

УДК 536

ТЕПЛОТДАЧА НА БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ЦИКЛОННЫХ КАМЕР С ДВУСТОРОННИМИ НЕСИММЕТРИЧНЫМИ ВВОДОМ И ВЫВОДОМ ГАЗОВ

Засл. деятель науки и техн. России, докт. техн. наук, проф. САБУРОВ Э. Н.,
канд. техн. наук, доц. СМОЛИНА Н. В.

Северный (Арктический) федеральный университет имени М. В. Ломоносова

В настоящей работе, в отличие от исследований [1–10], рассмотрена теплоотдача на боковой поверхности рабочего объема при несимметричных вводе и выводе газов, когда значения относительных площадей входа и относительных диаметров выходного отверстия различны в каждой из половин рабочего объема. Теплоотдачу конвекцией к закрученному потоку воздуха изучали по методу изменения агрегатного состояния греющего агента – конденсации слегка перегретого (на 2–3 °С) водяного пара. Сбор конденсата с рабочего участка производили через гидрозатвор, обеспечивающий поддержание постоянного давления в калориметре. Переданное за время опыта количество теплоты определяли по массе собранного конденсата.

В опытах на камере с двусторонним несимметричным выводом газов варьировали относительный диаметр выходного отверстия с одной из сторон камеры $\bar{d}_{\text{вых}}$.

Относительный диаметр выходного отверстия с другой стороны $\bar{d}_{\text{вых}}$ сохранялся постоянным. В опытах на камере с двусторонними несимметричными условиями ввода газов несимметрию ввода потока создавали за счет изменения относительной площади входа $\bar{f}_{\text{вх}}$, которая оставалась постоянной. Местный коэффициент теплоотдачи определяли при различных значениях безразмерной продольной координаты, совпадающей с осью камеры, направленной в сторону выходного отверстия, отсчитываемой от среднего сечения рабочего объема. Полученные уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи на боковой поверхности циклонных камер с несимметричными вводом и выводом газов дают удовлетворительное совпадение расчетных и опытных данных, что позволяет рекомендовать их для практического применения.

Ключевые слова: теплоотдача, циклонная камера, несимметричные ввод и вывод.

Ил. 3. Библиогр.: 10 назв.

HEAT DISSIPATION ON THE LATERAL SURFACE OF CYCLONE CHAMBER WITH ASYMMETRICAL TWO-WAY GAS INPUT AND OUTPUT

SABUROV E. N., SMOLINA N. V.

North (Arctic) Federal University n. a. M. V. Lomonosov

The heat dissipation on the lateral surface of the cyclone chamber working volume with asymmetrical input and output of gases is considered in the present paper in contrast to the previously executed [1–10]. The relative values of input gas flow and the relative diameters of the outlet are different in each of the halves of the working volume. The heat dissipation by convection to the swirling airflow was studied by the method of variation of the aggregate state of the heating agent – water vapor slightly superheated (at 2–3 °C) condensation. Collecting the

condensate produced from the work site through a water lock, providing maintaining of constant pressure in the calorimeter. The quantity of heat transmitted during the experiment was determined by the amount of collected condensate.

In the experiments on the camera with two-sided asymmetric output relative gas outlet diameter on one side of the camera varied $\bar{d}_{\text{вых}}$. Relative diameter of the outlet on the other hand $\bar{d}_{\text{вх}}$ remained constant. In the experiences on the camera with the bilateral asymmetrical conditions for the introduction of gases the asymmetry of the introduction of flow was created due to a change in the relative entrance area $\bar{f}_{\text{вх}}$, whoo remained constant. Local heat transfer coefficient was determined for different values dimensionless longitudinal coordinate coinciding with the axis of the chamber, directed toward the outlet, measured from the middle section of the working volume. Equations for calculation of heat transfer coefficients on the lateral surface of the howling cyclone chambers with unbalanced input and output gases, obtained in this paper, give the satisfactory agreement of the calculated and experimental data that allows to recommend to their practical application.

Keywords: heat transfer efficiency, cyclone chamber, asymmetric input and output.

Fig. 3. Ref.: 10 titles.

