

УДК 62-784.23:697.982

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВАЛА ПЕЧНОГО ВЕНТИЛЯТОРА, ОСНАЩЕННОГО УСТРОЙСТВАМИ СТЕРЖНЕВОГО ТИПА*

Зайнуллин Л.А.^{1,2}, д.т.н., профессор, генеральный директор (aup@vniimt.ru)

Калганов М.В.¹, научный сотрудник (z1917@mail.ru)

Калганов Д.В.¹, научный сотрудник (KalganovDV@mail.ru)

*Спириин Н.А.², д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Теплофизика
и информатика в металлургии» (n.a.spirin@urfu.ru)*

¹ ОАО «Научно-исследовательский институт металлургической теплотехники»

(620137, Россия, Екатеринбург, ул. Студенческая, 19)

² Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

(620002, Россия, Екатеринбург, ул. Мира, 19)

Аннотация. Предложена конструкция устройства воздушного охлаждения вала печного вентилятора стержневого типа трех типоразмеров. В ходе исследований на экспериментальном стенде получены в критериальном виде зависимости конвективной теплоотдачи от поверхности этих устройств в окружающую среду при различной частоте вращения вала. Установлено, что в диапазоне изменения относительной длины стержней от 3,3 до 6,1 имеет место режим, близкий к автомоделному, где теплоотдача от их поверхности описывается универсальной зависимостью. В диапазоне изменения относительной длины стержней от 6,1 до 8,6 экспериментальные данные обобщены в виде степенной зависимости с коэффициентом пропорциональности, зависящим от величины отношения диаметра вала к внешнему диаметру устройства. Наименьший коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности оказался у СТ-346 с наибольшим внешним диаметром и, соответственно, наиболее длинными стержнями, что, по-видимому, связано с тем, что в процессе теплопередачи от вала в окружающую среду лимитирующим участком теплообмена является подвод тепла теплопроводностью вдоль оси стержней. Наибольший коэффициент теплоотдачи в сопоставимых условиях наблюдается у СТ-286 со средними стержнями, где более сбалансированы подвод тепла теплопроводностью вдоль стержней и отвод его от их внешних поверхностей конвекцией в окружающую среду. При сравнении полученных данных по СТ-286 и СТ-220 было установлено, что при одинаковой частоте вращения вала коэффициент теплоотдачи по поверхности у СТ-286 больше, чем у СТ-220 примерно на 15 – 20 %, что связано с уменьшением интенсивности обдувки воздухом укороченных стержней СТ-220 вследствие снижения их средней линейной скорости движения по окружности. Из анализа полученных результатов следует, что наиболее эффективным в сопоставимых условиях является устройство с максимальным диаметром 346 мм, где рассеиваемая тепловая мощность в установившемся режиме больше в 1,1 раза, чем у устройства диаметром 286 мм и в 2,0 раза больше, чем у устройства диаметром 220 мм. Полученные материалы могут быть полезны при разработке и проектировании нагревательных и термических печей с использованием принудительной циркуляции теплоносителя.

Ключевые слова: устройство охлаждения вала вентилятора, печной высокотемпературный вентилятор, конвективный теплообмен.

DOI: 10.17073/0368-0797-2017-8-649-653

Постоянное совершенствование конструкций высокотемпературных вентиляторов в настоящее время связано с повышением к ним требований по энергоэффективности и надежности их работы. Энергоэффективность вентиляторов достигается за счет выбора оптимальных аэродинамических характеристик, обеспечивающих наименьшие затраты на организацию движения теплоносителя по циркуляционному контуру печей с конвективным типом теплообмена [1 – 22].

Эксплуатационная надежность печных вентиляторов определяется во многом удовлетворительными условиями работы наиболее механически нагруженного элемента – узла подшипников, находящегося под постоянным воздействием нагрева за счет передачи тепла теплопроводностью вдоль вращающегося вала.

* Работа выполнена при финансовой поддержке, постановление № 211 Правительства РФ, контракт № 02.A03.21.0006.

Необходимый тепловой режим узла подшипников в этом случае поддерживают путем оснащения вала устройствами охлаждения различных конструкций.

