

DOI: 10.7242/1999-6691/2017.10.2.14

УДК 536.2

ОЦЕНКА ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА СТЕРЖНЕЙ ИНДУКТОРА МГД-ПЕРЕМЕШИВАТЕЛЯ ПРИ ВОЗМОЖНОМ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В ПРОМЫШЛЕННОЙ АЛЮМИНИЕВОЙ ПЕЧИ

С.В. Лекомцев¹, С.Ю. Хрипченко^{1,2}¹*Институт механики сплошных сред УрО РАН, Пермь, Российская Федерация*²*Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Российская Федерация*

При производстве алюминиевых сплавов расплав в ванне печи необходимо перемешивать. Для этих целей удобно использовать МГД-устройства. Однако применяемые на практике перемешиватели, являющиеся в большинстве своем линейными индукторами бегущего поля, в силу своих конструктивных особенностей не могут быть достаточно эффективными. Их размеры значительно меньше линейных размеров ванны, полюса их магнитопроводов находятся за пределами стенок ванны и теплоизоляционного слоя, поэтому бегущее магнитное поле, воздействующее на жидкий металл, значительно ослаблено. По этим причинам подобные МГД-перемешиватели имеют большое энергопотребление (сотни кВА). Альтернативой им может стать устройство, представляющее собой систему параллельных стержней (шин), включённых в трёхфазную электросеть и расположенных в непосредственной близости от жидкого металла – сразу же под днищем ванны. Проблемой, на которую необходимо обращать внимание, является охлаждение стержней путём отвода джоулева тепла, выделяющегося при прохождении по ним электрического тока, и тепла, получаемого от жидкого металла в ванне печи. Наиболее просто тепло отводится за счёт конвективного движения воздуха, возникающего в трубчатых стержнях (отпадает необходимость в специальном дополнительном оборудовании). При проведении многовариантных инженерных расчётов в процессе проектирования такого рода устройств необходимо уметь находить значения скорости охлаждающего конвективного потока воздуха в полых стержнях МГД-перемешивателя. В работе приводится численный расчёт поля температур в алюминиевой печи и предлагается простая модель конвективного течения воздуха в шинах индуктора перемешивателя. На основании этой модели и результатов проведенных физических экспериментов получена инженерная полуэмпирическая формула для приближённого вычисления скорости конвективного движения воздуха по полым стержням МГД-перемешивателя.

Ключевые слова: алюминиевая отражательная печь, стержневой МГД-перемешиватель, температурное поле, теплоотдача, теплопоток, теплопроводность, турбулентное течение, полуэмпирическая модель

EVALUATION OF TEMPERATURE REGIME OF RODS OF INDUCTOR OF MHD STIRRER FOR POSSIBLE USE IN INDUSTRIAL ALUMINIUM FURNACE

S.V. Lekomtsev¹ and S.Yu. Khripchenko^{1,2}¹*Institute of Continuous Media Mechanics UB RAS, Perm, Russian Federation*²*Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation*

In the production of aluminum alloys the melt must be stirred in the bath of a furnace. Generally, stirring is provided by MHD-stirrers. However, MHD-stirrers commonly used in real production are the linear traveling field inductors which cannot be sufficiently effective by reason of their design features. Their sizes are much less than the linear dimensions of the bath and their poles are outside the bath walls and the insulation layer, which essentially reduces the influence of a magnetic field on the molten metal. The electrical power consumed by these stirrers is great (hundreds of kilovolt-ampere). An alternative to these stirrers may be a device with rods connected in parallel to a 3-phase power supply and placed in close proximity to the molten metal, immediately under the bath bottom. The main problem associated with this device is the cooling of rods (Joule heat dissipation released during the passage of electric current and heat from the molten metal bath in the furnace through them). The simplest way to carry out the released heat is the convective movement of air in the tubular rods (there is no need for special additional equipment). For multivariate engineering calculations at the stage of model designing it is necessary to determine the values of a convective air flow in the hollow rods of the inductor of a MHD-stirrer. In the present paper we propose a model for the convective air flow passing through the rods of the inductor of an MHD-stirrer. Based on this model and using the results of physical experiments performed in this study, we have derived a simple semi-empirical formula for approximate computation of the convective velocity of air in the hollow rods of an MHD-stirrer.

