

УДК 621.45.022.5

А. В. Дмитриев, В. Э. Зинуров, Г. Х. Гумерова

ОЦЕНОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ПРИ СЖИГАНИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Ключевые слова: камера сгорания, газовый котел, дымовые газы, продукты сгорания.

В статье ставится задача произвести оценочный расчет процесса теплообмена между продуктами сгорания в топке камеры сгорания и омывающим ее теплоносителем. Для упрощения расчета задача разделена на две области: определение теплоотдачи от продуктов сгорания внутренней стенке камеры сгорания и определение теплоотдачи от омывающего теплоносителя внешней стенке камеры сгорания. Исследования, направленные на определение теплоотдачи от продуктов сгорания внутренней стенки камеры сгорания, показали, что увеличение внутреннего диаметра камеры сгорания увеличивают ее эффективность. Для определения оптимальной ширины сечения потока необходимо провести решение, основанное на совместном рассмотрении двух исследуемых областей, вследствие расходящихся значений коэффициента теплоотдачи и эффективности при разных значениях диаметра внутренней стенки камеры сгорания. Исследования, направленные на определение теплоотдачи от омывающего теплоносителя, проводились с помощью программного комплекса Ansys Fluent. В ходе исследования использовалась модель турбулентности sst. Результаты численного моделирования показали, что для создания наиболее эффективной камеры сгорания для котла необходимо конструктивно оформлять камеру сгорания таким образом, чтобы расстояние между горелкой и внутренним контуром камеры сгорания было минимальным. Исследованы разные варианты исполнения камеры сгорания при изменении ее внутреннего диаметра. В статье сделан вывод, что для нахождения оптимальных конструкционных параметров эффективной работы камеры сгорания необходимо проводить совместное исследование двух областей одновременно. Полученные результаты решения двух областей отдельно дают противоречивые результаты в области, где поверхность омывается теплоносителем. С увеличением внутреннего диаметра камеры сгорания повышается эффективность работы камеры сгорания. При этом во внутренней области, где происходит сгорание природного газа наблюдается уменьшение эффективности работы камеры сгорания по мере роста диаметра внутренней камеры сгорания. Поэтому для нахождения оптимального значения внутреннего диаметра камеры сгорания требуется учитывать теплообмен в двух областях одновременно.

A. V. Dmitriev, V. E. Zinurov, G. Kh. Gumerova

ESTIMATIVE ANALYSIS OF HEAT EXCHANGING IN COMBUSTION CHAMBER WHEN BURNING NATURAL GAS

Keywords: combustion chamber, gas copper, flue gases, combustion products.

The purpose of this paper is to perform the estimative analysis of heat exchanging between the combustion products in the burner of a combustion chamber and the heat-transfer fluid washing it. For the calculation simplicity, the problem was divided into two areas: Finding heat transfer from the combustion products to the internal wall of the combustion chamber and finding heat transfer from the washing heat-transfer fluid to the external wall of the combustion chamber. The studies aimed at finding the heat transfer from the combustion products of the internal wall of the combustion chamber have shown that increasing the internal diameter of combustion chamber increases its efficiency. To define the optimal flow area width, it is necessary to perform a solution based on considering the combination of two areas under research, due to the discrepancies in the values of heat-transfer coefficient and efficiency at different values of the combustion chamber internal wall diameter. The studies aimed at finding the heat transfer from the washing heat-transfer fluid were performed using the Ansys Fluent software system. In our studies, we used an SST (Shear Stress Transport) model. According to the numerical model study results, creating the most efficient combustion chamber for a boiler requires designing it in such a way that the distance between the burner and the internal contour of the combustion chamber was as small as possible. Various combustion chamber designs were studied at changing its internal diameter. In this paper, we have concluded that a combined study of the two areas must be performed simultaneously to find the optimal design parameters of an efficiently functioning combustion chamber. The findings obtained for solving the two areas separately provide conflicting results in the area where the surface is washed by the heat-transfer fluid. With the increase in the internal diameter of the combustion chamber, the efficiency of its functioning increases, too. At the same time, in the internal area, where natural gas is burnt, the observed efficiency of the combustion chamber functioning increases with the increase of the diameter of the internal combustion chamber. Therefore, to find the optimal value of the internal diameter of the combustion chamber, the heat transfer in the two areas must be taken into account simultaneously.