В ОАО «Научно-исследовательский институт металлургической теплотехники» (ОАО «ВНИИМТ») совместно с Уральским федеральным университетом (УрФУ) было разработано устройство воздушного охлаждения вала стержневого типа (рис. 1), состоящее из втулки 1 и равномерно расположенных по ее радиусу стержней 2. Устройство представляет из себя теплообменник, где теплоотдача от поверхности стержней интенсифицируется за счет их вращения.

На экспериментальном стенде ОАО «ВНИИМТ» [23] были определены закономерности теплоотдачи от поверхности стержневых устройств трех типоразмеров в зависимости от частоты вращения вала вентилятора. Разработанные устройства выполнены в натуральную

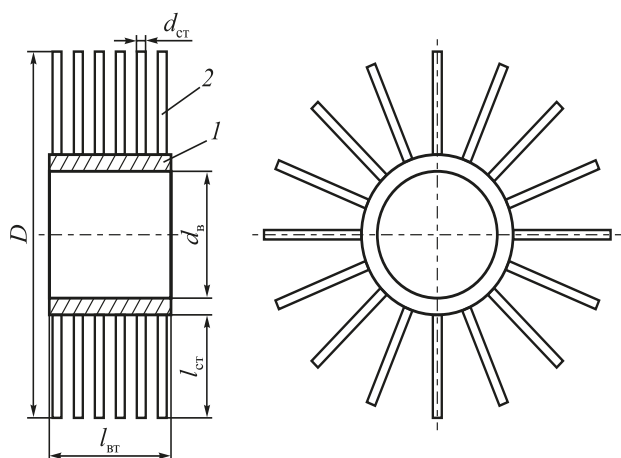


Рис. 1. Схема устройства воздушного охлаждения вала стержневого типа:
1 – втулка; 2 – стержень

Fig. 1. Scheme of the rod-type air cooling shaft device:
1 – sleeve; 2 – rod

величину и в дальнейшем применялись в конструкциях высокотемпературных печных вентиляторов.

В таблице представлены геометрические размеры исследованных устройств стержневого типа.

Результаты исследований на экспериментальном стенде устройств охлаждения (рис. 2) после обработки соответствуют следующим зависимостям.

Для устройства с внешним диаметром 346 мм (СТ-346):

Геометрические размеры стержневых устройств трех типоразмеров

Geometrical dimensions of rod devices of three standard sizes

Показатель	Обозначение устройства		
	СТ-346	СТ-286	СТ-220
Внешний диаметр D , мм	346	286	220
Диаметр вала вентилятора d_v , мм	110	110	110
Отношение диаметров D/d_v	0,318	0,385	0,5
Число стержней в одном ряду	16	16	16
Число рядов	5	5	5
Общее число стержней	80	80	80
Длина единичного стержня $l_{ст}$, мм	103	73	40
Диаметр стержня $d_{ст}$, мм	12	12	12
Отношение длины стержня к его диаметру $l_{ст}/d_{ст}$	8,6	6,1	3,3
Длина втулки устройства охлаждения $L_{вт}$, мм	110	110	110
Теплообменная площадь устройства, m^2	0,3485	0,2580	0,1586
Применяемый материал	Ст. 45	Ст. 45	Ст. 45

$$Nu = 0,05399 Re^{0,8} \tag{1}$$

Для устройств с внешними диаметрами 286 мм (СТ-286) и 220 мм (СТ-220) зависимость оказалась универсальной:

$$Nu = 0,07553 Re^{0,8}, \tag{2}$$

где $Nu = \frac{\alpha D}{\lambda_b}$; $Re = \frac{DW}{\nu} = \frac{\pi D^2 n}{\nu}$.

Здесь Nu – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса; α – средний коэффициент теплоотдачи от открытой поверхности устройства охлаждения, Вт/($m^2 \cdot K$); D – внешний диаметр устройства, м; λ_b – коэффициент теплопроводности окружающей среды, Вт/($m \cdot K$); W – линейная скорость движения внешней образующей вращающегося устройства, м/с; n – угловая скорость вращения устройства, 1/с; ν – кинематический коэффициент вязкости окружающей среды, m^2/s .

Полученные экспериментальные зависимости были обобщены в виде

$$Nu = C Re^{0,8}, \tag{3}$$

где C – коэффициент пропорциональности, зависящий от соотношения d_v/D рассматриваемых устройств.

