая, когда расход дополнительного воздуха через отверстия в стенке топочной камеры, расположенной напротив горелочных устройств равен 10кг/с выше, чем для расхода воздуха 5 кг/с. Сказанное подтверждается трехмерными полями концентраций CO<sub>2</sub>, представленными на рисунках 17-18. Очевидно это связано с тем, что в случае когда количество подаваемого дополнительного воздуха больше, реакции горения с образованием CO<sub>2</sub> происходят более интенсивно.

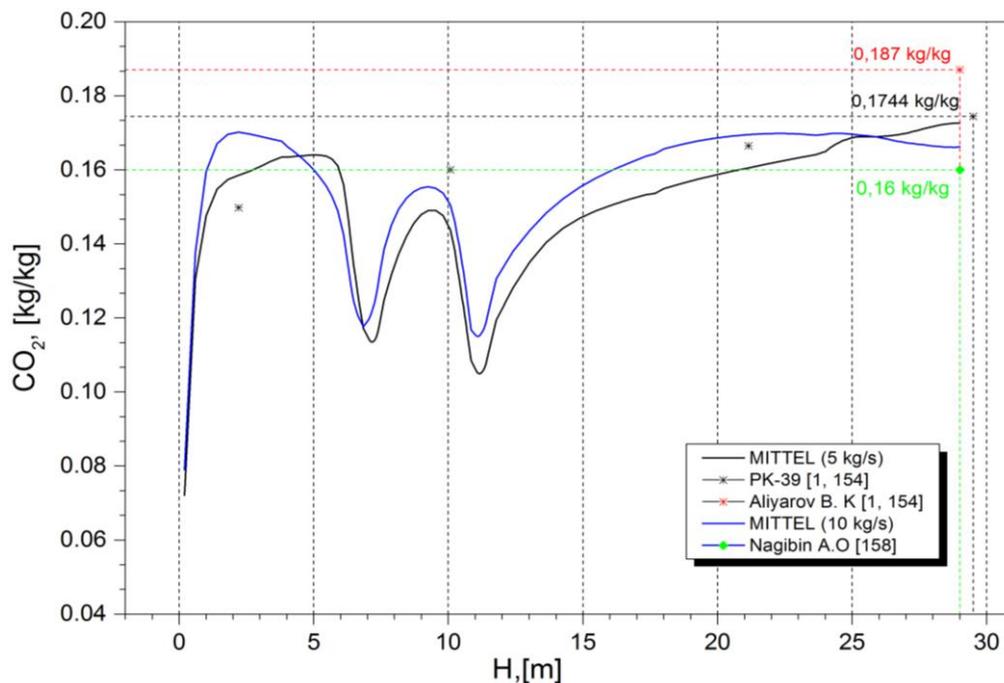


Рисунок 19 - График распределения средних значений диоксида углерода  $\text{CO}_2$  по высоте топочной камеры для различных значений массового расхода дополнительного воздуха

На выходе же из топочного пространства концентрация  $\text{CO}_2$  при большем расходе воздуха меньше, т.к. образование двуокиси углерода зависит от значений температуры. В случае, когда дополнительный расход воздуха равен  $10 \text{ кг/с}$ , температура на выходе из топочной камеры снижена на  $58^\circ\text{C}$  (рисунок 15-16), созданы условия для невершенной реакции догорания  $\text{CO}$  до  $\text{CO}_2$ , что привело к снижению концентрации двуокиси углерода на выходе из камеры сгорания. Хотя это снижение невелико и составляет  $4,65\%$ . Так мы имеем для большего расхода дополнительного воздуха концентрацию  $\text{CO}_2$  на выходе, равную  $0.164 \text{ кг/кг}$  (рисунок 18б), для меньшего расхода –  $0.172 \text{ кг/кг}$  (рисунок 18а).

Концентрацию окиси углерода можно снизить в связи с увеличением коэффициента избытка воздуха в камере сгорания и высокими значениями температуры в ней. Но повышение температуры в топочной камере неизменно приводит к увеличению образования оксидов азота  $\text{NO}_x$  ( $\text{NO}$  и  $\text{NO}_2$ ), которые признаны в настоящее время наиболее токсичными загрязнителями окружающей среды.

$90\%$  от общего количества оксидов азота составляет окись азота  $\text{NO}$ , которая в дальнейшем окисляется до  $\text{NO}_2$ . Оксиды азота  $\text{NO}_x$  вызывают окисление атмосферных осадков, способствуют фотохимическому загрязнению воздуха и истончению озонового слоя. Снижение концентрации окислов азота  $\text{NO}_x$ , образующихся при горении угля, является одной из главных задач при разработке и эксплуатации энергетических устройств.

Существует два основных источника образования оксидов азота: окисление азота воздуха (воздушные оксиды азота) и окисление азота угля (топливные оксиды азота). В пылеугольном факеле при температурах  $T < 1500^\circ\text{C}$  основным

источником оксидов азота является азот топлива, а при более высоких температурах  $T > 1500^{\circ}\text{C}$  большую роль играют воздушные оксиды азота. Важную роль в механизме образования оксидов азота играет и количество кислорода в зоне реакции, следовательно, концентрация  $\text{NO}_x$  напрямую зависит от коэффициента избытка воздуха.