Использование котлов в химической промышленности позволяет упростить производство синтетических каучуков, полимерных и смазочных материалов, растворителей и красителей, химических присадок, а также сырья для производства органических соединений. В процессе производства данных материалов выделяются выхлопные газы, температура которых доходит до нескольких сотен градусов. Это огромное

количество тепловой энергии, которую эффективно и действенно используют, включая в технологические схемы установок котлы-утилизаторы [1–5]. Большинство таких агрегатов закупается за рубежом, однако в связи с импортозамещающей и энергосберегающей политикой в стране значимость разработки собственных эффективных, экономических и экологических котлов возросла. Также по причине

наложения экономических санкций западными странами на нашу страну стало экономически невыгодно приобретать технологическую продукцию в западных странах из-за повышения цены на доллар практически в 2 раза, а в некоторых случаях и невозможно, если санкции запрещали фирмам-производителям продавать свою продукцию российским государственным компаниям [6–8]. Например, импортный газовый котел мощностью 50 кВт стоимостью в 1400 американских долларов по состоянию на 1 февраля 2014 года, когда курс доллара оценивался в 35,18 рублей, составлял 52770 рублей. По состоянию на 1 февраля 2017 года доллар оценивался в 60,08 рублей, стоимость котла достигла отметки 84112 рублей, что на 62% больше, чем 3 годами ранее до введения санкций. Такая экономическая политика грозит банкротством многим компаниям, приобретающим технологическую продукцию за рубежом. Одной из главных проблем налаживания выпуска аналогичной продукции на внутреннем рынке является отсутствие современных технологических систем. Поэтому актуальность разработки собственных технологических устройств, в рассматриваемой статье газовых котлов, является крайне высокой и необходимой [9–16].

Особый интерес представляет разработка собственной камеры сгорания, создание которой позволит наладить выпуск своей технологической продукции и существенно снизить экономическое давление на нефтехимические компании [17–21].

Целью настоящей работы является произвести оценочный расчет сгорания углеводородного топлива в камере сгорания. Выводы, полученные на основе данного расчета, планируется использовать для проектирования собственной камеры сгорания.

Одним из главных требований, предъявляемых к современным камерам сгорания, является высокая эффективность, поэтому необходимо максимально уменьшить тепловые потери при сгорании углеводородного топлива в камере сгорания [22–29]. Потери тепла разделяют на 3 составляющие:

1. Потери тепла от химической неполноты сгорания топлива, возникающие в результате недостатке воздуха, плохом смешении в газовой горелке, при резком снижении температурного уровня в зоне горения.

2. Потери тепла в окружающую среду, вызванные большой разницей температур между наружными стенками агрегата и окружающим воздухом.

3. Потери тепла с уходящими газами. Причем чем выше температура уходящих газов и коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания, тем выше потери тепла с уходящими газами.

Достижение оптимального значения коэффициента избытка воздуха в камере сгорания для устранения недостатка воздуха при сгорании топлива, улучшение смесеобразования окислителя и углеводного топлива, повышение изоляционного слоя стенок камеры сгорания позволяют достаточно максимально снизить потери тепла, вызванных химической неполнотой сгорания топлива и тепловыми потерями в окружающую среду. Однако, существенной проблемой остаются потери тепла с продуктами сгорания. Температура продуктов сгорания может достигать 1200–1700°C и выше. Для снижения потери тепла с уходящими газами следует

стремиться к снижению в разумных пределах температуры уходящих газов. Для этого используют различные рекуперативные и регенеративные теплообменные аппараты. Как правило, в качестве теплоносителя используется вода, так как имеет большую теплоемкость.

