

## Experimental and Computational Studies of a Prototype Combustion Chamber for a Power Steam Boiler with a Vertical Precessing Vortex

Boiko E.A., Semenov I.I., Lebedev K.V., Kulichkin A.P.

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education  
"Siberian Federal University"  
Krasnoyarsk, Russian Federation

**Abstract.** Increasing the efficiency of using fossil fuels at thermal power plants is an urgent task. This problem arises most acutely during the operation of pulverized coal power boilers using flare fuel combustion technologies. The purpose of this work is an experimental and computational study and justification of the technology of low-temperature combustion of coal in a combustion chamber with a vertical precessing vortex and the creation of a prototype combustion chamber for a power steam boiler. To achieve this goal, a study of the process of two-stage coal combustion was carried out, when the first stage of coal combustion is carried out in a pre-furnace with a fluidized bed, and the after-combustion of the products of incomplete combustion of coal is carried out with gas illumination in an after-combustion chamber with a vertical precessing vortex. The relationship between the main design parameters of the combustion chamber and the main operating characteristics of the diffusion vortex has been determined. The most important results are: development and experimental validation of the parameters of the combustion chamber with a vertical precessing vortex; determination of optimal operating modes of the furnace when burning coal and combined combustion of coal and gas; creation of a prototype furnace for a power steam boiler with natural circulation, operating on Kansk-Achinsk coal. The significance of the results obtained lies in the possibility of their use in the design of new or modernization of existing power boilers in order to increase the efficiency, reliability and environmental safety of operation.

**Keywords:** experimental setup, analytical studies, coal, natural gas, combustion, furnace prototype, vertical precessing vortex, power boiler.

**DOI:** <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2024.4-64.06>

**UDC:** 621.18

**Studii experimentale și computaționale ale unui dispozitiv de ardere prototip pentru un cazan de abur de putere cu un vortex de precesare verticală**

**Boiko E.A., Semenov I.I., Lebedev K.V., Kulicikin A.P.**

Instituția de învățământ autonomă de stat federală de învățământ superior  
„Universitatea Federală Siberiană”, Krasnoyarsk, Federația Rusă

**Rezumat.** Creșterea eficienței utilizării combustibililor fosili în centralele termice este o sarcină urgentă. Această problemă apare cu cea mai mare acuitate în timpul funcționării cazanelor electrice pe cărbune pulverizat care utilizează tehnologii de ardere a combustibilului de flacără. Scopul lucrării este un studiu și o justificare experimentală și computațională a tehnologiei de ardere la temperatură scăzută a cărbunelui într-o cameră de ardere cu vortex vertical de precesare și crearea unui prototip de cameră de ardere pentru un cazan cu abur de putere. Pentru a atinge acest obiectiv, a fost efectuat un studiu al procesului de ardere a cărbunelui în două etape, atunci când prima etapă de ardere a cărbunelui se realizează într-un pre-furnal cu pat fluidizat, iar post-combustia produselor de ardere incompletă a cărbunelui se realizează cu iluminare cu gaz într-o cameră de post-combustie cu un vortex vertical de precesare. A fost determinată relația dintre principalii parametri de proiectare ai camerei de ardere și principalele caracteristici de funcționare ale vortexului de difuzie. Cele mai importante rezultate sunt: dezvoltarea și validarea experimentală a parametrilor camerei de ardere cu vortex vertical de precesare; determinarea modurilor optime de funcționare a cuptorului la arderea cărbunelui și la arderea combinată a cărbunelui și a gazului; crearea unui prototip de cuptor pentru un cazan de abur de putere cu circulație naturală, care funcționează cu cărbune Kansk-Acinsk. Semnificația rezultatelor obținute constă în posibilitatea utilizării lor în proiectarea de cazane electrice noi sau în modernizarea celor existente pentru a crește eficiența, fiabilitatea și siguranța de mediu a funcționării.

**Cuvinte-cheie:** unitate experimentală, studii analitice, cărbune, gaz natural, combustie, prototip cuptor, vortex vertical, cazan electric.

## Экспериментально-расчетные исследования прототипа топочного устройства энергетического парового котла с вертикальным прецессирующим вихрем

Бойко Е.А., Семенов И.И., Лебедев К.В., Куличкин А.П.

ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет»

Красноярск, Российская Федерация

**Аннотация.** Повышение эффективности использования органического топлива на тепловых электростанциях является актуальной задачей. Наиболее остро такая проблема возникает при эксплуатации пылеугольных энергетических котлов, использующие факельные технологии сжигания топлива. Целью настоящей работы является экспериментально-расчетное исследование и обоснование технологии низкотемпературного сжигания угля в топочной камере с вертикальным прецессирующим вихрем и создание прототипа топочной камеры для энергетического парового котла. Для достижения поставленной цели проведено исследование процесса двухстадийного сжигания угля, показавшее, что наиболее оптимальным техническим решением является, когда первая стадия сжигания угля осуществляется в предтопке с кипящим слоем, а дожигание продуктов неполного горения угля осуществляется с газовой подсветкой в камере догорания с вертикальным прецессирующим вихрем. Определена взаимосвязь основных конструктивных параметров топочной камеры с основными режимными характеристиками диффузионного вихря. Установлено, что наиболее оптимальным углом закрутки воздушных сопел для создания устойчивого вертикального прецессирующего вихря в прототипе топочной камеры энергетического котла является угол в  $45^\circ$ . При комбинированном сжигании угля и природного газа в топке с вертикальным прецессирующим вихрем наиболее рациональным соотношением доли угля, подаваемого в камеру с кипящим слоем и газа, подаваемого на подсветку, составляет 85% на 15%. Наиболее важными результатами являются: разработка и экспериментальное обоснование параметров топочной камеры с вертикальным прецессирующим вихрем; определение оптимальных режимов работы топки при сжигании угля и комбинированном сжигании угля и газа; создание прототипа топки для энергетического парового котла с естественной циркуляцией, работающего на Канско-Ачинском угле бородинского месторождения марки 2Б. Значимость полученных результатов состоит в возможности их использования при проектировании новых или модернизации существующих энергетических котлов с целью повышения эффективности, надежности и экологической безопасности работы.

**Ключевые слова:** экспериментальная установка, аналитические исследования, уголь, природные газ, горение, прототип топки, вертикальный прецессирующий вихрь, энергетический котел.

## ВВЕДЕНИЕ

По разведанным месторождениям угля Россия занимает второе место в мире (с долей около 15% мировых запасов) после США (их доля – более 23%). Запасы угля в России превышают 162 млрд т., что составляет в мировой его добыче примерно 5.5% (шестое место после Китая, Индии, США, Индонезии и Австралии). В абсолютном значении этот показатель равняется 440 млн т/год. По объемам потребления угля Россия находится на четвертом месте в мире с долей 3%, и основными потребителями угля являются именно ТЭС (более 50%) [1].

В настоящее время на тепловых электростанциях мира ежегодно сжигается около 3.3 млрд т условного твердого топлива и производится 8.5–10.0 трлн кВт·ч электроэнергии [2]. Так выработка электроэнергии при использовании угля в качестве топлива с 2000 г до 2024 г. увеличилась на 78%. При этом сокращение объемов угольной электрогенерации в одних странах компенсируется ее ростом в других [3]. Так, например, в 2022 г. по сравнению с

предыдущим годом выработка электроэнергии при использовании угля снизилась в США на  $-7.8\%$ , но при этом выросла в Китае на  $+1.5\%$ , Индии на  $+7.2\%$ , Японии на  $+3.1\%$  и странах ЕС на  $+6.4\%$  [4]. В январе 2024 г. уголь в качестве основного топлива на ТЭС использовался в 75 странах мира, а суммарная установленная электрическая мощность угольных ТЭС составляла более 2.1 ТВт [5]. В абсолютном значении в мире наблюдается устойчивое увеличение суммарной мощности угольных ТЭС [6].

По данным Международного энергетического агентства (МЭА) доля угольной генерации в общей мировой выработке электроэнергии в XXI в. остается стабильной (на уровне 36–40%) и по-прежнему преобладающей над другими первичными источниками энергии [7]. Только в Китае с января по июнь 2023 г. было начато строительство новых угольных электростанций установленной мощностью 37 ГВт, разрешено 52 ГВт, из которых уже 10 ГВт находятся в стадии строительства, было объявлено о новых проектах на 41 ГВт и

возрождены ранее отложенные проекты строительства ТЭС мощностью 8 ГВт. [8, 9].

