

зом подложки и тем самым способствует повышению теплостойкости поверхности в системе «боридный слой – покрытий АПУ».

В процессе двухфазного борирования перед нанесением покрытия TiAlN происходит формирование протяженного упрочненного подслоя, который снижает градиент твердости материалов и вносит вклад в упругое восстановление покрытия. Тем самым предотвращается продавливание покрытия и повышается его несущая способность.

Полученные результаты позволили разработать лабораторную технологию упрочнения направляющих втулок прессы ПГ-400, заключающуюся в термодиффузионном борировании и последующем нанесении покрытия на базе системы Ti-Al-N. Производственные испытания опытных образцов направляющих прессы, упрочненных по разработанной технологии, показали, что их стойкость в 2,1...4 раза выше, по сравнению с деталями, упрочненными по базовой технологии.

Библиографические ссылки

1. *Konstantinov V. M., Dashkevich V. G., Kovalchuk A. V.* Surface engineering of slider valves of fluid power motors made of tool steels by using boriding saturation mixture // *Agricultural Engineering*. 2015. Vol. 47. P. 1–6.
2. *Ковальчук А. В., Ткаченко Г. А.* Методический подход к созданию топокомпозита триботехнического назначения «сталь – PVD покрытие» // *Современные методы и технологии создания и обработки материалов* : сб. науч. тр. : в 3 кн. Мн. : ФТИ НАН Беларуси, 2014. Кн. 1. С. 164–174.
3. *Nanostructured Coatings* / eds. A. Gavaleiro, J. T. De Hosson. Berlin : Springer-Verlag, 2006.
4. *Hausner H. H.* Coatings of High-Temperature Materials. New York : Springer Science & Business Media, 2013.
5. *Погребняк А. Д.* Структура и свойства твердых и сверхтвердых нанокompозитных покрытий // *Успехи физических наук*. 2009. № 1 (179). С. 35–64.

©БРУ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЗДАНИЯ С УЧЕТОМ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ

Н. В. ЛОБИКОВА

НАУЧНЫЕ РУКОВОДИТЕЛИ – О. М. ЛОБИКОВА, СТАРШИЙ ПРЕПОДАВАТЕЛЬ,
С. Д. ГАЛЮЖИН, КАНДИДАТ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК, ДОЦЕНТ

Разработана методика позволяющая проектировать системы вентиляции с рекуператором тепла удаляемого воздуха и встроенным тепловым насосом на основе многокритериальной оптимизации параметров. Выявлены проблемы при применении вентиляционных установок с установленным рекуператором. Получены уравнения для определения объема конденсата, образующегося в удаляемом воздухе при прохождении его через рекуператор. Обоснована необходимость обеспечения вентиляционной установки устройством улавливания и удаления конденсата, которое позволяет исключить образование наледи в вытяжном воздуховоде после рекуператора и, соответственно, снизить затраты электроэнергии на привод вытяжного вентилятора. Для автоматизации расчетов произведена аппроксимация известных данных и получен полином, позволяющий определить зависимость абсолютной влажности на линии насыщения от температуры воздуха. Разработана методика оценки эффективности установки рекуператора в систему вентиляции.

Ключевые слова: система вентиляции, строительство, рекуператор, конденсат, энергоэффективность.

Состояние здоровья человека и его работоспособность непосредственно зависит от качества воздуха в помещении. Естественной вентиляции в большинстве случаев недостаточно при эксплуатации здания для создания комфортного микроклимата. Кроме того остро стоит вопрос экономии энергетических ресурсов, расходуемых, в частности, на отопление помещений. При строительстве и реконструкции зданий в устанавливаемых современных вентиляционных установках применяются пластинчатые рекуператоры.