Для проведения оценочного расчета сгорания углеводородного топлива рассматривался газовый котел мощностью $Q = 50$ кВт, имеющий предполагаемую камеру сгорания длиной $L_2 = 600$ мм. Предполагается, что в камере сгорания будет использоваться газогорелочное устройство фирмы Polidoro Premix с следующими конструктивными параметрами: $d_1 = 60$ мм, $L_1 = 600$ мм [30].

Камера сгорания включает следующие конструктивные элементы: 1 – газогорелочное устройство фирмы Polidoro Premix, 2 – область движения продуктов сгорания, 3 – область движения теплоносителя из верхнего патрубка 4_1 в нижний патрубок 4_2 (рис. 1).

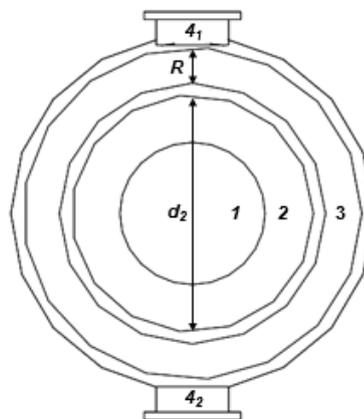


Рис. 1 – 2D модель камеры сгорания (вид сбоку)

При сжигании углеводородного топлива в газогорелочном устройстве 1 выделяются продукты сгорания и тепловая энергия, которая за счет конвекции уносится к выходу из камеры сгорания, большую часть тепла при движении по области 2 уходящие газы отдают внутренней стенке, с другой стороны по области 3 протекает теплоноситель, который забирает тепловую энергию от уходящих газов через разделяющую их стенку, чтобы оценить влияние геометрических размеров камеры сгорания на поглощение теплоносителем тепловой энергии, вызванных конвекцией, излучением и теплопроводностью в области движения уходящих газов 2 производилось изменение диаметра d_2 внутренней стенки камеры сгорания в пределах 100–400 мм, остальные геометрические размеры оставались постоянными. Также было проведено исследование влияния расстояния R , характеризующего ширину сечения потока в диапазоне 5–40 мм на эффективность работы камеры сгорания.

Для упрощения расчет производился отдельно по двум областям: 1) в области 2 и 3 исследовалось влияние геометрических размеров d_2 и R на поглощение теплоносителем тепловой энергии, исходящей от сгорания топлива. Принималось, что теплоноситель поглощает теплоту $Q = 50$ кВт, 2) в обла-

сти 1 и 2 исследовалось влияние геометрического размера d_2 на отдачу тепловой энергии внутренней стенке камеры сгорания от уходящих газов по области 2.

В ходе решения первой области использовалось уравнение теплового баланса, для нахождения массового расхода теплоносителя:

$$G_m = \frac{Q}{C_p (t_{42} - t_{41})}, \quad (1)$$

где t_{42} и t_{41} – температуры на входе в патрубок 4₁ и выходе из патрубка 4₂ соответственно. В качестве теплоносителя рассчитывалась вода с температурами $t_{41} = 60^\circ\text{C}$ и $t_{42} = 95^\circ\text{C}$. Значение теплоемкости $C_p = 4193$ кДж/(кг·°C) определялось по средней температуре теплоносителя в камере сгорания равной $t_{cp} = 77,5^\circ\text{C}$.

Скорость теплоносителя и площадь сечения потока находим по уравнениям:

$$w = \frac{G_m}{\rho S}, \quad (2)$$

$$S = lR, \quad (3)$$

$$w = \frac{Rev}{R}, \quad (4)$$

где w – скорость теплоносителя, м/с, ρ – плотность воды, кг/м³, S – площадь сечения потока, м, l – длина сечения потока, м, R – ширина сечения потока, м, v – кинематическая вязкость воды, м²/с.