Key words: aluminum reflecting furnace, rod MHD-stirrer, temperature field, heat transfer, heat flow, thermal conductivity, turbulent flow, semi-empirical model

1. Введение

В отражательных печах, работающих в металлургическом производстве, для приготовления алюминиевых сплавов нагрев жидкого металла происходит сверху, что практически исключает термогравитационную конвекцию. Это приводит к появлению больших вертикальных перепадов температуры (до 100°C), что усиливает угар металла и сильно затрудняет равномерное распределение легирующих компонентов в сплаве. Для устранения этих недостатков в России и за рубежом начинают применять МГД-перемешиватели, которые воздействуют на металл в ванне вращающимся или бегущим магнитным полем. В результате этого выравнивается температура, ускоряется растворение и становится равномерным распределение в объёме легирующих компонентов [1, 2]. В работе [3] описывается способ создания бегущего магнитного поля для перемешивания жидкого алюминия в печи при помощи так называемого стержневого индуктора, который представляет собой систему стержней, подключённых к трёхфазной сети и расположенных в теплоизоляционном слое непосредственно под дном ванны (Рис. 1).

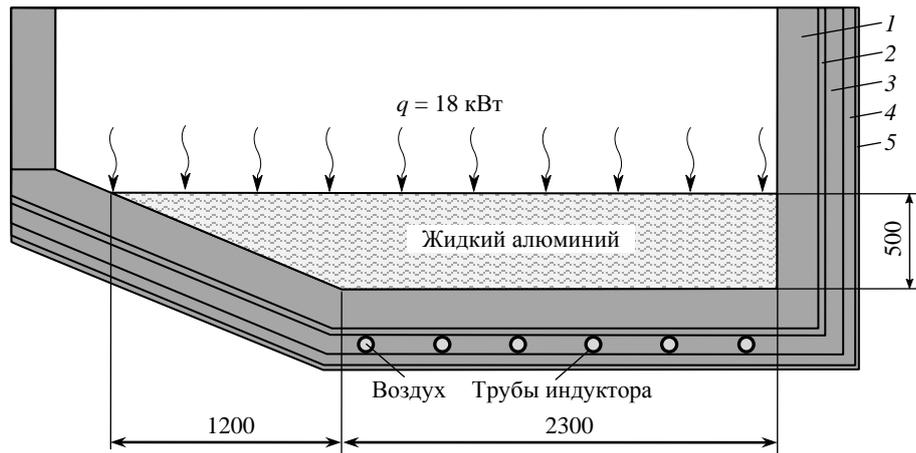


Рис. 1. Продольный разрез по плоскости симметрии упрощённой модели ванны промышленной печи и схема её теплоизоляции: 1 – футеровочный муллитокремнезёмистый кирпич МЛС-62 (230 мм); 2 – муллитовый картон МКРКЛ-450 (20 мм); 3 – шамотный легковес ШЛ-1.3 (100 мм); 4 – шамотный ультралегковес ШЛ-0.4 (60 мм); 5 – муллитовый фетр МКРФЦ-130 (12 мм)

При создании промышленной печи с МГД-перемешиванием предлагаемой схемы важно, чтобы температура стержней индуктора в процессе эксплуатации не превышала температуры их разрушения. В данной статье обсуждается один из режимов работы такой установки в отсутствие движения металла. Из численного решения задачи теплопроводности находится распределение температуры в печи и анализируется возможность охлаждения труб с помощью конструктивного решения, описанного в [3].

2. Задача стационарной теплопроводности для печи

В качестве аналога промышленной печи для плавки алюминия используется упрощённая модель, приведённая на рисунке 1. В слое шамотного легковеса располагаются алюминиевые стержни (трубы) индуктора диаметром 80 мм с толщиной стенки 20 мм. Расстояние между осями труб составляет 400 мм. Предполагается, что металл в ванне уже расплавлен и поддерживается в жидком состоянии с помощью факелов. В текущем исследовании процессы горения не учитываются, вместо этого задаётся эквивалентный поток тепла $q = 18$ кВт через верхнюю поверхность ванны (Рис. 1). При таких условиях вертикальный градиент температуры T положителен, и термогравитационная конвекция жидкого алюминия не возникнет. Это позволяет исключить из математической модели уравнения динамики жидкости и ограничиться рассмотрением лишь уравнения стационарной теплопроводности. Из решения задачи необходимо найти распределение температуры в области, где располагаются трубы индуктора.

Уравнение стационарной теплопроводности имеет вид:

$$\operatorname{div}(K \operatorname{grad} T) = 0, \quad (1)$$

где $K(T)$ — коэффициент теплопроводности, зависимость которого от температуры представлена на рисунке 2а для каждого слоя теплоизоляции печи. Данные для жидкого алюминия и воздуха берутся из таблиц, приведённых в [4, 5].