В процессе эксплуатации рекуператоров возникают проблемы, связанные с образованием в нем конденсата, наледи в вытяжных воздуховодах снаружи помещения в зимнее время, и инея на наружной поверхности рекуператора, что приводит к увеличению аэродинамического сопротивления. Вентиляционная установка должна быть снабжена системой удаления конденсата, для расчета и проектирования которой необходимо знать количество конденсата, которое образуется в единицу времени. Кроме того при установке рекуператора заказчик несет дополнительные затраты на приобретение и установку оборудования, а также на оплату энергии, используемой дополнительно на привод вентиляторов повышенной мощности, которая необходима для преодоления аэродинамических сопротивлений рекуператора. Для принятия решения о проектировании необходимого вентиляционного оборудования здания с учетом многокритериальной оптимизации необходимы конкретные параметры условий эксплуатации оборудования. Данная задача представляет определенную сложность из-за от-

сутствия методик решения конкретных проблем, возникающих в процессе эксплуатации вентиляционных систем.

Разработана методика проектирования необходимого вентиляционного оборудования здания с учетом многокритериальной оптимизации параметров. Методика учитывает не только утилизацию тепла в рекуператоре, но и потери энергии из-за увеличения аэродинамического сопротивления вытяжной пневмолинии при установке рекуператора [1].

Потери электроэнергии в стоимостном выражении $P_{\text{до}}$, связанные с преодолением данных аэродинамических потерь:

$$P_{\text{п.рк}} = (L_{\text{пр}} \cdot \Delta p_{\text{пр}} + L_{\text{уд}} \cdot \Delta p_{\text{уд}}) \cdot t_{\text{в.рк}} \cdot C_{\text{ед.э}}, \quad (1)$$

где $L_{\text{пр}}$ и $L_{\text{уд}}$ – подачи приточного воздуха и удаляемого воздуха, м³/с; $\Delta p_{\text{пр}}$ и $\Delta p_{\text{уд}}$ – потери давления в вытяжной и приточной пневмолиниях рекуператора, соответственно, Па; $t_{\text{в.рк}}$ – время работы вентиляционной системы с рекуператором, с; $C_{\text{ед.э}}$ – цена единицы электрической энергии, денежн. ед./Дж.

Разработана методика и получены уравнения для определения объема конденсата, образующегося в удаляемом воздухе при прохождении его через рекуператор, позволяющая спроектировать устройство улавливания и удаления конденсата и исключить образование наледи в вытяжном воздуховоде после рекуператора и, соответственно, снизить затраты электроэнергии на привод вытяжного вентилятора. При разработке способа определения объема конденсата, образующегося при прохождении удаляемого воздуха через рекуператор, выполнено совместное решение уравнений, описывающих состояние влажного воздуха, и уравнения Ван-дер-Ваальса [2].

Для проектирования устройства улавливания и удаления конденсата необходимо знать количество конденсата, которое образуется за единицу времени в удаляемом воздухе при прохождении его через рекуператор.

На входе в рекуператор количество паров воды $m_{\text{н.вх}}$ (г) в объеме $V_{\text{вх}}$ (м³) определяется следующим образом [3, с. 78–79; 25, с. 213–214]:

$$m_{\text{н.вх}} = V_{\text{вх}} \cdot \rho_{\text{н.вх}} \cdot \phi_{\text{вх}}, \quad (2)$$

где $\rho_{\text{н.вх}}$ – абсолютная влажность удаляемого воздуха в состоянии насыщения на входе в рекуператор при рассматриваемой температуре, г/м³; $\phi_{\text{вх}}$ – относительная влажность удаляемого воздуха на входе в рекуператор.

Массу парообразной влаги $m_{\text{н.вых}}$ (г), находящейся в объеме удаляемого воздуха на выходе рекуператора $V_{\text{вых}}$, можно рассчитать с помощью зависимости, аналогичной (2):

$$m_{\text{н.вых}} = V_{\text{вых}} \cdot \rho_{\text{н.вых}} \cdot \phi_{\text{вых}}, \quad (3)$$

где $\rho_{\text{н.вых}}$ – абсолютная влажность насыщенного удаляемого воздуха на выходе из рекуператора, г/м³; $\phi_{\text{вых}}$ – относительная влажность удаляемого воздуха на выходе из рекуператора.