Исходя из уравнений (2)–(4) определялось значение числа Рейнольдса Re по формуле:

$$Re = \frac{G_m}{\rho L v}. \quad (5)$$

Для значений R от 5 до 40 мм число Рейнольдса $Re < 2300$, что соответствует ламинарному режиму. Вследствие этого число Нуссельта Nu определялось по формуле для вязкостного стабилизированного теплообмена:

$$Nu = 3,66. \quad (6)$$

В данной задаче формула (6) может использоваться только для качественного расчета, так как корректнее является вычисление числа Нуссельта по формуле для вынужденного движения текучей среды в трубах и каналах [31–33]. Однако использование других формул невозможно в связи с неопределенностью температуры продуктов сгорания для определения числа Прандтля Pr и Грасгофа Gr .

Для определения эффективности поглощения теплоносителем тепловой энергии были определены коэффициент теплоотдачи воды α_2 и площадь F соприкосновения воды с внешней стенкой камеры сгорания 2:

$$\alpha_2 = \frac{Nu\lambda}{d_2}, \quad (7)$$

$$F = L\pi d_2, \quad (8)$$

где λ – коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м·°C).

Также был определен коэффициент эффективности E камеры сгорания по формуле (12), исходя из формул (9)–(11):

$$\Delta p = \lambda_E \frac{L}{d_2} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (9)$$

$$\lambda_E = \frac{64}{Re}, \quad (10)$$

$$N = G_m \Delta p, \quad (11)$$

$$E = \frac{Q}{N}, \quad (12)$$

где Δp – потери давления, Па, λ_E – коэффициент сопротивления, N – мощность, требуемая на прокачку теплоносителя, Вт, E – показатель эффективности камеры сгорания [34–36].

Для визуализации полученные результаты представлены на рис. 2 и 3. Вследствие неопределенности температуры продуктов сгорания было принято отнести E и $\alpha_2 F$ к разнице температур между теплоносителем и продуктами сгорания.

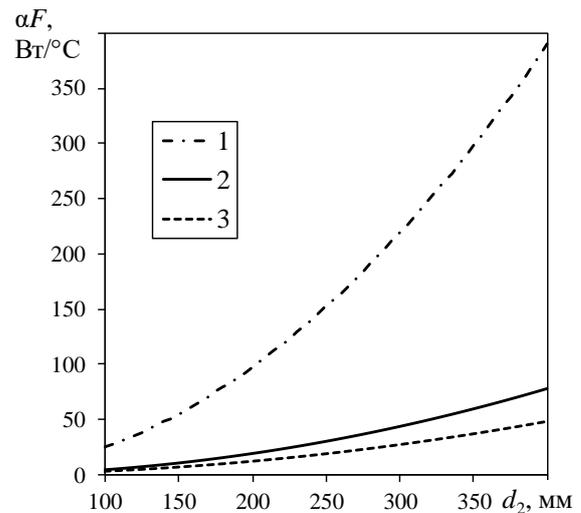


Рис. 2 – Зависимость показателя $\alpha_2 F$ от внутреннего диаметра камеры сгорания d_2 при ширине сечения потока R , мм: 1 – 5, 2 – 25, 3 – 40

С увеличением внутреннего диаметра камеры сгорания d_2 повышается значение удельного количества теплоты $\alpha_2 F$. Это вызвано увеличением площади контакта поверхности с омывающим ее теплоносителем в связи с ростом d_2 . При увеличении длины сечения потока R значения показателя $\alpha_2 F$ резко идут на спад. Причем значения показателя $\alpha_2 F$ для d_2 от 100 до 200 мм при $R_1 = 5$ мм на 89% больше чем при $R_3 = 40$ мм, а при $R_1 = 5$ мм на 19% больше чем при $R_2 = 25$ мм, хотя R_1 больше R_2 , R_3 в 5 и 8 раз соответственно. По мере увеличения d_2 от 200 до 400 мм наблюдается еще больший разрыв между значениями $\alpha_2 F$ от R_2 и R_3 (рис. 2).