На внешних границах печи S_i (индекс $i = w$ означает стенку печи, $i = b$ — её дно) задаётся условие конвективного теплообмена с окружающей средой:

$$-K \frac{\partial T}{\partial n} = \lambda_i (T - T_{amb}), \quad (2)$$

где T_{amb} — температура окружающей среды, λ_i — коэффициенты теплоотдачи на соответствующих поверхностях ($i = w, b$), n — внешняя нормаль к соответствующей поверхности.

Исходя из условия симметрии при решении задачи рассматривается только половина конструкции. В этом случае на верхней поверхности ванны S_i задаётся условие для потока тепла:

$$-K \frac{\partial T}{\partial n} = \frac{2q}{S_i} = \frac{18000}{8,12} \approx 2217 \text{ Вт/м}^2. \quad (3)$$

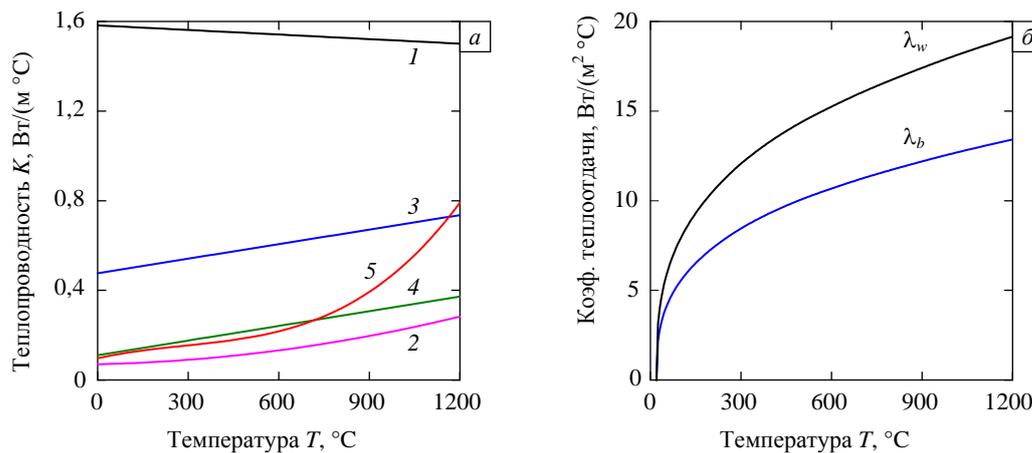


Рис. 2. Зависимости коэффициента теплопроводности (а) и теплоотдачи (б) от температуры для различных теплоизолирующих материалов: 1 – футеровочный муллитокремнезёмистый кирпич МЛС-62; 2 – муллитовый картон МКРКЛ-450; 3 – шамотный легковес ШЛ-1.3; 4 – шамотный ультралегковес ШЛ-0.4; 5 – муллитовый фетр МКРФЦ-130

В плоскости симметрии S_s (см. Рис. 1)

$$\partial T / \partial n = 0. \quad (4)$$

Усреднённое по поверхности значение коэффициента теплоотдачи λ определяется из выражения для числа Нуссельта на основании критериев подобия по формулам В.П. Исаченко [5]. В большинстве случаев λ может меняться в очень широких пределах и зависит от состояния пограничного слоя, качества обработки внутренней поверхности ванны, режима течения, характеристик окружающей печь среды. В данной работе используются коэффициенты критериальных уравнений, полученные в [5] для турбулентного режима течения воздуха вблизи вертикальных и горизонтальных поверхностей объекта при постоянном значении теплового потока на них:

$$\lambda = \frac{\overline{\text{Nu}} K_b}{R_0}, \quad (5)$$

где R_0 — характерный размер объекта, $\overline{\text{Nu}}$ — усреднённое по поверхности число Нуссельта, K_b — коэффициент теплопроводности воздуха. Для простоты принимается, что все вертикальные стенки имеют высоту $h = R_0 = 2,63$ м.

Усреднённое число Нуссельта определяется соотношением

$$\overline{\text{Nu}} = 0,15 \text{Ra}^{1/3} \varepsilon_i. \quad (6)$$

Здесь: $\varepsilon_i = \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}$ — коэффициент, учитывающий зависимость физических свойств окружающей среды от температуры, при этом критерий Прандтля Pr_f принимается для текучей среды согласно справочным данным из [6] при существующей температуре воздуха, а критерий Прандтля Pr_w — при температуре стенки; $\text{Ra} = \text{GrPr}$ и $\text{Gr} = \frac{gR_0^3}{\nu^2} \beta \Delta T$, где Ra , Pr , Gr — критерии Рэлея, Прандтля и Грасгофа соответственно, g — ускорение свободного падения, ν — кинематическая вязкость окружающей среды (воздуха), β — коэффициент объёмного расширения, ΔT — характерная разность температур.

