УДК 66.041.49:519.6 DOI: 10.34031/ES.2022.3.002

ОСОБЕНОСТИ РАСЧЕТА НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛООБМЕНА В СТЕНАХ ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ

Кузнецов В.А.

БГТУ им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Аннотация

Предложен уточненный расчет нестационарной температуры стен вращающейся печи, учитывающий нестационарную теплопроводность в ограждающих стенах и аккумуляцию в них теплоты, предназначенный для использования при численном моделировании процессов горения и теплообмена. Рассмотрено влияние на теплообмен попеременный контакт внутренней поверхности стен, вращающийся печи с газообразной средой и слоем технологического материала. Адекватность метода проверена численным решением дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности стен в условиях вычислительного эксперимента.

Ключевые слова: *аналитическая модель, математическое моделирование, вращающаяся печь, обжиг клинкера, температура футеровки, температура стен, теплообмен.*

FEATURES OF THE CALCULATION OF UNSTATIONARY HEAT TRANSFER IN THE WALLS OF ROTATING FURNACES

Valeriy Kuznetsov

Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod

Abstract

A refined calculation of the non-stationary temperature of the walls of a rotary kiln is proposed, taking into account the non-stationary thermal conductivity in the enclosing walls and the accumulation of heat in them, intended for use in numerical simulation of combustion and heat transfer processes. The influence on heat transfer of the alternating contact of the inner surface of the walls of a rotary kiln with a gaseous medium and a layer of technological material is considered. The adequacy of the method was verified by numerical solution of the differential equation of non-stationary thermal conductivity of walls in the conditions of a computational experiment.

Keywords: *analytical model, mathematical modeling, rotary kiln, clinker firing, lining temperature, wall temperature, heat transfer.*

Введение

Вращающиеся печи по производству цементного клинкера имеют цилиндрическую форму и представляет собой металлическую обечайку, выложенную внутри футеровочным материалом. Внутри в печи происходит горение и движение потока горячих газов, часть печи занимает слой передвигающегося навстречу газам обжигаемого материала. Внутренняя поверхность стен вращающийся печи поочередно контактирует с газообразной средой и слоем технологического материала. В результате температура футеровки циклически изменяется. Форма, длина, положение и температура факела, температура материала и внутренней поверхности футеровки скрыты и не доступны для наблюдений и измерений, определение нестационарной температуры

вращающихся стен является актуальной задачей, и решение которой необходимо для более точного моделирования теплообмена во вращающейся печи, исследования процессов разрушения футеровки, и в результате создания условий, обеспечивающих более длительную безостановочную работу печей.

В работе [1] предложен аналитический подход к расчету нестационарной температуры стен вращающейся печи при численном моделировании в ней процессов горения и теплообмена. В настоящей работе рассматривается развитие этой модели для использования в численном моделировании теплообмена во вращающихся печах.

Температура поверхности ограждающих стен

В тех случаях, когда при численном исследовании тепломассопереноса температура внутренней поверхности стен высокотемпературной установки заранее не известна, встает задача компьютерного моделирования более сложного сопряженного теплообмена, включая теплопроводность в ограждающих стенах. Чтобы упростить проблему, по-видимому, допустимо рассчитывать плотность теплового потока через стены $q_{ст}$ по уравнению теплопередачи, что, как правило, обеспечивает достаточную точность результатов в стационарной технической задаче:

$$q_{ст} = k_{ст}\left(T_{ст} - T_{а}\right), \tag{1}$$

где $T_{ст}$ – температура внутренней поверхности стен печи; $T_{а}$ – температура атмосферного воздуха; $k_{ст}$ – коэффициент теплопередачи через стены,

$$k_{ст} = \left(\sum_{i=1}^{n} \delta_i / \lambda_i + 1/\alpha_2\right)^{-1}; \tag{2}$$

n – число слоев в стене с неодинаковыми значениями коэффициента теплопроводности λ_i; α_2 – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стены к воздуху.

На внутренней (нагреваемой) поверхности стен граничные условия к дифференциальному уравнению стационарного радиационно-конвективного переноса определяются теперь, исходя из равенства потоков теплоты, подводимой к этой поверхности и отводимой от нее через футеровку в окружающую среду:

$$q_{к.ст} + q_{л.ст} + q_{пр} = q_{ст}, \tag{3}$$

где $q_{к.ст}$ – плотность конвективного теплового потока от турбулентной газообразной среды к поверхности стен; $q_{л.ст}$ – плотность результирующего потока излучения на поверхности стен; $q_{пр}$ – плотность результирующего потока пропущенного излучения в «окнах» эквивалентного антисерого спектра.