Несмотря на то что годовой спрос на электроэнергию в России в XXI в. увеличился на 35% дополнительный спрос на электроэнергию в этот период был удовлетворен главным образом благодаря увеличению ее производства при использовании газа в качестве топлива. Общее количество выработанной на угольных ТЭС электроэнергии сохранилось на уровне 160–200 ТВт·ч, при этом доля электроэнергии, выработанной угольными ТЭС России, в общем объеме ее производства на тепловых электростанциях составляет 29% по сравнению с мировым показателем – 59%. В России уголь как основное топливо используется, по крайней мере, на 89 ТЭС (без учета электростанций мощностью 12 МВт и менее и котельных). Суммарная мощность этих электростанций оценивается на уровне 38 ГВт, что составляет примерно 16% всей установленной электрической мощности в России [10]. Угольные электростанции располагаются главным образом в Сибири и на Дальнем Востоке, где отсутствует газоснабжение или использование газа в промышленных масштабах экономически нецелесообразно (себестоимость электроэнергии, вырабатываемой на угле, ниже, чем на газе). Следует отметить, что технико-экономические показатели российских угольных ТЭС все же уступают мировым. Так, в среднем по России удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии составляет около 315 г/(кВт·ч), в то время как для новых энергоблоков аналогичной мощности в Китае этот показатель не превышает 280 г/(кВт·ч) [11]. На угольных ТЭС России количество теплосилового оборудования, проработавшего более 40 лет, составляет почти 60%, генерирующих мощностей моложе 10 лет – чуть больше 11%.

В настоящее время по всей стране интенсивно идет процесс газификации, в том числе в населенных пунктах Сибири и Дальнего Востока, в которых расположены угольные ТЭС. В результате появляется возможность использовать природный газ в топливном балансе электростанции, а в ряде случаев вообще перевести его в разряд основного топлива. При этом замещение угля природным газом породит ряд негативных последствий [12]. В частности, это приведет к стагнации и последующей

ликвидации угольной промышленности, создаст проблемы для надежного энергообеспечения многих регионов страны, станет причиной снижения стратегической устойчивости энергетики страны.

С учетом вышеизложенного целесообразным является поиск технологий комбинированного сжигания угля и природного газа в энергетических паровых котлах, обеспечивающих энергетическую и экологическую эффективность топливоиспользования [13]. Отдельной технико-экономической задачей при этом является определение оптимального соотношения доли сжигаемого угля и природного газа, а также возможности реализации двухтопливной технологии с сохранением котельных островов действующих электростанций.

Наиболее перспективной технологией топливоиспользования является реализация двухстадийного низкотемпературного сжигания угля, когда на первой стадии горение угля осуществляется в псевдоожиженном кипящем слое, на второй – происходит дожигание продуктов неполного горения угля в камере догорания с вертикальным прецессирующим вихрем с использованием газовой подсветки [14]. В этой связи целью настоящей работы является проведение экспериментально-расчетных исследований процессов, протекающих в топочной камере котельного агрегата, реализующей вертикальный прецессирующий вихрь с оценкой особенности основных режимных и конструктивных характеристик будущего прототипа.

## МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Для численного описания вертикального прецессирующего вихря используется математическую модель, включающая систему нелинейных дифференциальных уравнений параболического типа [15]:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = F_i(V_i, \dots, V_n) + D_i \Delta V_i \quad (i=1, \dots, n) \quad (1)$$

где  $V_i$  – переменные;  $F_i$  – нелинейные функции;  $D_i$  – коэффициенты диффузии;

$$\Delta V_i = \frac{\partial^2 V_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_i}{\partial z^2}.$$

В гидродинамике для описания движения вязкой жидкости и газа используют уравнения Навье-Стокса. Поэтому для описания модели образования вертикального прецессирующего вихря запишем систему уравнений, где первые

три уравнения – уравнения Навье-Стокса, два последующих – уравнение несжимаемости и условие потенциальности осесимметричных компонент скорости:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \mu}{\partial r} = \frac{v_\varphi^2}{r} \\ \frac{\partial \mu}{\partial z} = 0 \\ \frac{\partial v_\varphi}{\partial t} + v_r \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_\varphi) + v_z \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} = v \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_\varphi) \right] + \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2} \right\} \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_\varphi) + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \\ \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r} = 0 \end{array} \right. \quad (2)$$

где 
$$\mu \equiv \mu(r, z, t) = \frac{p}{\rho} + U + \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{1}{2} (v_r^2 + v_z^2)$$

определяется из соответствующего интеграла Коши-Эйлера системы (2);  $\rho$  и  $\nu$  – плотность и кинематическая вязкость исследуемой сплошной среды;  $p$ ,  $U$ ,  $\Phi$  – локальные значения давления, потенциала внешних массовых сил и скалярный потенциал скоростей  $v_r$  и  $v_z$  так, что  $v_r = \frac{\partial \Phi}{\partial r}$  и  $v_z = \frac{\partial \Phi}{\partial z}$ ,  $r$ ,  $z$  – радиус и высота вертикального прецессирующего вихря.

Система (2) имеет точное аналитическое решение (вихрь Ранкина или Бюргерса), которое можно представить в виде [16]:

$$\left\{ \begin{array}{l} v_r = -C_0(t)r \\ v_z = 2C_0(t)z + C_1 t \\ v_\varphi = \frac{\Gamma_0(t)}{2\pi r} \left[ 1 - \exp\left(\frac{-C_0(t)r^2}{2\nu}\right) \right] \end{array} \right. \quad (3)$$

где  $C_0(t) = -\frac{v_r}{r}$  – произвольная функция, зависящая от времени, определяющая сжатие струи ( $c^{-1}$ );  $\Gamma_0(t)$  – произвольная функция, зависящая от времени, определяющая величину  $v_z$  в плоскости  $z = 0$  в момент времени  $t$  ( $m^2 \cdot c^{-1}$ );  $\nu$  – кинематическая вязкость,  $c/m^2$ .

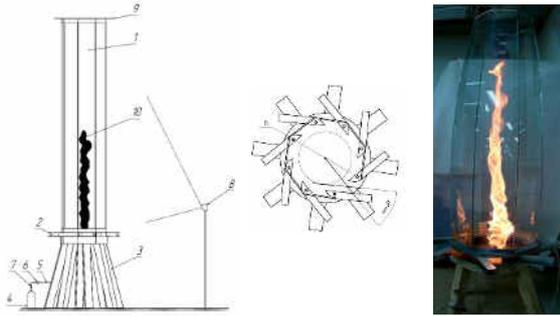
Также учитывая специфику возникновения вертикального прецессирующего вихря в топочной камере энергетического котла, следует принять во внимание мелкодисперсную подвижную подложку

(МДПС) и ввести условие превышения минимально возможной при заданном обтекании силы со стороны сплошной среды над максимально возможной при этом силой сухого трения элементов МДПС о подстилающую поверхность [17]:

$$6\pi\nu R_n \min v \geq \frac{4}{3} \pi \rho_n R_n^3 g k \quad (4)$$

где  $v = (v_r^2 + v_\varphi^2)^{0,5}$  – горизонтальная скорость потока сплошной среды на плоскости  $z = 0$ ;  $\rho_n$ ,  $R_n$ ,  $k$  – плотность, размер и коэффициент «сухого трения» элемента МДПС (для определенности в качестве силы взаимодействия потока с элементами МДПС принимается сила Стокса).

Для выявления условий зарождения и стабилизации вертикального прецессирующего вихря и определения его режимных и конструктивных закономерностей разработана и изготовлена экспериментальная установка, имитирующая горение органического топлива в камерной топке парового котла (см. рис. 1). Экспериментальная установка выполнена с использованием фиксированного каркаса (fixed-frame type) и предназначена для генерации вертикального прецессирующего вихря при сжигании газообразного органического топлива. Топливо (30% –  $CH_4$ , 70% –  $C_4H_{10}$ ) подается регулирующим клапаном 7 по подводящей трубке в центр нижней части правильного октагона со стороной 121,6 мм, образованного стеклянными экранами 1 высотой 1,3 м.