На рисунках 20-22 представлены трехмерные графики распределения диоксида азота  $\text{NO}_2$  по пространству топочной камеры котла БКЗ-420 Алматинской ТЭЦ и на выходе из нее, а также значения концентрации по высоте топочной камеры. Вывод о том, что азот топлива формируется в основном на начальном участке факела, был сделан на основании многих экспериментальных исследований и подтвержден расчетными данными в настоящей диссертации. А это свою очередь подтверждает роль азота топлива в образовании оксидов азота при горении угля.

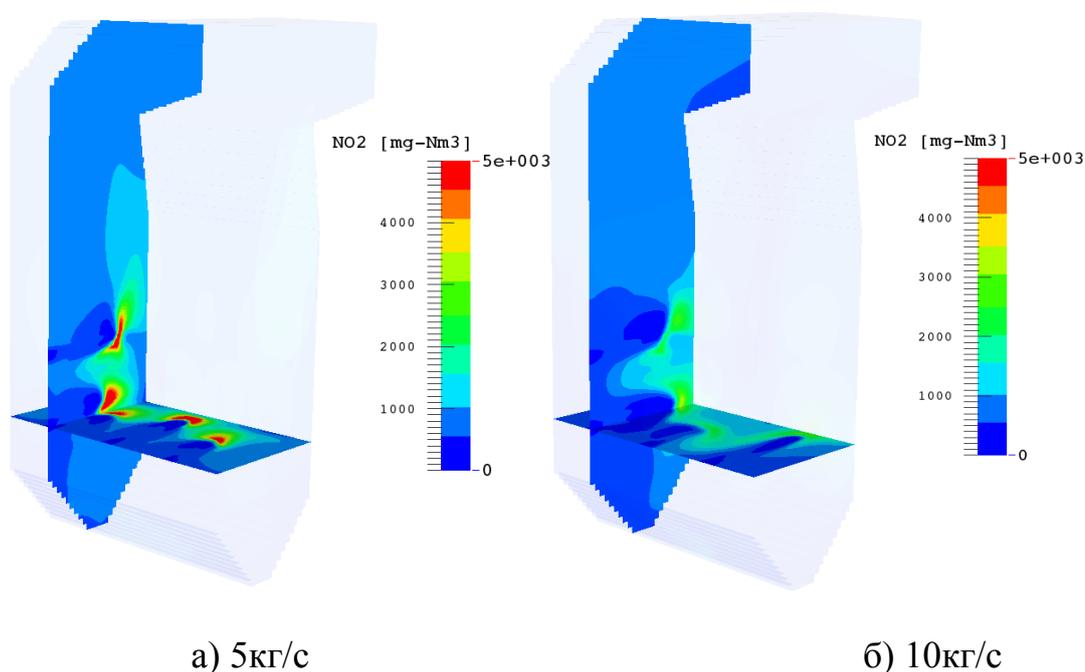
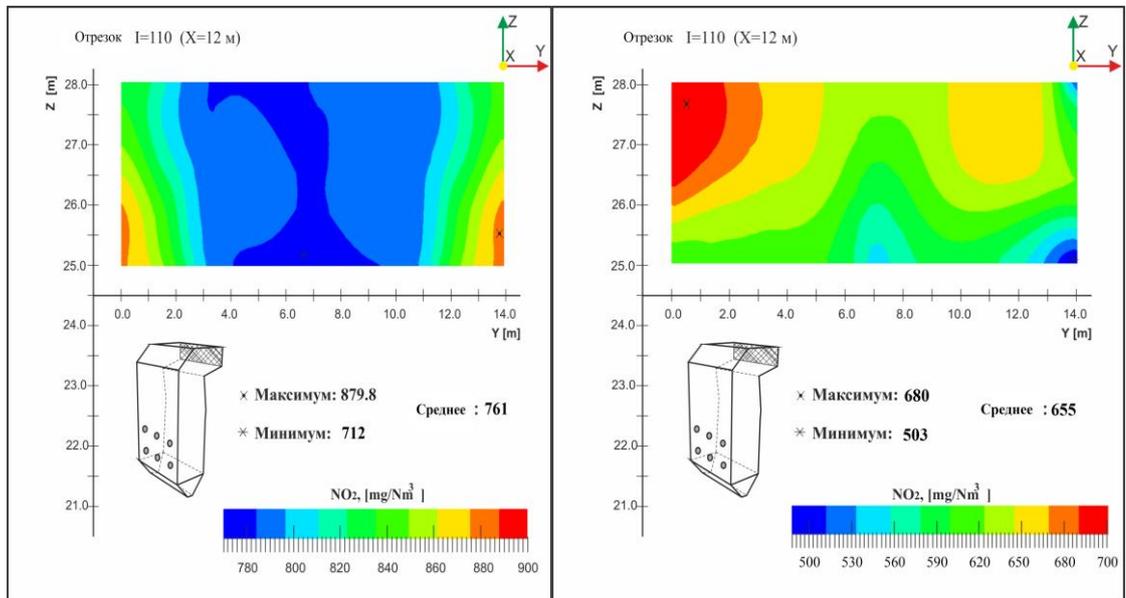