Для расчета массы конденсата $m_{\text{к}}$, образовавшегося в удаляемом воздухе, необходимо из $m_{\text{н.вх}}$ вычесть $m_{\text{н.вых}}$, условно приняв $\phi_{\text{вых}} = 1$:

$$m_{\text{к}} = m_{\text{н.вх}} - m_{\text{н.вых}}, \quad (4)$$

Окончательно зависимость (4) примет вид:

$$m_{\text{к}} = V_{\text{вх}} \cdot \rho_{\text{н.вх}} \cdot \phi_{\text{вх}} - V_{\text{вых}} \cdot \rho_{\text{н.вых}} \cdot \phi_{\text{вых}}, \quad (5)$$

При $m_{\text{к}} = 0$ удаляемый воздух на выходе рекуператора достиг состояния насыщения, а образования конденсата в нем не произошло. При $m_{\text{к}} > 0$ конденсат выделился, а на выходе рекуператора удаляемый воздух также стал насыщенным. При $m_{\text{к}} < 0$ удаляемый воздух на выходе рекуператора не достиг состояния насыщения, а $|m_{\text{к}}|$ – это масса воды, которой не хватает до насыщенного состояния. Следует отметить, что при $m_{\text{к}} < 0$, приняв в расчетах $\phi_{\text{вых}} = 1$, чисто условно добавляем в объем $V_{\text{вых}}$ некоторое количество паров воды. Такой подход позволяет оценить состояние влажного воздуха на выходе рекуператора [2].

Кроме изменения температуры в рекуператоре изменяется давление удаляемого воздуха. Разница давлений на входе в рекуператор и на выходе из него равна потерям давления в рекуператоре. Данные изменения температуры и давления означают, что объем удаляемого воздуха на выходе рекуператора $V_{\text{вых}}$ будет отличаться от объема воздуха $V_{\text{вх}}$, поступившего на вход рекуператора, т.е. имеют место два различных состояния удаляемого воздуха на входе и выходе рекуператора. Для описания двух состояний удаляемого воздуха, который относится к реальным газам, используют уравнение Ван-дер-Ваальса, учитывающее объем молекул и силу притяжения между ними:

$$\left(p + \frac{n^2 \cdot a}{V^2}\right) \cdot (V - n \cdot b) = n \cdot R \cdot T, \quad (6)$$

где p – абсолютное давление газа, Па; V – объем газа, м³; T – абсолютная температура, К; R – молярная газовая постоянная, Дж/(моль · К); a – постоянная Ван-дер-Ваальса, характеризующая силы межмо-

лекулярного притяжения: $a = 0,138 \text{ Па} \cdot \text{м}^6 / \text{моль}^2$ [2]; b – коэффициент, учитывающий объем, который занимают молекулы: $b = 0,3183 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{моль}$ [4]; n – количество молей в объеме V при нормальных условиях, моль.

Известно, что количество молей воздуха при прохождении рекуператора не меняется, а их исходное количество определяется для нормальных условий (давление $p = 101325 \text{ Па}$, температура $T = 273,15 \text{ К} = 20^\circ \text{С}$) [2].

Рассмотрим возможность использования уравнения Ван-дер-Ваальса для расчета объема конденсата V_k . Запишем уравнение для двух состояний воздуха: на входе в рекуператор и после выхода из него (индексы $вх$ и $вых$ относятся к входу и выходу, соответственно):

$$\frac{\left(p_{вх} + \frac{n^2 \cdot a}{V_{вх}^2}\right) \cdot (V_{вх} - n \cdot b)}{n \cdot T_{вх}} = \frac{\left(p_{вых} + \frac{n^2 \cdot a}{V_{вых}^2}\right) \cdot (V_{вых} - n \cdot b)}{n \cdot T_{вых}}, \quad (7)$$

Для расчета массы конденсата m_k с помощью зависимости (5) необходимо уравнение (7) решить относительно $V_{вых} = f(p_{вх}, p_{вых}, V_{вх}, T_{вх}, T_{вых}, n, a, b)$. Но решить данное уравнение относительно $V_{вых}$ в явном виде не представляется возможным. Поэтому для решения данной задачи необходимо использовать один из известных численных методов.