Изменение коэффициента C от d_v/D приведено на рис. 3. Зависимость справедлива в исследованном диапазоне $0,318 \leq d_v/D \leq 0,5$.

В диапазоне изменения $0,385 \leq d_v/D \leq 0,5$, что соответствует уменьшению относительной длины стержней

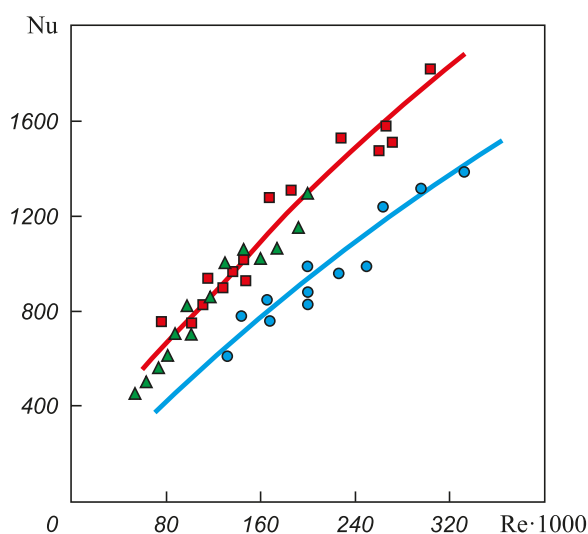


Рис. 2. Зависимость величины числа Nu_a от числа Re для условий конвективного теплообмена между поверхностью вращающегося устройства охлаждения стержневого типа вала печного вентилятора и окружающей средой:
● – СТ-346; ■ – СТ-286; ▲ – СТ-220

Fig. 2. The number Nu_a dependence on the number Re for convective heat exchange conditions between surface of the rotating furnace fan shaft rod-type cooling device and the environment:
● – СТ-346; ■ – СТ-286; ▲ – СТ-220

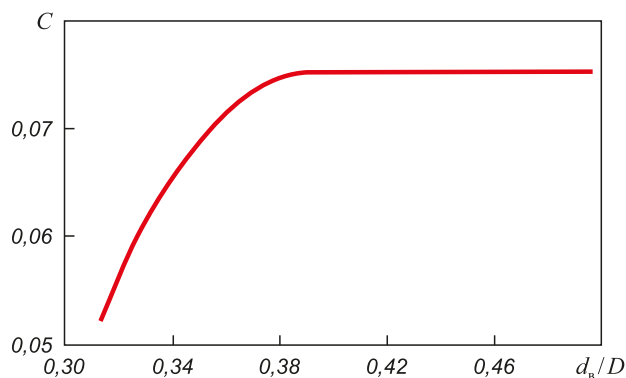


Рис. 3. Зависимость коэффициента C от соотношения диаметров вала и внешнего диаметра устройства охлаждения стержневого типа

Fig. 3. Dependence of C coefficient on the shaft diameter and outer diameter of rod-type cooling device

$l_{ст}/d_{ст}$ с 6,1 до 3,3, имеет место режим, близкий к автомобильному, где теплоотдача для данного типа устройства описывается универсальной степенной зависимостью с постоянным коэффициентом $C = 0,07553$.

В исследованном диапазоне $0,318 \leq d_b/D \leq 0,385$, что соответствует изменению относительной длины стержней от 8,6 до 6,1, автомобильного режима теплоотдачи не наблюдается и коэффициент C является величиной переменной.

На рис. 4 представлены зависимости среднего коэффициента теплоотдачи по поверхности устройств стержневого типа от частоты вращения вала вентилятора.

Наименьший коэффициент теплоотдачи оказался у СТ-346 с наибольшим внешним диаметром и, соот-

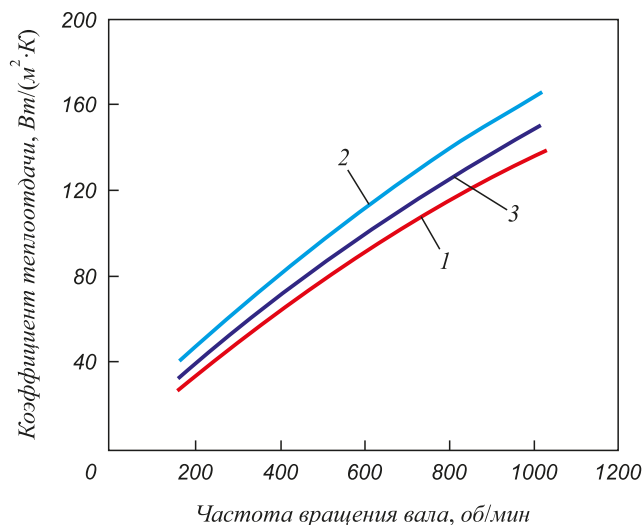


Рис. 4. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи поверхности устройств охлаждения стержневого типа от частоты вращения вала печного вентилятора:
1 – СТ-346; 2 – СТ-286; 3 – СТ-220