1 – стеклянные образующие экраны; 2 – направляющие сопла подачи воздуха; 3 – основание; 4 – источник органического топлива; 5 – патрубок подачи топлива; 6 – ротаметр; 7 – регулирующий клапан; 8 – регистрирующая видеокамера; 9 – диафрагма выходного сечения; 10 – прецессирующий вихрь

**Рис.1. Экспериментальная установка, моделирующая работу топочной камеры с вертикальным прецессирующим вихрем. <sup>1</sup>**

Расход топлива фиксируется ротаметром 6. В центр топки через одно из воздушных сопел заводится пьезоэлемент и производится воспламенение газа. Тангенциальная структура вихря и его интенсивность регулируется посредством изменения положения (угла наклона,  $\alpha_{\text{сопл}}$ ) направляющих сопел подвода воздуха 2. Воздух в сопла подсасывается за счет эжекции, образуемой потоком горячих газов, перемещающихся вверх по призматической камере сгорания, образованной стеклянными экранами. Расход воздуха регистрируется путем измерения скорости воздуха в соплах термоанемометром

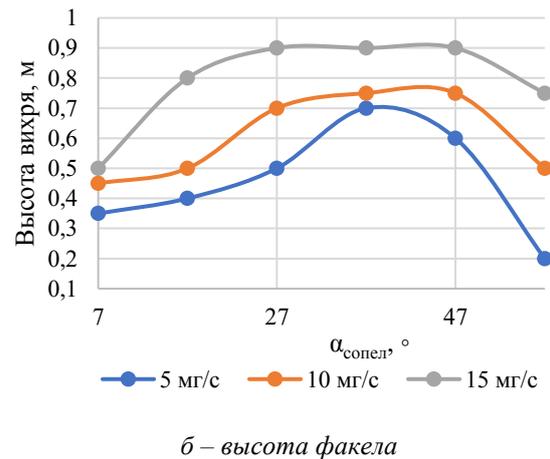
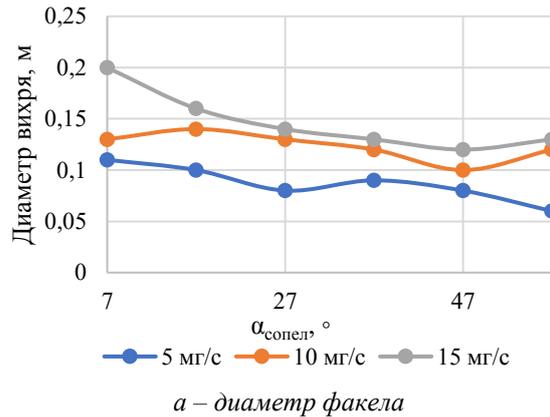
Одной из задач проведения натурального эксперимента является определение степени влияния закрутки вертикального вихря на размеры (высоту и диаметр) диффузионного факела. Геометрические размеры диффузионного факела фиксировались фото- и видеосъемкой для чего стенки камеры сгорания были выполнены из жаропрочного стекла. Для оценки эффективного угла закрутки использовался параметр  $S$ , определяемый по формуле [18]:

$$S = \frac{2\pi R d}{f_n} \quad (4)$$

где  $R$  – радиус камеры сгорания, м;  $d$  – диаметр условной окружности, по касательной к которой тангенциально направлены

воздушные сопла, м;  $f_n$  – площадь проходного сечения воздушных сопел, м<sup>2</sup>.

В ходе экспериментов была выполнена оценка влияния закрутки на высоту и диаметр диффузионного вихря посредством изменения угла закрутки  $\alpha_{\text{сопл}}$  (см. рис. 1) и расход топлива. На рисунке 2 представлены полученные экспериментальные зависимости высоты и диаметра факела от угла закрутки и расхода топлива.



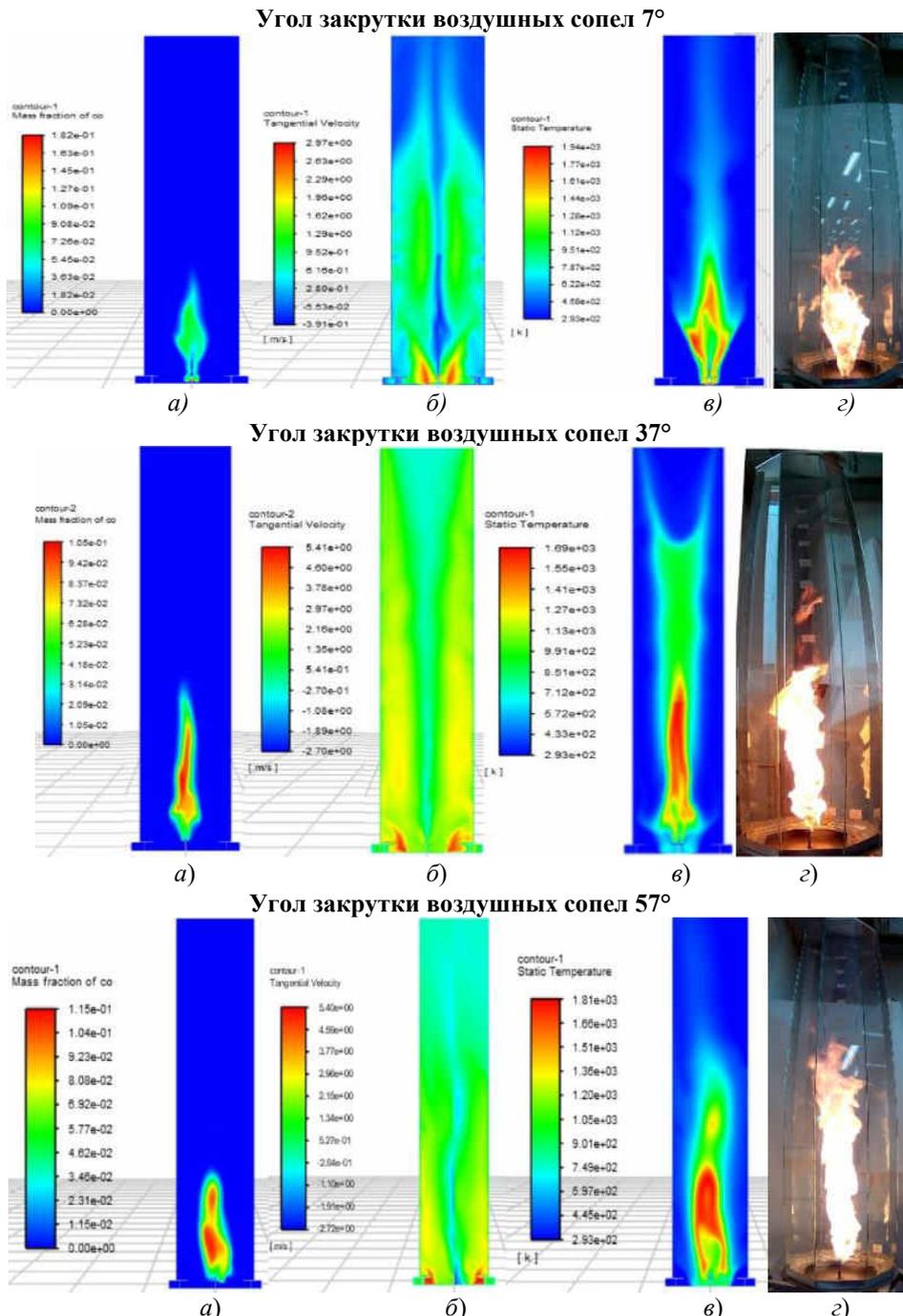
**Рис.2. Экспериментальная зависимость размеров вертикального прецессирующего вихря от угла подачи воздуха в камеру горения и расхода газообразного органического топлива. <sup>2</sup>**

Параллельно с экспериментальными исследованиями выполнен численный эксперимент по анализу условий формирования вертикального прецессирующего вихря при горении газообразного топлива с помощью ANSYS Fluent. Для расчета использовалась модель турбулентности k-w standart, модель горения non premixed combustion, steady diffusion flamelet [19]. Граничные условия: массовый расход топлива, массовый расход воздуха, pressure outlet на выходе (давление – 10 Па). Тепловой поток на стенках камеры

<sup>1,2</sup> Appendix 1

принимался равным нулю. Расчетные сетки содержали порядка 750 тысяч ячеек. Температура стенок камеры принималась равной 20 °С. Результаты расчетов в виде

полей массовой концентрации  $CO$ , тангенциальной скорости и температуры (слева на право) представлены на рис. 3.