В [1–10] приведены результаты экспериментального исследования теплоотдачи на боковой поверхности рабочего объема циклонных камер с двусторонним торцевым выводом газов. Условия ввода и вывода газов в этих опытах были симметричными относительно среднего поперечного сечения рабочего объема. В статье рассмотрена теплоотдача на боковой поверхности рабочего объема при несимметричных вводе и выводе газов, когда значения относительных площадей входа потока $\bar{f}_{\text{вх}} = 4f_{\text{вх}}/(\pi D_{\text{к}}^2)$ ($D_{\text{к}}$ – диаметр рабочего объема камеры) и относительных диаметров выходного отверстия $\bar{d}_{\text{вых}} = d_{\text{вых}}/D_{\text{к}}$ различны в каждой из половин рабочего объема.

Работа выполнена на экспериментальном стенде, схема которого приведена на рис. 1. Основным элементом стенда являлась циклонная камера с двусторонними вводом и выводом газов. Общая относительная длина рабочего объема камеры $\bar{L}_{\text{к}} = L_{\text{к}}/D_{\text{к}} = 5,25$. Рабочий объем камеры составляли из плотно соединенных между собой цилиндрических секций. Воздух в камеру вводили через закручиватели, расположенные вблизи торцов рабочего объема. Тангенциальные шлицы закручивателей находились с двух диаметрально противоположных сторон. Проходное сечение шлицев изменяли специально спрофилированными вкладышами. Диаметр выходных отверстий, находящихся в торцевых поверхностях рабочего объема, варьировали сменными диафрагмами. В дальнейшем все характеристики, относящиеся к левой (рис. 1) части камеры (относительно среднего по длине поперечного сечения), обозначены индексом «1», правой – индексом «2».

Теплоотдачу конвекцией к закрученному потоку воздуха изучали методом изменения агрегатного состояния греющего агента – конденсации слегка перегретого (на 2–3 °С) водяного пара [1], подаваемого в калориметр, являвшийся частью (секцией) рабочего объема камеры.