Fig. 4. Dependence of average heat transfer coefficient from rod-type cooling devices surface on shaft rotating speed of furnace fan:
1 – СТ-346; 2 – СТ-286; 3 – СТ-220

ветственно, наиболее длинными стержнями ($l_{ст}/d_{ст} = 8,6$). Это явление связано, по-видимому, с тем, что в процессе теплопередачи от вала в окружающую среду лимитирующим участком теплообмена в этом случае является подвод тепла теплопроводностью вдоль оси стержней.

Наибольший коэффициент теплоотдачи в сопоставимых условиях наблюдается у СТ-286 со стержнями $l_{ст}/d_{ст} = 6,1$, где более сбалансированы подвод тепла теплопроводностью через внутренние сечения стержней и отвод его от их внешних поверхностей конвекцией в окружающую среду.

Сравнивая полученные данные по СТ-286 и СТ-220, было установлено, что при одинаковой частоте вращения вала, коэффициент теплоотдачи по поверхности у СТ-286 больше, чем у СТ-220 примерно на 15 – 20 %, что вполне объяснимо уменьшением интенсивности обдувки воздухом укороченных стержней СТ-220 вследствие снижения их средней линейной скорости движения по окружности.

На рис. 5 представлены графики, показывающие эффективность отвода тепла устройствами стержневого типа при изменении частоты их вращения.

Расчет произведен при следующих параметрах: диаметр вала $d_b = 110$ мм; длина вала, охватываемая устройством охлаждения (длина втулки $l_{вт}$) равна 110 мм; разность средней температуры поверхности устройства и окружающей среды составляет 50 °С.

Из рассмотрения полученных результатов следует, что наиболее эффективным в сопоставимых условиях все же является устройство с максимальным диаметром СТ-346, где рассеиваемая тепловая мощность в установившемся режиме, пропорциональная произведению среднего

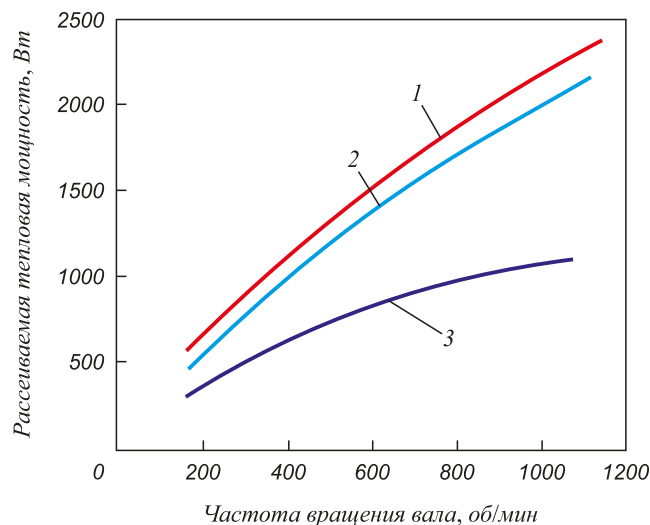


Рис. 5. Тепловая мощность, рассеиваемая с помощью устройств охлаждения вала стержневого типа в зависимости от частоты вращения:
1 – СТ-346; 2 – СТ-286; 3 – СТ-220

Fig. 5. The thermal power dissipated by rod-type shaft cooling devices depending on rotation speed:
1 – СТ-346; 2 – СТ-286; 3 – СТ-220

коэффициента теплоотдачи и теплообменной площади стержней, оказалась максимальной. Наименьшая рассеиваемая тепловая мощность в сопоставимых условиях наблюдается у СТ-220 с наиболее короткими стержнями.