Эффективность камеры сгорания E возрастает по мере увеличении d_2 (рис. 3). Уменьшение ширины сечения потока R от 40 мм до 5 мм снижает эффективность камеры сгорания в среднем в 8 раз. Это вызвано уменьшением значения мощности, требуемой на прокачку теплоносителя, вследствие возрастающего внутреннего диаметра камеры сгорания d_2 .

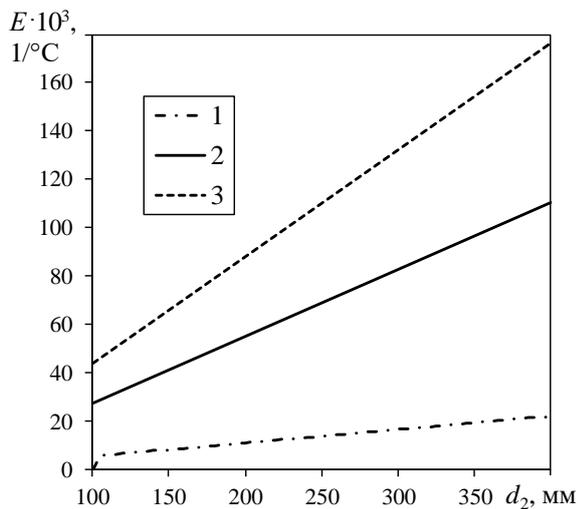


Рис. 3 – Зависимость показателя эффективности камеры сгорания E от внутреннего диаметра камеры сгорания d_2 при ширине сечения потока R , мм: 1 – 5, 2 – 25, 3 – 40

Исследования по области 1 показали, что увеличение внутреннего диаметра камеры сгорания d_2 увеличивает ее эффективность. Для определения оптимальной ширины сечения потока R необходимо провести более углубленные исследования, вследствие расходящихся значений $\alpha_2 F$ и E при разных величинах R на рис. 2 и 3.

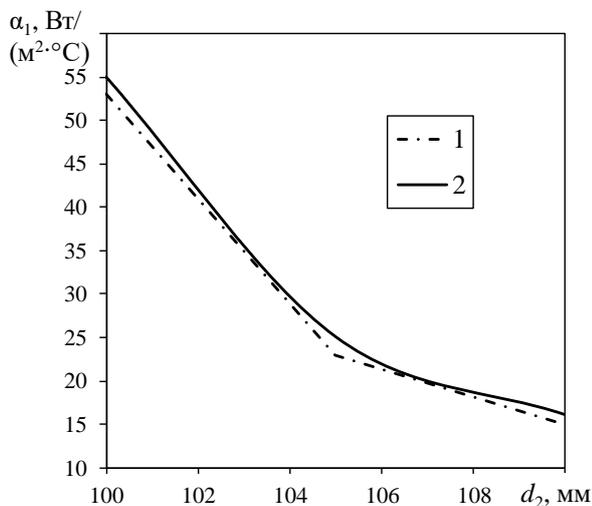


Рис. 4 – Зависимость показателя α_1 от внутреннего диаметра камеры сгорания d_2 : 1 – чугун, 2 – сталь

Решение области 2 производилось в программном комплексе Ansys Fluent. В ходе исследования использовалась модель турбулентности – SST. Модель горения – Finite Rate Chemistry and Eddy Dissipation. На выходе из камеры сгорания задавалось атмосферное давление 10^5 Па, в качестве углеводородного топлива применялся природный газ с следующими объемным составом: CH_4 – 95,5%, C_2H_6 – 0,8%, C_3H_8 – 0,4%, C_4H_{10} – 0,08%, CO_2 – 0,22%, N_2 – 3,0%. В качестве граничных условий задавался массовый расход природного газа из газогорелочного устройства $G_1 = 0,00313$ кг/с, который был определен из расчета использования котла мощностью 50 кВт. Было произведено два чис-

ленных расчета, в ходе которых изменялся материал камеры сгорания: чугун и листовая сталь [37–40].