Определяя конвективный поток теплоты, учтем дополнительно перенос теплоты диссоциации трехатомных газов в пограничном слое турбулентной среды:

$$q_{к.ст} \approx \zeta \frac{\rho_{ст}}{\mathrm{Pr}_{т}}\left(H - H_{ст}\right) = \zeta \frac{\rho_{ст}}{\mathrm{Pr}_{т}}\left[H - \left(c_{ст} t_{ст} + H_{дис}^{ст}\right)\right], \tag{4}$$

где $H_{ст}$, $H_{дис}^{ст}$ – энтальпия среды и теплота диссоциации на поверхности стены; H – полная энтальпия среды вблизи поверхности стены; $t_{ст}$ – температура расчетного участка стены, °C.

Чтобы найти на поверхности стен плотность $q_{л.ст}$ результирующего потока излучения поглощающей среды, градиентная зависимость для неограниченной поглощающей среды приводится к дискретному виду,

$$q_{л}^{\infty} = \frac{4\sigma}{3\alpha}\left(T_{\Sigma}^{4} - T_{\Sigma\,ст}^{4}\right) / y_{P}, \tag{5}$$

с последующей заменой на поверхности стенки определяющей температуры $T_{\Sigma ст}$ термодинамической температурой $T_{ст}$ в соответствии с граничными условиями

$$\alpha T_{\Sigma гр}^4 = \alpha_п T_{ст}^4 . \quad (6)$$

Подставив полученное выражение в формулу для плотность результирующего потока излучения $q_{л.ст}$ на поверхности стен, ограждающих объем газов

$$q_{л.ст} = q_{л.гр}^{\infty} \varepsilon_{ст}/2 \quad (7)$$

получим искомое равенство:

$$q_{л.ст} \approx \frac{2\sigma\varepsilon_{ст}}{3\alpha y_P}\left(T_{\Sigma}^4 - \frac{\alpha_п}{\alpha}T_{ст}^4\right), \quad (8)$$

где $\varepsilon_{ст}$ – степень черноты внутренней поверхности стен; σ – постоянная Стефана–Больцмана; $\alpha_п$, α – средний планковский и локальный коэффициенты поглощения; y_P – расстояние по нормали от поверхности стен до ближайшего узла P сетки; $T_{ст}$ – термодинамическая температура поверхности стены; T_{Σ} – определяющая температура неограниченной поглощающей среды в узле сетки, ближайшем к стене.

Рассмотрим выражение для результирующего потока $Q_{j,k}$ переизлучения j-го участка поверхности стен или слоя технологического материала на расчетный k-й участок стены:

$$Q_{j,k} = \left(1-\bar{A}_г\right)\varepsilon_{пр}\sigma\left(T_j^4\psi_{j,k}F_j - T_k^4\psi_{k,j}F_i\right), \quad (9)$$

где $\bar{A}_г$ – средняя поглощательная способность газообразной среды в пространстве между участками поверхностей, обменивающимися лучистой энергией; $\varepsilon_{пр}$ – приведенная степень черноты в системе тел "стена-материал"; T_j, T_k – термодинамическая температура соответственно j-го участка переизлучающей поверхности и расчетного k-го участка стены; F_j, F_k – площади соответственно j-го участка переизлучающей поверхности и расчетного k-го участка стены; $\psi_{j,k}$, $\psi_{k,j}$ – угловые коэффициенты излучения соответственно j-го участка противолежащей поверхности на k-й участок стены и, наоборот, k-го участка стены на j-й участок противолежащей поверхности.

Применим правило равенства взаимных поверхностей [2]:

$$\psi_{j,k}F_j = \psi_{k,j}F_k . \quad (10)$$

Результаты подстановки этого равенства в формулу для $Q_{j,k}$ суммируются по всем участкам переизлучающей поверхности стен и слоя материала. Поделив полученное выражение на площадь F_k, получим формулу для расчета на k-м участке стены плотности $q_{пр}$ результирующего потока излучения, пропущенного в окнах эквивалентного антисерого спектра:

$$q_{пр} \approx \left(1-\bar{A}_г\right)\varepsilon_{пр}\sigma\sum_j \psi_{k,j}\left(T_j^4 - T_{ст}^4\right). \quad (11)$$

Здесь температура k-го участка стены обозначена $T_{ст}$, так же, как и в выражениях для остальных слагаемых уравнения (6.8).

Приведенная степень черноты $\varepsilon_{пр}$, учитывающая взаимное отражение лучей поверхностями стен и технологического материала, может быть приближенно найдена по формуле:

$$\varepsilon_{пр} = \left[\frac{1}{\varepsilon_{сл}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_{ст}} - 1\right)\frac{F_{сл}}{F_{ст}}\right]^{-1}, \quad (12)$$

где $\varepsilon_{сл}$, $\varepsilon_{ст}$ – степень черноты соответственно слоя технологического материала и стен; $F_{сл}$, $F_{ст}$ – поверхность слоя и стен печи.