Средний коэффициент теплоотдачи λ_b на дне конструкции находится приближённо по формулам для вертикальных стенок (5), (6) с введением поправки на расположение вниз теплоотдающей поверхности [5]:

$$\lambda_b = 0,7 \lambda_w, \quad (7)$$

где λ_w рассчитывается по формулам (5), (6). Характерным размером в этом случае является протяжённость дна $L = R_0 = 2,3$ м. Полученные с использованием соотношений (5)–(7) зависимости коэффициентов теплоотдачи от температуры изображены на рисунке 2б.

При решении задачи методом Бубнова–Галёркина постановка, включающая уравнение стационарной теплопроводности (1) и граничные условия (2)–(4), преобразуется к слабому виду. Последующее применение стандартных процедур метода конечных элементов приводит к матричному выражению, которое решается в пакете ANSYS. Дискретизация расчётной области осуществляется с помощью элементов пирамидальной формы с квадратичной аппроксимацией узловых неизвестных.

Вычисленное распределение температуры в печи и её частях приведено на рисунках 3–5. Представленные данные демонстрируют, что подведённой мощности хватает на поддержание алюминия в жидком состоянии. Максимальная температура внешней поверхности боковых стенок печи на уровне расплава в ванне достигает 100°C . Наружная поверхность дна прогревается примерно до 140°C . Достаточно толстый слой первичной теплоизоляции из огнеупорного кирпича МЛС-62 и следующий за ним слой муллитового картона МКРКЛ-450 обеспечивают падение температуры до 560°C и ниже (Рис. 4). На основании этой оценки можно сделать заключение о допустимости использования стержней из алюминия в качестве электропроводящих элементов.

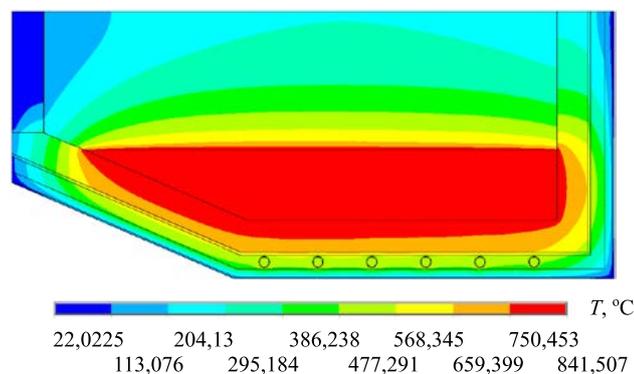


Рис. 3. Распределение температуры в печи, которая показана в продольном разрезе по плоскости симметрии

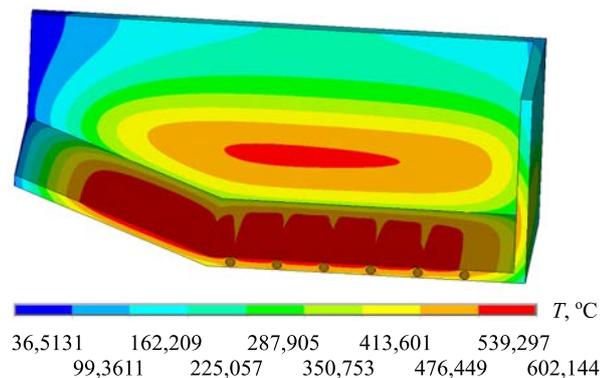


Рис. 4. Распределение температуры в шамотном легковесе ШЛ-1.3

На рисунке 5 представлены изотермы для труб индуктора бегущего магнитного поля. Видно, что некоторые из них локально нагреваются до 530°C . Однако протекающий электрический ток силой 3–5 кА приводит к дополнительным тепловым нагрузкам мощностью около 600–1500 Вт. В этом случае температура стержней, расположенных под подошвой печи в шамотной засыпке, может превышать температуру плавления материала, из которого они изготовлены (алюминий). В качестве простого конструктивного решения предлагается организовать охлаждение, осуществляемое естественным образом, то есть в результате действия термогравитационной конвекции. Для этих целей к горизонтально расположенным трубчатым стержням с одной стороны прикрепляются вертикальные патрубки (см. Рис. 6) [3]. Тогда нагретый в трубчатых стержнях и вертикальном патрубке лёгкий воздух вытесняется холодным тяжёлым (внешним) воздухом. Возникающее конвективное движение будет приводить к охлаждению горизонтальных стержней индуктора.

