

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ВАЛА ПЕЧНОГО ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

*Зайнуллин Л.А.<sup>1</sup>, д.т.н., профессор, генеральный директор (aup@vniimt.ru)*

*Калганов М.В.<sup>1</sup>, научный сотрудник (z1917@mail.ru)*

*Калганов Д.В.<sup>1</sup>, научный сотрудник*

*Ярчук В.Ф.<sup>2</sup>, к.т.н., доцент кафедры «Теплофизика и информатика в металлургии»*

<sup>1</sup> ОАО «Научно-исследовательский институт металлургической теплотехники»

(620137, Россия, Екатеринбург, ул. Студенческая, 16)

<sup>2</sup> Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

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

**Аннотация.** Получена экспериментальная зависимость конвективной теплоотдачи от открытой поверхности вала печного высокотемпературного вентилятора в окружающую среду при различной частоте его вращения. Показано, что в сопоставимых условиях средний коэффициент теплоотдачи от поверхности вращающегося вала на 40 – 60 % больше, чем при обдуве потоком воздуха в поперечном направлении одиночного неподвижного цилиндра. Предложена методика расчета охлаждения вращающегося вала и получена математическая формула, пригодная для оценки его температуры в районе подшипников в зависимости от конструктивных параметров вентилятора и режимов работы печи. Расчетами показано, что при увеличении числа оборотов вращения вала температура нагрева подшипников интенсивно снижается в диапазоне от 100 до 600 об/мин. В случае дальнейшего повышения частоты вращения вала температура подшипников практически стабилизируется. Из анализа предложенной расчетной зависимости следует, что для снижения нагрева подшипников при выбранной частоте вращения и диаметре вала необходимо увеличивать длину открытой поверхности вала или применять материалы с возможно меньшим коэффициентом теплопроводности. Представленные зависимости могут быть использованы при разработке высокотемпературных вентиляторов для нагревательных и термических печей.

**Ключевые слова:** печной высокотемпературный вентилятор, конвективный теплообмен, охлаждение вала и подшипников вентилятора.

**DOI:** 10.17073/0368-0797-2015-9-662-666

В настоящее время имеется потребность все большего применения разных типов и способов принудительной циркуляции в нагревательных и термических печах с широким разнообразием как по технологическому назначению, так и по их конструктивному оформлению [1 – 9]. Использование движения газовой среды в печном объеме позволяет существенно интенсифицировать процессы конвективного нагрева или охлаждения обрабатываемых материалов при обеспечении высокого качества получаемых изделий.

Для движения газа по циркуляционному контуру печи используют вентиляторы центробежного или осевого типа, приспособленные для работы при высоких температурах. Такие вентиляторы, как правило, проектируются и изготавливаются по схожим конструктивным схемам, при этом рабочее колесо (ротор), закрепленное на валу, помещается в рабочее пространство печи, а электропривод располагается с ее внешней стороны. Высокотемпературная часть вентилятора отделена от низкотемпературной теплоизолирующей стенкой (пробкой) (рис. 1). Тепло от нагретого рабочего колеса через ступицу передается на соответствующий конец вала, по которому за счет теплопроводности оно рас-

пространяется по его длине в сторону низкотемпературной части.

Значительная часть этого тепла рассеивается в окружающее пространство с открытой поверхности вращающегося вала на участке между внешней стенкой и подшипниками. Знание закономерностей теплообмена этого узла вентилятора с окружающей средой позволяет определить необходимую длину вала, при которой исключается перегрев подшипников. Эксплуатация подшипников при температуре выше допустимых значений, как правило, сопровождается выгоранием и коксованием смазки с последующим их заклиниванием и выходом из строя всего вентилятора.

На экспериментальном стенде Научно-исследовательского института металлургической теплотехники была проведена работа по определению зависимостей теплоотвода от открытой поверхности вала в окружающую среду (воздух) при различной частоте его вращения.