Рисунок 20 - Трехмерное распределение диоксид азота  $\text{NO}_2$  в области нижних горелок ( $Z=6.82\text{ m}$ ) и в продольном сечении ( $Y1=2.95\text{m}$ ) топочной камеры

На выходе (рисунок 21) мы имеем среднее значение концентрации  $\text{NO}_2=761\text{mg}/\text{Nm}^3$  для расхода дополнительного воздуха, равного 5кг/с (рисунок 21а), и среднее значение концентрации  $\text{NO}_2$  по сечению на выходе, равное  $655\text{ mg}/\text{Nm}^3$  для расхода -10кг/с (рисунок 21б), что вполне допустимо для норм выбросов  $\text{NO}_2$ , принятых на ТЭЦ. В предложенном нами варианте сжигания угля (расход дополнительного воздуха равен 10 кг/с) уменьшилась на 14% по сравнению с первым случаем. Таким образом, можно видеть, что увеличение расхода дополнительно подаваемого воздуха приводит к снижению средней концентрации диоксида азота  $\text{NO}_2$ .



а) 5кг/с

б) 10кг/с

Рисунок 21 - Распределение концентрации диоксид азота  $\text{NO}_2$  на выходе из топочной камеры ( $X=12$  м)

На рисунке 22 представлено сравнительное распределение средних значений концентраций  $\text{NO}_2$  по высоте топочной камеры. Анализируя рисунок, можно заметить, что по мере продвижения к выходу из топочной камеры концентрация диоксида азота уменьшается. Это связано прежде всего с деструкцией диоксида азота  $\text{NO}_2$  при его взаимодействии с углеводородами, углеродом, кислородом и др., с уменьшением температуры в верхних слоях газовой смеси и конечно же уменьшением в этих областях концентраций азота топлива и окислителя, который уже химически прореагировал внизу в области горелок.

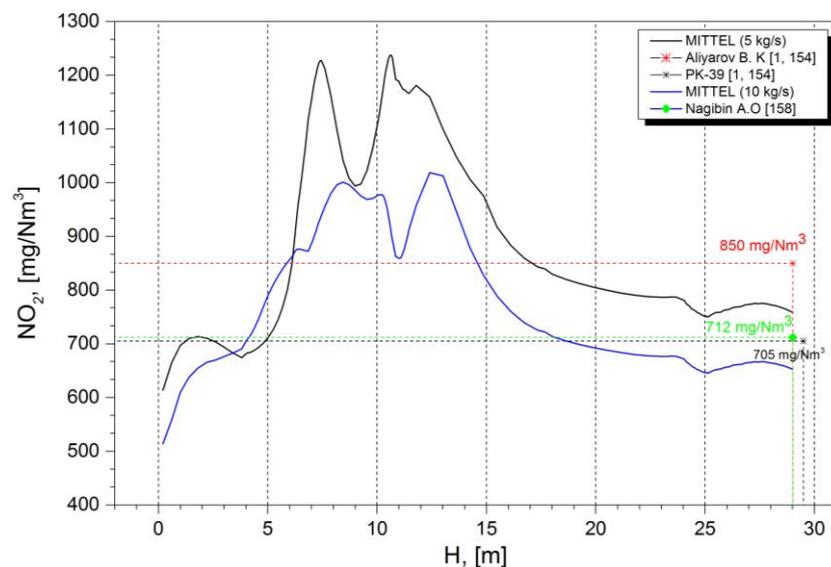
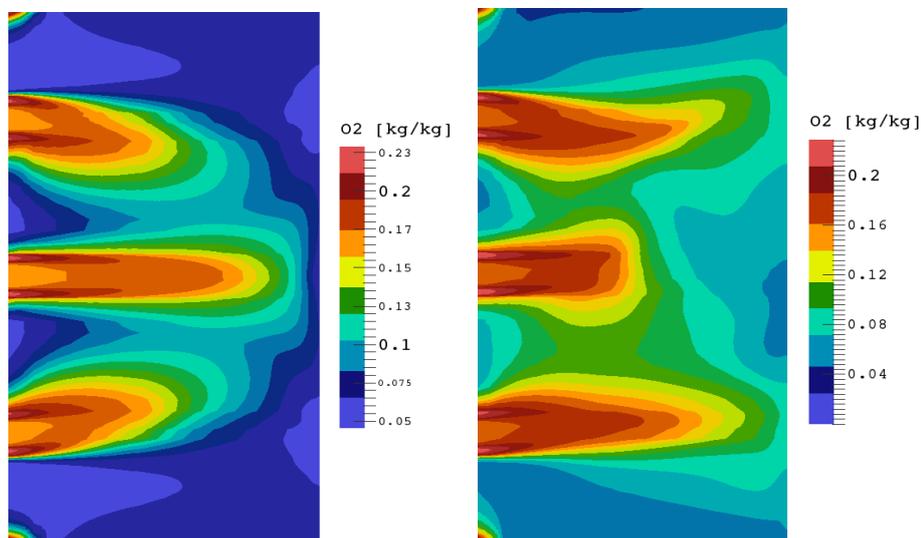