Результаты численного моделирования показали, что для создания наиболее эффективной камеры сгорания для котла необходимо конструктивно оформлять камеру сгорания таким образом, чтобы расстояние между горелкой и внутренним контуром камеры сгорания было минимальным (рис. 4).

Таким образом, исследования показали, что для нахождения оптимальных конструкционных параметров эффективной работы камеры сгорания необходимо проводить совместные исследования двух областей одновременно. Полученные результаты решения двух исследуемых областей отдельно друг от друга противоречивы. В области, где поверхность омывается теплоносителем, наблюдаем, что увеличение внутреннего диаметра камеры сгорания d_2 повышает эффективность работы камеры сгорания. А во внутренней области, где происходит сгорание природного газа, наблюдаем уменьшение эффективности работы камеры сгорания по мере роста d_2 . Для нахождения оптимального значения d_2 требуется учитывать теплообмен в двух областях одновременно.

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ № МК-4522.2018.8.

Литература

1. A.A. Zhinov, D.V. Shevelev, A.K. Karyshev, P.A. Anan'ev, *Ain Shams Engineering Journal*, 1, 1-10 (2016).
2. S. Bai, H. Lu, T. Wu, X. Yin, X. Shi, L. Chen, *Case Studies in Thermal Engineering*, 4, 99-112 (2014).
3. L. Deng, X. Tan, C. Tang, D. Che, *Appl. Therm. Eng.*, 108, 538-545 (2016).
4. L. Zhang, Y. Jiang, W. Chen, S. Zhou, P. Zhai, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 114, 743-747 (2017).
5. S.M. Hall, *Rules of Thumb for Chemical Engineers. Chapter 21 – Boilers*. Elsevier Inc., NY, 2018, P. 371-386.
6. S. Bagheri, H.R. Akbarpour, *Procedia Economics and Finance*, 36, 89-95 (2016).
7. A. Ankudinov, R. Ibragimov, O. Lebedev, *Research in International Business and Finance*, 40, 150-162 (2017).
8. I. Fischhendler, L. Herman, N. Maoz, *Energy Research & Social Science*, 34, 62-71 (2017).
9. Б.А. Соколов, *Котельные установки и их эксплуатация*. Академия, Москва, 2007. 432 с.
10. Л.Н. Сидельковский, В.Н. Юренев, *Котельные установки промышленных предприятий*. Энергоатомиздат, Москва, 1988. 528 с.
11. Н.А. Киселев, *Котельные установки*. Высшая школа, Москва, 1979. 270 с.
12. А.Б. Попов, *Энергетика за рубежом*, 3, 2-28 (2017).
13. Л.С. Чубарь, В.В. Гордеев, Ю.В. Петров, *Теплоэнергетика*, 9, 34-36 (1999).
14. А.А. Саламов, *Энергетика за рубежом*, 6, 18-25 (2013).
15. Д.А. Тарасов, Г.Я. Шерман, Н.Г. Зыкова, *Электрооборудование: эксплуатация и ремонт*, 8, 43-52 (2013).
16. Р.Ф. Хисматуллин, *Теория и практика современной науки*, 2 (20), 618-621 (2017).
17. А.С. Аскарова, В.Е. Мессерле, А.Б. Устименко, С.А. Болегенова, В.Ю. Максимов, З.Х. Габитова, *Теплофизика высоких температур*, 53, 3, 467 (2015).
18. О.А. Евдокимов, А.И. Гурьянов, *Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева*, 4 (27), 36-42 (2013).

