

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ, ИХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И АГРЕГАТЫ (05.14.14)

УДК 621.18

DOI: 10.24160/1993-6982-2019-1-43-49

Исследование режимов работы и методика теплового расчета жаротрубно-дымогарного котла мощностью 3 МВт

К.А. Плешанов, Г.В. Палагин, М.Н. Зайченко, Д.А. Хохлов

Представлены результаты исследования режима работы жаротрубно-дымогарного котла и описания происходящих в нем процессов теплообмена. Приведены конструктивные характеристики: длина жаровой трубы — 3,2 м, ее диаметр — 0,926 м.

Разработана адекватная расчетная модель котла, демонстрирующая процессы теплообмена в котле при помощи программы автоматизированного расчета котлов Boiler Designer. Коэффициент полезного действия котла — 90,92% при сжигании дизельного топлива калорийностью 42705 кДж/кг, расходом 0,278 т/ч и коэффициентом избытка воздуха 1,37.

Даны рекомендации по тепловому расчету дымогарно-жаротрубного котла и дальнейших направлений исследования. Проведено сравнение результатов экспериментальных и теоретических исследований. Показано, что расчет жаротрубно-дымогарного котла малой мощности не может быть выполнен в строгом соответствии с нормами теплового расчета котельных агрегатов (НТР). В соответствии с ними температуры на выходе из топки и котла должны составлять 1221 и 222°C. По результатам экспериментов жаровая труба и дымогарные трубы получают значительно большее количества тепла. По рекомендациям температура на выходе из топки не должна превышать 1200°C. В результате испытаний котла температура уходящих газов составила 195°C. Анализ полученных в ходе теплового расчета данных, показал, что в жаровой трубе присутствует конвективная составляющая теплообмена, достигающая величины 30% от общего тепловосприятия.

Ключевые слова: жаротрубно-дымогарный и трехходовой котлы, форсированная топка, конвективно-радиационный теплообмен, тепловой расчет.

Для цитирования: Плешанов К.А., Палагин Г.В., Зайченко М.Н., Хохлов Д.А. Исследование режимов работы и методика теплового расчета жаротрубно-дымогарного котла мощностью 3 МВт // Вестник МЭИ. 2019. № 1. С. 43—49. DOI: 10.24160/1993-6982-2019-1-43-49.

Studying the Operation Modes and the Thermal Design Procedure of a 3 MW Fire-Tube Boiler

K.A. Pleshanov, G.V. Palagin, M.N. Zaichenko, D.A. Khokhlov

The article presents the results from studying the fire-tube boiler operation mode and describes the heat transfer processes occurring in it. The boiler design characteristics are given: specifically, the flame tube length and diameter are 3.2 m and 0.926 m, respectively.

An adequate boiler analysis model has been developed, which simulates the heat transfer processes in the boiler using the Boiler Designer software package for computer-aided designing of boilers. The boiler efficiency is 90.92% in firing diesel fuel with a heating value of 42 705 kJ/kg with a flowrate of 0.278 t/h and an excess air factor of 1.37.

Recommendations for carrying out thermal design calculations of the fire-tube boiler and further tasks of its research are given. The results obtained from experimental and theoretical investigations are compared with each other. It is shown that the design calculation of a small-capacity fire-tube boiler cannot be carried out strictly in line with the standard boiler unit thermal design method. In accordance with this method, the temperatures at the furnace and boiler outlets should be equal to 1221°C and 222°C. According to the experimental results, the flame tube and the flue tubes receive a significantly larger amount of heat. According to the recommendations, the furnace outlet temperature should not exceed 1200°C. The boiler test results have shown that the flue gas temperature was 195°C. An assessment of the thermal analysis output data has shown that a convection heat transfer component exists in the flame tube, which accounts for up to 30% of the total heat absorption.

Key words: shell-type fire tube boiler, three-pass boiler, forced furnace, convective-radiant heat transfer, thermal design.

For citation: Pleshanov K.A., Palagin G.V., Zaichenko M.N., Khokhlov D.A. Studying the Operation Modes and the Thermal Design Procedure of a 3 MW Fire-Tube Boiler. MPEI Vestnik. 2019;1:43—49. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2019-1-43-49.