Рисунок 22 - График распределения средних значений диоксид азота  $\text{NO}_2$  по высоте топочной камеры для различных значений массового расхода дополнительного воздуха

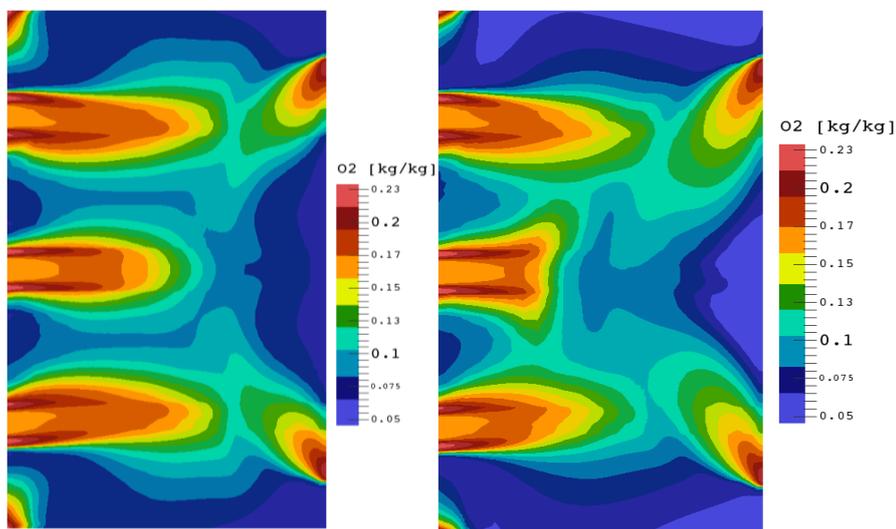
О химической полноте сгорания поступившего в топочную камеру пылеугольного топлива можно судить из анализа графиков распределения концентрации кислорода  $O_2$  по всему объему камеры и на выходе из нее (рисунки 23-25).



а) 5кг/с

б) 10кг/с

Рисунок 23 - Распределение концентрации кислорода  $O_2$  в поперечном сечении камеры сгорания в зоне горелок нижнего яруса ( $h=6,82$  м)



а) 5кг/с

б) 10кг/с

Рисунок 24 - Распределение концентрации кислорода  $O_2$  в поперечном сечении камеры сгорания в зоне горелок верхнего яруса ( $h=10,8$  м)

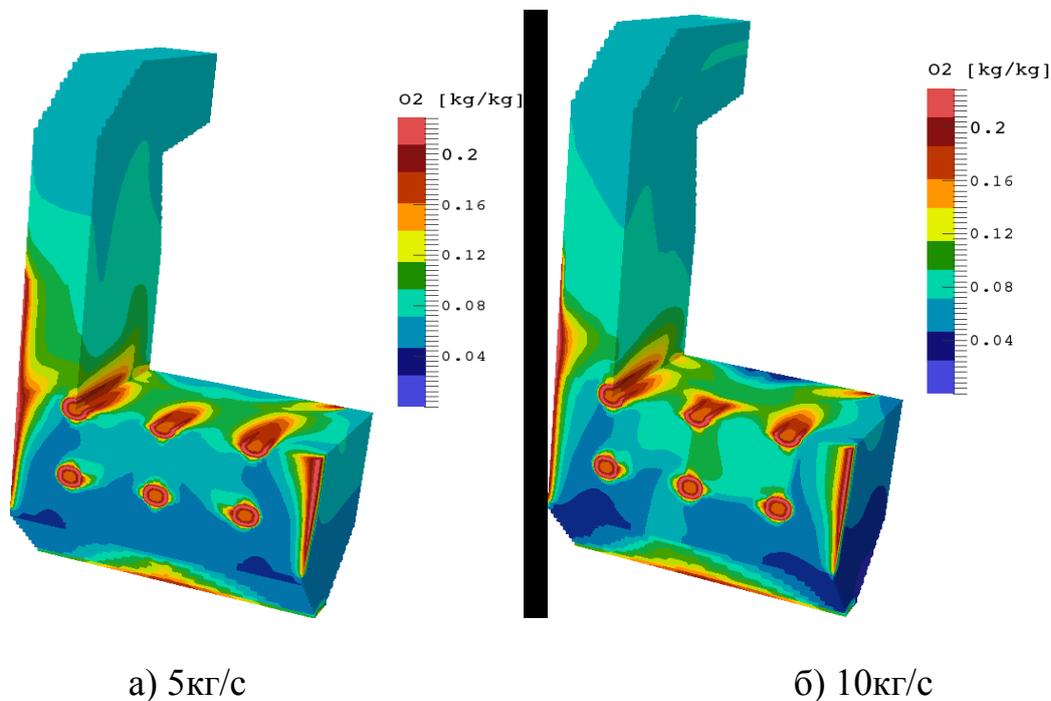


Рисунок 25 - Трехмерное распределение кислорода  $O_2$  поперечном сечении в области верхних горелок ( $Z=10,8$  m) и в продольном сечении ( $Y3=11,477$ m) камеры сгорания

На рисунке 26 представлен сравнительный график распределения средних значений кислорода  $O_2$  по высоте камеры сгорания для двух значений массового расхода воздуха 5 кг/с и 10 кг/с.