Величина углового коэффициента излучения $\psi_{k,j}$ зависит от геометрии рабочего пространства. Например, участки поверхности стен вращающейся печи, выделенные радиальными линиями сетки на рис. 1, могут рассматриваться как бесконечно длинные полоски, излучающие на параллельную им поверхность слоя технологического материала.

Такой подход позволяет применить для расчета углового коэффициента излучения стен на слой материала формулу [3]:

$$\psi_{k,сл} = (\sin\beta_2 - \sin\beta_1)/2, \tag{13}$$

где β_1 и β_2 – углы, образованные перпендикуляром к малому участку футеровки и линиями, соединяющими центр этого участка с крайними точками по ширине слоя технологического материала. Подобным образом рассчитывается также и взаимное излучение друг на друга разных участков стен вращающейся печи.

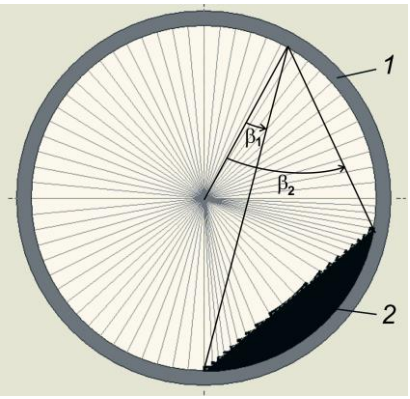

Рис. 6.1. Схема переизлучения в "окнах" антисерого спектра:
1 – стены печи; 2 – слой клинкера; β_1, β_2 – вспомогательные углы к расчету углового коэффициента излучения

Выражения (1), (4), (8), (11), записанные для плотностей тепловых потоков, содержат температуру участка внутренней поверхности стены $t_{ст}$ или $T_{ст}$, величина которой при стационарной тепловой работе высокотемпературной установки не изменяется во времени. Подстановка этих выражений в равенство (3) позволяет представить в явном виде температуру внутренней поверхности стен, нагреваемых турбулентным потоком излучающих газов, и найти ее значение $T_{ст}$ на каждом k-м расчетном участке:

$$T_{ст}\left[k_{ст} + \zeta\frac{\rho_{ст}c_{ст}}{\mathrm{Pr}_т} + \frac{2\varepsilon_{ст}}{3\alpha y_P}\frac{\alpha_п}{\alpha}\sigma T_{ст}^3 + \left(1-\bar{A}_г\right)\varepsilon_{пр}\sigma\sum_j \psi_{k,j}T_{ст}^3\right] =$$

$$= k_{ст}T_а + \zeta\frac{\rho_{ст}}{\mathrm{Pr}_т}\left(H + c_{ст}T_о - H_{дис}^{ст}\right) + \frac{2\varepsilon_{ст}}{3\alpha y_P}\sigma T_\Sigma^4 + \left(1-\bar{A}_г\right)\varepsilon_{пр}\sigma\sum_j \psi_{k,j}T_j^4, \tag{12}$$

где $k_{ст}$ – коэффициент теплопередачи; ζ – коэффициент пристенного переноса; $\rho_{ст}$, $c_{ст}$ – плотность и удельная массовая теплоемкость газообразной среды при температуре стенки; $\mathrm{Pr}_т$ – турбулентное число Прандтля; $\varepsilon_{ст}$ – степень черноты поверхности стен; $\alpha_п$, α – средний планковский и локальный коэффициенты поглощения газов; σ – постоянная Стефана–Больцмана; y_P – расстояние по нормали от стены до ближайшего узла сетки; $\bar{A}_г$ – средняя поглощательная способность среды; $\varepsilon_{пр}$ – приведенная степень черноты в системе поверхностей технологического материала и стен печи; $\psi_{k,j}$ – угловой коэффициент излучения расчетного участка стены на противолежащие участки поверхно-

сти стен или технологического материала; H – энтальпия газообразной среды вблизи стены; $H_{\text{дис}}^{\text{ст}}$ – теплота диссоциации трехатомных газов при температуре стен; T_{Σ} – определяющая температура вблизи стены; $T_{\text{а}}$, T_j – термодинамические температуры соответственно атмосферного воздуха и противолежащих участков стен или технологического материала, $T_{\text{о}}$ – термодинамическая температура при нормальных условиях.

Аккумуляция теплоты в стенах вращающейся печи

При обжиге цементного клинкера во вращающейся печи технологический материал и стены имеют разную температуру. Вследствие этого при контакте новых участков стен с перемещающимся по ним слоем клинкера температура их внутренней поверхности изменяется скачкообразно до температуры слоя клинкера $T_{\text{сл}}$, снижаясь в зоне спекания и повышаясь в зоне охлаждения. На участке контакта с технологическим материалом часть тепловой энергии аккумулируется в стене (с положительным или отрицательным знаком), а затем после выхода этого участка из-под слоя клинкера в основном передается газообразной среде в рабочем пространстве печи и переизлучается на другие участки стен.

