

Международный открытый форум  
International open forum

Научная статья  
Статья в открытом доступе  
УДК 697.921.47  
doi: 10.30987/2782-5957-2022-7-53-63

**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СПОСОБОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ  
РАСХОДА КОНДЕНСАТА В СИСТЕМЕ ВЕНТИЛЯЦИИ  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ**

Сергей Данилович Галюжин<sup>1</sup>, Ольга Михайловна Лобикова<sup>2</sup>✉

<sup>1,2</sup> Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Республика Беларусь, Республика Беларусь, г. Могилев

<sup>1</sup> e-mail: serg.galujin@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3957-344X>

<sup>2</sup> e-mail: olg.lobikova@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3047-2944>

**Аннотация.** Цель исследования: проектирование системы удаления конденсата вентиляционной установки машиностроительного предприятия, устранение проблемы обмерзания вытяжного воздуха при отрицательных температурах наружного воздуха вследствие образования в нем конденсата и, соответственно, снижение расхода электроэнергии, потребляемой вытяжным вентилятором.

Задача, решению которой посвящена статья: создание оптимальной методики по определению расхода конденсата для проектирования системы удаления конденсата из вентиляционной установки.

Методы исследования: проведен анализ трех методик расчета расхода конденсата: 1) с учетом изменения только температуры удаляемого воздуха; 2) с учетом изменения не только температуры, но и давления с помощью уравнения Клапейрона; 3) с учетом изменения температуры и давления на основе уравнения Ван-дер-Ваальса. Путем системного подхода выполнено математическое моделирование процессов, приводящих к образованию конденсата, на его основе создана оптимальная математическая модель, позволяющая с достаточной точностью для технических расчетов определить объем конденсата,

выделившегося при прохождении удаляемого воздуха через утилизатор тепла.

Новизна работы: установлен оптимальный алгоритм расчета количества образующегося конденсата в вентиляционной установке.

Результаты исследования: с использованием программного пакета mathcad выполнен анализ и построены графики зависимости объема конденсата от влажности и температуры удаляемого воздуха для трех способов, определен оптимальный алгоритм определения расхода конденсата.

Выводы: анализ показал, что при проектировании системы удаления конденсата можно использовать упрощенный первый способ расчета с вводом в расчетную зависимость дополнительного коэффициента Ван-дер-Ваальса. Проведенные исследования позволяют не только определить исходные данные для проектирования системы удаления конденсата, но и сформулировать соответствующие рекомендации для создания всей вентиляционной установки.

**Ключевые слова:** машиностроение, система вентиляции, рекуператор, энергоэффективность, конденсат.

Ссылка для цитирования:

Галюжин С.Д. Сравнительный анализ способов определения расхода конденсата в системе вентиляции машиностроительного предприятия / С. Д. Галюжин, О. М. Лобикова // Транспортное машиностроение. – 2022. - № 7. - С. 53 – 63. doi: 10.30987/2782-5957-2022-7-53-63.

Original article  
Open Access Article

**COMPARATIVE ANALYSIS OF METHODS TO DEFINE  
CONDENSATE FLOW IN THE VENTILATION SYSTEM  
OF A MACHINE-BUILDING ENTERPRISE**

Sergey Danilovich Galyuzhin<sup>1</sup>, Olga Mikhailovna Lobikova<sup>2</sup>✉

<sup>1,2</sup> Belarusian-Russian University, Mogilev, the Republic of Belarus

<sup>1</sup> e-mail: serg.galujin@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3957-344X>

<sup>2</sup> e-mail: olg.lobikova@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3047-2944>

© Галюжин С.Д., Лобикова О.М., 2022

**Abstract.** The study objective is designing the condensate removal system of ventilation at a machine-building enterprise, eliminating the problem of the exhaust duct freezing at outdoor sub-zero temperatures due to the formation of condensate in it and, accordingly, reducing the consumption of electricity consumed by the exhaust fan.

The problem to which the paper is devoted is to develop optimal methods for defining the condensate flow to design a condensate removal system of ventilation.

Research methods: three methods for calculating the condensate flow were analysed: 1) taking into account changes only in the temperature of the removed air; 2) taking into account changes not only in temperature, but also in pressure using general gas equation by Clapeyron; 3) taking into account changes in temperature and pressure based on the Van der Waals equation. Using system approach the processes leading to condensate formation have been simulated, and an optimal mathematical model has been created on its basis that allows quite accurate determining the

volume of condensate released with the removed air passing through the heat exchanger.

The novelty of the work: an optimal algorithm for calculating the amount of condensate formed in the ventilation system has been defined.

Study results: the analysis is made using Mathcad software package and the condensate volume against the humidity and temperature of the removed air were graphed for three methods, an optimal algorithm for determining the condensate flow was developed.