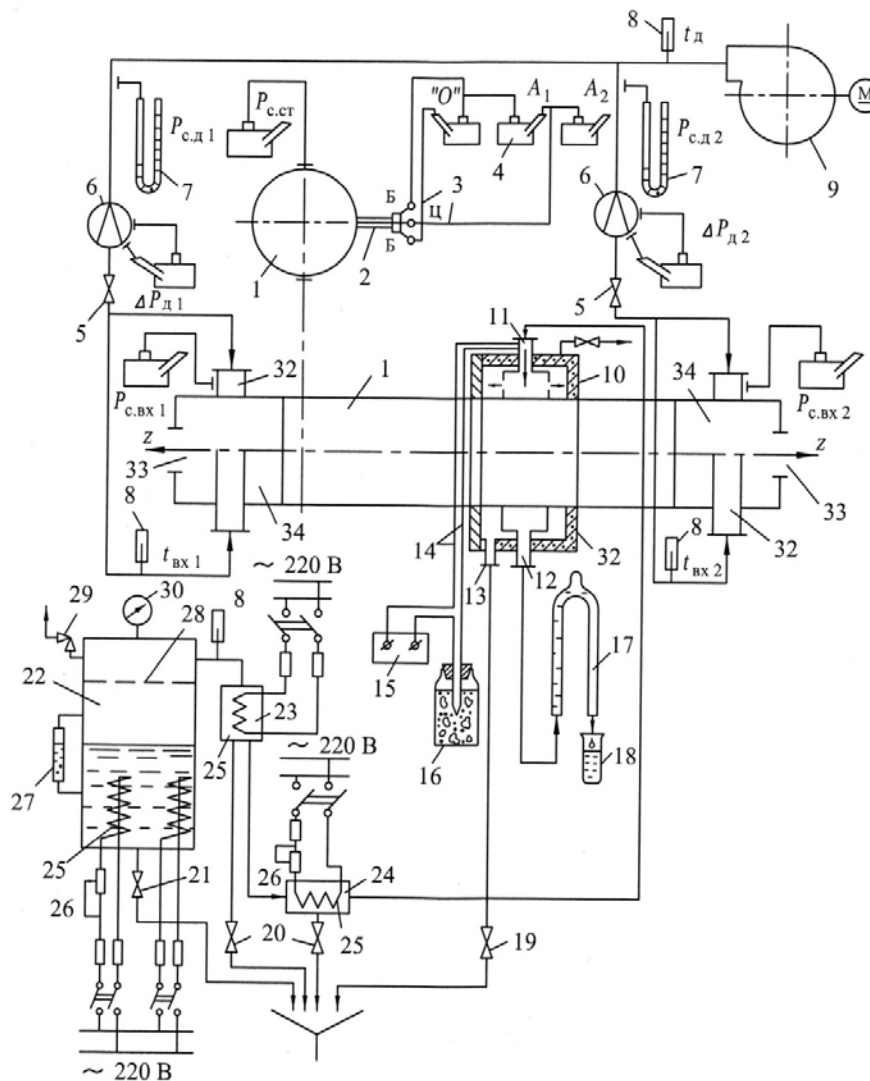


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1 – циклонная камера с двусторонними вводом и выводом газов; 2 – трехканальный цилиндрический зонд; 3 – соединительные импульсные трубки; 4 – микроманометр; 5 – вентиль (заслонка); 6 – нормальное сужающее устройство; 7 – U-образный манометр; 8 – термометр; 9 – воздуходувка с электродвигателем; 10 – калориметр; 11, 12, 13 – штуцер подвода пара, отвода конденсата, продувочный; 14 – термопара; 15 – потенциометр; 16 – сосуд с тающим льдом; 17 – гидрозатвор; 18 – мензурка; 19, 20, 21 – вентиль регулировочный, продувочный, сливной; 22 – паровой электрокотел; 23, 24 – пароперегреватель основной и дополнительный; 25 – нагревательный элемент; 26 – реостат; 27 – водомерное стекло; 28 – сепарационное устройство; 29 – предохранительный клапан; 30 – манометр; 31 – теплоизоляция; 32 – входной шлиц; 33 – выходное отверстие камеры; 34 – закручиватель

Калориметр имел такую же систему крепления, как и другие секции циклонной камеры, что позволяло переставлять его по всей длине рабочего объема. Внутренний диаметр калориметра равен диаметру рабочего объема циклонной камеры – 160 мм. Его рабочий участок имел длину 80 мм. С целью предотвращения перетока конденсата рабочий объем калориметра имел ограничение в виде внешней цилиндрической поверхности диамет-

ром 214 мм и двух торцевых. В верхней части этих поверхностей находились отверстия для ввода в рабочий объем калориметра пароподводящей трубки и прохода избыточного пара в охранный участок (паровую рубашку). Длина охранный участка равнялась 140 мм, внешний диаметр – 240 мм. Охранный участок обеспечивал полную теплоизоляцию рабочей секции. Толщина всех стенок и перегородок калориметра не превышала 1,0–2,0 мм, а теплопередающей стенки его рабочего участка – 1,0–1,5 мм. Снаружи калориметр был полностью теплоизолирован.

Греющий пар из электроротла через электрические основной и дополнительный пароперегреватели по подводящей трубке поступал в калориметр. Перегрев пара на входе в рабочий участок калориметра поддерживали и непрерывно контролировали протарированной медь-константановой термопарой. Отсчет ЭДС термопары производили переносным потенциометром ПП-63. Отвод избыточного пара и паровоздушной смеси осуществляли в охранный участок калориметра, а оттуда через отводящий штуцер – в дренаж. Сбор конденсата с рабочего участка производили через гидравлический затвор, обеспечивающий поддержание постоянного (около 1150 мм вод. ст.) давления в калориметре. Переданное за время опыта количество теплоты определяли по массе собранного конденсата.