Температурные колебания в стенах вращающейся печи сосредоточены в тонком слое, прилегающем к их внутренней поверхности, что позволяет применить здесь теоретическое решение задачи, полученное в [2] для полубесконечного массивного тела. Так как клинкер частично расплавлен, можно обоснованно принять, что соприкасающиеся поверхности стен и обжигаемого материала имеют полный контакт и одинаковые температуры.

Теоретическое решение дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности

$$\frac{\partial \rho c T}{\partial \tau} - \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) - \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\right) = Q_v\,, \tag{13}$$

выполненное для одномерной задачи при заданных начальных условиях на поверхности массивного тела, позволило получить распределение температуры в полубесконечном массивном теле для любого момента времени после температурного скачка, а также аналитическое выражение для плотности теплового потока на поверхности [2]:

$$q_{\text{ак}} = b\left(t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}\right), \tag{14}$$

где $t_{\text{нач}}$ – начальная температура поверхности полуограниченного массива; $t_{\text{кон}}$ – температура этой же поверхности после ее скачкообразного изменения; b – коэффициент теплоусвоения

$$b = \sqrt{\frac{\rho c \lambda}{\pi \tau}}\,, \tag{15}$$

ρ, c, λ – соответственно плотность, удельная массовая теплоемкость и коэффициент теплопроводности материала массивного тела; τ – время, прошедшее после температурного скачка.

В таком случае формула (14), примененная к стенам вращающейся печи, позволит найти плотность потока аккумулируемой теплоты, проходящего через их поверхность:

$$q_{\text{ак}} = b_{\text{ак}}\left(T_{\text{сл}} - T'_{\text{ст}}\right), \tag{16}$$

где $T_{\text{сл}}$ – температура слоя технологического материала; $T'_{\text{ст}}$ – температура поверхности вращающихся стен непосредственно перед входом их под слой клинкера; $b_{\text{ак}}$ – коэффициент теплоусвоения при аккумуляции теплоты в стенах печи под слоем технологического материала,

$$b_{ак} = \sqrt{\frac{\lambda_{ст}\rho_{ст}c_{ст}}{\pi\tau_{ак}}}\,, \tag{17}$$

$\lambda_{ст}$, $\rho_{ст}$, $c_{ст}$ – коэффициент теплопроводности, плотность и удельная массовая теплоемкость материала стен; $\tau_{ак}$ – время, прошедшее с момента температурного скачка.

Постановка технической задачи иллюстрируется изображением поперечного сечения вращающейся печи на рис. 2.

Теплоотдача от технологического материала к стенам вращающейся печи отличается от условий задачи [2] тем, что под слой клинкера непрерывно входят и испытывают температурный скачок все новые части поверхности стен. Время $\Delta\tau$ их нагрева (или охлаждения) технологическим материалом при прохождении радиусом стен угла φ по окружности печи является величиной, обратно пропорциональной угловой скорости $\omega_{ст}$ вращения стен печи:

$$\Delta\tau = \Delta\varphi/\omega_{ст}\,. \tag{18}$$

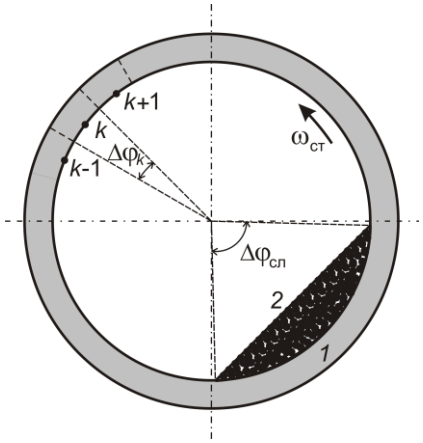

Рис. 2. Схематичное изображение поперечного сечения вращающейся печи:
1 – стена печи; 2 – слой обжигаемого технологического материала; k – расчетный участок стены $\Delta\varphi_{сл}$, $\Delta\varphi_k$ – центральные углы слоя и k-го участка; $\omega_{ст}$ – угловая скорость вращения стен

Так как все участки поверхности стен, в конечном счете, находятся в контакте с технологическим материалом одно и то же время $\tau_{ак}$, задаваемое величиной центрального угла $\Delta\varphi_{сл}$ слоя клинкера (см. рис. 2), то количество теплоты $Q_{ак}$, аккумулированной под слоем клинкера на единице длины печи за единицу времени, определится интегрированием плотности теплового потока $q_{ак}$ по поверхности теплообмена F с учетом зависимости времени τ и поверхности F от изменения координаты φ в пределах центрального угла $\Delta\varphi_{сл}$:

$$Q_{ак} = \int_0^F q_{ак}\mathrm{d}F = \sqrt{\frac{\lambda_{ст}\rho_{ст}c_{ст}}{\pi}\omega_{ст}}\,(T_{сл} - T'_{ст})R\int_0^{\Delta\varphi_{сл}}\varphi^{-1/2}\mathrm{d}\varphi\,, \tag{19}$$

где R – внутренний радиус стен печи.