Рассмотрим вначале влияние изменений температуры и давления воздуха на изменение объема $V_{вх}$. При прохождении воздуха через рекуператор его давление уменьшается, а данное уменьшение равно аэродинамическому сопротивлению рекуператора. Аэродинамическое сопротивление пластинчатых рекуператоров, как правило, не превышает 500 Па [1]. Давление воздуха в помещении, в большинстве случаев, примерно равно давлению атмосферы. Известно, что для технических расчетов принимают атмосферное давление $p_{атм} \approx 0,1 \text{ МПа}$. Так, при $p_{атм} \approx 0,1 \text{ МПа}$ и $\Delta p_{рк} \approx 500 \text{ Па}$ разница абсолютного давления на входе $p_{вх}$ и выходе $p_{вых}$ из рекуператора не превышает $0,5 \%$. Поэтому, увеличения объема воздуха $V_{вых}$ по сравнению с $V_{вх}$ из-за потерь давления воздуха в рекуператоре будет незначительным.

При прохождении через рекуператор удаляемый воздух охлаждается, т. е. $T_{вых} < T_{вх}$, в результате $V_{вх}$ уменьшается. Величину $T_{вх}$ определим в соответствии с нормативными документами, регламентирующие параметры микроклимата помещений [5–7]. Так, при категории работ по уровню энергозатрат Пб средняя оптимальная температура воздуха в помещении должна быть $18^\circ \text{С} = 291,15 \text{ К}$. При использовании современного рекуператора и температуре наружного атмосферного воздуха $T_{н.атм} = -22^\circ \text{С}$ удаляемый воздух на выходе рекуператора охладится примерно до $T_{вых} = -4^\circ \text{С} = 269,15 \text{ К}$ [1], т.е. изменение температуры будет примерно на 8% .

Проведем предварительный анализ влияния изменения температуры и давления удаляемого воздуха на изменение объема $V_{вх}$ с помощью уравнения Клапейрона, т. е. с некоторыми допущениями. При малом давлении (до 1 МПа) и высокой температуре (более 100 К) $n \cdot b \ll V$ и $n^2 a / V^2 \ll p$ уравнение Ван-дер-Ваальса в значительной степени совпадает с уравнением Клапейрона.

Тогда объем воздуха $V_{вых}$ на выходе его из рекуператора можно определить:

$$V_{вых} = \frac{p_{вх} \cdot V_{вх} \cdot T_{вых}}{T_{вх} \cdot p_{вых}}, \quad (8)$$

При анализе зависимости (8) видно, что при рассмотренных выше изменениях давления и температуры получим, что при прохождении удаляемого воздуха через рекуператор будет уменьшение объема воздуха $V_{вх}$ примерно на 7% . Поэтому в данном исследовании при решении уравнения (6) для определения $V_{вых}$ использована следующая методика. Вначале принимаем $V_{вых} = 0,99 V_{вх}$ и подставляем значения $p_{вх}, p_{вых}, T_{вх}$ и $T_{вых}$ для конкретных расчетных условий, а также значения n, a, b . Обозначим левую часть уравнения (7) буквой A , а левую – B . Если $A < B$ и разница более 5% (достаточная точность для технических расчетов), то необходимо еще уменьшить $V_{вых}$ с шагом $0,01$, т.е. $V_{вых} = 0,98 V_{вх}$, и выполнить новый расчет и т.д. Данная процедура выполняется до достижения разницы между A и B не более 5% . Если при первом расчете получим $A > B$, то необходимо принять $V_{вых} = 0,991 V_{вх}$ (шаг $0,001$) и так далее до достижения разницы между A и B не более 5% . В некоторых случаях точность решения 5% недостаточно, тогда в программу закладывается более высокая точность, например, 3% [2].