В опытах на камере с двусторонними несимметричными условиями вывода газов и симметричными условиями ввода варьировали относительный диаметр $\bar{d}_{\text{вых}2}$. Относительный диаметр $\bar{d}_{\text{вых}1}$ при этом сохранялся постоянным и равным 0,4. В опытах на камере с двусторонними симметричными условиями вывода газов и несимметричными условиями их ввода несимметрию ввода потока в устройство создавали за счет изменения относительной площади входа $\bar{f}_{\text{вх}1} = 4f_{\text{вх}1}/(\pi D_k^2)$. При этом относительная площадь входа $\bar{f}_{\text{вх}2} = 4f_{\text{вх}2}/(\pi D_k^2)$ оставалась величиной постоянной и равной 0,04. Значения $\bar{f}_{\text{вх}1}$ и $\bar{d}_{\text{вых}2}$ изменялись в следующих диапазонах: $\bar{f}_{\text{вх}1} = 0,02-0,08$; $\bar{d}_{\text{вых}2} = 0,20-0,80$.

Местный коэффициент теплоотдачи определяли при различных значениях безразмерной продольной координаты $\bar{z} = z/D_k$, совпадающей с осью камеры, направленной в сторону выходного отверстия, отсчитываемой от среднего сечения рабочего объема до среднего сечения калориметра и равной 0; 0,25; 0,63; 1,13. Основные опыты выполнены при $\bar{z} = 0; 1,13$, дополнительные – при симметричных условиях ввода и вывода газов при $\bar{z} = 0,25; 0,63$. Заметим, что значение $\bar{z} = 1,13$ соответствует расположению калориметра рядом с закручивателем.

В результате статистической обработки опытных данных установлено, что в стандартной зависимости

$$\text{Nu} = c \text{Re}^n, \quad (1)$$

где $\text{Nu} = \alpha D_k / \lambda$ – локальное число Нуссельта; α – локальный (местный) коэффициент теплоотдачи; λ – коэффициент теплопроводности; $\text{Re} = v_{\text{вх}} D_k / \nu$; $v_{\text{вх}}$ – средняя скорость воздуха в шлицах камеры; ν – кинематический коэффициент вязкости потока при входных условиях,

показатель степени n зависит как от продольной координаты \bar{z} , так и от относительных значений $\tilde{d}_{\text{вых}2} = \bar{d}_{\text{вых}2} / \bar{d}_{\text{вых}1}$ и $\tilde{f}_{\text{вх}1} = \bar{f}_{\text{вх}1} / \bar{f}_{\text{вх}2}$.

При приближении к среднему сечению камеры (уменьшении \bar{z}) во всех случаях наблюдали небольшое повышение значения n . С увеличением $\tilde{d}_{\text{вых}2}$ от 0,5 до 2,0 интенсивность конвективного теплообмена на боковой поверхности рабочего объема снижалась на 20 % вблизи закручивателя 2 и в среднем сечении, а также на 10 % – вблизи закручивателя 1 (рис. 2а). При уменьшении $\tilde{f}_{\text{вх}1}$ от 2,0 до 0,5 снижение интенсивности теплоотдачи составляло 35 % вблизи закручивателя 2 и в среднем сечении, а также 20 % – вблизи закручивателя 1 (рис. 2б). Однако следует отметить, что в общем показатель степени n во всем диапазоне исследованных $\tilde{d}_{\text{вых}2}$ и $\tilde{f}_{\text{вх}1}$ близок к 0,80. Максимальный диапазон изменения n в опытах составил 0,75–0,82.