Развитие современной энергетики в России сконцентрировано на установках малой мощности. Они не требуют больших инвестиций и позволяют обеспечить нужды автономных потребителей тепловой и электрической энергии. В малой энергетике большое распространение получили жаротрубно-дымогарные котлы. По сравнению с традиционными водотрубными котлами, использующимися в энергетических установках большой мощности, они обладают рядом существенных преимуществ:

- тепловой инерционностью, позволяющей котлу работать в переменных режимах работы (возможностью выдачи тепловой энергии при отключенной горелке);
- значительно меньшим объемом сварочных работ;
- простотой конструкции и изготовления;
- легким обеспечением газоплотности котла;
- эффективной очисткой поверхностей теплообмена;
- низким гидравлическим сопротивлением;
- полной дренируемостью.

Основное развитие энергетики СССР было направлено на создание мощной централизованной энергетической генерации [1], поэтому большая часть уникальных научных исследований по работе и проектированию энергетического оборудования [2, 3] пришлась на крупные энергетические установки, как правило, от 10 МВт. Их применимость в котлах малой мощности без проведения дополнительных исследований ограничена. Многие производители котлов используют методики собственной разработки для расчета и проектирования подобного оборудования. Они позволяют решить задачу по производству схожего по типу оборудования, но малоприменимы для эффективного проектирования котла на нестандартные параметры (топливо, размеры и прочее).

Цель работы состоит в исследовании работы жаротрубно-дымогарного котла и описании происходящих

в нем процессов теплообмена. Для ее достижения последовательно решался ряд задач:

- расчет конструктивных характеристик котла;
- разработка адекватной расчетной модели и рекомендаций по тепловому расчету дымогарно-жаротрубного котла и дальнейших направлений исследования.

В предыдущих работах, связанных с изучением работы реверсивных топков, выяснилось, что они имеют повышенное тепловосприятие по сравнению с традиционными [4, 5]. Объект исследования был выбран таким образом, чтобы исключить динамическое воздействие продуктов сгорания на стенку торцевого участка реверсивной жаровой трубы, которое однозначно повышает тепловосприятие. Это позволило проанализировать особенности теплообмена в прямоточных маломаштабных топках.

В качестве образца для изучения был взят жаротрубно-дымогарный трехходовой котел Турботерм-Гарант 3000 производства ООО «Рэмэкс-Тепломаш» [6]. В соответствии с [7] он имеет маркировку КВа-3 Г/ЛЖ (котел водогрейный с автоматической горелкой, сжигающий газ и легкое дизельное топливо, номинальной теплопроизводительностью 3 МВт). Котел оснащен горелочным устройством Wischaupt RGL 50/1-BZ MD, позволяющим сжигать природный газ и дизельное топливо. Она установлено на неохлаждаемой фронтальной стенке жаровой трубы. Схема котла представлена на рис. 1. Жаровая труба имеет диаметр 0,926 м при длине 3,2 м. Ширина эллиптической поворотной камеры равна 0,4 м. Первая конвективная поверхность состоит из 116 дымогарных труб диаметром 51 мм. Вторая конвективная поверхность — из 48 дымогарных труб диаметром 60 мм. Все поверхности теплообмена выполнены из стали 20К. Результаты расчета основных конструктивных характеристик котла представлены в табл. 1.

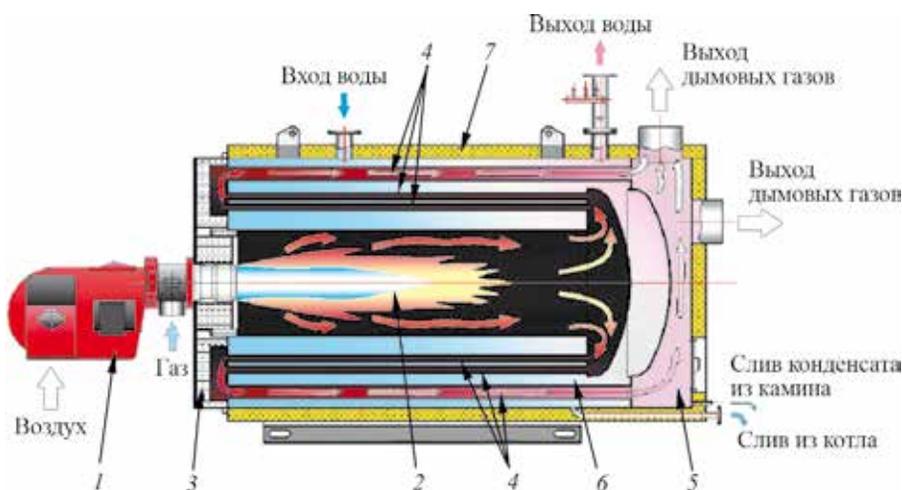


Рис. 1. Схема котла Турботерм-Гарант 3000 [6]:

1 — горелка; 2 — топка (жаровая труба); 3 — фронтальная крышка; 4 — дымогарные трубы; 5 — сбор дымовых газов; 6 — водяное пространство; 7 — теплоизоляция

Таблица 1

Конструктивные характеристики котла

Характеристика	Значение
Поверхность стен топки, м ²	10,66
Объем топки, м ³	2,16
Толщина излучающего слоя, м	0,728
Поверхность теплообмена поворотной камеры, м ²	4,6
Поверхность теплообмена первого хода дымогарных труб, м ²	50,14
Поверхность теплообмена второго хода дымогарных труб, м ²	28,21
Поперечное сечение жаровой трубы, м ²	0,673
Поперечное сечение первого хода дымогарных труб, м ²	0,168
Поперечное сечение второго хода дымогарных труб, м ²	0,102

Топливо, характеристики которого указаны в табл. 2, вместе с воздухом подается в горелку. После сгорания топливо-воздушной смеси в жаровой трубе образовавшиеся продукты проходят через жаровую трубу (первый ход продуктов сгорания), охлаждаются и поступают в поворотную камеру. В поворотной камере они охлаждаются за счет радиационного и конвективного теплообменов. Камера служит для распределения дымовых газов по дымогарным трубам. После первого ряда дымогарных труб (второго хода продуктов сгорания) дымовые газы попадают в неохлаждаемую поворотную камеру, поворачивают на 180° и распределяются по второму ряду дымогарных труб (3-й ход продуктов сгорания).

Таблица 2

Свойства дизельного топлива

Характеристика	Значение
Теплота сгорания топлива, кДж/кг	42705
Рабочая масса топлива	
Зольность, %	0,2
Сера, %	0,3
Углерод, %	86,1
Водород, %	13,3
Азот, %	0,05
Кислород, %	0,05

Для исследований требовалась разработка адекватной модели теплового расчета котла. Это было сделано в соответствии с основными параметрами работы котла, приведенными в табл. 3. В указанном режиме котел работал без турбулизаторов в дымогарных трубах. Концентрация кислорода в сухих газах составила 5,9%, что соответствует величине коэффициента избытка воздуха в 1,37. Данные по режиму работы котла предоставлены заводом-изготовителем.

Таблица 3

Характеристики работы жаротрубного котла мощностью 3 МВт

Характеристика	Значение
Расход дизельного топлива, т/ч	0,278
Тепловая мощность, МВт	3
Температура воды, °С: на входе в котел на выходе из котла	85 110
Расход воды, т/ч	103
Температура, °С: дутьевого воздуха уходящих газов	27 195
Состав уходящих газов (сухой): CO ₂ , % O ₂ , % CO, ppm	11 5,9 0
Коэффициент избытка воздуха за котлом	1,37
Давление газа в топке, Па	900
Потери, %: с уходящими газами от наружного охлаждения котла	8,8 0,28
КПД котла, %	90,92

Расход топлива, параметры воды на входе и выходе из котла, состав продуктов сгорания (см. табл. 3) служили исходными данными при моделировании. Корректность адекватной модели определяли путем сравнения расчетной и реальной температур продуктов сгорания.

Расчеты работы котла проводили на основании методики расчета топочной камеры, изложенной в [2], при помощи программы Boiler Designer, которая хорошо зарекомендовала себя для решения подобных задач [8—10]. Расчет топки осуществляли с учетом радиационного теплообмена при помощи коэффициента Больцмана [2]. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке дымогарных труб вычисляли по формуле Б.Г. Петухова [11]:

$$\alpha = \frac{\xi Re Pr}{8 \left[1 + \frac{900}{Re} + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \right]} \frac{\lambda}{d_{тр}}$$

где ξ — коэффициент трения,

$$\xi = \left(0,791 \ln \left(\frac{Re}{8} \right) \right)^{-2};$$

Re, Pr — числа Рейнольдса и Прандтля для дымовых газов; λ — коэффициент теплопроводности дымовых газов, кВт/м·°С; $d_{тр}$ — внутренний диаметр дымогарных труб, м. При расчете коэффициента теплопередачи коэффициенты тепловой эффективности дымогарных труб взяты по [2, 3].