Для определения массы конденсата необходимо знать абсолютную влажность насыщенного воздуха на входе и выходе из рекуператора $\rho_{н.вх}$ и $\rho_{н.вых}$.

В литературе по термодинамике и в стандарте ISO DIN 7183:2007 зависимость абсолютной влажности воздуха от температуры на линии насыщения приведена в виде таблиц или графиков, что снижает точность расчетов и не позволяет автоматизировать процесс расчета. Поэтому для автоматизации расчетов с использованием программы Excel произведена аппроксимация указанных выше дан-

ных и получен полином, позволяющий определить зависимость абсолютной влажности ρ_n (г/м³) на линии насыщения от температуры воздуха [2], т. е.

$$\rho_n = a_1 \cdot T_p^4 + a_2 \cdot T_p^3 + a_3 \cdot T_p^2 + a_4 \cdot T_p + a_5, \quad (9)$$

где a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 – коэффициенты уравнения регрессии: $a_1 = 0,102 \cdot 10^5$; $a_2 = 0,956 \cdot 10^3$; $a_3 = 0,336$; $a_4 = 52,559$; $a_5 = 3093,081$; T_p – температура точки росы воздуха, К.

Уравнение (9) получено для диапазона температур T_p от -50 до $+25$ °С (223,15...298,15 К), что соответствует максимальному диапазону температур работы рекуператора. При аппроксимации использован полином 4-го порядка, поскольку величина достоверности в этом случае достаточно высока и равна 0,99991 [2]. С использованием программного пакета Mathcad выполнен анализ зависимости объема конденсата V_k от φ_{ex} и $T_{вых}$ и выполнена серия расчетов на основе разработанной методики. Температура воздуха в момент входа в рекуператор принята $T_{ex} = 18$ °С = 291,15 К. На величину объема конденсата значительное влияние оказывает $T_{вых}$, причем оно существенно проявляется в диапазоне температур $T_{вых}$ от -20 °С до $+25$ °С. Так при $T_{вых} = -20$ °С и $\varphi_{ex} = 1$ и прохождении через рекуператор 1 м³ удаляемого воздуха ($T_{ex} = 18$ °С) образуется 14,8 см³ конденсата, если $T_{вых} = 5$ °С, то $V_k = 3,2$ см³. Примерно при $T_{вых} = 2$ °С образование конденсата не происходит, но удаляемый воздух на выходе рекуператора является насыщенным. Дальнейшее повышение $T_{вых}$ приводит к ненасыщенному состоянию удаляемого воздуха на выходе рекуператора [2]. Снижение относительной влажности удаляемого воздуха, поступающего на вход рекуператора φ_{ex} , приводит к снижению объема конденсата, причем эта зависимость близка к линейной.

Разработанная принципиальная схема вентиляционной установки с рекуператором, снабженная устройством удаления конденсата представлена на рисунке 1.