*a – массовая доля  $CO$ , б – тангенциальная скорость вихря; в – температурное поле; г – эксперимент, выполненный в аналогичных с расчетом условиях (расход газа составлял 15 мг/с)*

**Рис.3. Сопоставление результатов расчетных характеристик вертикального прецессирующего вихря, выполненных в ПО ANSYS Fluent с данными натурных испытаний.**<sup>3</sup>

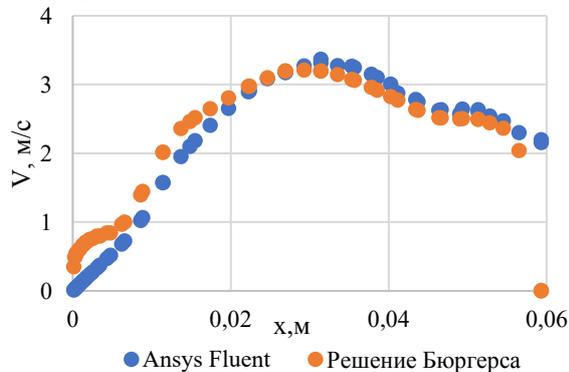
Установлено, что увеличения угла наклона воздушных сопел до значения в 47° приводит к уменьшению диаметра вихря почти в 2 раза. Максимальная высота вихря приходится на

угол наклона сопел 37°–45°, что соответствует параметру закрутки – 6,147. Причем, чем больше расход газа, тем значительней (до 50%) получаемый эффект.

Увеличение угла наклона сопел более  $47^\circ$  приводит к некоторому разрушению структуры вертикального вихря.

При проведении эксперимента помимо параметра закрутки вихря фиксировались: угол наклона сопел воздушного дутья; диаметр условной окружности к которой тангенциально были направлены оси воздушных сопел; диаметр и высота вертикального прецессирующего вихря; массовый расход и среднерасходная скорость воздуха в соплах; расход и скорость газообразного топлива; температура ядра факела; число Рейнольдса по воздуху и отношение высоты вихря к его диаметру.

Расчетные данные позволили дополнительно к имеющимся экспериментальным данным оценить поля аксиальных и тангенциальных составляющих скоростей движения газа в камере сгорания. Установлено, что распределение тангенциальной составляющей скорости вихря фактически совпадает с решением Бюргерса уравнений Навье-Стокса (см. рис. 4). На рисунке 4 изображен график тангенциальной компоненты скорости (угол  $37^\circ$ , расход газа 15 мг/с, линия на высоте 100 мм) в сравнении с тангенциальной компонентой, рассчитанной по уравнению Бюргерса (3).

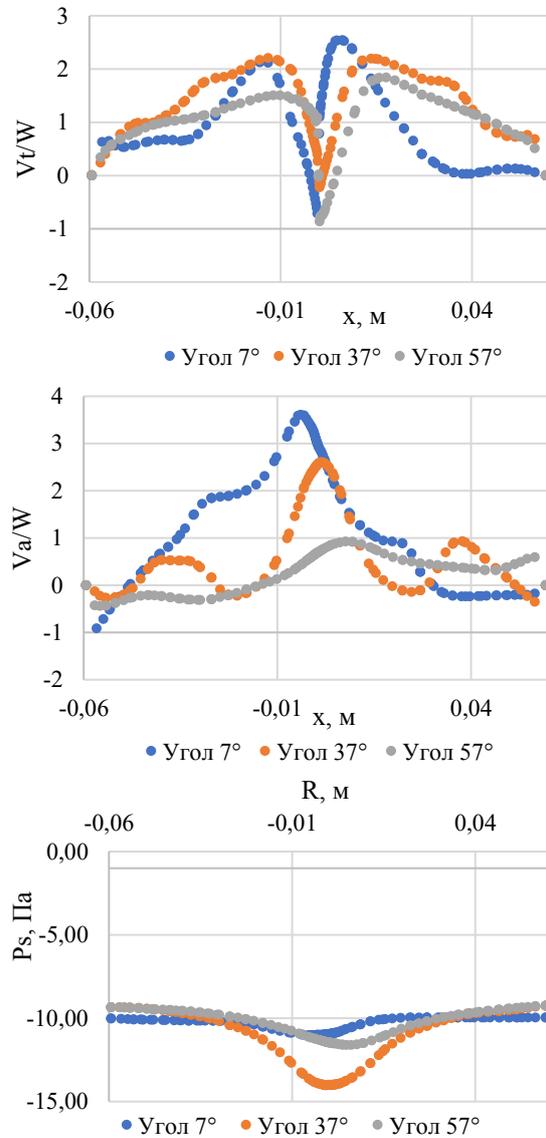


**Рис.4. Сравнительная оценка распределения тангенциальной скорости вертикального прецессирующего вихря, полученная с помощью ANSYS Fluent и модели Бюргерса.** <sup>4</sup>

Сопоставление экспериментальных и расчетных результатов позволяет констатировать, что полученная в эксперименте структура факела хорошо описывается математическим аппаратом вертикального прецессирующего вихря (2). Анализ распределения аксиальной скорости позволяет судить о том, что в вихревой камере

сгорания присутствует восходящее движение, вызванное наличием теплового потока.

На основе вычислительного эксперимента выполнен анализ зависимости распределения тангенциальной и аксиальной скоростей, статического давления от угла закрутки воздушных сопел (см. рис. 5).



**Рис.5. Зависимости изменения тангенциальной и аксиальной скоростей, статического давления от угла закрутки воздушных сопел: расход газообразного топлива составлял 5 мг/с; высота расположения расчетного сечения составляла 100 мм.** <sup>5</sup>

Как видно из полученных результатов наибольшие значения средних тангенциальных скоростей по высоте камеры горения соответствуют углу закрутки  $40^\circ$ – $45^\circ$ , что свидетельствует об устойчивости структуры прецессирующего вихря. Данный расчетный результат хорошо совпадает с

данными натурального эксперимента, при котором вертикальный вихрь с наибольшим отношением высоты к диаметру (7,5) также соответствует диапазону угла закрутки воздушных сопел в диапазоне 37–47°. В этой связи принято, что наиболее оптимальным углом закрутки воздушных сопел для создания устойчивого вертикального прецессирующего вихря в прототипе топочной камеры энергетического котла является угол в 45°.

Судя по полученной картине распределения аксиальной скорости в зависимости от угла закрутки и расхода газа и высоты в камере, можно констатировать, что в вихревой камере сгорания присутствует восходящее движение, обусловленное потоком нагретых продуктов сгорания газа. Так же стоит отметить, что в опыте с углом 37° на высоте 1220 мм присутствует нисходящее движение, что обусловлено расширением вихревой трубки в области границы камеры с атмосферой. Так как давление в камере пониженное, то в нее подсасывается воздух сверху и создается опускное движение.

Увеличение расхода газа с 5 до 15 мг/с приводит к увеличению усредненной тангенциальной скорости продуктов сгорания в корне вихря в 2,5–3,5 раза, в выходном окне – 0,4-0,5, аксиальной скорости – 2–3 раза, статического давления диаметру камеры сгорания с –8 до –14 Па.

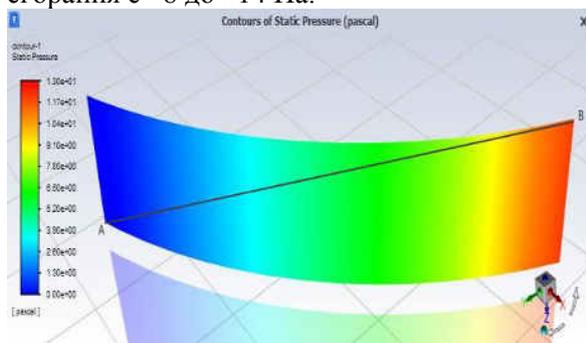


Рис.6. Поле статического давления в воздушном сопле. <sup>6</sup>

Как видно из полученных расчетных данных, в зоне вихревой камеры сгорания образуется «провал» в эюре статического давления, что обусловлено наличием силы Кориолиса, из-за которой дымовые газы перемещаются к стенкам камеры, образуя

разрежение в центре. Это наиболее ярко выражено в опыте с углом 37°.