Результаты тепловых расчетов (основные 5 вариантов) котла при радиационном механизме теплообмена в топке представлены в табл. 4. В них, варьированием коэффициента тепловой эффективности ψ , представляющего собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненной и чистой труб и параметра горения M , менялась эффективность работы котла за счет изменения работы жаровой трубы и дымогарных труб.

Результаты расчета топки по нормативным величинам коэффициента тепловой эффективности экранов топки и относительного положения максимума температуры пламени по высоте топки M показали величину температуры уходящих газов, равную 197 °С (на 2°С больше, чем в результатах испытаний, приведенных в табл. 3) Такие данные могут быть получены только при идеальной работе дымогарных труб с коэффициентом тепловой эффективности, равным 1. Идеальный случай не может рассматриваться как достоверный с практической точки зрения. В реальном объекте коэффициенты тепловой эффективности не имеют величину более или равную 1 без существенных различий в физических процессах, происходящих в поверхности теплообмена и описанных в [2, 3]. На практике использование коэффициента тепловой эффективности более 1 в тепловых расчетах встречается при определении теплопередачи в первых по ходу газов поверхностях нагрева котлов-утилизаторов за диффузором газовой турбины из-за повышенного динамического воздействия продуктов сгорания [12, 13].

Отдельно следует отметить, что в первом случае (см. табл. 4) расчетная температура на выходе из жаровой трубы составила 1221 °С. Эта величина превышает предельно допустимую температуру на выходе из топки, равную 1200 °С [3] при сжигании жидкого топлива, на которую ориентируются производители котельной техники, что позволило сделать следующие выводы:

- использование [2, 3] при расчете жаротрубно-дымогарных котлов без дополнительной адаптации невозможно;

- жаровая труба воспринимает большее количество теплоты, чем по расчетам [2, 3,] при учете только радиационного тепловосприятия.

Поскольку расчетное количество воспринятой теплоты было меньше реального тепловосприятия, то в дальнейшем предприняты попытки для его увеличения разными способами. Это достигалось путем увеличения параметра горения M и коэффициента тепловой эффективности жаровой трубы ψ сверх нормативных величин (табл. 4, варианты 2 — 4). Увеличение параметра горения M до 0,9 должно быть дополнительно обосновано. В исследованиях указанная величина рассматривалась как гипотетическая, при этом температура газов на выходе из топки значительно снизилась до 920 °С, но температура уходящих газов превышала требуемую в 195 °С. Это дополнительно свидетельствует о том, что котел работает более эффективно, чем предусмотрено в [2, 3], и имеющиеся расчетные методики должны быть скорректированы.

Первый вариант расчетов при самой большой температуре на выходе из топки 1221 °С имел самую низкую температуру уходящих газов 197 °С. В вариантах 2—4 температура уходящих газов составила 200...220°С при температуре за жаровой трубой 920°С. Это демонстрирует, что даже при идеальной работе дымогарных труб невозможно обеспечить охлаждение продуктов сгорания до уровня, полученного на реальном оборудовании. Тепловосприятие реальной топочной камеры больше расчетного. Отдельно следует отметить, что тепловосприятие первого ряда дымогарных труб составляло 70...75% тепловосприятия всего котла. В значительной мере это объясняется тем, что величина их теплообменной поверхности составила порядка 50% от всех поверхностей теплообмена в котле.