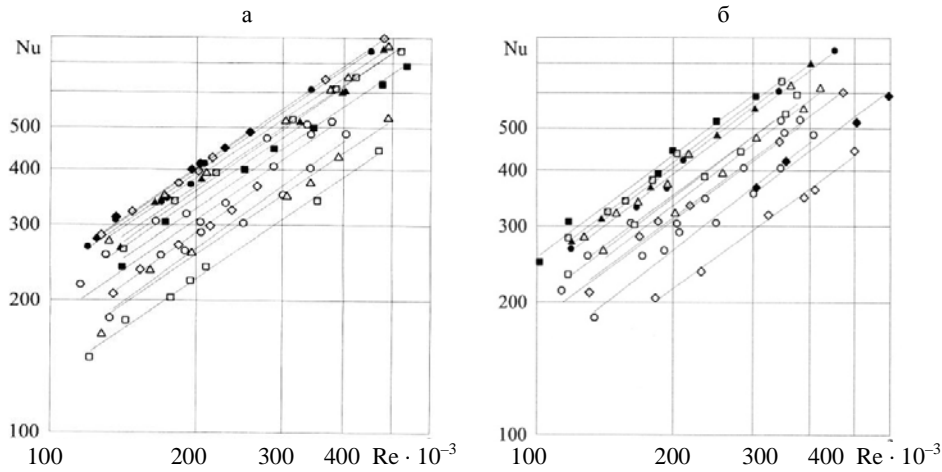


Рис. 2. Локальная теплоотдача на боковой поверхности циклонных камер с двусторонним выводом газов при различных значениях $\tilde{d}_{\text{вых}2}$ (а) и $\tilde{f}_{\text{вх}1}$ (б):

а: \diamond – $\tilde{d}_{\text{вых}2} = 0,5$; \circ – 1,0; Δ – 1,5; \square – 2,0;

б: \diamond – $\tilde{f}_{\text{вх}1} = 0,5$; \circ – 1,0; Δ – 1,5; \square – 2,0;

черные значки – $\bar{z}_1 = 1,13$; светлые – $\bar{z}_1 = 0$; серые – $\bar{z}_2 = 1,13$

Полученные опытные данные были обработаны при значении показателя $n = 0,8$ в виде зависимости локального числа Nu от Re и безразмерных геометрических параметров камеры. В результате установлено, что для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи при несимметричных условиях вывода газов (рис. 3а) может быть рекомендовано уравнение

$$\text{Nu} = 0,33 \text{Re}^{0,8} \text{Ko} \varepsilon_{\text{вых}}, \quad (2)$$

где $\text{Ko} = \bar{f}_{\text{вх}}^{0,44} / (\bar{d}_{\text{вых}}^{0,25} \bar{L}_{\text{к}}^{0,018} (5 - \bar{z}^{0,5})^{1,15})$ – геометрический безразмерный комплекс; $\varepsilon_{\text{вых}} = 1,2 - 0,2 \tilde{d}_{\text{вых}2}^{0,15}$ – поправка на несимметричность вывода газов.

Локальные коэффициенты теплоотдачи при несимметричных условиях ввода газов (рис. 3б) могут быть определены по формуле

$$\text{Nu} = 0,33 \text{Re}^{0,8} \text{Ko} \varepsilon_{\text{вх}}, \quad (3)$$

где $\varepsilon_{\text{вх}} = 0,3 + 0,7 \tilde{f}_{\text{вх}}^{0,2}$ – поправка на несимметричность ввода газов; значение Ко определяется так же, как и в (2).

При расчете по (2) и (3) значения $\bar{d}_{\text{вх}}$ и $\bar{f}_{\text{вх}}$ при $\bar{z} = 0$ приняты равными среднеарифметическому значению для обеих половин камеры. Уравнения (2) и (3) могут быть использованы и для расчета средних показателей коэффициентов теплоотдачи при соответствующих условиях. Отклонение опытных точек от обобщающих кривых не превышало 10 %.

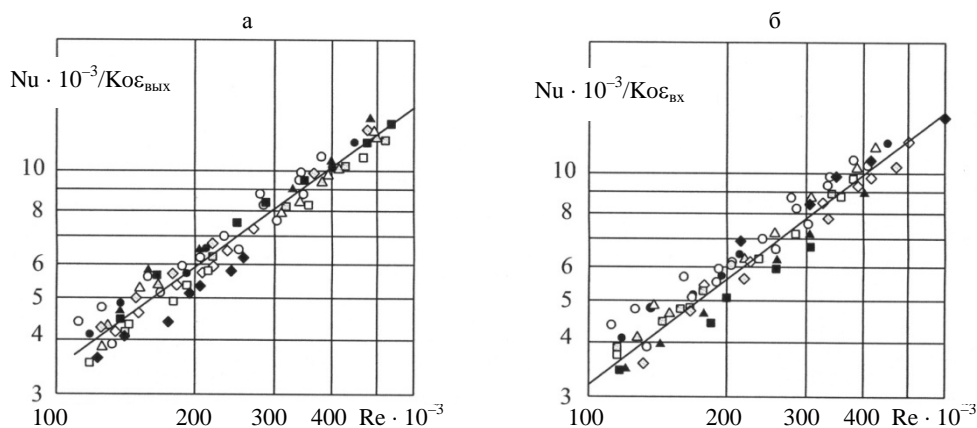


Рис. 3. Локальная теплоотдача на боковой поверхности циклонных камер с несимметричными условиями вывода (а) и ввода (б) газов