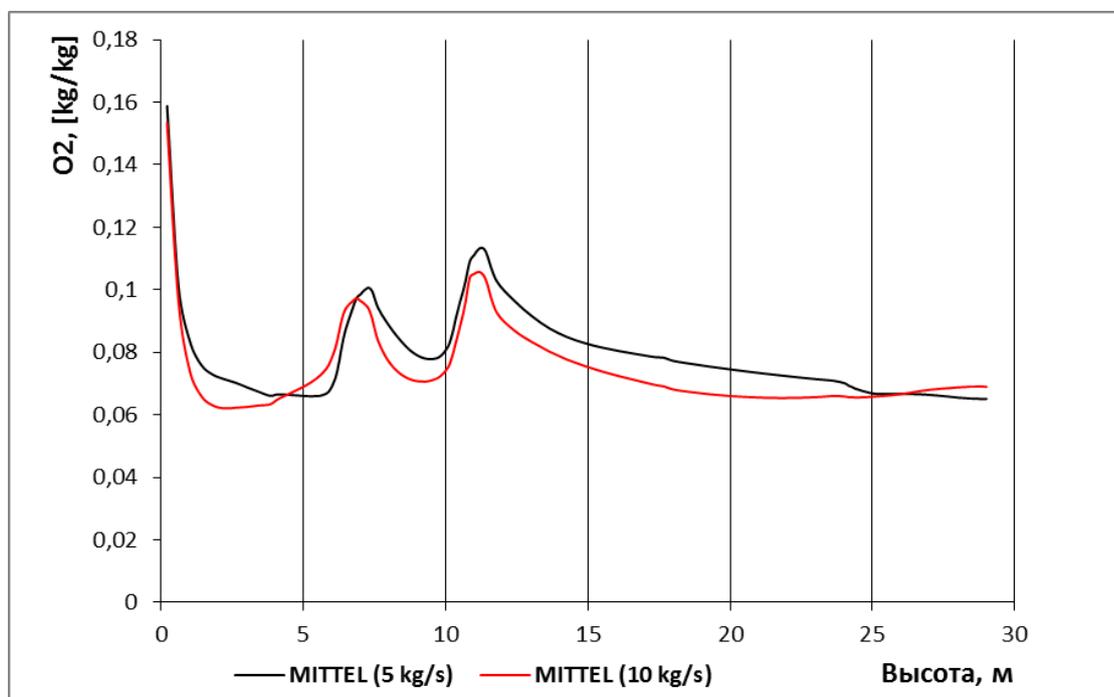


Рисунок 26 - График распределения средних значений кислорода  $O_2$  по высоте камеры сгорания для различных значений массового расхода воздуха из противогорелок

Если проанализировать рисунок 26 в области нижнего ( $Z_1=6.82\text{m}$ ) и верхнего ( $Z_1=10.8\text{m}$ ) горелок, при подаче дополнительного воздуха из отверстий массового расхода в  $5\text{кг/с}$  по сравнению сослучаем в  $10\text{кг/с}$  значение концентрации кислорода  $\text{O}_2$  намного больше, как видно их диаграммы, а на выходе из камеры и на высоте  $25\text{м}$  концентрация кислорода  $\text{O}_2$  при подаче воздуха с массовым расходом  $10\text{кг/с}$  по сравнению с массовым расходом в  $5\text{кг/с}$  на  $6\%$  больше. На высоте камеры  $h=26,078\text{м}$  при обеих случаях массавого расхода значения концентраций кислорода  $\text{O}_2$  равна  $6,67 \cdot 10^{-2} \text{ кг/кг}$ , что является одинаковыми. Кислород воздуха, которого в его общей массе порядка  $23\%$ , является основным окислителем, участвующим во всех стадиях: горение летучих, горение коксового остатка. От его избытка или недостатка в зоне подачи аэросмеси зависит то, как будет протекать в целом процесс горения топлива в топочной камере. Известно, что для поддержания нормального горения угля необходимо подводить воздух в топочное пространство постоянно и в таком объеме, который требуется для полного сгорания топлива (минимум химнедожога и мехнедожога).

Горение топлива под действием кислорода воздуха - это процессы окисления его компонентов, сопровождающиеся большим выделением энергии за счет химических реакций и изменением концентраций не только составляющих угля, но и концентраций кислорода, непосредственно участвующего в этих реакциях.

## CONCLUSION

According to the research conducted by the following conclusions can be formulated in the performance of the thesis:

1. The study of the processes of combustion of coal-dust torch based on the Navier-Stokes equations and the heat and mass transfer equations for the effects of non-linear effects of thermal radiation, flow turbulence, interfacial interactions, multistage chemical reactions, two-phase medium for given initial and boundary conditions corresponding to the actual combustion technology Ekibastuz coal in chambers, using 3D numerical simulation technology.

2. Computational experiments to study aerodynamic, thermal and concentration characteristics of combustion ka-measures boiler BKZ-420 Almaty TPP and obtained velocity field, temperatures, turbulent characteristics, concentrations of harmful dust and gas emissions ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ) and energy produced by combustion of pulverized coal to the various openings and layout options additional air blowing velocity (5kg / sec and 10 kg / sec).