Увеличение относительной длины стержня от 3,3 (СТ-220) до 6,1 (СТ-286) приводит к существенному повышению рассеиваемой тепловой мощности. Так, например, при частоте вращения вала 1000 об/мин мощность увеличивается с 1100 до 2000 Вт, т. е. в 1,8 раза. Тогда как относительное удлинение стержней с 6,1 (СТ-286) до 8,6 (СТ-346) позволяет увеличить тепловую мощность лишь в 1,1 раза до 2200 Вт, что вполне согласуется с вышеизложенным анализом полученных данных.

Выводы. Таким образом, в результате исследований установлено, что в диапазоне изменения относительной длины стержней от 3,3 до 6,1 имеет место режим, близкий к автотемпературному, где теплоотдача от их поверхности описывается универсальной зависимостью.

В диапазоне изменения относительной длины стержней от 6,1 до 8,6 полученные результаты обобщены в виде степенной зависимости $Nu = CRe^{0,8}$ с коэффициентом пропорциональности, зависящим от соотношения величин диаметра вала и внешнего диаметра устройства d_b/D .

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аптерман В.Н., Тымчак В.М. Протяжные печи. – М.: Металлургия, 1969. – 320 с.
2. Дружинин Г.М., Ашихмин А.А., Маслов П.В. и др. Термическая печь с комбинированной системой отопления // *Сталь*. 2015. № 3. С. 70 – 74.
3. Зайнуллин Л.А., Калганов М.В., Калганов Д.В. и др. Создание печных электронагревателей с радиационно-конвективным способом теплообмена // *Сталь*. 2015. № 3. С. 75 – 77.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 343 с.
5. Казанцев Е.И. Промышленные печи. – М.: Металлургия, 1975. – 367 с.
6. Зайнуллин Л.А., Спирин Н.А., Калганов М.В., Калганов Д.В. Применение центробежных вентиляторов при работе термической конвективной печи в режиме охлаждения // *Сталь*. 2015. № 3. С. 78 – 80.
7. Соломахова Т.С., Чебышева К.В. Центробежные вентиляторы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – 175 с.
8. Bloom W. Jet heat reparation of waste furnace gases on strip lines // *Iron and Steel Engineer*. 1979. No. 12. P. 32 – 37.
9. Martin H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces // *Advances in Heat Transfer*. 1977. Vol. 13. P. 1 – 60.
10. Launder B.E., Rodi W. The turbulent wall jet // *Prog. Aerospace Science*. 1981. Vol. 19. P. 81 – 128.
11. Кузьмин И.И., Зубков С.В., Лыжин Ю.А. Совершенствование конструкции циркуляционного вентилятора колпаковых печей // *Сталь*. 2007. № 8. С. 89 – 91.
12. Султанов Н.Л., Мироненков Е.И., Жиркин Ю.В. Управление тепловым состоянием подшипниковых опор на стане-тандеме 2000 холодной прокатки ОАО ММК // *Сталь*. 2014. № 4. С. 71 – 73.
13. Кутлубаев И.М., Мацко Е.Ю., Усов И.Г. Совершенствование охлаждения листового проката // *Сталь*. 2015. № 8. С. 44 – 50.
14. Демин К.К., Паршиков С.Ф. Совершенствование технологии охлаждения ленты после светлого отжига в одностопной колпаковой печи // *Сталь*. 2008. № 4. С. 69.
15. Zareba S., Wolff A., Jelali M. Mathematical modelling and parameter identification of a stainless steel annealing furnace // *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2016. Vol. 60. P. 15 – 39.
16. Strommer S., Niederer M., Steinboeck A., Kugi A. A mathematical model of a direct-fired continuous strip annealing furnace // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. Vol. 69. P. 375 – 389.
17. Feng H.J., Chen L.G., Xie Z.H., Sun F.R. Constructal designs for insulation layers of steel rolling reheating furnace wall with convective and radiative boundary conditions // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 100. P. 925 – 931.
18. Blaszcuk A., Nowak W. Heat transfer behavior inside a furnace chamber of large-scale supercritical CFB reactor // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015. Vol. 87. P. 464 – 480.
19. Feng H.J., Chen L.G., Xie Z.H., Sun F.R. Constructalentransy optimizations for insulation layer of steel rolling reheating furnace wall with convective and radiative boundary conditions // *Chinese Science Bulletin*. 2014. Vol. 59. P. 2470 – 2477.
20. Emadi A., Saboonchi A., Taheri M., Hassanpour S. Heating characteristics of billet in a walking hearth type reheating furnace // *Applied Thermal Engineering*. 2014. Vol. 63. P. 396 – 405.
21. Prieto M.M., Fernandez F.J., Rendueles J.L. Development of stepwise thermal model for annealing line heating furnace // *Ironmaking & Steelmaking*. 2005. Vol. 32. P. 165 – 170.
22. Kim Y.D., Kang D.H., Kim W.S. Experimental and numerical studies on the thermal analysis of the plate in indirectly fired continuous heat treatment furnace // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2009. Vol. 23. P. 631 – 642.
23. Зайнуллин Л.А., Калганов М.В., Калганов Д.В. Исследование эффективности охлаждения вращающегося вала печного высокотемпературного вентилятора // *Изв. вуз. Черная металлургия*. 2015. № 9. С. 662 – 666.