На рис. 2 приведены результаты этих исследований, которые с достаточной точностью описываются с помощью следующей критериальной зависимости:

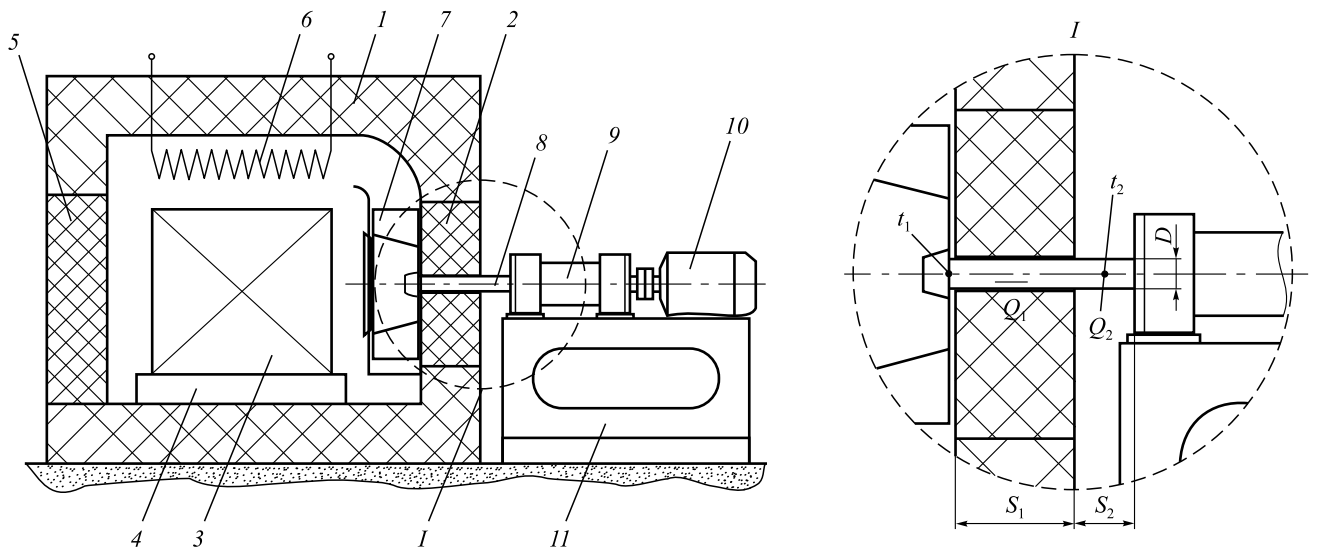


Рис. 1. Нагревательная конвективная печь, оборудованная высокотемпературным вентилятором:

1 – корпус с теплоизоляцией; 2 – теплоизолирующая стенка (пробка) вентилятора; 3 – обрабатываемый материал; 4 – подставка; 5 – загрузочная заслонка; 6 – нагреватель; 7 – рабочее колесо вентилятора; 8 – вал; 9 – узел подшипников; 10 – электродвигатель; 11 – подставка

Fig. 1. The heating convection furnace, equipped with high temperature fan:

1 – case with thermal insulation; 2 – thermal insulation wall (stopper) of the fan; 3 – processed material; 4 – stand; 5 – loading flap; 6 – heater; 7 – fan wheel; 8 – shaft; 9 – bearing assembly; 10 – electric motor; 11 – stand

$$Nu = 0,4964 Re^{0,583},$$

(1)

образующей вращающегося вала, м/с;  $n$  – угловая скорость вращения вала, 1/с;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости окружающей среды, м<sup>2</sup>/с.

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

Здесь  $Nu$  – число Нуссельта;  $Re$  – число Рейнольдса;  $\alpha$  – средний коэффициент теплоотдачи от открытой поверхности вращающегося вала, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $D$  – диаметр вала, м;  $\lambda_b$  – коэффициент теплопроводности окружающей среды, Вт/(м·К);  $W$  – линейная скорость движения

На рис. 3 приведено сравнение величин коэффициентов теплоотдачи от поверхности вращающегося вала,

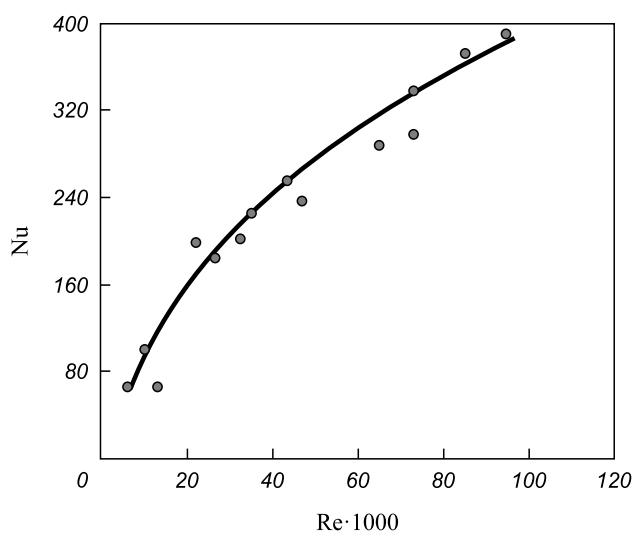


Рис. 2. Зависимость величины числа  $Nu$  от числа  $Re$  для условий конвективного теплообмена между поверхностью вращающегося вала печного вентилятора и окружающей средой