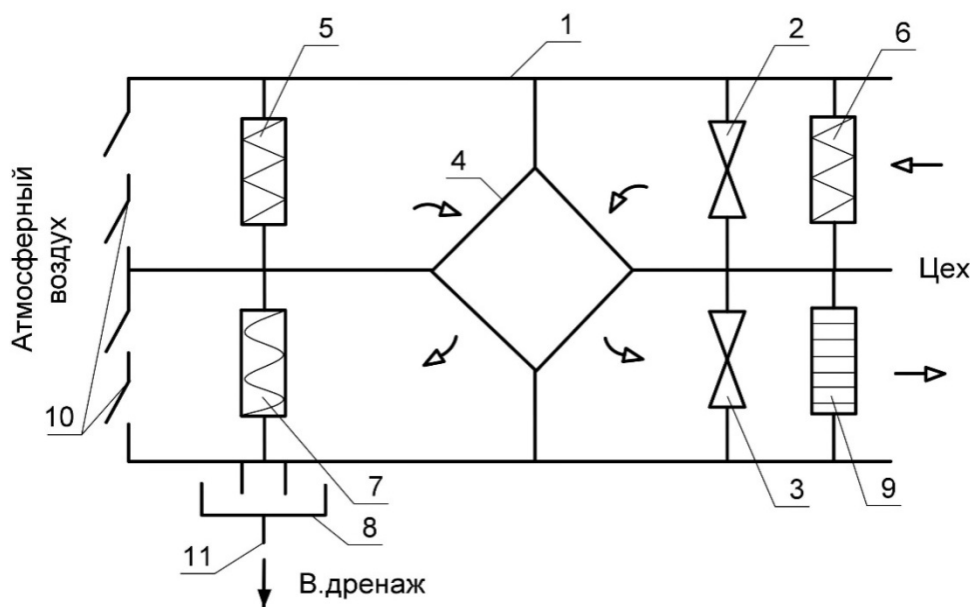


Рис. 1. Схема вентиляционной установки с рекуператором:

- 1 – корпус установки; 2 – вытяжной вентилятор; 3 – приточный вентилятор; 4 – рекуператор; 5, 6 – фильтры; 7 – каплеуловитель; 8 – дренажный поддон; 9 – нагреватель; 10 – жалюзи; 11 – дренажный трубопровод

Электрическая энергия, затраченная на преодоление аэродинамических сопротивлений, в пневмолиниях притока и вытяжки будет превращаться в тепловую энергию. При этом будут нагреваться электродвигатель вентилятора, рабочее колесо и корпус вентилятора, а также воздух при движении в каналах рекуператора и воздействии на него лопастей вентилятора. При правильной компоновке вентиляционной установки 1, приведенной на рисунке, удаляемый воздух из-за упомянутых сопротивлений будет частично нагреваться от вытяжного вентилятора 2 в самом рекуператоре 4 и примерно половину данной тепловой энергии удаляемый воздух будет отдавать приточному воздуху. Приточный вентилятор 3 установлен после рекуператора, поэтому все тепло, образующееся в результате преодоления сопротивления рекуператора на пневмолинии притока, будет передаваться приточному воздуху. Следует отметить, что для эффективного протекания данных процессов теплопередачи стенки корпуса вентиляционной установки 1 должны иметь соответствующее утепление стенок. Таким об-

разом, около $\frac{3}{4}$ тепловой энергии, образующейся в результате преодоления аэродинамических сопротивлений рекуператора, будет передаваться приточному воздуху, поступающему в помещение [8].

Разработана методика оценки экономической целесообразности установки в системе вентиляции рекуператора, позволяющего утилизировать тепло удаляемого воздуха с учетом действительных потерь в стоимостном выражении. Для автоматизации расчетов по определению экономии денежных средств проведена аппроксимация данных по средней температуре $T_{амм}$ в дневное $T_{амм.дн}$ и ночное время $T_{амм.ноч}$ суток за последние 10 лет для восточных районов Беларуси и получены уравнения регрессии. В холодное время года установка рекуператора позволяет достичь экономии при двухсменной работе более 17 тыс. BYN (7,6 тыс. Евро) за отопительный сезон. Срок окупаемости затрат при этом не превышает отопительного сезона. Установке современной системы вентиляции также сопутствует социальный и экологический эффекты [9]. Для дальнейшей утилизации тепла удаляемого воздуха целесообразно использовать встроенный в вентиляционную установку тепловой насос. В летнее время данный тепловой насос можно использовать в качестве охладителя приточного воздуха путем его реверсирования. Разработанная методика позволяет проектировать энергосберегающее вентиляционное оборудование здания с учетом многокритериальной оптимизации параметров.