ВЫВОДЫ

1. Преднамеренное создание несимметрии ввода и вывода газов в циклонных камерах с двусторонним вводом и выводом газов может служить средством управления интенсивностью конвективного теплообмена на боковой поверхности их рабочего объема.

2. Полученные авторами уравнения подобия для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи на боковой поверхности циклонных камер с несимметричным вводом и выводом газов дают вполне удовлетворительное совпадение расчетных и опытных данных, что позволяет рекомендовать их для практического применения.

ЛИТЕРАТУРА

1. С а б у р о в, Э. Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом / Э. Н. Сабуров. – Архангельск: Сев.-Зап. изд-во, 1995. – 344 с.
2. С а б у р о в, Э. Н. Исследование теплоотдачи на боковой поверхности рабочего объема циклонных камер с двусторонним торцевым выводом газов / Э. Н. Сабуров, С. В. Карпов, Н. В. Смолина // Энергетика... (Изв. высших учеб. заведений и энерг. объедин. СНГ). – 1998. – № 4. – С. 49–54.
3. Теплоотдача на боковой поверхности циклонных камер большой относительной длины / Э.Н. Сабуров [и др.] // Труды Второй Российской национальной конференции по теплообмену. – М.: Издательство МЭИ, 1998. – С. 224–227.
4. С а б у р о в, Э. Н. Теплоотдача на боковой поверхности рабочего объема циклонных камер с двусторонним торцевым выводом газов / Э. Н. Сабуров, С. В. Карпов, Н. В. Смолина // Известия вузов. Лесной журнал. – 1999. – № 2–3. – С. 216–224.
5. С а б у р о в, Э. Н. Конвективный тепломассообмен в циклонных нагревательных устройствах. Ч. 1. Основы конвективного теплообмена / Э. Н. Сабуров. – Архангельск: Изд-во САФУ, 2011. – 385 с.
6. С а б у р о в, Э. Н. Конвективный теплообмен в циклонных секционных нагревательных устройствах / Э. Н. Сабуров, С. И. Осташев. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2004. – 192 с.

7. Аэродинамика и конвективный теплообмен в двухкамерных циклонных устройствах / С. В. Карпов [и др.] // Повышение эффективности теплообменных процессов и систем: материалы III Междунар. науч.-техн. конф., Вологда, 20–23 мая 2002 г. – Вологда: ВоГТУ, 2002. – С. 11–17.

8. Сабуров, Э. Н. Исследование локального теплообмена на поверхности рабочего объема циклонной камеры / Э. Н. Сабуров, Н. В. Смолина // Сб. трудов VII Междунар. науч.-техн. конф. «Автоматизация и энергосбережение». – Вологда, 2012. – С. 21–24.

9. Осташев, С. И. Методы расчета циклонных секционных нагревательных устройств / С. И. Осташев, Э. Н. Сабуров // Современная наука и образование в решении проблем экономики Европейского Севера: материалы Междунар. науч.-техн. конф., посвященной 80-летию АЛТИ–АГТУ. – Архангельск: АГТУ, 2009. – С. 59–63.

10. Зайцева, М. Л. Исследование конвективного теплообмена в относительно длинных циклонных камерах / М. Л. Зайцева, А. Н. Орехов, Э. Н. Сабуров // Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках: труды XIX школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. А. Н. Леонтьева, 20–24 мая 2013 г., Орехово-Зуево, Россия. – М.: Изд. дом МЭИ, 2013. – С. 148–151.