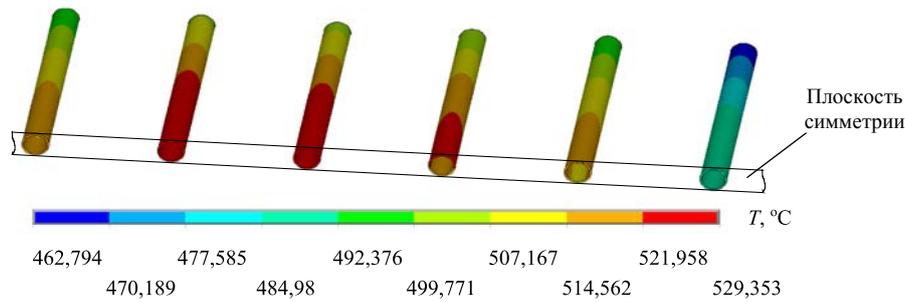


Рис. 5. Распределение температуры в трубах индуктора (представлены половины шин)

3. Полуэмпирическая формула для скорости воздушного потока, охлаждающего трубчатую шину индуктора

Пусть горизонтальная труба внутренним радиусом r_0 и длиной l с правого края имеет вертикальный патрубок того же внутреннего радиуса высотой h (Рис. 6). Температуру окружающего конструкцию воздуха и его плотность обозначим через T_n и ρ_n соответственно, а внутри неё — через T_b и ρ_b . Пусть внутри трубы осуществляется нагрев воздуха. В этом случае холодный, более тяжёлый воздух снаружи будет вытеснять тёплый воздух из внутреннего объёма трубы и вертикального патрубка. Процесс вытеснения обуславливается разностью гидростатического давления столба тёплого воздуха в вертикальном патрубке и столба холодного воздуха той же высоты снаружи. Под действием этого перепада давления ядро воздушного потока будет двигаться в трубе со скоростью V_0 (Рис. 6). Найдём приближённо величину этой скорости.

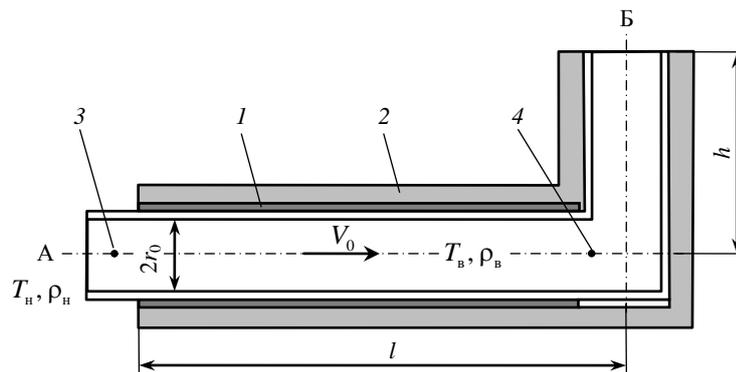


Рис. 6. Экспериментальная модель трубчатой шины с вертикальным патрубком: 1 – электронагреватель, 2 – слой муллитовой теплоизоляции, 3 – точка измерения скорости, 4 – точка измерения температуры; А – место поступления «холодного» воздуха, Б – место выхода «горячего» воздуха

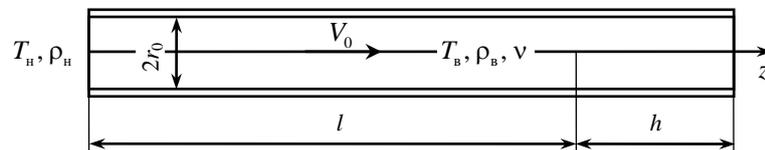


Рис. 7. Расчётная схема трубчатой шины – прямая труба, через которую движется воздух

Перепад давления Δp между входным отверстием А трубчатой шины и верхним концом Б вертикального патрубка (Рис. 6) обусловлен силой Архимеда, которая зависит от разности плотностей тёплого воздуха внутри вертикального патрубка и холодного воздуха снаружи: $\Delta p = (\rho_n - \rho_b)gh$. Упростим задачу и будем считать, что имеем прямую трубу радиуса r_0 и длиной $l+h$ (Рис. 7), в которой присутствует продольный градиент давления, определяемый выражением

$$\nabla p = \frac{\Delta p}{l+h} = \frac{(\rho_n - \rho_b)gh}{l+h}. \quad (8)$$

Положим, что движение воздуха внутри трубы в направлении оси z под действием продольного градиента давления установилось, скорость на стенках трубы равна нулю, и профиль скорости симметричен относительно оси z . В этом случае уравнение движения имеет только z -компоненту и может быть упрощено и записано, с учётом выражения (8), в виде:

$$\frac{-(\rho_n - \rho_b)gh}{l+h} + \eta \nabla^2 V_z = 0, \quad (9)$$

где η — коэффициент динамической вязкости воздуха, V_z — скорость в направлении оси z .