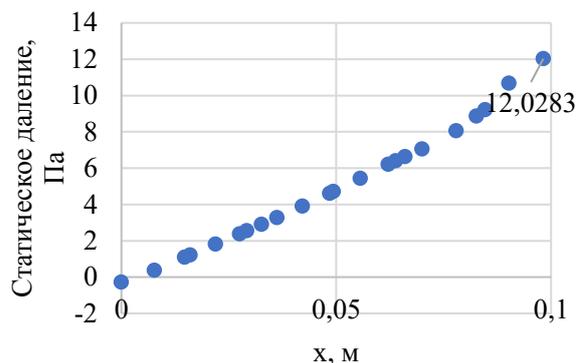
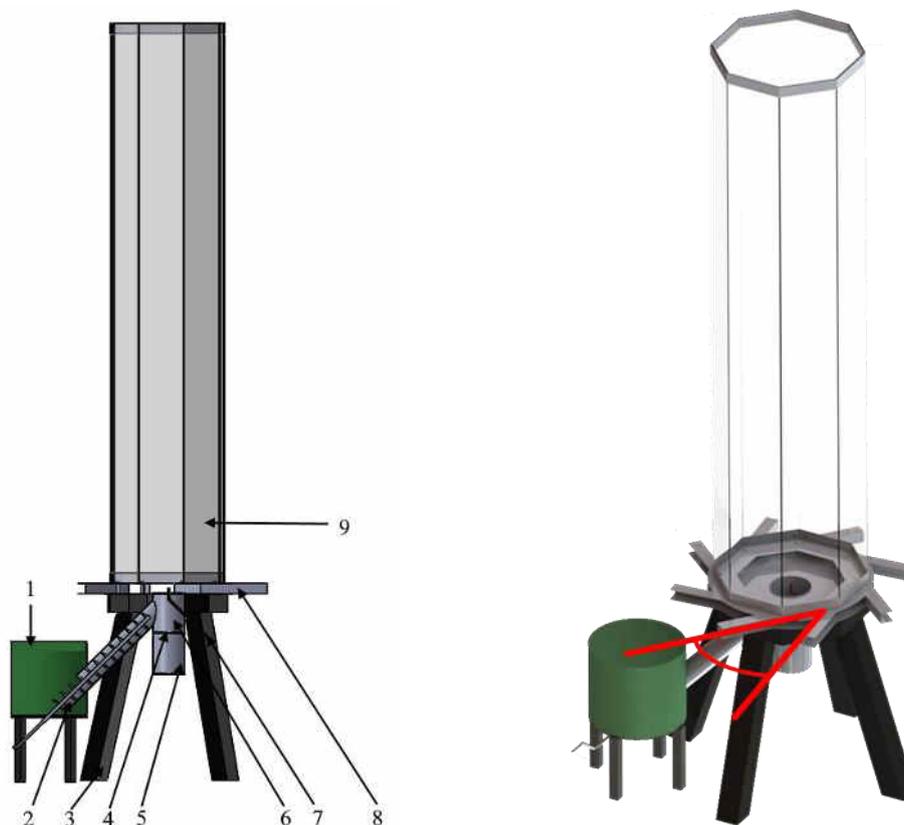


Рис.7. Значения статического давления на линии АВ (рис. 6). <sup>7</sup>

Следующим этапом экспериментально-расчетного исследования являлось создание натурной установки и проведение опытом по сжиганию комбинированного топлива в камере сгорания с вертикальным прецессирующим вихрем когда уголь сжигается в предтопке с псевдоожиженным кипящем слое, а его продукты неполного горения дожигаются с газовой подсветкой в восьмигранной камере с организацией вертикального прецессирующего слоя, расположенной над предтопком. Модернизированная экспериментальная установка представлена на рисунке 8, фото на рис. 9.

Принцип действия установки аналогичен той, что представлена на рис. 1. Дополнительно добавлена камера псевдоожиженного кипящего слоя 6 с воздушным коробом 5 и воздухораспределительной решеткой 4. Угольная пыль размещается в бункере пыли 1 и далее транспортируется в фурму питателем пыли 2. В воздушный короб подается воздух под давлением с помощью электрической воздуходувки. Воздух проходит сквозь ВРП 4, создавая многократную циркуляцию пыли в слое. Кипящий слой разжигается газовой горелкой. При газовой подсветке в камеру дожигания подается газ, воздух подсасывается в воздушные сопла 8, создается вихрь, в котором догорают продукты неполного сгорания угля.

<sup>6,7</sup> Appendix 1



1 – бункер угольной пыли; 2 – питатель пыли (шнек); 3 – опора; 4 – ВРП; 5 – короб для подачи воздуха; 6 – камера псевдосжиженного кипящего слоя; 7 – патрубок подачи газообразного топлива; 8 – направляющие воздушные сопла; 9 – стеклянные экраны камеры догорания

**Рис.8. Экспериментальная установка для комбинированного сжигания угля в кипящем слое и продуктов неполного горения угля в вертикальном прецессирующем вихре с газовой подсветкой.** <sup>8</sup>



a – горение угля в камере кипящего слоя; б – режим дожигания продуктов неполного горения угля кипящего слоя; в – режим дожигания продуктов неполного горения угля с газовой подсветкой

**Рис.9. Результаты эксперимента комбинированного сжигания угля в камере с кипящим слоем и дожигания продуктов неполного горения угля в вертикальном прецессирующем вихре.** <sup>9</sup>

В ходе натурного эксперимента выявлены зависимости условий генерации прецессирующего вихря при ступенчатом сжигании угля в предтопке с кипящим слоем и

камере дожигания продуктов его неполного горения, имитирующих пылеугольную топку энергетического парового котла.

Для оценки интенсивности крутки вертикального прецессирующего вихря в камере сгорания по полученным при математическом моделировании значениям тангенциальных скоростей выполнялся расчет частоты вращения вихря (об/с) [20]. При этом принимается, что диаметр окружности вихря, для которого рассчитывается его высота, соответствует диаметру условной окружности  $d$ , к которой направлены воздушные сопла. В таблице 1 представлена зависимость степени прецессии вихря от расхода газа и высоты.

Таблица 1<sup>10</sup>.

*Степень прецессии (об/с) от расхода газа и высоты вихря при различных углах наклона воздушных сопел 37°<sup>11</sup>*

Расход газа, мг/с (Gas flow rate, mg/s)	Высота вихря, мм (Vortex height, mm)		
	100	650	1220
	Частота прецессии (об/с) (Rate of precession, rps)		
5	1,429	1,103	0,264
10	1,970	1,592	0,235
15	2,624	2,655	0,620

Из полученных значений можно сделать вывод, что с увеличением массового расхода топлива и воздуха, частота прецессии вихря увеличивается.

Также следует отметить, что благодаря прецессии вихря увеличивается время пребывания структурной единицы топлива в камере горения. Так, по полученным данным для угла размещения сопел 37° на высоте 650 мм для опыта с расходом газа 15 мг/с угольная частица в 150 мкм делает 1,592 об/с, следовательно один оборот она делает за 0,628 секунд. Зная аксиальную скорость на этом диаметре, полученную из численного моделирования для этого опыта, рассчитаем шаг спирали, по которой движется частица [21]:

$$h = v_a t = 0.266 \cdot 0.628 = 0.167 \text{ м} \quad (6)$$

где  $v_a = 0,266$  – аксиальная скорость потока, м/с;  $t$  – время одного оборота, с.

Отсюда мы можем найти длину спирали, по которой движется частица:

$$L = \frac{H}{h} \sqrt{(\pi d)^2 + h^2} \quad (7)$$

$$\frac{1.2}{0.167} \sqrt{(\pi \cdot 0.157)^2 + 0.167^2} = 7.105 \text{ м}$$

где  $H = 1,2$  м – высота камеры догорания;  $d$  – диаметр условной окружности, по которой движется частица в камере догорания, м.

Таким образом, в этом случае, при спиральном движении путь частицы увеличивается в  $L/H = 5,9$  раз, что, несомненно, повышает степень выгорания.

По расчетным значениям давлений можно судить о том, что для достижения эффекта вертикального прецессирующего слоя достаточно перепада давлений в воздушных соплах и на выходе из камеры дожигания порядка 20 Па, что реально можно обеспечить в пылеугольном котле имеющимися тягодутьевыми механизмами.

Также экспериментально было установлено, что при газовой подсветке с увеличением расхода газа увеличивается частота вращения вихря.