Таблица 4

Результаты теплового расчета котла при передаче тепла в топке радиацией

Величина	Вариант				
	1	2	3	4	5
Коэффициент тепловой эффективности жаровой трубы ψ	0,51 [2]	0,9	0,9	0,9	0,9
Параметр горения M	0,48 [2]	0,9	0,9	0,9	0,9
Коэффициент тепловой эффективности дымогарных труб	1	0.8 [2]	0.85 [2]	0.9 [3]	1
Температура газов, °С:					
на выходе из жаровой трубы	1221	921	919	917	914
на выходе из поворотной камеры	1129	867	865	863	859
уходящих газов	197	222	209	197	177
КПД котла	90.6	89.3	90.0	90.6	91.7
Тепловосприятие, кВт:					
жаровой трубы	938	1576	1568	1561	1549
поворотной камеры	226	168	167	166	164
первого ряда дымогарных труб	1560	1005	1025	1045	1080
второго ряда дымогарных труб	290	265	254	243	221

Пятый вариант моделирует случай максимально эффективного теплообмена и в дымогарных трубах, и в топке котла. В этом случае удалось получить тепловосприятие, значительно превышающее зарегистрированное в ходе экспериментальных исследований. Подобная картина недостоверна, однако свидетельствует о том, что реальный случай описывается коэффициентами, находящимися в пределах от нормативных значений до значений (см. табл. 4).

Анализ работ [5, 14] и предыдущих исследований теплового расчета [4] котлов с реверсивной топкой позволил предположить, что в топке котла с прямой жаровой трубой кроме радиационного присутствует конвективный теплообмен.

Нормы теплового расчета рассматривают вариант расчета форсированной топки котла с радиационно-конвективным теплообменом [2, формула 6-48]:

$$Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}} = \varphi(Q_{\text{т}} - I''),$$

где $Q_{\text{л}}$, $Q_{\text{к}}$ — лучистое и конвективное тепловосприятия топки, кВт; φ — коэффициент сохранения тепла; $Q_{\text{т}}$ — полезное тепловыделение в топке, кВт; I'' — энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, кВт.

Конвективное тепловосприятие [2, п. 6-31] оценивали при помощи соотношения:

$$Q_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}}(t_{\text{а}} - t_{\text{сп}})H_{\text{л}},$$

где $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициент теплоотдачи, кВт/м²·°С; $t_{\text{а}}$, $t_{\text{сп}}$ — температуры адиабатная топки и среды в водяном объеме, °С; $H_{\text{л}}$ — лучистая поверхность жаровой трубы (определяется по [2, п. 6-03]).

При учете конвективной составляющей тепловосприятия в форсированной топке классического энергетического котла скорость продуктов сгорания, как правило, составляет более 30 м/с [15].

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке вычислялся по [2, п. 7-27]:

$$\alpha_{\text{к}} = 0,0267 \frac{\lambda}{d_{\text{жт}}} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} C_t C_d C_l,$$

где $d_{\text{жт}}$ — внутренний диаметр жаровой трубы, м; C_t — поправка от температуры потока и стенки (при охлаждении равна 1); C_d — поправка, вводящаяся при обогреве кольцевых каналов; C_l — поправка на относительную длину.

Характеристики дымовых газов, необходимые для расчета коэффициента теплоотдачи от газов к стенке, определяли по эффективной температуре факела [2, п. 6-25]:

$$T_{\text{ф}} = 0,925 \sqrt{T_{\text{а}} T_{\text{т}}''}.$$

Здесь $T_{\text{а}}$ — адиабатная температура горения, К; $T_{\text{т}}''$ — температура дымовых газов на выходе из топки, К.

В результате теплового расчета получены следующие характеристики работы топки котла Турботерм-Гарант 3000 при сжигании дизельного топлива:

средняя скорость дымовых газов, рассчитанная при эффективной температуре факела, м/с	10
коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, (м ² ·°С).....	25
конвективное тепловосприятие топки, кВт	300
радиационно-конвективное тепловосприятие топки, кВт	1220
температура на выходе из топки, °С	1080

Величина скорости продуктов сгорания в топке, равная 10 м/с, оказала значительное влияние на работу жаровой трубы: конвективное тепловосприятие составило около 30% от общего. Это привело к снижению температуры на выходе из топки до температуры менее 1100°С. Данная величина ближе к действительности, чем 1221°С. Оценочные расчеты топочного режима, проведенные при помощи программы Ansys [16 — 18] показали схожий результат по соотношению конвективного тепловосприятия жаровой трубы к общему. Возможно, что повышенное тепловосприятие котлов с малой топкой объясняется условиями форсировки. В случае использования реверсивной топки [4, 5] динамическое воздействие дымовых газов на торцевую стенку жаровой трубы может увеличить конвективное тепловосприятие, но не являться определяющим фактором в его возникновении. В предыдущих исследованиях конвективное тепловосприятие оказалось на уровне 20% [4], у других исследователей оно было на уровне 10...20% [5].