Fig. 2. The number  $Nu$  dependence on the number  $Re$  for convective heat exchange conditions between surface of the rotating furnace fan shaft and the environment

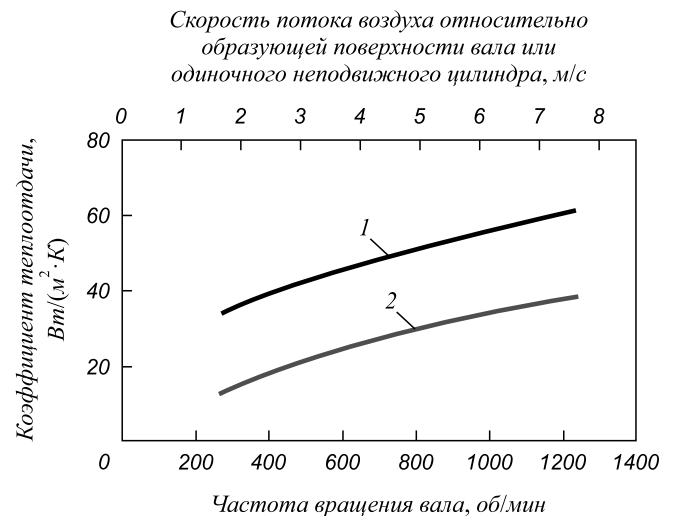


Рис. 3. Сравнение теплоотдачи от поверхности вращающегося вала и одиночного неподвижного цилиндра при поперечном направлении его обдува:

1 – вращающийся вал вентилятора диаметром 100 мм; 2 – одиночный неподвижный цилиндр диаметром 100 мм в поперечном потоке воздуха по данным работы [4]

Fig. 3. Comparison of heat transfer from the rotating shaft surface and a single fixed cylinder transverse direction of airflow:

1 – rotating shaft of the fan with diameter of 100 mm; 2 – single fixed cylinder with diameter of 100 mm in the transverse air flow according to [4]

полученных в ходе экспериментов, и одиночного неподвижного цилиндра при обтекании его потоком воздуха в поперечном направлении по данным работы [10] в сопоставимых условиях. Из анализа полученных результатов следует, что интенсивность теплообмена в первом случае на 40 – 50 % больше, чем во втором. Это явление, по-видимому, объясняется более сложным характером обтекания поверхности неподвижного цилиндра, где по мере движения газа вдоль образующей имеет место нарастание пограничного слоя с последующим срывом его в кормовой части. Необходимо отметить, что локальное значение коэффициента теплоотдачи на лобовой образующей цилиндра практически близко или совпадает с полученными значениями среднего коэффициента теплоотдачи от поверхности вращающегося вала.

Таким образом, в случае вращающегося вала интенсивность теплоотвода от его поверхности в окружающее пространство достаточно высока и, при этом, возрастает с увеличением частоты вращения.

Приближенный процесс охлаждения вала высокотемпературного вентилятора в установившемся стационарном тепловом режиме (см. рис. 1) описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{\lambda_m}{S_1 + 0,5S_2} \frac{\pi D^2}{4} (t_1 - t_2); \\ Q &= \alpha \pi D S_2 (t_2 - t_b); \quad Q_1 = Q_2, \end{aligned} \quad (2)$$

где,  $Q_1$  – тепло, переносимое от нагретого конца вала к подшипникам за счет теплопроводности, Вт;  $Q_2$  – тепловой поток, рассеиваемый в окружающую среду с поверхности вращающегося вала на участке между наружной стенкой и ближним подшипником, Вт;  $D$  – диаметр вала, м;  $\lambda_m$  – коэффициент теплопроводности материала вала, Вт/(м·К);  $\alpha$  – средний коэффициент теплоотдачи от открытой поверхности вращающегося вала, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $S_1$  – толщина теплоизолирующей стенки, м;  $S_2$  – длина открытого участка вала от стенки до ближайшего подшипника, м;  $t_1$  – температура нагретого конца вала, °С;  $t_2$  – средняя температура открытого участка вала от стенки до ближнего подшипника, °С;  $t_b$  – температура окружающей среды, °С.