3. A optimal combustion technology of high-energy fuel and best structural parameters of the combustion chamber of the boiler BKZ-420 Almaty TPP that improve the wear resistance of power and reduce emissions of harmful substances into the atmosphere. The proposed technology of Ekibastuz coal combustion reduces the temperature of the furnace wall opposite the burner units, at  $300^{\circ}\text{C}$ , i.e to 17.24%, carbon dioxide  $\text{CO}_2$  - 4.65%, and nitrogen dioxide  $\text{NO}_2$  - 14%.

4. The results obtained in the thesis of the 3-D numerical modeling of processes occurring during the combustion of solid fuels (of high-carbon) in the combustion chamber of real TPP (BKZ-420 boiler Almaty TPP-2), allow the development of new technical solutions for the organization of the most efficient and "clean" energy production, as in existing power plants, and in the creation of new boilers. This makes it possible to solve important problems and challenges of modern term power engineering and ecology.

5. The results have scientific value and provide more insight into the mechanism of turbulent combustion of pulverized coal in the combustion chambers of power plants, which in turn contributes to the solution of fundamental problems of modern thermal physics, Macrokinetics, explosion combustion theory.

Stated in thesis solved the problem completely, and she dissertation meets the scientific and technical requirements for studies in the field of modern thermal physics, Macrokinetics, combustion and explosion theory, thermal energy and the environment.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 WCI (2000b), Coal Power for Progress, World Coal Institute, London, <http://www.wci-coal.com>.
- 2 Borman G. L. and Ragland K. W. (1998), Combustion Engineering, McGraw-Hill, USA. 32 p.
- 3 Алияров Б.К., Алиярова М.Б., Сжигание казахстанских углей на ТЭС и на крупных котельных., Алматы-2012. -130с.
- 4 Энергетическое топливо СССР: Справочник. –М.: Энергия, 1986. –С. 676.
- 5 Singer S. Pulverized Coal Combustion. (Recent Developments). Noyes Publications, New Jersey, USA. 1984. – 184 p.
- 6 Abbas T., Costen P. G. and Lockwood F. C. (1996), Solid Fuel Utilisation: From Coal to Biomass, in Twenty-Sixth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, P. 3041.
- 7 Cletcins K. World power policy. Using a technology of a three-stage combustion for NOx suppression on solid fuel boilers in Europe and CIS // Opening Rep. Europ. Commission for Power Engineering and Transport. – Moscow: Russian J.S.Co. б.м. : “United Power System of Russia”. All-Russian Technical Institute. – 2000. – P. 4-17.
- 8 Leshock, C. Prospects of Coal Fired Thermal Power Plants in USA. // Power Engineering International. 2000. Vol.8. -№4. -P.18-22.
- 9 Askarova A., Bolegenova S., Bekmukhamet A., Maximov V., Beketayeva M., Numerical simulation of turbulent flows in combustion chamber// Recent research in mechanical engineering, Series 2, 9-11 January, Milan, 2013, pages 161-166.
- 10 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Бекмухамет А., Ниетпаева А.А., Усербаев Б., FLOREAN Бағдарламалық құралы арқылы БКЗ-420 жану қазандығындағы жылуфизикалық процестерді зерттеу.// Материалы между научной конференции, посвященной 70-летию академика НАН РК Такибаева Нурғали Жабагаевича. «Современные проблемы физики и новых технологий», Алматы, 21-22 февраля, 2014г., С. 40.
- 11 Аскарова А.С., Бекмухамет А., Болегенова С.А, Максимов В.Ю., Численное исследование влияния степени турбулентности на горение топлива в камерах сгорания// Материалы между конф. «Актуальные проблемы современной физики», посв. 80-летию проф. Исатаева С.И. – Алматы, 2012. – С. 116-121.
- 12 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., Investigation of formation of burning harmful emissions at methane // Recent Advances in Systems Science and Mathematical Modelling, Paris, France, 2013, pp. 276-280.
- 13 Müller H. Numerische Berechnung dreidimensionaler turbulenter Strömungen in Dampferzeugern mit Wärmeübergang und chemischen Reactionen am Beispiel des SNCR-Verfahrens und der Kohleverbrennung: Fortschritt-Berichte VDI-Verlag. – 1992. – Reiche 6, №268. – 158 p.
- 14 Jones W. P. (1994), Turbulence Modelling and Numerical Solution Methods for Variable Density and Combusting Flows, in Turbulent Reacting Flows, (ed.) Libby P. A. and Williams F. A., Academic Press Limited, London, p. 309.
- 15 Veynante D. and Vervisch L. (2002), Turbulent Combustion Modelling, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 28, p. 193.