Адекватная модель котла, разработанная в программе Boiler Designer, учитывала конвективное тепловосприятие жаровой трубы (рис. 2).

Топка была разбита на два элемента: первый учитывал лучистое тепловосприятие, а второй — конвективное. Коэффициенты тепловой эффективности дымогарных труб, определенные по температуре уходящих газов, составили 0,95. Это больше рекомендованных [2, 3] величин.

Таким образом, исследования прямой топки жаротрубно-дымогарного котла показали, что она является форсированной и ее конвективное тепловосприятие может достигать 30% от общего тепловосприятия, при этом температура продуктов сгорания на выходе из топки снизилась с 1221 до 1080°С.

Учет конвективного тепловосприятия топки может быть проведен при помощи [2, п. 6-31].

Дымогарные трубы в жаротрубно-дымогарном котле работают в более благоприятных условиях по сравнению с трубами водотрубных котлов. По итогам исследований коэффициент их тепловой эффективности равен 0,95.

Для более точного определения тепловосприятия топки следует уточнить соотношение конвективного и радиационного тепловосприятия.

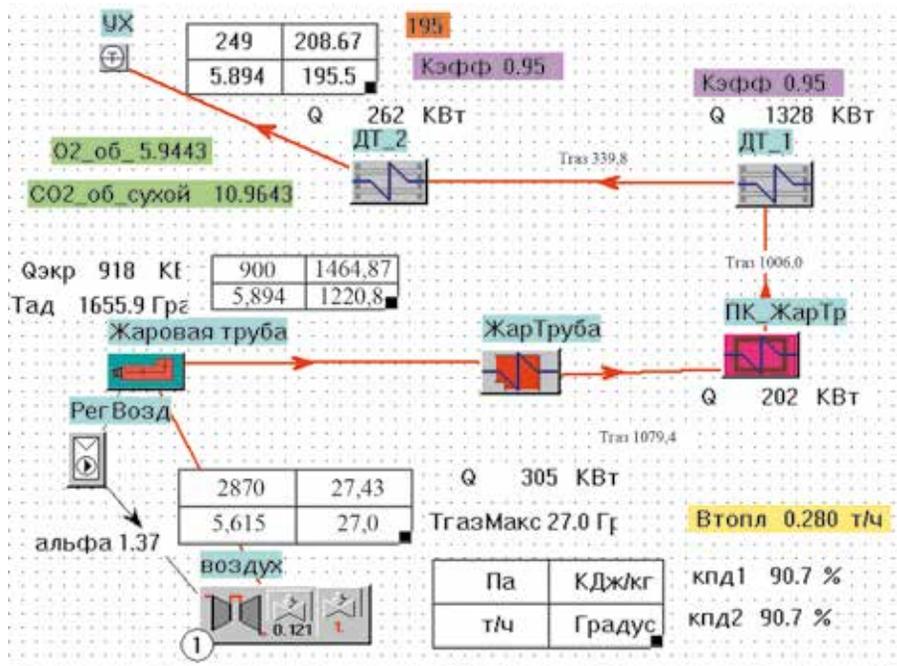


Рис. 2. Расчетная схема тракта продуктов сгорания в программе Boiler Designer

Литература

References

1. План ГОЭРЛО. М.: Энергия, 2006.
2. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова и др. М.: Энергия, 1973.
3. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998.
4. Плешанов К.А., Палагин Г.В. Тепловой расчет жаротрубного котла // Информатизация инженерного образования: Труды Междунар. науч.-практ. конф. М.: Изд. дом МЭИ. 2016. С. 394—398.
5. Хаустов С.А., Заворин А.С., Фисенко Р.Н. Численное исследование процессов в жаротрубной топке с реверсивным факелом // Известия Томского политехн. ун-та. 2013. № 4. С. 43—47.
6. ООО «Промышленная группа Рэмэкс» [Официальный сайт] http://remeks.ru/data/objects/12/files/Kotly_2015s.pdf (дата обращения 25.01.2017).
7. ГОСТ 30375—2001. Котлы отопительные водогрейные теплопроизводительностью от 0,1 до 4,0 МВт.
8. Плешанов К.А., Стерхов К.В., Росляков П.В. Устойчивость естественной циркуляции в контуре вертикального котла-утилизатора с горизонтальным расположением труб испарителя при пуске // Электрические станции. 2016. № 5. С. 21—26.
9. Росляков П.В., Raivo Attikas, Зайченко М.Н., Плешанов К.А., Ионкин И.Л. Исследование возможности раздельного и совместного сжигания эстонских сланцев и ретортного газа на ТЭС // Теплоэнергетика. 2015. № 10. С. 3—15.
10. Супранов В.М., Штегман А.В., Фоменко Е.А. Оценка возможности перевода котлов ТП-14А Кумертауской ТЭЦ на сжигание угля марки БЗ Верхне-Со-