В представленной расчетной методике сделаны следующие допущения:

- теплоотвод в окружающую среду от поверхности участка вала, проходящего через теплоизолированную стенку, отсутствует;
- в радиальном направлении вал рассматривается как термически тонкое тело;
- через открытую поверхность вала рассеивается весь тепловой поток, который приходит от нагретого конца за счет теплопроводности.

Система уравнений (2) имеет аналитическое решение, которое позволяет проводить расчетный анализ теплового состояния наиболее теплонегруженных частей

печного вентилятора в зависимости от его конструктивных особенностей и режимов работы.

На рис. 4 приведены расчетные зависимости изменения температуры в районе подшипников различных по диаметру валов вентиляторов от частоты их вращения по уравнению

$$t_2 = \frac{\frac{\lambda_m}{S_1 + 0,5S_2} \frac{\pi D^2}{4} t_1 + \alpha \pi D S_2 t_b}{\frac{\lambda_m}{S_1 + 0,5S_2} \frac{\pi D^2}{4} + \alpha \pi D S_2}. \quad (3)$$

При увеличении числа оборотов вращения вала в диапазоне от 100 до 600 об/мин температура нагрева подшипников интенсивно снижается. В случае дальнейшего повышения частоты вращения вала температура подшипников практически стабилизируется. Увеличение же диаметров с 50 до 150 мм при постоянной частоте их вращения (например, 500 об/мин) приводит к существенному росту температуры нагрева подшипников с 70 до 120 °С, что объясняется повышением (в 9 раз) площади поперечного сечения рассматриваемых валов.

Из представленного материала следует, что при установленной максимально допустимой температуре нагрева подшипников, например, 90 °С, длительная

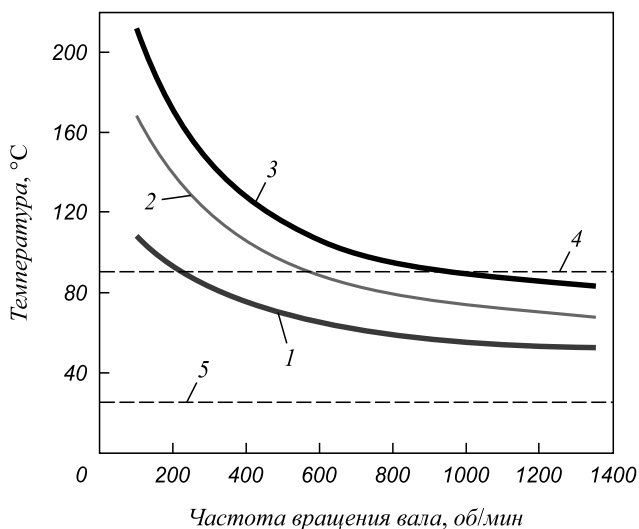


Рис. 4. Изменение температуры вала в районе подшипников в зависимости от его диаметра и частоты вращения при диаметре вала, мм: 1 – 50; 2 – 100; 3 – 150; 4 – предельно допустимая температура нагрева подшипников – 90 °С; 5 – температура окружающей среды  $t_b = 25$  °С; температура нагрева вала в печи  $t_1 = 500$  °С; толщина теплоизолированной стенки  $S_1 = 500$  мм; длина открытой части вала  $S_2 = 300$  мм

Fig. 4. The change of shaft temperature in the bearing area depending on its diameter and rotation speed.

Shaft diameter: 1 – 50 mm; 2 – 100 mm; 3 – 150 mm; 4 – maximum heating temperature of bearings – 90 °С; 5 – ambient temperature  $t_b = 25$  °С; heating temperature of the furnace shaft  $t_1 = 500$  °С; thermoinsulated wall of thickness  $S_1 = 500$  mm; length of the exposed portion of the shaft  $S_2 = 300$  mm

эксплуатация рассматриваемых вентиляторов невозможна при следующих частотах вращения:

- для вала диаметром 50 мм менее 200 об/мин;
- для вала диаметром 100 мм менее 600 об/мин;
- для вала диаметром 150 мм менее 1000 об/мин.

Из анализа расчетной зависимости (3) следует, что для снижения температуры нагрева подшипников при выбранной частоте вращения и диаметре вала необходимо увеличивать длину открытой поверхности вала или применять материалы с возможно меньшим коэффициентом теплопроводности. Кроме того, тепловой поток, распространяющийся вдоль вала теплопроводностью, может быть существенно снижен в случае использования полых конструкций трубчатого типа. В этом случае удастся уменьшить величину этого теплового потока в 1,5 – 2 раза за счет заполнения центральной полости вала газовой средой с высокими теплоизолирующими свойствами.