Примем за масштаб длины и скорости, соответственно, r_0 и $v/(2r_0)$, где r_0 — радиус трубы, v — коэффициент кинематической вязкости воздуха. Учитывая зависимость плотности газа от температуры, перепишем уравнение (9) в безразмерном виде в цилиндрических координатах:

$$\frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial r} = \left(1 - \frac{T_n}{T_b}\right) \frac{h}{h+l} \frac{g r_0^3}{v^2}. \quad (10)$$

Осредним (10) поперёк сечения трубы, в результате получим:

$$\left. \frac{\partial V_z}{\partial r} \right|_{r=1/2} = \left(1 - \frac{T_n}{T_b}\right) \frac{h}{h+l} \frac{2g r_0^3}{v^2}. \quad (11)$$

Течение воздуха в трубе положим турбулентным с уплощённым профилем и вязким подслоем у стенок. Будем считать, что на стенке при $r = 1$

$$\left. \frac{\partial V_z}{\partial r} \right|_{r=1} \approx \frac{V_0}{\delta}, \quad (12)$$

где V_0 — скорость воздуха в ядре потока, а δ — толщина вязкого подслоя. Считаем, что $\delta \sim 1/\text{Re}$ [7], где Re — число Рейнольдса. Для обсуждаемого случая при выбранных масштабах безразмерная скорость является «локальным» числом Рейнольдса, поэтому примем $\delta \approx \kappa^{-1}/V_0$, где κ — эмпирический коэффициент. Используя (11) и (12), придём к приближённому выражению

$$V_0 \approx \sqrt{\left(1 - \frac{T_n}{T_b}\right) \frac{h}{(h+l)} \frac{2g r_0^3}{\kappa v^2}}. \quad (13)$$

С помощью формулы (13) легко найти безразмерную скорость движения воздуха в трубе, а зная её, можно определить величину отводимой тепловой мощности.

4. Эксперимент

С целью установления величины эмпирического коэффициента κ , входящего в формулу (13), была изготовлена экспериментальная установка (Рис. 6). Она представляла собой горизонтальный отрезок тонкой стальной трубы внутренним диаметром 100 мм и длиной 1750 мм; к одному из концов отрезка был прикреплён вертикальный патрубок того же диаметра. В горизонтальной части установки находилась нихромовая спираль, которая нагревалась пропускаемым по ней электрическим током, тем самым обеспечивался прогрев воздуха внутри трубы. Вся конструкция была теплоизолирована слоем муллитовой ваты толщиной 4 см. При помощи хромель-алюмелевых термопар и измерительного прибора Термодат 17М5 с точностью до 1°C определялись температуры внешнего воздуха (вне трубы) и воздуха внутри трубы в точке 4 (Рис. 6), отстоящей на 50 мм от конца. Измерения скорости конвективного потока воздуха проводились в холодной части трубы (в точке 3, Рис. 6) при помощи термоанемометра АТТ-1004 и имели точность 0,2 м/с.

Выполнено четыре серии экспериментов при разной высоте вертикального патрубка h_1 , мм: 450, 750, 1050, 1350. Каждый раз выполнялось по семь измерений скорости при значениях температуры внутри трубы из интервала от 50 до 313°C. Для расчётов брались значения вязкости воздуха из работы [8]. Эмпирический коэффициент κ вычислялся с использованием формулы (13). Полученные экспериментальные результаты приведены на рисунке 8. Видно, что κ перестаёт сильно меняться при