Поступила 12 апреля 2017 г.

STUDY OF THE COOLING EFFICIENCY OF FURNACE FAN'S SHAFT EQUIPPED WITH DEVICES OF ROD TYPE

L.A. Zainullin^{1,2}, M.V. Kalganov¹, D.V. Kalganov¹, N.A. Spirin²

¹OJSC Scientific Research Institute of metallurgical heat engineering (VNIIMT), Ekaterinburg, Russia

²Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia

Abstract. The design of the air cooling device for the furnace fan's shaft of rod type of three standard sizes is proposed. During the experiments at

the experimental stand, the convective heat transfer from the surface of these devices to the environment at a different shaft rotation frequency was obtained critically. It was established that in the range of variation of the relative length of the rods from 3.3 to 6.1, a regime close to the self-similar mode takes place, where the heat transfer from their surface can be described by a universal dependence. In the range of variation of the relative length of the rods from 6.1 to 8.6, the experimental data are generalized in the form of a power law with a proportionality coefficient that depends on the ratio of the shaft diameter to the outer diameter of the device. The least coefficient of heat transfer from the

external surface was found in ST-346 with the largest outside diameter and, correspondingly, the longest rods, which is apparently due to the fact that in the process of heat transfer from the shaft to the environment, the limiting heat exchange section is the heat supply by heat conduction along of the rods axis. The highest heat transfer coefficient under comparable conditions is observed in ST-286 with medium rods, where the heat supply is more balanced by thermal conductivity along the rods and its removal from their external surfaces by convection to the environment. When comparing the data obtained with CT-286 and CT-220, it was found that at the same shaft rotation frequency, the heat transfer coefficient over the surface of ST-286 is about 15–20 %, which is associated with a decrease in intensity of air blowing of shortened rods of ST-220 due to the decrease in their average linear speed of movement along the circumference. From the analysis of the obtained results, it follows that the most effective in comparable conditions is the device with a maximum diameter of 346 mm, where the dissipated thermal power in the steady state is 1.1 times higher than that of the device with a diameter of 286 mm and 2.0 times greater than for devices with a diameter of 220 mm. The obtained materials can be used in the design of heating and thermal furnaces using forced coolant circulation.

Keywords: cooling fan shaft, furnace high-temperature fan, convective heat transfer.