На рис. 5 приведены графики рассеиваемой тепловой мощности с открытой поверхности вала в зависимости от его диаметра и частоты вращения. С увеличением числа оборотов вентиляторов от 100 до 600 об/мин, независимо от величины диаметров их валов, рассеиваемое тепло в окружающее пространство существенно возрастает. При дальнейшем увеличении частоты вращения валов отводимый тепловой поток возрастает незначительно. Увеличение диаметров валов в 3 раза с 50 до 150 мм приводит к повышению теплоотвода в 5 – 7 раз в сопоставимых условиях.

**Выводы.** В ходе экспериментальных исследований получена критериальная зависимость конвективной теплоотдачи от открытой поверхности вала печного высокотемпературного вентилятора в окружающую среду при различной частоте его вращения. Показано, что в сопоставимых условиях средний коэффициент теплоотдачи от поверхности вращающегося вала на 40 – 60 % больше, чем при обдуве потоком воздуха в поперечном направлении одиночного неподвижного цилиндра.

Предложена приближенная методика расчета охлаждения вала и выведена математическая формула, пригодная для расчета температуры вала в районе подшипников в зависимости от конструктивных параметров вентилятора и режимов его работы.

Расчетами также показано, что увеличение диаметра вала с 50 до 150 мм при прочих равных условиях приводит к повышению нагрева подшипников в 1,5 – 2 раза и увеличению рассеиваемого тепла в окружающую среду в 5 – 7 раз.

Представленные материалы могут быть использованы при разработке высокотемпературных вентиляторов для нагревательных и термических печей.

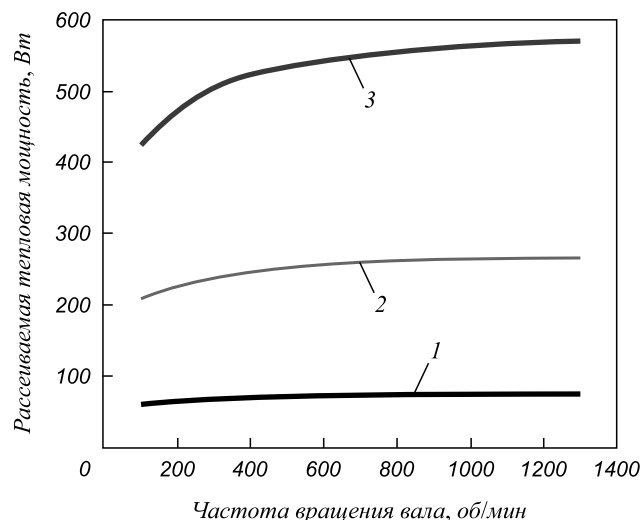


Рис. 5. Рассеиваемая тепловая мощность с открытой поверхности вала в зависимости от его диаметра и частоты вращения при диаметре вала, мм:

1 – 50; 2 – 100; 3 – 150; температура окружающей среды  $t_{\text{в}} = 25^\circ\text{C}$ ; температура нагрева вала в печи  $t_1 = 500^\circ\text{C}$ ; толщина теплоизолированной стенки  $S_1 = 500$  мм; длина открытой части вала  $S_2 = 300$  мм

Fig. 5. The thermal power dissipation from a shaft open surface depending on shaft diameter and rotation speed.

Shaft diameter: 1 – 50 mm; 2 – 100 mm; 3 – 150 mm; ambient temperature  $t_{\text{в}} = 25^\circ\text{C}$ ; heating temperature of the furnace shaft  $t_1 = 500^\circ\text{C}$ ; thermoinsulated wall of thickness  $S_1 = 500$  mm; length of the exposed portion of the shaft  $S_2 = 300$  mm

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дружинин Г.М., Ашихмин А.А., Маслов П.В. и др. Термическая печь с комбинированной системой отопления // *Сталь*. 2015. № 3. С. 70 – 74.
2. 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.
3. Аптерман В.Н., Тымчак В.М. Протяжные печи. – М.: Металлургия, 1969. – 320 с.
4. Зайнуллин Л.А., Калганов М.В., Калганов Д.В. и др. Печь теплового обезжиривания стеклосетки, оборудованная радиационно-конвективными электронагревателями // *Сталь*. 2015. № 3. С. 80 – 82.
5. Соломахова Т.С., Чебышева К.В. Центробежные вентиляторы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – 175 с.
6. Пат. 2467077 РФ. Способ термической обработки лифтовых труб малого диаметра типа «труба в трубе» / В.М. Калганов, Л.А. Зайнуллин, Д.В. Мехряков и др.; заявл. 26.12.2011; опубл. 20.11.2012. Бюл. № 32.
7. Bloom W. Jet heat reparation of waste furnace gases on strip lines // *Iron and Steel Engineer*. 1979. No. 12. P. 32 – 37.
8. Martin H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces // *Advances in Heat Transfer*. 1977. Vol. 13. P. 1 – 60.
9. Launder B. E., Rodi W. The turbulent wall jet // *Prog. Aerospace Science*. 1981. Vol. 19. P. 81 – 128.
10. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 343 с.