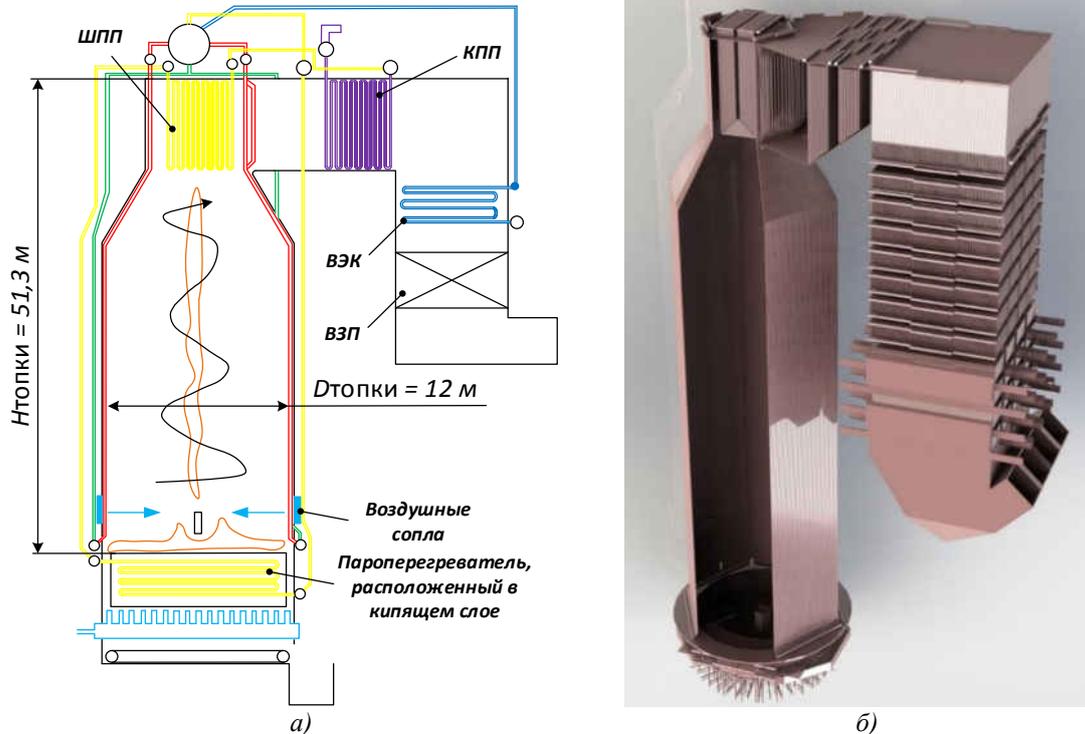
При переходе от экспериментальной установки и ее цифровой модели к прототипу топочной камеры энергетического парового котла возникает проблема устойчивости центровки вихря [22]. Так как при классической П-образной компоновке энергетического котла аэродинамика вихря будет нарушена в сторону горизонтального газохода при повороте потока дымовых газов на 90°. В связи с этим решено использовать пережим в выходном окне топки. Сечение выходного окна уменьшено на 15% относительно площади сечения восьмигранной камеры догорания топки.

Установлено, что при газовой подсветке оптимальным соотношением доли угля, подаваемого в камеру с кипящим слоем и газа, подаваемого на подсветку составляет 85% на 15%.

Полученные базовые режимные и конструктивные характеристики вертикального прецессирующего вихря позволяют приступить к адаптации технологии к прототипу топочной камеры реального энергетического котла. В качестве базового варианта выбран пылеугольный энергетический паровой котел с естественной циркуляцией марки Е-500-140 с паропроизводительностью  $D_0 = 500$  т/ч, давлением и температурой острого пара соответственно  $p_0 = 14$  МПа и  $t_0 = 560$  °С, работающий на Канско-Ачинском угле бородинского месторождения марки 2Б. При проектировании топки выдержано геометрическое подобие экспериментальной установки (см. рис. 8) с дальнейшим

уточнением размеров, вытекающих из теплового и аэродинамического расчетов. При расчете топки с газовой подсветкой доля расхода природного газа по массе принята, как в эксперименте  $r_{\text{газ}} = 0,15$ , для угля, соответственно,  $r_{\text{угля}} = 0,85$ . Режимные

параметры, полученные в ходе выполнения экспериментов, были использованы в качестве данных для первой итерации расчета топки с дальнейшим уточнением их в ходе теплового и аэродинамического расчетов [23]. Эскиз прототипа котла представлен на рисунке 10.



ШПП – ширмовый пароперегреватель; КПП – конвективный пароперегреватель; ВЭК – водяной экономайзер; ВЗП – воздухоподогреватель

**Рис.10. Эскиз (а) и 3D-модель (б) прототипа энергетического котла, оснащенного топочной камерой с кипящим слоем и камерой дожигания продуктов неполного горения топлива с вертикальным прецессирующим вихрем.<sup>12</sup>**

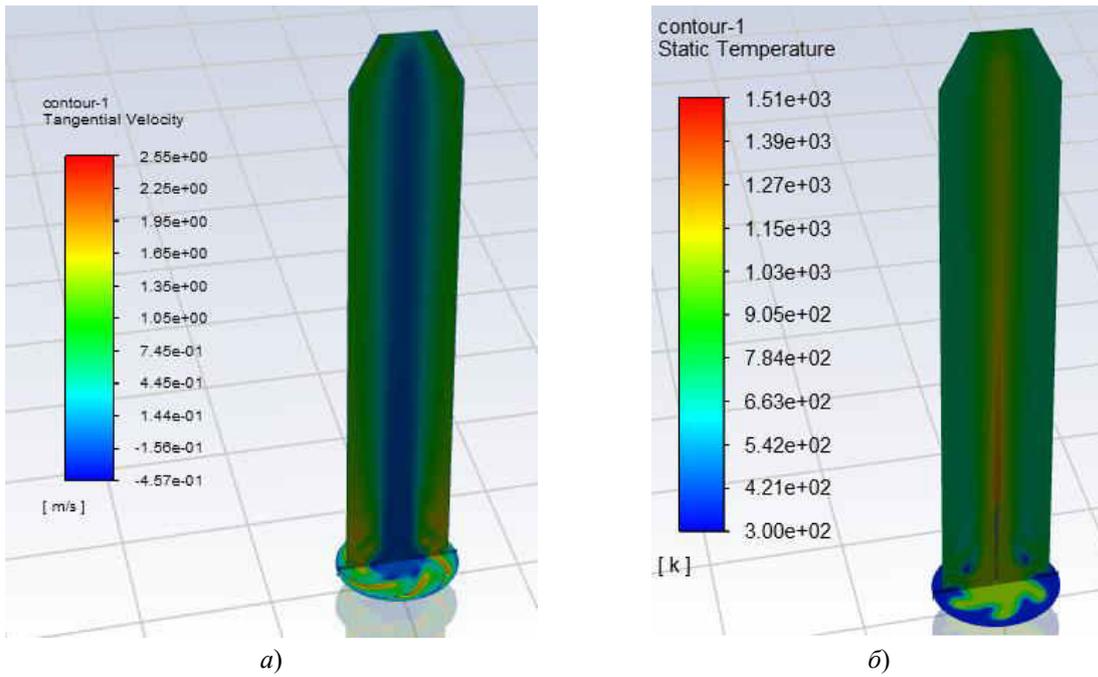
Было проведено несколько сопоставительных расчетов котла: с газовой подсветкой топки и без нее. Получено, что для обеспечения нормативных показателей допустимых значений температур газов по высоте топки, а также потерь тепла с химическим и механическим недожогом высота топки без газовой подсветки составит 54,5 м и диаметром 17,5 м окружности, вписанной в восьмигранник топки. При расчете топки с газовой подсветкой высота составит 51,3 метра, диаметр топки 12 м, что вполне сопоставимо с размерами аналога – БКЗ-500-140. КПД брутто котла составил 91,604.

Так если температура в камере горения (псевдоожигженном кипящем слое) составляет 830–850 °С при коэффициенте избытка воздуха 1,03–1,05, то на выходе из камеры догорания – 650 °С при коэффициенте

избытка воздуха 1,21 и усредненном коэффициенте тепловой эффективности топочных экранов равным 0,578 и относительно невысоком значении интенсивности оптических свойств топочной среды (критерий Бугера) – 2,063. Расчетная величина механического недожога на выходе из первой зоны горения составляет 12–15 %, на выходе из топки – менее 0,5%.