После математических преобразований получаем формулу, аналогичную зависимости [2] для неподвижного полуограниченного массивного тела:

$$Q_{ак} = 2b_{ак}(T_{сл} - T'_{ст})R\,\Delta\varphi_{сл}\,. \tag{20}$$

Чтобы упростить вычисление коэффициента теплоусвоения по формуле (17), продолжительность аккумуляции теплоты $\tau_{ак}$ заменена в ней соотношением $\Delta\varphi_{сл}/\omega_{ст}$:

$$b_{ак} = \sqrt{\frac{\lambda_{ст}\rho_{ст}c_{ст}}{\pi\,\Delta\varphi_{сл}}\omega_{ст}}\,. \tag{21}$$

Температура стен вращающейся печи

При расчете нестационарной температуры стен, обтекаемых газовым потоком, следует принимать во внимание, что теплота $Q_{ак}$, аккумулированная стенами печи под слоем технологического материала, переносится при их вращении в ближайшие по окружности узлы сетки. Чтобы найти нестационарную температуру $T_{ст}^{k}$ расчетного k-го участка внутренней поверхности стен, следует в левую часть уравнения теплового баланса (3) добавить плотность $q_{нст}$ нестационарного потока теплоты, переносимой соседним участком вращающейся стены, обозначенным индексом k+1 (см. рис. 2):

$$q_{к.ст} + q_{л.ст} + q_{пр.ст} + q_{нст} = q_{ст}\,. \tag{22}$$

Выражение для плотности нестационарного теплового потока $q_{нст}$ найдем с помощью дифференциального уравнения теплопроводности (13), применив последнее к одномерной задаче переноса теплоты в цилиндрических стенах печи:

$$\rho_{ст}c_{ст}\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{r\,\partial r}\left(r\,\lambda\frac{\partial T}{\partial r}\right). \tag{23}$$

При численном решении задачи стена разделяется сеткой на слои по координате r. Интегрирование этого уравнения по времени τ и по координате r в половинном контрольном объеме, одна из граней которого совмещена с нагреваемой внутренней поверхностью стены, приводит к следующему дискретному равенству:

$$\frac{\rho_{ст}c_{ст}}{\Delta\tau_k}\left(T_{ст}^{k+1} - T_{ст}^{k}\right)\frac{\Delta r}{2} \approx \frac{\lambda_s}{r_{ст}\Delta r}\left(r_S T_S^{k} - r_{ст}T_{ст}^{k}\right) - \lambda_{ст}\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{ст}, \tag{24}$$

где индексом "ст" обозначены величины на внутренней поверхности стены; $T_{ст}^{k}$, $T_{ст}^{k+1}$ – температура в узлах сетки с индексами k и $k+1$ по окружности печи; T_S^{k} – температура внутри стены в соседнем узле S сетки; λ_s – коэффициент теплопроводности на общей грани двух контрольных объемов; Δr – расстояние между узлами сетки по радиусу; $\Delta\tau_k$ – время, за которое преодолевается при вращении печи расстояние по дуге окружности k-го контрольного объема (см. рис. 2):

$$\Delta\tau_k = \Delta\varphi_k/\omega_{ст} \approx \left(\varphi_{k+1} - \varphi_k\right)/\omega_{ст}\,. \tag{25}$$

Левая часть дискретного уравнения (24) учитывает вклад нестационарности в процесс переноса теплоты через поверхность стенки. По аналогии с ней запишем в обобщенном виде выражение для плотности нестационарного теплового потока в составе уравнения (22):

$$q_{нст} = \frac{\rho_{ст}c_{ст}\omega_{ст}}{\Delta\varphi_k}\left(T_{ст}^{k+1} - T_{ст}^{k}\right)\Delta r_{нст}\,, \tag{26}$$

где $\Delta r_{нст}$ – эффективная толщина слоя нестационарности, в пределах которого аккумулируется наибольшее количество теплоты, отдаваемой слоем технологического материала стенам печи через поверхность их контакта.