Поступила 19 июня 2015 г.

## INVESTIGATION OF COOLING EFFICIENCY OF THE ROTATING HIGH TEMPERATURE FURNACE FAN

**Zainullin L.A.<sup>1</sup>**, *Dr. Sci. (Eng.), Professor, General Director*  
(aup@vniimt.ru)

**Kalганов М.В.<sup>1</sup>**, *Research Associate*

**Kalганов Д.В.<sup>1</sup>**, *Research Associate*

**Yarchuk V.F.<sup>2</sup>**, *Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor of the Chair “Thermal Physics and Informatics in Metallurgy”*

<sup>1</sup> OJSC “Scientific Research Institute of Metallurgical Heat Engineering” (“VNIIMT”) (16, Studencheskaya str., Ekaterinburg, 620137, Russia)

<sup>2</sup> Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (19, Mira str., Ekaterinburg, 620002, Russia)

**Abstract.** The experimental dependence of convective heat transfer from the open surface of the high-temperature furnace fan shaft to an environment at a different frequency of its rotation was obtained. It is shown that under comparable conditions the average heat transfer coefficient of the rotating shaft surface is 40 – 60 % higher than for single fixed cylinder being blown with air flow in the transverse direction. The method of rotating shaft cooling calculating is proposed and the mathematical formula that is suitable for estimating the bearings area temperature depending on fan design parameters and furnace operations is obtained. Calculations have shown that the shaft rotation speed increasing rapidly decreases bearings heating temperature in the range of 100 to 600 rpm. In case of further increase of the shaft speed the bearing temperature is almost stabilized. From the analysis of proposed estimated dependence that reduces the bearings heating at the selected speed and diameter of the shaft it is necessary to increase the shaft open surface length or to use materials with the least possible thermal conductivity. The presented dependencies can be used to develop high-temperature fans for heating and heat treatment furnaces.

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

## REFERENCES

1. 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.
2. Zainullin L.A., Kalганов M.V., Kalганов 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.
3. Apterman V.N. Tymchak V.M. *Protyazhnye pechi* [Strand-type furnaces]. Moscow: Metallurgiya. 1969, 320 p. (In Russ.).
4. Zainullin L.A., Kalганов M.V., Kalганов D.V., Spirin N.A., Dzyubailo R.V., Li V.A. Furnace of thermal degreasing of fiberglass, equipped with radiation-convection electric heaters. *Stal'*, 2015, no. 3, pp. 80–82. (In Russ.).
5. Solomakhova T.S., Chebysheva K.V. *Tsentrobezhnye ventilyatory: spravochnik* [Centrifugal fans: Reference book]. Moscow: Mashinostroyeniye. 1980, 175 p. (In Russ.).
6. Kalганов V.M., Zainullin L.A., Mekhryakov D.V. etc. *Sposob termicheskoi obrabotki liftovykh trub malogo diametra tipa «truba v trube»* [A method of heat treating of a small diameter tubing such as “pipe in pipe”]. Patent RF no. 2467077 RF, MPK C 21 D 9/08 (2006.01), F 21 B 17/00 (2006.01), F 27 D 7/04 (2006.01). 2012, *Byulleten' izobretenii*, no. 32 (In Russ.).
7. Bloom W. Jet heat reparation of waste furnace gases on strip lines. *Iron and Steel Engineer*, 1979, no. 12, pp. 32–37.
8. Martin H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces. *Advances in Heat Transfer*, 1977. Vol. 13, pp. 1–60.
9. Launder B.E., Rodi W. The turbulent wall jet. *Prog. Aerospace Science*, 1981. Vol. 19, pp. 81–128.
10. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Basics of heat transfer]. Moscow: Energiya. 1977, 343 p. (In Russ.).

DOI: 10.17073/0368-0797-2015-9-662-666

Received June 19, 2015