В ходе теплового расчета были получены размеры топочной камеры, а также расходы топлива и воздуха на котел, что позволяет смоделировать аэродинамику прототипа топочной камеры. На рис. 11 представлено поле тангенциальной скорости и поле температур в плоскости продольного и поперечного сечения (на высоте воздушных сопел) камеры дожигания.

<sup>12</sup> Appendix 1



*а) – поле тангенциальной скорости газового вихря; б) – поле температур в плоскости продольного и поперечного сечения топки на высоте размещения воздушных сопел*

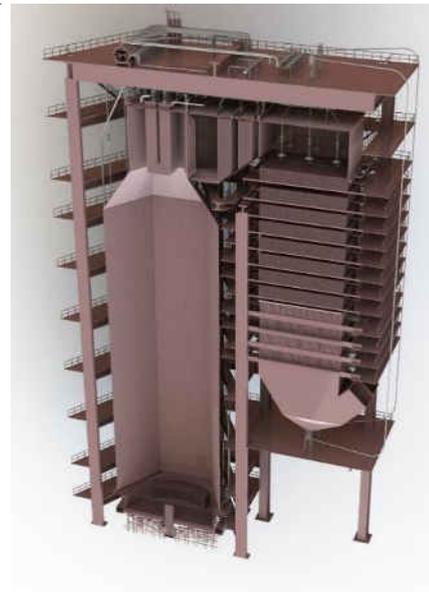
**Рис.11. Результаты численного моделирования вертикального прецессирующего вихря в топочной камере котла на 500 т/ч. <sup>13</sup>**

Полученные расчетные результаты поля распределения тангенциальной скорости продуктов сгорания угля и газа в топочной камере демонстрируют устойчивый вертикальный прецессирующий вихрь. Распределение температур продуктов сгорания как по высоте, так и по сечению топочной камеры подтверждают центровку факела вдоль оси симметрии топки [24].

На рис. 12 представлен продольный разрез прототипа энергетического котла с естественной циркуляцией на паропроизводительность 500 т/ч с организацией сжигания угля в кипящем слое и дожиганием продуктов неполного горения угля с газовой подсветкой в камере дожигания с вертикальным прецессирующим вихрем.

Высота первой ступени пароперегревателя, установленного в объеме камеры сгорания в кипящем слое составила 1,8 м при площади поверхности теплообмена 570 м<sup>2</sup> и температуре пара на выходе из пароперегревателя равной 405 °С. Площадь поверхности теплообмена второй ступени конвективного пароперегревателя, размещенного в горизонтальном газоходе котла составила 3985 м<sup>2</sup> при среднем диаметре трубы 34 мм, что позволяет выполнить компоновку пароперегревателя в три пакета с общей длиной труб змеевика 413 м. На котле

используется двухсторонняя компоновка водяного экономайзера в 8 последовательных пакетов с общей высотой 11,3 м. На котле предложено использовать трубчатый рекуперативный воздухоподогреватель с общей площадью 13245 м<sup>2</sup> четырех ходового и четырех поточного исполнения.



**Рис.12. Продольный разрез прототипа котла на паропроизводительность 500 т/ч спроектированный для сжигания бурых канско-ачинских углей, оснащенного топочным устройством с вертикальным прецессирующим вихрем. <sup>14</sup>**

Сжигание комбинированного топлива при температурах диффузионного вихря ниже температуры начала деформации золы позволяет фактически исключить процесс шлакования поверхностей нагрева котла, что как следствие повысит надежность их работы. Так если условный коэффициент шлакования традиционных пылеугольных камерных топок составляет 0,4–0,45, то у предлагаемого прототипа двухкамерной топки аналогичный коэффициент составляет 0,65–0,7. Из-за низкого уровня температур продуктов сгорания по высоте и сечению топки следует ожидать снижения выбросов оксидов азота в уходящих дымовых газах до нормативного уровня 220–230 мг/м<sup>3</sup>.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследования состоят в следующем:

1. Разработана технология совместного сжигания угля и природного газа в которой в отличии от существующих сжигание 85% угля осуществляется в предтопке с псевдооживленным кипящим слоем, а дожигание продуктов неполного горения угля с газовой подсветкой (доля природного газа – 15%) в камере догорания с вертикальным прецессирующим вихрем. Такая двухтопливная технология позволяет оптимизировать технико-экономические показатели энергетических паровых котлов, а также повысить их энергетическую эффективность и экологическую безопасность.

2. Экспериментально-расчетными исследованиями установлены основные конструктивные и режимные параметры топочного устройства, обеспечивающего достижение условий устойчивости вертикального прецессирующего вихря. Установлено, что что наиболее оптимальным углом закрутки воздушных сопел является угол в 45°, перепад давлений в воздушных соплах и на выходе из камеры дожигания должен составлять 20 Па. При этом длительность пребывания продуктов неполного горения угля увеличивается почти в 6 раз, что позволяет ожидать показатели химического и механического недожога топлива на нормативном уровне.

3. Выполнены тепловой и конструктивный расчет прототипа двухтопливного энергетического котла с

паропроизводительностью 500 т/ч, оснащенного топочной камерой с вертикальным прецессирующим вихрем. Высота восьмигранной топочной камеры котла составила 51,3 м, глубина – 12 м. КПД брутто котла составил 91,604. Предложена одноступенчатая компоновка поверхностей нагрева, установленных в опускном газоходе котла с общей высотой размещения поверхностей нагрева 18,2 м, что позволило снизить металлоемкость изготовления котла относительно аналогов (БКЗ-500-140, ТПЕ-427, ТПЕ-430) на 15-20%.

## APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

<sup>1</sup>**Fig. 1.** Experimental setup simulating the operation of a combustion chamber with a vertical precessing vortex. (1 – glass forming screens; 2 – air supply guide nozzles; 3 – base; 4 – organic fuel source; 5 – fuel supply pipe; 6 – rotameter; 7 – control valve; 8 – recording video camera; 9 – outlet section diaphragm; 10 – precessing vortex).

<sup>2</sup>**Fig. 2.** Experimental dependence of the vertical precessing vortex size on the air injection angle into the combustion chamber and the flow rate of gaseous organic fuel (a – flame diameter, b – flame height).

<sup>3</sup>**Fig. 3.** Comparison of the calculated characteristics of the vertical precessing vortex, performed in ANSYS Fluent software, with the data of full-scale tests. (Swirl angle of the air nozzles: 7°, 37°, 57°; a – mass fraction of CO; b – tangential velocity of the vortex; c – temperature field; d – experiment performed under conditions similar to the calculation (gas flow rate was 15 mg/s)).

<sup>4</sup>**Fig. 4.** Comparative evaluation of the tangential velocity distribution of a vertical precessing vortex obtained using ANSYS Fluent and the Burgers model.

<sup>5</sup>**Fig. 5.** Dependencies of the change in tangential and axial velocities, static pressure on the swirl angle of the air nozzles: the gas fuel flow rate was 5 mg/s; the height of the calculation section was 100 mm.

<sup>6</sup>**Fig. 6.** Static pressure field in the air nozzle.

<sup>7</sup>**Fig. 7.** Static pressure values along the line AB (Figure 6).

<sup>8</sup>**Fig. 8.** Experimental setup for combined combustion of coal in a fluidized bed and products of incomplete coal combustion in a vertical precessing vortex with gas ignition (1 – coal dust bunker; 2 – dust feeder (screw); 3 – support; 4 – VRP (Vertical Precessing Vortex - assuming this is the abbreviation context requires); 5 – air supply box; 6 – fluidized bed chamber; 7 – gaseous fuel supply pipe; 8 – air guide nozzles; 9 – glass screens of the afterburning chamber).

<sup>9</sup>**Fig. 9.** Results of the experiment on combined combustion of coal in a fluidized bed chamber and afterburning of products of incomplete coal combustion in a vertical precessing vortex (a – coal combustion in the fluidized bed chamber; b – afterburning mode of products of incomplete

combustion of coal from the fluidized bed; c – afterburning mode of products of incomplete combustion of coal with gas ignition).

<sup>10,11</sup>**Table 1.** Dependence of rotation frequency (rpm) on gas flow rate and height of the precessing vortex at an air nozzle inclination angle of 37° 11' (37 degrees 11 minutes).

<sup>12</sup>**Fig. 10.** Sketch (a) and 3D-model (b) of a prototype power boiler equipped with a fluidized bed combustion chamber and an afterburning chamber for products of incomplete fuel combustion with a vertical precessing vortex (ШППП – Screen Superheater (Shirmovyi Paroperegrevatel), КППП – Convective Superheater (Konvektivnyi Paroperegrevatel), ВЭК – Water Economizer (Vodyanoi Ekonomizer), В3П – Air Preheater (Vozdukhopodogrevatel)).