Чтобы дать оценку величины $\Delta r_{нст}$, примем, что, вследствие стабильной периодичности теплообменного процесса при вращении печи, поверхностный слой ее стен в течение одного оборота потеряет всю теплоту, которую он аккумулировал, находясь под клинкером, и возвратится в то же термодинамическое состояние, что и перед вхо-

дом под слой клинкера в предыдущем обороте печи. Это допущение позволяет приравнять поток теплоты, рассчитанный с помощью формулы (26) на всем участке стены, обтекаемом газами, к количеству теплоты (20), аккумулированной стеной под слоем клинкера:

$$\frac{\rho_{ст} c_{ст} \omega_{ст}}{\Delta\varphi_г}\left(T''_{ст} - T'_{ст}\right)\Delta r_{нст} R\,\Delta\varphi_г = 2\sqrt{\frac{\lambda_{ст}\rho_{ст} c_{ст}}{\pi\,\Delta\varphi_{сл}}\,\omega_{ст}}\,\left(T_{сл} - T'_{ст}\right)R\,\Delta\varphi_{сл}\,, \tag{27}$$

где $T'_{ст}$, $T''_{ст}$ – температура поверхности стены перед входом под слой клинкера и на выходе ее из-под слоя клинкера, $\Delta\varphi_г$ – центральный угол участка поверхности стены, обтекаемого газами:

$$\Delta\varphi_г = 2\pi - \Delta\varphi_{сл}. \tag{28}$$

В обе части записанного выше равенства входит фактически одна и та же температурная разность, которая сократится. Отсюда следует приближенное выражение для эффективной толщины слоя нестационарности в стенах вращающейся печи:

$$\Delta r_{нст} \approx 2\sqrt{\frac{\lambda_{ст}\Delta\varphi_{сл}}{\pi\rho_{ст} c_{ст}\omega_{ст}}}\,. \tag{29}$$

В качестве примера примем приближенные значения физических величин в формуле (29), характерные для вращающейся печи: $\lambda_{ст} = 1$ Вт/(м·К), $\rho_{ст} = 2000$ кг/м³, $c_{ст} = 1050$ Дж/(кг К), $\Delta\varphi_{сл} = \pi/2$ рад, $\omega_{ст} = \pi/24$ рад/с. Вычисленная по ним эффективная толщина слоя нестационарности $\Delta r_{нст} \approx 2{,}7$ мм составляет немного более сотой доли от толщины стен вращающейся печи. Поскольку слой нестационарности сравнительно мал, можно полагать, что теплота, аккумулируемая в нем за один оборот печи, в целом слабо повлияет на характер изменения температуры по толщине ее стен.

Подставив в уравнение (26) выражение (29), дающее оценку толщины слоя нестационарности, получим приближенную формулу для плотности нестационарного теплового потока:

$$q_{нст} \approx 2b_{ак}\left(T^{k+1}_{ст} - T^{k}_{ст}\right)\Delta\varphi_{сл}/\Delta\varphi_k\,. \tag{30}$$

где коэффициент теплоусвоения определен выражением (21).

С учетом дополнительного нестационарного слагаемого (30) и полученных ранее выражений для плотностей тепловых потоков равенство (22) превращается в приближенное уравнение для вычисления температуры k-го участка внутренней поверхности стен вращающейся печи, обобщающее формулу (12), полученную ранее для стационарной температуры стен высокотемпературной теплотехнологической установки:

$$\begin{aligned} T^k_{ст}\left[k_{ст} + \zeta\frac{\rho_{ст} c_{ст}}{\mathrm{Pr}_т} + \frac{2\alpha_п\varepsilon_{ст}\sigma}{3\alpha^2 y_P}\left(T^k_{ст}\right)^3 + \left(1-\bar{A}_г\right)\varepsilon_{пр}\sigma\left(T^k_{ст}\right)^3 + 2b_{ак}\frac{\Delta\varphi_{сл}}{\Delta\varphi_k}\right] \approx \\ \approx k_{ст}T_а + \zeta\frac{\rho_{ст}}{\mathrm{Pr}_т}\left(H + c_{ст}T_0 - H^k_{дис}\right) + \frac{2\varepsilon_{ст}}{3\alpha y_P}\sigma T^4_{\Sigma} + \\ + \left(1-\bar{A}_г\right)\varepsilon_{пр}\sigma\sum_j \psi_{k,j}T^4_j + 2b_{ак}\frac{\Delta\varphi_{сл}}{\Delta\varphi_k}T^{k+1}_{ст}, \end{aligned} \tag{31}$$

Здесь $b_{ак}$ – коэффициент усвоения стенами аккумулируемой теплоты; $\Delta\varphi_{сл}$, $\Delta\varphi_k$ – центральные углы слоя технологического материала и k-го участка стен; $T_{ст}^k$, $T_{ст}^{k+1}$ – термодинамические температуры k-го и (k+1)-го участков поверхности стен; $H^k_{дис}$ – теп-

лота диссоциации трехатомных газов на поверхности k-го участка. Остальные обозначения те же, что и в уравнении (11).

Основной недостаток примененного аналитического подхода состоит в упрощенной оценке величины теплового потока $q_{ст}$, отдаваемого через стены печи атмосферному воздуху, принимая во внимание, что в нестационарных условиях его пропорциональность температурному перепаду ($T_{ст} - T_а$), принятая в формуле (1), выполняется лишь приближенно [4].