19. И.Н. Новиков, *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва*, 2-2 (910), 368-370 (2006).
20. А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов, Н.Е. Цыганов, *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета)*, 3-1 (27), 35-38 (2011).
21. В.А. Лиханов, А.А. Анфилатов, *Молодой ученый*, 18 (98), 143-145 (2015).
22. Z. Jegla, V. Kilkovský, V. Turek, *Appl. Therm. Eng.*, **105**, 876-886 (2016).
23. F. Viganò, F. Magli, *Energy Procedia*, **120**, 317-324 (2017).
24. Ю.М. Пчелкин, *Камеры сгорания газотурбинных двигателей*. Машиностроение, Москва, 1984. 280 с.
25. А.Г. Костюк, А.Н. Шерстюк, *Газотурбинные установки*. Высшая школа, Москва, 1979. 254 с.
26. А. Лефевр, *Процессы в камерах сгорания ГТД*. Мир, Москва, 1986. 566 с.
27. Г.Г. Ольховский, *Энергетические газотурбинные установки*. Энергоатомиздат, Москва, 1985. 304 с.
28. Б.С. Ревзин, *Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты*. Недра, Москва, 1986. 215 с.
29. А.Н. Рахметов, В.М. Шмелев, В.С. Арутюнов, *Горение и плазмохимия*, **11**, 2, 83-91 (2013).
30. M. Denison-Pender, M. Paweska, T. Williams, L. Eastell, *Gasqual deliverable approved by CEN/BT WG 197 «Gas quality». D1.2 «Final WPI report with methodology and results»*. BRG Consult, London, 2009. 219 p.
31. Р. Берд, В. Стьюарт, Е. Лайтфут, *Явления переноса*. Химия, Москва, 1974. 688 с.
32. П.Л. Кириллов, Г.П. Богословская, *Тепломассообмен в ядерных энергетических установках*. Энергоатомиздат, Москва, 2000. 456 с.
33. В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел, *Теплопередача*. Энергия, Москва, 1969. 440 с.
34. Н.Н. Ларииков, *Теплотехника*. Стройиздат, Москва, 1985. 432 с.
35. М.Г. Зиганшин, П.В. Ежов, А.В. Дмитриев, *Промышленная энергетика*, 9, 49-53 (2008).
36. I.N. Madyshev, O.S. Dmitrieva, A.V. Dmitriev, A.N. Nikolaev, *Chemical and Petroleum Engineering*, 51, 5, 383-387 (2015).
37. О.С. Кочнева, Г.И. Павлов, Ж.М. Сахабутдинова, *Вестник Казанского технологического университета*, **2**, 137-143 (2003).
38. В.П. Михайловский, Э.Н. Мартемьянова, В.В. Ушаков, *Расчеты горения топлива, температурных полей и тепловых установок технологии бетонных и железобетонных изделий*. СибАДИ, Омск, 2011. 262 с.
39. А.Р. Мухутдинов, З.Р. Вахидова, М.Г. Ефимов, *Вестник Казанского технологического университета*, **17**, 20, 114-116 (2014).
40. М.А. Таймаров, Д.А. Шумков, И.М. Шакиров, М.Р. Шарипов, *Вестник Казанского технологического университета*, **17**, 6, 220-222 (2014).

© **А. В. Дмитриев** – д.т.н., доцент, зав. кафедрой ТОТ ФГБОУ ВО «КГЭУ», ieremiada@gmail.com, **В. Э. Зинуров** – магистрант ФГБОУ ВО «КГЭУ», vadd_93@mail.ru, **Г. Х. Гумерова** – к.т.н., доцент, доцент кафедры ОПП ФГБОУ ВО «КНИТУ», ggx70@yandex.ru.

© **A. V. Dmitriev** – doctor of technical sciences, associate professor, the head of «Theoretical Bases of Heat Engineering» chair, KSPEU, ieremiada@gmail.com, **V. E. Zinurov** – graduate student, KSPEU, vadd_93@mail.ru, **G. Kh. Gumerova** – Ph.D., associate professor, assistant professor of department OPP, KNRTU, ggx70@yandex.ru.