1. Plan GOERLO. M.: Energiya, 2006. (in Russian).
2. Teplovy Raschet Kotel'nykh Agregatov (Normativnyy Metod) / pod red. N.V. Kuznetsova i dr. M.: Energiya, 1973. (in Russian).
3. Teplovy Raschet Kotlov (Normativnyy Metod). SPb.: Izd-vo NPO TSKTI, 1998. (in Russian).
4. Pleshanov K.A., Palagin G.V. Teplovy Raschet Zharotrubnogo Kotla. Informatizatsiya Inzhenernogo Obrazovaniya: Trudy Mezhdunar. Nauch.-prakt. Konf. M.: Izd. dom MEI. 2016:394—398. (in Russian).
5. Khaustov S.A., Zavorin A.S., Fisenko R.N. Chislennoe Issledovanie Processov v Zharotrubnoy Topke s Reversivnym Fakelom. Izvestiya Tomskogo Politekh. Un-ta. 2013;4:43—47. (in Russian).
6. ООО «Promyshlennaya Gruppya Remeks» [Ofits. Sayt] http://remeks.ru/data/objects/12/files/Kotly_2015s.pdf (Data Obrashcheniya 25.01.2017). (in Russian).
7. GOST 30375—2001. Kotly Otopitel'nye Vodogreynye Teploproizvoditel'nost'yu ot 0,1 do 4,0 MVt. (in Russian).
8. Pleshanov K.A., Sterkhov K.V., Roslyakov P.V. Ustoychivost' Estestvennoy Tsirkulyacii v Konture Vertikal'nogo Kotla-utilizatora s Gorizontaln'ym Raspolozheniem Trub Isparitelya pri Puske. Elektricheskie Stantsii. 2016;5:21—26. (in Russian).
9. Roslyakov P.V., Raivo Attikas, Zaychenko M.N., Pleshanov K.A., Ionkin I.L. Issledovanie Vozmozhnosti Razdel'nogo i Sovmestnogo Szhiganiya Estonskikh Slantsev i Retortnogo Gaza na TES. Teploenergetika. 2015;10:3—15. (in Russian).
10. Supranov V.M., Shtegman A.V., Fomenko E.A. Otsenka vozmozhnosti Perevoda Kotlov TP-14A Kumertauskoy TEC na Szhiganie Uglya Marki B3

курского месторождения // Теплоэнергетика. 2016. № 4. С. 50—59.

11. Краснощекоев Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. М.: Энергия, 1980.

12. Калинин П.Н., Осипов В.Н., Пак А.Л., Коханский С.М., Ершов А.Ю. Котел-утилизатор E-293/40,2-14/1,5-560/294 Д для Новогорьковской ТЭЦ.

13. Двойнишников В.А., Князьков В.П., Чубенко Е.С. Расчетная оценка влияния неравномерности температурных и скоростных полей газовой среды на теплоосприятие конвективных поверхностей нагрева котла // Теплоэнергетика. 2005. № 9. С. 24—29.

14. Сафьянц С.М., Боев Ю.А., Сафьянц А.С. Анализ особенностей теплоотдачи в жаротрубных котлах малой мощности // Наукові праці ДонНТУ. Серія «Металургія». 2010. № 12 (177). С. 213—221.

15. Хзмалян Д.М., Каган Я.А. Теория горения и топочные устройства. М.: Энергия, 1976.