- 16 Launder B.E., Shima N. Second-Moment Closure for the Near-Wall Sublayer: Development and Application // *AIAA Journal*. – 1989. - №27(10). - P.1319 - 1325.
- 17 Lemos M.J. Turbulence modeling in combined convection in mercury pipe flow // *J.Heat and Mass Transf.* - 1985. - Vol.28, №6.- P.1067 - 1088.
- 18 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., Influence degree of turbulence on heat-and-mass transfer in the combustion chamber // 16th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal, 09-12 July, 2012, pp.1-8.
- 19 Askarova A.S., Bekmukhamet A., Bolegenova S. A., Beketayeva M. T., Maximov Yu. V., Ospanova Sh. S., Gabitova Z. K., Investigation of turbulence characteristics of burning process of the solid fuel in BKZ 420 combustion chamber // *WSEAS Transactions on Heat & Mass Transfer*; 2014, Vol. 9, pp. 39-50.
- 20 Хофман Е. Энерготехнологическое использование угля. –М.: Энергоатомиздат. 1983. –С.328.
- 21 Müller H. Numerische simulation von Feuerungen. CFD–Vorlesung, TU. – Braunschweig: IWBТ, 1997. – 8–12 s.
- 22 Leithner, R. Numerical Simulation. Computational Fluid Dynamics CFD: Course of Lecture. – Braunschweig, 2006. - 52 p.
- 23 Deuflhard P., Bader G., Novak U. A Software Package for the Numerical Simulation of Large Systems Arsing in Chemical Reaction Kinetics, in:Modelling of Chemical Reaction Systems, New York: – Springer-Verlag, – 1981, 169 p.
- 24 Карасина Э.С., Шраго З.Х., Александрова Т.С., Торевская Е.С. Алгоритм и программа зонального расчета теплообмена в топочных камерах паровых котлов. - М. : Теплоэнергетика. – 1982. –Т 7. –42-44 с.
- 25 Сергеев П.В., Слынько Л.Е., Трусов Г.Б. Метод, универсальный алгоритм термодинамического расчета многокомпонентных гетерогенных систем. М.: МВТУ, – 1978. – 268 с.
- 26 Schiller A., Fischer K.C., Michel M. On the Investigation of Slagging and Fouling of a Lignite Fired Boiler with a Three – Dimensional Computer Code // *Proc. 8th Workshop on Two–Phase Flow Prediction.*– Merseburg, 1996. –26–29 p.
- 27 Leithner R., Müller H., Heitmüller R. Dreidimensionale Simulation von Dampferzeuger-Brennkammern einschließlich der NOx-Schadstoffkinetik//VGB-Fachtagung: Dampfkessel und Dampfkesselbetrieb. – Essen, 1993.-152 p.
- 28 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., Computational research on burning of solid fuel (coal) in the combustion chamber of the constructed model of boiler BKZ-160 Almaty CHP // “European Applied Sciences: modern approaches in scientific researches”:1st International Scientific Conference, December 17-19, 2012, Stuttgart, Germany. pp.430-433.
- 29 Askarova A.S., Karpenko E.I., Messerle V.E., Ustimenko A.B.. Plasma Enhancement of Coal Dust Combustion. //35 th European Physical Society PLASMA HELLAS Conference on Plasma Physics, Crete, Greece, 9-13 June 2008, P5.148.
- 30 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Бекмухамет А., Применение Технологии 3Д моделирования при исследовании процессов тепломассопереноса в камерах сгорания действующих энергетических объектов// *ВЕСТНИК КазНУ 4*, 2011, С.15-20.

- 31 Askarova A.S., Heierle Ye., Leithner R., Müller H. CFD study of NO<sub>x</sub> production in coal-fired power plant. VDI-Berichte 2056, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf. – 2009. – 575-579 p.
- 32 Аскарова А.С., Мессерле В.Е., Нагибин А.О., Устименко А.Б., Лаврищев О.А. Computing of pulverized Coal Flame Plasma aided Combustion at the Power Boilers//VI International Conference “Plasma Physics and Plasma Technology”, Contributed papers, V.II, Minsk, 2009, p.646-649.
- 33 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., Mathematical simulation of pulverized coal in combustion chamber // Journal “Procedia Engineering”, Volume 42, 2012, pp. 1150-1156.
- 34 Ferziger J.H., Peric M. Computational Methods for Fluid Dynamics. Berlin. 1996.
- 35 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., Beketaeva M., Numerical simulation of influence degree of turbulence on heat-and mass transfer in the combustion chamber. Известия НАН РК, Серия физико-математическая, №5, 2011г., с. 31-34.
- 36 Askarova A., Heierle Y., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., 3D modeling of heat and mass transfer in industrial boilers of Kazakhstan power plant. // Известия НАН РК, Серия физико-математическая, №5, 2011., с. 35-38.
- 37 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., Beketaeva M., Numerical experimenting of combustion in the real boiler of CHP // International Journal of Mechanics, Issue 3, Volume 7, 2013, pp.343-352.
- 38 Askarova A., Bolegenova S.A., Bekmukhamet A., 3D modeling of heat and mass transfer during combustion of solid fuel in BKZ-420-140-7c combustion chamber.// Международная конференция студентов и молодых ученых "Фараби Әлмі" Алматы, Қазақстан, 8-11 апреля 2014 года, стр -50.
- 39 Askarova, S. Bolegenova, V. Maximov, A. Bekmuhamet, M.T Beketaeva., Investigation of turbulent heat and mass transfer in high- and chemically reacting flows.// International journal of Mathematics and Physics, ISSN 2218-7987. Vol 3.- №2, 2012.- p. 174-180.
- 40 Bolegenova S.A., Maximov V.Yu., Bekmukhamet A. Beketaeva M., Influence degree of turbulence on heat and mass transfer in the combustion chamber// Материалы 7-ой Межд. научной конференции «Современные достижения физики и фундаментальное физическое образование»-2011, Алматы, с.40-41.
- 41 Askarova A., Bolegenova S., Gabitova Z., Bekmukhamet A., Ospanova Sh., Beketaeva M., Ergalieva A., Thermal characteristics at combustion of solid pulverized coal fuel in the furnace chamber of TPP// Materials of IV "Science, Technology and Higher Education" Conference, January 2014, Westwood, Canada 2014, 323-330 pp.
- 42 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., Numerical Experimenting of Burning High-Ash Content Ekibastuz Coal in the Real Boiler of CHP // Recent Advances in Fluid Mechanics and Heat & Mass Transfer, Athens, Greece, 2013, pp.138-148.
- 43 Бекмұхамет А, Болегенова С.А., Аскарова А.С. FLOREAN Бағдарламалық Құралы Арқылы БКЗ-420-140-7С Жану Қазандығындағы Жылумасса Тасымалы Процестерін Зерттеу // Известия 2014 №2, С 182 - 187.