Библиографические ссылки

1. Галюжин С. Д., Лобикова Н. В., Лобикова О. М., Галюжин А. С. Целесообразность использования современных энергосберегающих систем вентиляции при строительстве и реконструкции зданий // Вестн. науки и обр. Северо-Зап. России. 2018. Т. 4, № 4. С. 1–8.
2. Галюжин С. Д., Лобикова Н. В., Лобикова О. М. Определение исходных данных для проектирования устройства удаления конденсата из рекуператора вентиляционной установки / Вестн. БГТУ им. В. Г. Шухова. 2019. № 7. С. 63–71.
3. Бурцев С. И., Цветков Ю. Н. Влажный воздух. Состав и свойства : учеб. пособие. СПб. : Изд-во СПбГАХИПТ, 1998.
4. Кобелев Н. С. Расчет и выбор энергосберегающего оборудования систем теплогаснабжения и вентиляции населенных пунктов. Курс : Изд. Юго-Зап. гос. ун-та, 2015.
5. ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
6. Санитарные нормы и правила. Требования к контролю воздуха рабочей зоны [Электронный ресурс]. URL: <http://www.ohrana-truda.by/topic/5546-utverzhdenny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t> (дата обращения: 10.01.2019).
7. Гигиенические нормативы «Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны» [Электронный ресурс]. URL: <http://www.ohrana-truda.by/topic/5546> (дата обращения: 10.01.2019).
8. Лобикова Н. В., Лобикова О. М., Галюжин С. Д., Галюжин А. С. Повышение энергоэффективности вентиляционных установок в производственных зданиях в условиях холодного периода года / Наука и инновационные разработки – Северу : материалы II Междунар. науч.-практ. конф. : в 2-х ч. / под общ. ред. Зырянов И. В. [и др.]. Мирный : Изд-во Мирн. гор. типография, 2019. Ч. 1. С. 145–148.
9. Галюжин С. Д., Лобикова Н. В., Лобикова О. М. Методология оценки проектов систем отопления индивидуальных жилых домов // Вестн. БГТУ им. В. Г. Шухова. 2019. № 2. С. 88–101.

©БГТУ

МЕТАЛЛИЗИРОВАННЫЕ ПОЛУФРИТТОВАННЫЕ ГЛАЗУРНЫЕ ПОКРЫТИЯ ДЛЯ КЕРАМОГРАНИТА

С. В. ЛОЗКО

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ – И. А. ЛЕВИЦКИЙ, ДОКТОР ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК, ПРОФЕССОР

Приведены результаты синтеза полуфриттованных металлизированных глазурей для керамогранита, обладающие повышенным комплексом физико-химических свойств. Температура обжига покрытий составляет $1200 \pm 2^\circ\text{C}$, продолжительность 48 ± 2 мин. Фактура покрытия – зеркально-блестящая, ТКЛР составляют $(72,5-87,3) \cdot 10^{-7} \text{ K}^{-1}$, микротвердость – 6250–7780 МПа, термостойкость – более 200°C , износостойкость – 2 степень.

Ключевые слова: металлизированная глазурь, керамогранит, оксид меди (II).

Металлизированные глазури, применяемые в производстве керамогранита в Республике Беларусь, поставляются в виде порошков из Италии и используются в керамическом производстве сравнительно недавно. Они обладают высокими декоративно-эстетическими свойствами, и одновременно обеспечивают нейтрализацию облучения от электрических приборов и линий электропередач.

Целью исследования является синтез полуфриттованных металлизированных глазурей красно-коричневого цвета, установление особенностей формирования структуры и фазового состава во взаимосвязи с физико-химическими свойствами покрытий. Это обеспечивается совместным введением в состав глазурной композиции двух оксидов переменной валентности – CuO и Fe_2O_3 .

Для получения металлизированных глазурей использовалась следующая сырьевая композиция, которая включала, %: алюмоборосиликатную фритту прозрачной глазури 2/154, используемую ОАО «Керамин» количестве 20,0–35,0; оксид меди (II) – 5,0–20,0 и полевой шпат ПШС-0,30-21 –