Conclusions: the analysis showed that it is possible to use a simplified first calculation method with the additional Van der Waals coefficient in the calculation dependence for designing a condensate removal system. The studies conducted allow not only to define the initial data for the design of the condensate removal system, but also to give appropriate recommendations for the construction of the entire ventilation system.

**Keywords:** mechanical engineering, ventilation system, recuperator, energy efficiency, condensate.

*Reference for citing:*

*Galyuzhin SD, Lobikova OM. Comparative analysis of methods to define condensate flow in the ventilation system of a machine-building enterprise. Transport Engineering. 2022; 7:53 - 63. doi: 10.30987/2782-5957-2022-7-53-63.*

## Введение

Многие исследователи и специалисты в области эксплуатации вентиляционных систем отмечают, что при наступлении холодного периода года в вытяжных воздуховодах образуется конденсат, который частично захватывается потоком воздуха и оседает на стенках воздуховодов. В условиях отрицательных температурах

происходит обледенение внутренних поверхностей вытяжных воздуховодов, находящихся вне помещения цеха машиностроительного предприятия (рис. 1). Это приводит к уменьшению проходного сечения данных воздуховодов и, соответственно, к увеличению их аэродинамического сопротивления [1, с. 247-265; 2; 3].

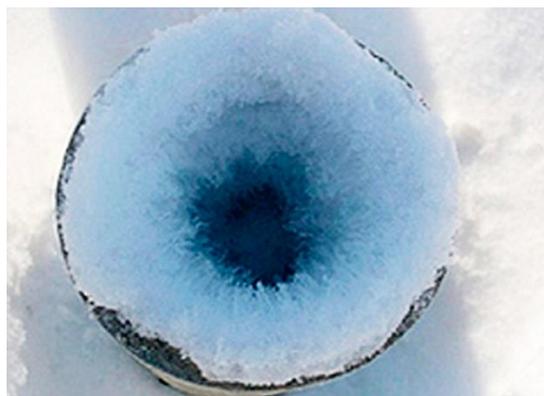


Рис. 1. Замерзший конденсат в наружной части вытяжного воздуховода (колпак снят)

*Fig. 1. Frozen condensate in the outer part of the exhaust duct (hood removed)*

В конечном итоге упомянутое явление обуславливает увеличение расхода электроэнергии, потребляемой вытяжным

вентилятором. Кроме того, часть конденсата просачивается через щели, собирается в нижней части вентиляционной установки

и воздуховодов, а затем попадает на пол помещения цеха. Для устранения данной проблемы многие авторы предлагают утеплять вытяжные воздуховоды [2-8]. Такое решение является малоэффективным, т.к. удаления конденсата не происходит. Ряд авторов предлагают для устранения обмерзания чередовать режимы рекуперации и оттаивания, а также предварительно подогревать приточный воздух [9-20]. Применение данных методов снижает производительность рекуператора и увеличивает энергозатраты и, соответственно,

### Результаты исследований

Существуют три способа расчета объема конденсата, выделившегося при прохождении удаляемого воздуха (УВ) через утилизатор тепла [21]. **Первый способ** является упрощенным, т.к. учитывает только изменение температуры удаляемого воздуха, предполагая, что объем УВ не изменяется из-за наличия термодинамических процессов в утилизаторе. **Второй способ** основан на использовании уравнения Клапейрона, которое учитывает взаимозависимость температуры, давления и объема. Вместе с тем известно, что уравнение Клапейрона описывает состояние идеального газа, которым влажный воздух не является. Более точно этот процесс описывает уравнение Ван-дер-Ваальса, на котором базируется **третий способ**. Однако из-за сложности решения данной задачи с помощью уравнения Ван-дер-Ваальса этот способ практически не применяется. Проведем оценку этих способов с точки зрения точности расчетов по определению количества конденсата.

На входе в утилизатор тепла масса парообразной воды  $m_{п.вх}$  (г) в объеме  $V_{вх}$  определяется с помощью известной зависимости:

$$m_{п.вх} = V_{вх} \rho_{н.вх} \varphi_{вх}, \quad (1)$$

где  $V_{вх}$  – объем УВ, м<sup>3</sup>;  $\rho_{н.вх}$  – абсолютная влажность насыщенного УВ на входе в утилизатор, г/м<sup>3</sup>;  $\varphi_{вх}$  – относительная влажность УВ на входе в утилизатор.

Из-за теплообмена с приточным воздухом в утилизаторе УВ охлаждается и максимально возможное количество пара в нем уменьшается. В зависимости от вели-

финансовые затраты предприятия. Поэтому, современные вентиляционные системы снабжаются устройствами улавливания и удаления конденсата. Первым этапом при проектировании такой системы является создание методики по определению расхода конденсата в зависимости от расхода воздуха и термодинамических условий работы вентиляционной системы. В статье проанализированы известные методики расчета расхода конденсата и даны рекомендации по выбору оптимальной.