Проверка адекватности разработанного метода

Для проверки адекватности модели был выполнено сравнение с ранее полученными результатами. Адекватность расчета оценивалась по температуре внешней поверхности печи. В качестве объекта численного моделирования выбрана вращающаяся печь «мокрого» способа производства с диаметром корпуса 5 м при уклоне 4° и частоте вращения 0,105 рад/с. (1 об/мин). Принято, что внутренняя поверхность стен печи, выполненных из хромомагнезитового кирпича с радиальным размером 230 мм, покрыта слоем затвердевшей клинкерной обмазки толщиной 20 мм, защищающем футеровку от разрушения.

Производительность печи по клинкеру составила 72 т/ч. В согласии с эксплуатационными данными, расчетный расход природного газа с теплотой сгорания 35460 кДж/м^3 принят равным 12200 м^3/ч при температуре горячего воздуха 410 °С и коэффициенте избытка воздуха 1,1.

Трехмерная математическая модель, построенная в цилиндрической системе координат (x, r, φ), учитывала наличие в печи слоя обжигаемого материала, скользящего по внутренней поверхности стен печи и заполняющего часть ее поперечного сечения. Обжигаемый слой, близкий по форме к сегменту, моделировался набором дугообразных подслоев, как показано на рис. 3. Увеличив их число, можно образовать сравнительно ровную поверхность, контактирующую с газовой средой.

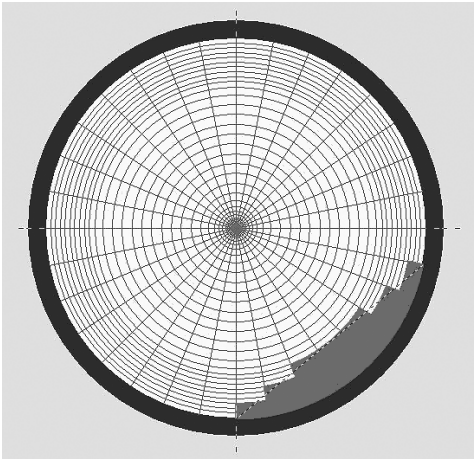

Рис. 3. Согласование формы обжигаемого слоя с линиями сетки в поперечном сечении вращающейся печи

Численное моделирование выполнялось на участке длиной 40 м в зонах спекания и охлаждения клинкера. Параметры турбулентного движения газообразной среды вычислялись с помощью стандартной двухпараметрической модели турбулентности.

Корректное решение поставленной инженерной задачи потребовало применения сетки с относительно большим числом ее ячеек. Длина расчетного участка печи разделена на 100 слоев, радиусы и окружность печи – на 32 слоя по каждой оси координат. Общее число узлов сетки превысило 100 тысяч.

На рис. 4 показано, что достоверность результатов численного моделирования теплопереноса при диффузионном горении природного газа может быть подтверждена сопоставлением расчетной температуры корпуса вращающейся печи с ее значениями, измеренными в эксплуатационных условиях, при этом получены результаты более точные, чем в работе [5].

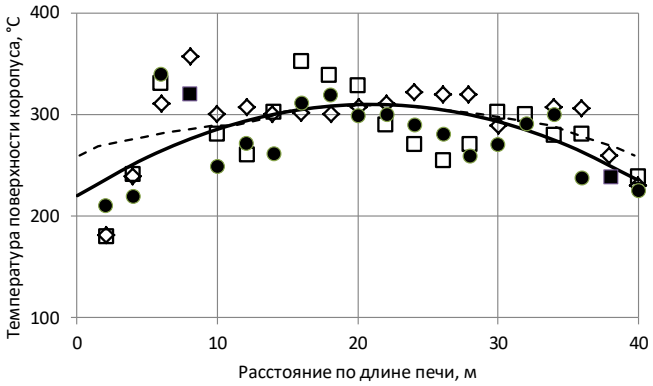

Рис. 4. Температура корпуса печей цементного завода:
□, ◇, ●, ■ – по данным измерений [5]; - - - - – расчет по данным работы [5]; — – расчет по данным работы

На рис. 5 представлено сравнение результатов замера корпуса печи 5 х 125 м комбинированного (полусухого) способа производства и расчетное значение этой величины для двух режимов технологической линии.