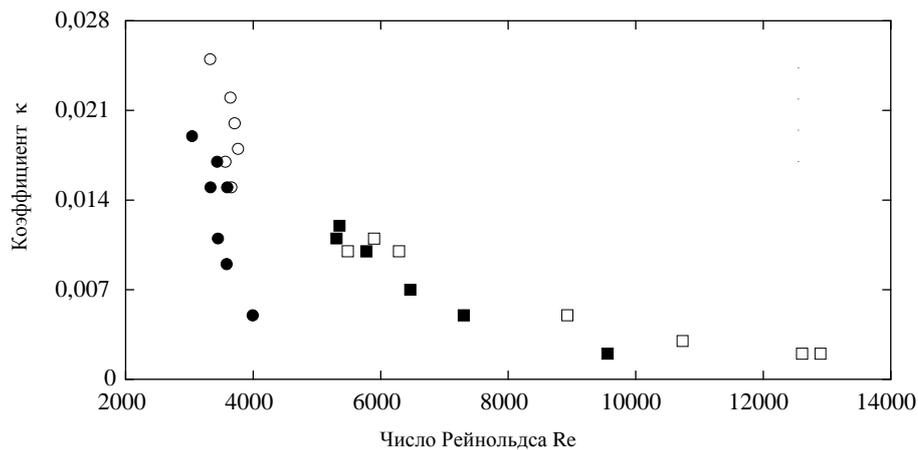


Рис. 8. Зависимость коэффициента κ от числа Рейнольдса для вертикальных патрубков различной высоты h_1 , мм: 450 (●); 750 (○); 1050 (■); 1350 (□)

высоких числах Рейнольдса, когда воздушный поток достаточно турбулизован. По этой причине в интервале $Re = 7000 \div 14000$ было принято считать его постоянным, равным среднему значению: $\kappa = 0,0032 \pm 0,0006$.

5. Оценка количества тепла, которое можно отвести от трубчатых стержней (шин)

Оценим, какое количество тепловой мощности способна отводить предлагаемая система от одного полого стержня. Как показали тепловые расчёты, температура локальных участков некоторых стержней может достигать до 530°C . Рассмотрим самый худший вариант. Предположим, что температура стержня везде равняется 500°C , теплоотдача от стержней идеальна, воздух на входе в полый стержень имеет температуру 20°C , а на выходе 500°C . Тогда средняя температура воздуха в трубе составит $T_{\text{cp}} = 285^\circ\text{C}$. Этой температуре отвечают следующие значения кинематической вязкости, теплоёмкости и плотности воздуха: $\nu = 46 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $C_p = 1047 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; $\rho = 0,615 \text{ кг}/\text{м}^3$ соответственно [9]. Пусть длина полого стержня 3 м, а высота патрубка 1 м. При этих условиях скорость воздуха V_0 , рассчитанная по формуле (13), составит 2,7 м/с. Воздух, проходя по полому стержню, нагревается и забирает тепло благодаря своей теплоёмкости. В этом случае тепло, отводимое в единицу времени, будет определяться согласно выражению

$$P = \rho_v V_0 \pi r_0^2 C_p (T_n - T_{\text{cp}}). \quad (14)$$

Оценка на основе формулы (14) показывает, что воздушный поток отбирает 2,3 кВт тепловой мощности в стержне индуктора.

В качестве альтернативного рассмотрим вариант расчёта отвода тепла Q по формуле Ньютона–Рихмана:

$$Q = \lambda S \delta T,$$

где S — площадь внутренней поверхности трубы, δT — разность средней температуры воздуха в трубе и температуры стенок самой трубы.

Коэффициент теплоотдачи λ найдём по формуле (5) и учтём, что для турбулентного потока воздуха выполняются равенства: $\overline{Nu} = 0,018 Re^{0,8}$ [10] и $R_0 = 2r_0$. Число Рейнольдса вычислим при условии, что скорость воздуха в трубе, как и в предыдущем расчёте, составляет 2,7 м/с. Тогда получим

$$Q = \frac{\overline{Nu} \cdot K_B}{R_0} S \delta T = 0,018 Re^{0,8} \frac{K_B}{2r_0} \delta T S = 1,4 \text{ кВт}. \quad (15)$$

Здесь при принятой в расчёте средней температуре воздуха $K_B = 4,32 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м}/\text{К})$.

Приведённые выше оценки показывают, что при помощи предлагаемого способа от стержней можно отводить дополнительное тепло, выделяющееся за счёт прохождения по ним электрического тока.

6. Выводы

Выполненные расчёты показали, что температура шин индуктора МГД-перемешивателя в промышленной печи может достигать 530°C. Оценки отводимого тепла, сделанные с использованием предложенной полуэмпирической формулы для расчёта скорости движения воздуха в трубах, продемонстрировали, что дополнительное тепло, выделяющееся вследствие протекания по шинам электрического тока, можно удалить конструктивным путём: сделать шины полыми и организовать внутри них конвективное движение воздуха. При этом эффективность отвода тепла повышается, если увеличить площадь поперечного сечения электропроводящих стенок труб, их внутренний диаметр или высоту боковых патрубков. При необходимости же уменьшения теплоотвода через стержни интенсивность воздушного потока регулируется заслонками.