DOI: 10.17073/0368-0797-2017-8-651-655

REFERENCES

1. Apterman V.N., Tymchak V.M. *Protyazhnye pechi* [Continuous furnaces]. Moscow: Metallurgiya, 1969, 320 p. (In Russ.).
2. Druzhinin G.M., Ashikhmin A.A., Maslov P.V., Popov A.B., Loshkarev N.B., Galkin S.A. Furnace with a hybrid heating system. *Steel in Translation*. 2015, vol. 45, no. 3, pp. 216–220.
3. Zainullin L.A., Kalganov M.V., Kalganov D.V., Loshkarev N.B., Fatkhutdinov A.R., Pugin A.I. Furnace electric heaters with radiant-convective heat transfer. *Steel in Translation*. 2015, vol. 45, no. 3, pp. 221–223.
4. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat transfer]. Moscow: Energiya, 1977, 343 p. (In Russ.).
5. Kazantsev E.I. *Promyshlennye pechi* [Industrial Furnaces]. Moscow: Metallurgiya, 1975, 367p. (In Russ.).
6. Zainullin L.A., Kalganov M.V., Kalganov D.V., Spirin N.A. Using centrifugal fans in the cooling of convective furnaces. *Steel in Translation*. 2015, vol. 45, no. 3, pp. 224–225.
7. Solomakhova T.S., Chebysheva K.V. *Tsentrobezhnye ventilyatory: spravochnik* [Centrifugal fans: Handbook]. Moscow: Mashinostroyeniye, 1980, 175 p. (In Russ.).
8. Bloom W. Jet heat reparation of waste furnace gases on strip lines. *Iron and Steel Engineer*. 1979, no. 12, pp. 32–37.
9. Martin H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces. *Advances in Heat Transfer*. 1977, vol. 13, pp. 1–60.
10. Launder B.E., Rodi W. The turbulent wall jet. *Prog. Aerospace Science*. 1981, vol. 19, pp. 81–128.
11. Kuz'min I.I., Zubkov S.V., Lyzhin Yu.A. Improving of the circulation fan design in bell furnaces. *Stal'*. 2007, no. 8, pp. 89–91. (In Russ.).
12. Sultanov N.L., Mironenkov E.I., Zhirkin Yu.V. Managing of thermal state of bearings on cold rolling tandem-mill 2000 of MMK OMO. *Stal'*. 2014, no. 4, pp. 71–73. (In Russ.).
13. Kutlubaev I.M., Matsko E.Yu., Usov I.G. Improvement of cooling of rolled products. *Stal'*. 2015, no. 8, pp. 44–50. (In Russ.).
14. Demin K.K., Parshikov S.F. Improvement of the tape cooling technologies after bright annealing in a one-foot bell furnace. *Stal'*. 2008, no. 4, p. 69. (In Russ.).
15. Zareba S., Wolff A., Jelali M. Mathematical modelling and parameter identification of a stainless steel annealing furnace. *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2016, vol. 60, pp. 15–39.
16. Strommer S., Niederer M., Steinboeck A., Kugi A. A mathematical model of a direct-fired continuous strip annealing furnace. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014, vol. 69, pp. 375–389.
17. Feng H.J., Chen L.G., Xie Z.H., Sun F.R. Constructal designs for insulation layers of steel rolling reheating furnace wall with convective and radiative boundary conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2016, vol. 100, pp. 925–931.
18. Blaszcuk A., Nowak W. Heat transfer behavior inside a furnace chamber of large-scale supercritical CFB reactor. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015, vol. 87, pp. 464–480.
19. Feng H.J., Chen L.G., Xie Z.H., Sun F.R. Constructal entransy optimizations for insulation layer of steel rolling reheating furnace wall with convective and radiative boundary conditions. *Chinese Science Bulletin*. 2014, vol. 59, pp. 2470–2477.
20. Emadi A., Saboonchi A., Taheri M., Hassanpour S. Heating characteristics of billet in a walking hearth type reheating furnace. *Applied Thermal Engineering*. 2014, vol. 63, pp. 396–405.
21. Prieto M.M., Fernandez F.J., Rendueles J.L. Development of stepwise thermal model for annealing line heating furnace. *Ironmaking & Steelmaking*. 2005, vol. 32, pp. 165–170.
22. Kim Y.D., Kang D.H., Kim W.S. Experimental and numerical studies on the thermal analysis of the plate in indirectly fired continuous heat treatment furnace. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2009, vol. 23, pp. 631–642.
23. Zainullin L.A., Kalganov M.V., Kalganov D.V. Investigation of cooling efficiency of the rotating high temperature furnace fan. *Izvestiya VUZov. Chernaya metallurgiya = Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2015, no. 9, pp. 662–666. (In Russ.).

Acknowledgements. The work was financially supported by Act 211 of the Government of the Russian Federation, contract no. 02.A03.21.0006.

Information about the authors:

L.A. Zainullin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, General Direktor (aup@vniimt.ru)

M.V. Kalganov, Research Associate (z1917@mail.ru)

D.V. Kalganov, Research Associate (KalganovDV@mail.ru)

N.A. Spirin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Chair "Thermal Physics and Informatics in Metallurgy" (n.a.spirin@urfu.ru)

Received April 12, 2017