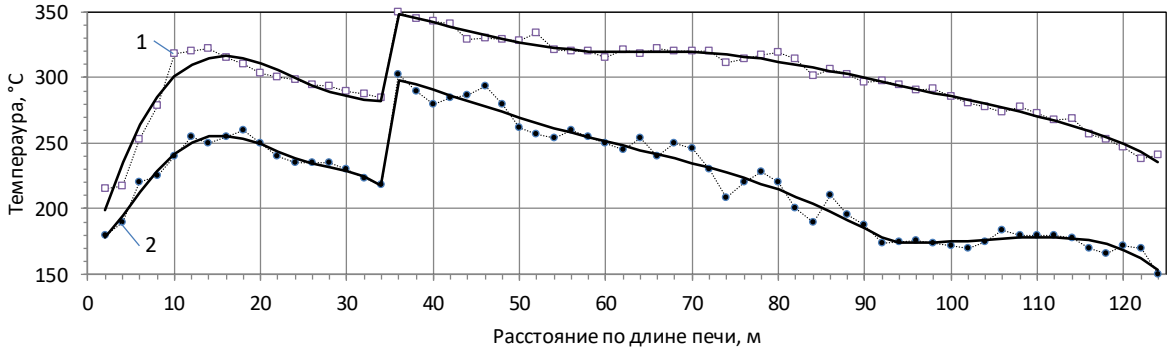

Рис. 5. Измеренная (средняя) и расчетная температура поверхности корпуса печи № 8 АО «Себряковцемент»:
1 – работа с декарбонизатором, производительность 95т/ч;
2 – без декарбонизатора, производительность 64 т/ч

Среднеквадратичное отклонение составило 30 и 39, среднее отклонение расчетных значений от измеренных – около 2%.

Выводы

Предложен уточненный расчет нестационарной температуры стен вращающейся печи, учитывающий нестационарную теплопроводность в ограждающих стенах и аккумуляцию в них теплоты, предназначенный для использования при численном моделировании процессов горения и теплообмена. Рассмотрено влияние на теплообмен попеременный контакт внутренней поверхности стен, вращающийся печи с газообразной средой и слоем технологического материала. Адекватность метода проверена численным решением дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности стен в условиях вычислительного эксперимента.

Информация о финансировании (Acknowledgments)

This work was realized in the framework of the Program «Priority 2030» on the base of the Belgorod State Technological University named after V G Shukhov. The work was realized using equipment of High Technology Center at BSTU named after V. G. Shukhov.

Библиографический список

1. Кузнецов В.А., Трулёв А.В. Нестационарная температура стен цементной вращающейся печи // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2012. № 2. С. 150-153. EDN: WFRRDZ
2. Шорин С.Н. Теплопередача. М.: Высшая школа, 1964. 490 с.
3. Howell J.R., Mengüc M.P., Daun K.J., Siegel R. Thermal Radiation Heat Transfer / 7th ed. Boca Raton; Oxon: CRC Press, 2020. 1040 p.
4. Расчет потерь тепла через корпус цементных вращающихся печей / П.В. Беседин, П.А. Трубаев, М.В. Нусс и др. // Цемент и его применение. 2001. № 2. С. 13-17.
5. Кузнецов В.А., Рязанцев О.А., Трулёв А.В. Численное моделирование горения и теплообмена в цементной вращающейся печи // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2011. № 4. – С. 161-164. EDN: OXWAEV

References

1. Kuznecov, V. A., & Trulyov A. V. (2012). Nestacionarnaya temperatura sten cementnoj vrashchayushchejsya pechi [Non-stationary temperature of the walls of a cement rotary kiln]. Vestnik Belgorodskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta im. V.G. SHuhova, 2, 150-153. [In Russian]
2. SHorin, S. N. (1964). Teploperedacha [Heat transfer]. Vysshaya shkola. [In Russian]
3. Howell, J. R., Mengüc, M. P., Daun, K. J., & Siegel, R. (2020). Thermal Radiation Heat Transfer (7th ed.). CRC Press.
4. Besedin, P. V., Trubaev, P. A., Nuss, M. V., Kireev, Yu. N., Manujlov, E. V., Smirnov, V. V., & Chervotkin, S. V. (2001). Raschet poter' tepla cherez korpus cementnyh vrashchayushchihsya pechej [Calculation of heat loss through the casing of cement rotary kilns]. Cement i ego primenenie, 2, 13-17. [In Russian]
5. Kuznecov, V. A., Ryazancev, O. A., & Trulyov, A. V. (2011). Chislennoe modelirovanie goreniya i teploobmena v cementnoj vrashchayushchejsya pechi [Numerical Simulation of Combustion and Heat Transfer in a Cement Rotary Kiln] Vestnik BGTU im. V.G. SHuhova, 4, 161-164. [In Russian]

Сведения об авторе

Кузнецов Валерий Алексеевич (1935-2022 г.), д-р техн. наук, проф., профессор кафедры Энергетики теплотехнологии.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова», г. Белгород.

SPIN-код: 6168-1723

ORCID: 0000-0002-5148-0919

Authors about

Valery Alekseevich Kuznetsov (1935-2022 г.), Dr. of Tech. Sciences, Professor of Department of Energy Engineering of Heat Technologie.

Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod, Russia.

ORCID: 0000-0002-5148-0919