чины охлаждения выходящий из утилизатора УВ может находится в трех состояниях пересыщения, насыщения и ненасыщения. В первом случае в УВ будет конденсат, а  $\varphi_{вых} = 1$ . Во втором случае  $\varphi_{вых} = 1$ , но конденсата не будет. В третьем случае УВ останется ненасыщенным, а  $\varphi_{вых} < 1$ .

Масса пара  $m_{п.вых}$  (г) в объеме  $V_{вых}$  УВ при выходе из утилизатора определяется аналогично (1):

$$m_{п.вых} = V_{вых} \rho_{н.вых} \varphi_{вых}, \quad (2)$$

где  $\rho_{н.вых}$  и  $\varphi_{вых}$  – абсолютная и относительная влажности насыщенного УВ на выходе из утилизатора, соответственно.

Масса конденсата  $m_k$  при этом определяется следующим образом, условно считая  $\varphi_{вых} = 1$ :

$$m_k = m_{п.вх} - m_{п.вых}, \quad (3)$$

или

$$m_k = V_{вх} \rho_{н.вх} \varphi_{вх} - V_{вых} \rho_{н.вых} \varphi_{вых}. \quad (4)$$

Оценка результатов расчетов по формуле (4) следующая. При  $m_k = 0$  УВ после прохождения через утилизатор достиг состояния насыщения, но конденсат в нем не образовался. Когда  $m_k > 0$ , то появился конденсат, а УВ на выходе насыщенный. При  $m_k < 0$  состояние насыщения не наступило, а  $|m_k|$  – это масса паров, которыми необходимо пополнить УВ до насыщенного состояния. Данный подход позволяет определить не только объем конденсата, но и оценить состояние УВ на выходе из утилизатора.

В известных учебниках и справочниках, стандартах ISO 7183:2007 [22] и ГОСТ 24484-80 [23] зависимость  $\rho_n$  от температуры точки росы  $T_p$  приведена в виде таб-

лиц, что усложняет процесс автоматизации расчетов. Для устранения данной проблемы в программной среде *Excel* произведе-

$$\rho_H = k_1 T_p^4 + k_2 T_p^3 + k_3 T_p^2 + k_4 T_p + k_5, \quad (5)$$

где  $k_1, k_2, k_3, k_4, k_5$  – коэффициенты уравнения регрессии:  $k_1 = 0,1021 \cdot 10^5$ ;  $k_2 = 0,9563 \cdot 10^3$ ;  $k_3 = 0,3362$ ;  $k_4 = 52,5592$ ;  $k_5 = 3093,0814$ ;  $T_p$  – температура точки росы влажного воздуха, К.

Уравнение (5) получено для диапазона температур  $T_p$  от -60 до +35 °С

$$m_K = V_{BX} (k_1 T_{BX}^4 + k_2 T_{BX}^3 + k_3 T_{BX}^2 + k_4 T_{BX} + k_5) \varphi_{BX} - V_{ВЫХ} (k_1 T_{ВЫХ}^4 + k_2 T_{ВЫХ}^3 + k_3 T_{ВЫХ}^2 + k_4 T_{ВЫХ} + k_5) \varphi_{ВЫХ}, \quad (6)$$

Зависимости, заключенные в круглые скобки в уравнении (6), будут одинаковыми при расчете  $m_K$  тремя упомянутыми выше способами. Обозначим их

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= (k_1 T_{BX}^4 + k_2 T_{BX}^3 + k_3 T_{BX}^2 + k_4 T_{BX} + k_5) \varphi_{BX}, \\ \Phi_2 &= (k_1 T_{ВЫХ}^4 + k_2 T_{ВЫХ}^3 + k_3 T_{ВЫХ}^2 + k_4 T_{ВЫХ} + k_5) \varphi_{ВЫХ}. \end{aligned}$$

При расчете  $m_K$  первым способом необходимо приравнять  $V_{BX} = V_{ВЫХ}$ . Тогда уравнение для расчета  $m_K$  (6) примет вид:

$$m_K = V_{BX} (\Phi_1 - \Phi_2), \quad (7)$$

Как отмечалось выше, из-за теплообмена в утилизаторе происходит охлаждение УВ. Кроме того, в утилизаторе происходит уменьшение давления УВ, что обусловлено наличием аэродинамических потерь. Разница давлений на входе и выходе из утилизатора равна потерям в нем давления. Эти изменения температуры и давления означают, что  $V_{BX}$  не будет равен  $V_{ВЫХ}$ .