- 44 Askarova A.S., Bekmukhamet A., Bolegenova S.A., Beketayeva M.T., Maximov Yu.V., Ospanova Sh.S., Gabitova Z.K., Numerical modeling of turbulence characteristics of burning process of the solid fuel in BKZ-420-140-7c combustion chamber // NAUN International Journal of Mechanics, 2014 Volume 8, 2014, pp. 113-122.
- 45 Бекмұхамет А., Мақсұтқызы М., БКЗ-420 жану камерасында тозанды көмірдің жануын сандық әдіс көмегімен 3D модельдеу.// Международная конференция студентов и молодых ученых "Фараби Әлемі" Алматы, Қазақстан, 8-11 апреля 2014 года, с -76.
- 46 Оспанқұлова Б.К., ЖЭС-ның БКЗ – 420 жану камерасы құрылым өзгерісінің жану өнімдерінің бөлінуіне әсерін зерттеу// «Фараби Әлемі» студенттер мен жас ғалымдардың Халықаралық конференциясының материалдары,-Алматы, ҚазҰУ-2015.-98б.
- 47 Оспанқұлова Б.К., Нағашыбай Ж., Исследование влияния изменения конструкций топочной камеры тэс бкз – 420 на распределения продуктов горения. // Международная конференция студентов и молодых ученых "Фараби Әлемі", -Алматы, КазНУ-2016.-с122.
- 48 Оспанқұлова Б.К., Бекмұхамет А., Бөлегенова С.А., Numerical modeling of heat and mass transfer during combustion of solid fuel in bkz-420-140-7c combustion chamber// «Фараби Әлемі» студенттер мен жас ғалымдардың Халықаралық конференциясының материалдары,-Алматы, ҚазҰУ-2016.-88 б.
- 49 Askarova A. S., Bolegenova S. A., Maximov V. Yu. , Bekmukhamet A., Beketayeva M. T., and Gabitova Z. Kh.. Computational Method for Investigation of Solid Fuel Combustion in Combustion Chambers of a Heat Power Plant // High Temperature, ISSN: 1608-3156,2015, Vol. 53, No. 5, pp. 752–758.
- 50 Askarova A., Bekmukhamet A., Bolegenova S., Ospanova S., Symbat B., Maximov V., Beketayeva M. and Ergalieva A. . 3-D Modeling of Heat and Mass Transfer during Combustion of Solid Fuel in Bkz-420-140-7C Combustion Chamber of Kazakhstan // Journal of Applied Fluid Mechanics. - 2016.- Vol.9, №2. - P.699-709.
- 51 Askarova A., Bolegenova S., Jankoski Z., Bekmukhamet A., Ospanova Sh., Tolymkanova B., Nagashybay Zh.. Numerical investigation of heat transfer characteristics of pulverized coal in the combustion chambers of the heat energy centers of Kazakhstan. Physical Sciences and Technology Vol. 2 (No. 2), 2015: pp. 33-42
- 52 Асқарова А.С., Болегенова С.А., Бемухамет А. Моделирование горения в камерах сгорания углесжигающих ТЭС. Монография - Алматы: Қазақ университеті, 2015. – 143 с. ISBN 978-601-04-1438-9.
- 53 Асқарова А.С., Болегенова С.А., Бекмұхамет А. Жылу электр станциясының жану камерасындағы көмірдің турбуленттік жануын компьютерлік модельдеу. Монография. Алматы: Қазақ университеті, 2015. – 151б. ISBN 978-601-04-1439-6.
- 54 Асқарова А.С., Болегенова С.Ә., Бекмұхамет А., Туяқбаев А.А., Усербаев Б.Ж. БКЗ 420 жану қазандығында шаңкөмірлі отынды жағу процесстерін paraview сандық модельдеу. Журнал проблем эволюции открытых систем. Алматы, 2016.- Том 1, Вып.18. – с. 55-60.