<sup>13</sup>**Fig. 11.** Results of numerical simulation of a vertical precessing vortex in the combustion chamber of a 500 t/h boiler (a – tangential velocity field of the gas vortex; b – temperature field in the plane of the longitudinal and transverse section of the furnace at the height of the air nozzles).

<sup>14</sup>**Fig. 12.** Longitudinal section of a prototype 500 t/h steam boiler designed for burning Kansk-Achinsk brown coal, equipped with a combustion device with a vertical precessing vortex.

### Литература (References)

- [1] Coal and lignite production. Available at: <https://yearbook.enerdata.net/coal-lignite/coal-production-data.html>. (accessed 25.07.2024)
- [2] CO<sub>2</sub> emissions from fuel combustion. Available at: <https://yearbook.enerdata.net/co2/emissions-co2-data-from-fuel-combustion.html>. (accessed 25.07.2024)
- [3] Global electricity review 2023. Available at: <https://ember-climate.org/insights/research/global-electricity-review-2023/> (accessed 26.07.2024)
- [4] Global coal power generation 2022/Statista (statista.com). Available at: <https://www.statista.com/statistics/1082201/coal-fired-electricity-generation-globally/> (accessed 19.07.2024)
- [5] Global energy monitor. Available at: <https://globalenergymonitor.org/projects/global-coal-plant-tracker/dashboard/> (accessed 27.07.2024)
- [6] Global installed coal power capacity 2050 / Statista (statista.com). Available at: <https://www.statista.com/statistics/217256/global-installed-coal-power-generation-capacity/> (accessed 22.07.2024)
- [7] World energy outlook 2022. Available at: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2022> (accessed 10.08.2024)
- [8] China's new coal power spree continues as more provinces jump on the bandwagon. Available at: [https://energyandcleanair.org/wp/wp-content/uploads/2023/08/CREA\\_GEM\\_China-coal-powerbriefing-2023H1\\_08.2023.pdf](https://energyandcleanair.org/wp/wp-content/uploads/2023/08/CREA_GEM_China-coal-powerbriefing-2023H1_08.2023.pdf) (accessed 13.08.2024)
- [9] Japan Beyond Coal. Available at: <https://beyond-coal.jp/en/map-and-data/#tab3> (accessed 15.08.2024)
- [10] Tugov A.N. Vklad ugolnoy elektrogeneratsii v globalnyye vybrosy CO<sub>2</sub>: sushchestvuyushcheye polozheniye i sovremennyye tendentsii ikh sokrashcheniya [The contribution of coal-fired power generation to global CO<sub>2</sub> emissions: current status and modern trends in their reduction]. *Teploenergetika*, 2024. no. 7. pp. 5-18. (In Russian)  
<https://doi.org/10.56304/S0040363624700061>
- [11] Yize Zhang, Qiwei Wu, Xiao Kang, Bingjun Hou, Yifan Zhu, Hao Zhou. Comparative experimental study on the co-firing characteristics of water electrolysis gas (HHO) and lean coal/lignite with different injection modes in a one-dimensional furnace // *Fuel* 378 (2024) 132968. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.132968>
- [12] Filippov S.P. Perekhod k uglerodno-neytral'noy ekonomike: vozmozhnosti i predely, aktual'nyye zadachi [Transition to a Carbon-Neutral Economy: Opportunities and Limits, Current Challenges]. *Teploenergetika*, 2024, no. 1. pp. 21–40. (In Russian)  
<https://doi.org/10.56304/S004036362401003X>
- [13] Tao Liu, Yungang Wang, Li Zou, Yanyuan Bai, Tao Shen, Yuwei Wei, Feixiang Li, Qinxin Zhao. Numerical investigation of stable combustion at ultra-low load for a 350 MW wall tangentially fired pulverized-coal boiler: Effect of burner adjustments and methane co-firing. *Applied Thermal Engineering*, 2024, vol. 246, pp. 1-16. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122980>
- [14] P.S. Nagibin, K. Vinogradskiy, N.E. Shlegel, P.A. Strizhak. Using methane hydrate to intensify the combustion of low-rank coal fuel. *Energy*, 2024, vol. 304, pp. 1-16. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.132044>
- [15] Qian Lei, Chi Seng Pun. Nonlocal fully nonlinear parabolic differential equations arising in time-inconsistent problems. *Journal of Differential Equations*, 2023, vol. 358, pp 339–385. <https://doi.org/10.1016/j.jde.2023.02.025>
- [16] S. Gillmeier, M. Sterling, H. Hemida, C.J. Baker. A reflection on analytical tornado-like vortex flow field models. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 2018, vol. 174, pp. 10–27. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2017.12.017>
- [17] Guangzhao Chen, Franklin T. Lombardo. An analytical pattern-based method for estimation of a near-surface tornadic wind field. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 2019, vol. 194 no. 103999. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2019.103999>
- [18] D.V. Platonov, A.V. Minakov, A.V. Sentyabov, S.I. Shtork, S.G. Skripkin, A.S. Lobasov. Investigation of the precessing vortex core

- reconnection phenomenon. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2022, vol. 96, no. 109006. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2022.109006>
- [19] Jiaying Cheng, Chao Zong, Tong Zhu. A comparative study of combustion models for simulating partially premixed swirling natural gas flames. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2024, vol. 47, no. 102310. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.102310>
- [20] A.V. Sentyabov, D.V. Platonov, S.I. Shtork, S.G. Skripkin, A.V. Minakov. Numerical simulation of a double helix vortex structure in a tangential chamber. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2024, vol. 107, no. 109398. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109398>
- [21] Efsthathios Karlis, Yushuai Liu, Yannis Hardalupas, Alexander M.K.P. Taylor. Extinction strain rate suppression of the precessing vortex core in a swirl stabilised combustor and consequences for thermoacoustic oscillations. *Combustion and Flame*, 2020, vol. 211, pp. 229–252. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2019.09.031>
- [22] Junhua Zhanga, Xin Hui, Qiang Ana, Adam M. Steinberg. Transient dynamics of the precessing vortex core in an intermittently shape-transitioning swirl flame. *Combustion and Flame*, 2023, vol. 250, no. 112652. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2023.112652>
- [23] Boiko E.A., Pachkovskiy S.V., Vol'nev V.N., Surgutskiy D.V. Imitatsionnyy dinamicheskiy trenazher dlya otrabotki protsessov v toptochnykh ustroystvakh parovykh kotlov [Simulation Dynamic Trainer for Practicing Processes in Furnace Devices of Steam Boilers]. *Teploenergetika*, 2022. no. 4. pp. 81-92. (In Russian) <https://doi.org/10.1134/S0040363622040014>
- [24] Somova E.V., Tugov A.N., Tumanovskiy A.G. Sovremennyye ugol'nyye energobloki na supersverk kriticheskiye parametry para (obzor) [Modern Coal-Fired Power Units with Ultra-Supercritical Steam Parameters (Review)]. *Teploenergetika*, 2023. no. 2. pp. 5–23. (In Russian) <https://doi.org/10.56304/S0040363623020066>

#### Сведения об авторах.



**Бойко Евгений  
Анатольевич**  
доктор технических наук,  
профессор  
Область научных  
интересов: системы  
подготовки и сжигания  
твердых органических  
топлив E-mail:  
[EBoiko@sfu-kras.ru](mailto:EBoiko@sfu-kras.ru)



**Лебедев Константин  
Викторович,**  
инженер,  
область научных  
интересов: разработка  
специализированного  
программного обеспечения  
по расчету паровых котлов  
E-mail:  
[konstantin.lebedev.2000@gmail.com](mailto:konstantin.lebedev.2000@gmail.com)



**Семенов Иван Ильич**  
инженер,  
область научных  
интересов: численное  
моделирование процессов  
сжигания органического  
топлива  
E-mail: [ivan-semyonov-2000@mail.ru](mailto:ivan-semyonov-2000@mail.ru)



**Куличкин Алексей  
Павлович,**  
инженер,  
область научных  
интересов: динамическое  
моделирование  
теплотехнических  
процессов  
E-mail: [a\\_kulichkin@mail.ru](mailto:a_kulichkin@mail.ru)