Таким образом, шины индуктора в виде труб могут быть изготовлены из алюминия, а МГД-перемешиватель такой конструкции применим в промышленных алюминиевых печах.

Литература

1. Павлов Е.А., Боговалов С.В., Тимофеев В.Н., Надточий Д.С. Магнетогидродинамическое перемешивание алюминиевых расплавов в миксерах сопротивления // Вестник СибГАУ. – 2006. – № 5(12). – С. 201-205.
2. Протокилов И.В. МГД-технологии в металлургии (Обзор) // Современная электрометаллургия. – 2011. – № 4(105). – С. 32-41.
3. Хрипченко С.Ю., Оборин П.А. Патент РФ RU 2 567 970 C1; заявл. 05.08.2014; опубл. 10.11.2015, Бюл. № 31.
4. Зиновьев В.Е. Теплофизические свойства металлов при высоких температурах: Справочник. – М.: Металлургия, 1989. – 384 с.
5. Бухмиров В.В. Расчёт коэффициента конвективной теплоотдачи: Методические указания к выполнению практических и лабораторных занятий. – Иваново: Издательство ИГЭУ, 2007. – 36 с.
6. Краснощечков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учеб. пособие. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
7. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
8. Кикоин И.К. Таблицы физических величин. – М: Атомиздат, 1976. – 1008 с.
9. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справочник / Под ред. С.Н. Богданова. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 308 с.
10. Михеев М.А. Теплопередача при турбулентном движении жидкости в трубах // Изв. АН СССР. ОТН. – 1952. – № 10. – С. 1448-1454.

References

1. Pavlov E.A., Bogovalov S.V., Timofeev V.N., Nadochiy D.S. Magnetohydrodynamic mixing of aluminum alloys in resistive tilting furnaces. *Vestnik SibGAU*, 2006, no. 5(12), pp. 201-205.
2. Protokvilov I.V. MGD-tehnologii v metallurgii [MHD technologies in metallurgy]. *Sovremennaya Elektrometallurgiya – Electrometallurgy Today*, 2011, no. 4(105), pp. 32-41.
3. Khripchenko S.Yu., Oborin P.A. Patent RF RU 2,567,970 C1, Byull. Izobret., 10 November 2015.
4. Zinov'ev V.E. *Teplofizicheskie svoystva metallov pri vysokikh temperaturakh. Spravochnik* [Thermophysical properties of metals at high temperatures. Handbook]. Moscow: Metallurgiya, 1989. 384 p.
5. Bukhmirov V.V. *Raschet koeffitsienta konvektivnoi teplootdachi* [Calculation of convective heat transfer coefficient]. Ivanovo: Ivanovo State Power Engineering University, 2007. 36 p.
6. Krasnoshchekov E.A., Sukomel A.S. *Zadachnik po teploperedache* [Book of problems in heat transfer]. Moscow: Energiya, 1980. 288 p.
7. Loitsyanskii L.G. *Mechanics of liquids and gases*. Pergamon Press, 1966. 804 p.
8. Kikoin I.K. *Tablitsy fizicheskikh velichin* [Tables of physical quantities]. Moscow: Atomizdat, 1976. 1008 p.
9. Bogdanov S.N., Burtsev S.I., Ivanov O.P., Kupriyanova A.V. *Kholodil'naya tekhnika. Konditsionirovanie vozdukha. Svoystva veshchestv: Spravochnik* [Refrigeration appliances. Air conditioning. Properties of materials: Handbook]. St. Petersburg: St. Petersburg State University of Low Temperature and Food Technologies, 1999. 308 p.
10. Mikheev M.A. *Teploperedacha pri turbulentnom dvizhenii zhidkosti v trubakh* [Heat transfer during turbulent flow of fluid in pipes]. *Proceedings of the Academy of Sciences of USSR. Tech. Ser.*, 1952, no. 10, pp.1448-1454.

Поступила в редакцию 30.01.2017; опубликована в электронном виде 30.06.2017

Сведения об авторах

Лекомцев Сергей Владимирович, кфмн, нс, Институт механики сплошных сред УрО РАН (ИМСС УрО РАН), 614013, Пермь, ул. Академика Королёва, д. 1; e-mail: lekomtsev@icmm.ru
Хрипченко Станислав Юрьевич, дтн, внс, проф., ИМСС УрО РАН; e-mail: khripch@icmm.ru