REFERENCES

1. Sa b u r o v, E. N. (1995) *Cyclone Heat Devices with Intensive Convective Heat Exchange*. Arkhangelsk, North-East Publishing House. 344 p. (in Russian).

2. Sa b u r o v, E. N., K a r p o v, S. V., & S m o l i n a, N. V. (1998) Investigation of Heat Dissipation on the Lateral Surface of the Cyclone Chamber Working Volume with Two-Side Face Output of Gases. *Izvestiia Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'Edinenii – Energetika*. [Proceedings of the Higher Education Institutions and Power Engineering Associations – Power Engineering], 4, 49–54 (in Russian).

3. Sa b u r o v, E. N. (1998) Heat Dissipation on the Lateral Surface of the Cyclone Chamber of Big Length. *Trudy Vtoroi Rossiiskoi Natsional'noi Konferentsii po Teploobmenu* [Proceedings of the Second Russian National Conference on Heat Transfer]. Moscow, Publishing House of Moscow Power Engineering Institute, 224–227 (in Russian).

4. Sa b u r o v, E. N., K a r p o v, S. V., & S m o l i n a, N. V. (1999) Heat Dissipation on the Lateral Surface of the Cyclone Chamber Working Volume With Two-Side Face Output of Gases. *Izvestiia Vuzov. Lesnoi zhurnal* [Izvestiya(News) of Higher Educational Establishments. Forestry Journal], 2–3. – 216–224 (in Russian).

5. Sa b u r o v, E. N. (2011) *Convective Heat Dissipation in Cyclone Heat Devices. Part I Fundamentals of Convective Heat Dissipation*. Arkhangelsk: Publishing House of Northern (Arctic) Federal University. 385 p. (in Russian).

6. Sa b u r o v, E. N., & O s t a s h e v, S. I. (2004) *Convective Heat Dissipation in Cyclone Sectional Heat Devices*. Arkhangelsk, Publisher Arkhangelsk State Technical University. 192 p. (in Russian).

7. K a r p o v, S. V. (2002) Aerodynamics and Convective Heat Dissipation in Cyclone Sectional Heat Devices. *Povyshenie Effektivnosti Teploobmennykh Protsessov i System. Materialy III Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii* [Efficiency Increasing of Heat-Exchange Processes and Systems: Materials of III International Scientific Technical Conference]. Vologda: Vologda State Technical University, 11–17 (in Russian).

8. Sa b u r o v, E. N., & S m o l i n a, N. V. (2012) Investigation of Local Heat Dissipation on Surface of Working Volume of Cyclone Chamber. *Sbornik Trudov VII Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii “Avtomatizatsiia i Energoberezhnie”* [Book of Works VII Intern. sc. techn. conference “Automation and Energy-Savings”]. Vologda, 21–24 (in Russian).

9. O s t a s h e v, S. I., & Sa b u r o v, E. N. (2009) Calculation Methods of Cyclone Sectional Heat Devices. *Sovremennaiia Nauka i Obrazovanie v Reshenii Problem Ekonomiki Evropeiskogo Severa: Materialy Mezhdunar. Nauch.-Tekhn. Konf., Posviashchennoi 80-letiiu ALTI–AGTU* [Modern Science and Education in Problems Solution of European North: Materials of International Scientific Research Conference, Devoted to 80th Anniversary of Arkhangelsk State Technical University]. Arkhangelsk: ASTU, 59–63 (in Russian).

10. Z a i c e v a, M. L., O r e k h o v, A. N. & Sa b u r o v, E. N. (2013) Heat Dissipation on the Lateral Surface of the Cyclone Chamber of Big Length. *Problemy Gazodinamiki i Teplomassoobmena v Energeticheskikh Ustanovkakh. Trudy XIX Shkoly-Seminara Molodykh Uchenykh i Spetsialistov pod Rukovodstvom Akad. A. N. Leont'eva* [Problems of Gas-Dynamics of Heat-Mass Exchange in Power Plants. Works of XIX Training Seminar of Young Scientists and Specialists Guided by A. N. Leonteva]. Moscow: Publishing House Moscow Economic Institute, 148–151 (in Russian).

Представлена кафедрой теплотехники

Поступила 30.05.2013