16. Двойнишников В.А., Хохлов Д.А. Влияние конструктивных решений растопочной вихревой горелки с центральным подводом среды на формирование условий стабилизации горения пылевоздушной смеси // Теплоэнергетика. 2015. № 4. С. 50—57.

17. Двойнишников В.А., Хохлов Д.А. Конструкция пылеугольной растопочной вихревой горелки и численное исследование ее работоспособности // Теплоэнергетика. 2013. № 6. С. 12—18.

18. Росляков П.В., Морозов И.В., Зайченко М.Н., Сидоркин В.Т. Численные исследования малоэмиссионных горелочных устройств для сжигания полукоксового газа в энергетическом котле // Теплоэнергетика. 2016. № 4. С. 40—49.

Verkhne-Sokurskogo Mestorozhdeniya. Teploenergetika. 2016;4:50—59. (in Russian).

11. Krasnoshchekov E.A., Sukomel A.S. Zadachnik po Teploperedache. M.: Energiya, 1980. (in Russian).

12. Kalinin P.N., Osipov V.N., Pak A.L., Kokhanskiy S.M., Ershov A.Yu. Kotel-utilizator E-293/40,2-14/1,5-560/294 D dlya Novogor'kovskoy TEC. (in Russian).

13. Dvoynishnikov V.A., Knyaz'kov V.P., Chubenko E.S. Raschetnaya Otsenka Vliyaniya Neravnomernosti Temperaturnykh i Skorostnykh Poley Gazovoy Sredy na Teplovospriyatie Konvektivnykh Poverkhnostey Nagreva Kotla. Teploenergetika. 2005;9:24—29. (in Russian).

14. Saf'yants S.M., Boev Yu.A., Saf'yants A.S. Analiz Osobennostey Teplootdachi v Zharotrubnykh Kotlakh Maloy Moshchnosti. Naukovi Praci DonNTU. Seriya «Metalurgiya». 2010;12 (177). С. 213—221. (in Russian).

15. Khzmalyan D.M., Kagan Ya.A. Teoriya Gorennya i Topochnye Ustroystva. M.: Energiya, 1976. (in Russian).

16. Dvoynishnikov V.A., Khokhlov D.A. Vliyanie Konstruktivnykh Resheniy Rastopochnoy Vikhreyoy Gorelki s Tsentral'nym Podvodom Sredy na Formirovanie Usloviy Stabilizatsii Gorennya Pylevozdushnoy Smesi. Teploenergetika. 2015;4:50—57. (in Russian).

17. Dvoynishnikov V.A., Khokhlov D.A. Konst-ruktsiya Pyleugol'noy Rastopochnoy Vikhreyoy Gorelki i Chislennoe Issledovanie ee Rabotosposobnosti. Teploenergetika. 2013;6:12—18. (in Russian).

18. Roslyakov P.V., Morozov I.V., Zaychenko M.N., Sidorkin V.T. Chislennyye Issledovaniya Maloemissionnykh Gorelochnykh Ustroystv dlya Szhiganiya Polukoksovogo Gaza v Energeticheskom Kotle. Teploenergetika. 2016;4:40—49. (in Russian).

Сведения об авторах:

Плешанов Константин Александрович — кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин им А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: PleshanovKA@mpei.ru

Палагин Георгий Викторович — аспирант кафедры паровых и газовых турбин им А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», генеральный директор ООО «Мурманская биоэнергетическая компания», e-mail, gpalagin@bio-energo.ru

Зайченко Михаил Николаевич — кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин им А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: ZaichenkoMN@mpei.ru

Хохлов Дмитрий Александрович — кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин им А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: KhokhlovDA@mpei.ru

Information about authors:

Pleshanov Konstantiv A. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Steam and Gas Turbines named A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: PleshanovKA@mpei.ru

Palagin Georgiy V. — Ph.D.-student of Steam and Gas Turbines named A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, General Director of Open Company «Murmansk bioenergy company», e-mail, gpalagin@bio-energo.ru

Zaichenko Mikhail N. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Steam and Gas Turbines named A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: ZaichenkoMN@mpei.ru

Khokhlov Dmitriy A. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Steam and Gas Turbines named A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: KhokhlovDA@mpei.ru

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов

Conflict of interests: the authors declare no conflict of interest

Статья поступила в редакцию: 07.02.2018

The article received to the editor: 07.02.2018