Величину этого изменения объема УВ можно оценить с помощью уравнения Клапейрона, на котором основан второй способ т. е.

$$\frac{\left(p_{BX} + \frac{n^2 a}{V_{BX}^2}\right)(V_{BX} - n b)}{T_{BX}} = \frac{\left(p_{ВЫХ} + \frac{n^2 a}{V_{ВЫХ}^2}\right)(V_{ВЫХ} - n b)}{T_{ВЫХ}}, \quad (11)$$

где  $a$  – постоянная (коэффициент) Ван-дер-Ваальса, характеризующая силы межмолекулярного притяжения:  $a = 0,138 \text{ Па} \cdot \text{м}^6 / \text{моль}^2$  [8];  $b$  – коэффициент, учитывающий объем, который занимают молекулы:  $b = 0,3183 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{моль}$  [8];  $n$  – количество молей в объеме  $V$  при нормальных условиях, моль.

на аппроксимация известных табличных данных и получено соответствующее уравнение регрессии:

(233,15...308,15 К), что примерно соответствует температурам работы утилизатора. Уравнению регрессии соответствует полином 4-го порядка, т.к. величина достоверности при этом случае достигает 0,99991.

Тогда

$$\frac{p_{BX} V_{BX}}{T_{BX}} = \frac{p_{ВЫХ} V_{ВЫХ}}{T_{ВЫХ}}, \quad (8)$$

где  $p_{BX}$  и  $p_{ВЫХ}$  – абсолютное давление удаляемого воздуха на входе в утилизатор и выходе из него, соответственно, Па.

Тогда  $V_{ВЫХ}$  равен:

$$V_{ВЫХ} = \frac{p_{BX} V_{BX} T_{ВЫХ}}{T_{BX} p_{ВЫХ}}. \quad (9)$$

В результате для расчета  $m_K$  вторым способом уравнение (6) примет вид:

$$m_K = V_{BX} \left( \Phi_1 - \frac{p_{BX} T_{ВЫХ}}{T_{BX} p_{ВЫХ}} \Phi_2 \right). \quad (10)$$

Как известно, уравнение Клапейрона описывает состояние идеального газа, и не учитывает размеры и взаимодействие между собой молекул воздуха. Для более точного описания двух состояний УВ, который является реальным газом, зачастую применяют уравнение Ван-дер-Ваальса:

Известно, что коэффициенты  $a$  и  $b$  не являются строго постоянными и зависят от температуры и давления. Кроме того, уравнение Ван-дер-Ваальса при значительном сжатии воздуха дает существенные ошибки. В рассматриваемом случае давление удаляемого воздуха после прохождения утилизатора изменяется крайне незначительно: происходит уменьшение

давления на 300...500 Па. Также незначительно уменьшается и температура – не более чем на 20...25 К. Поэтому численные значения коэффициентов  $a$  и  $b$  приняты постоянными.

Для определения  $m_k$  третьим способом необходимо уравнение (11) решить относительно  $V_{\text{ВЫХ}} = f(p_{\text{ВХ}}, p_{\text{ВЫХ}}, V_{\text{ВХ}}, T_{\text{ВХ}}, T_{\text{ВЫХ}}, n, a, b)$ .

Преобразуем уравнение (11)

$$\frac{T_{\text{ВЫХ}} \left( p_{\text{ВХ}} + \frac{n^2 a}{V_{\text{ВХ}}^2} \right) (V_{\text{ВХ}} - nb)}{T_{\text{ВХ}}} = \left( p_{\text{ВЫХ}} + \frac{n^2 a}{V_{\text{ВЫХ}}^2} \right) (V_{\text{ВЫХ}} - nb). \quad (12)$$

Обозначим:

$$A = \frac{T_{\text{ВЫХ}} \left( p_{\text{ВХ}} + \frac{n^2 a}{V_{\text{ВХ}}^2} \right) (V_{\text{ВХ}} - nb)}{T_{\text{ВХ}}}; \quad p = p_{\text{ВЫХ}}; \quad x = \frac{1}{V_{\text{ВЫХ}}}.$$

После несложных преобразований уравнение (12) примет вид:

$$n^3 a b x^3 - n^2 a x^2 + (n b p + A)x - p = 0,$$

или

$$x^3 - \frac{1}{n b} x^2 + \left( \frac{p}{n^2 a} + \frac{A}{n^3 a b} \right) x - \frac{p}{n^3 a b} = 0. \quad (13)$$

Обозначим:  $A_1 = -\frac{1}{n b}; A_2 = \frac{p n b + A}{n^3 a b}; A_3 = -\frac{p}{n^3 a b}.$

Для решения уравнения (13) с помощью формулы Кардано [24] приведем его к виду:

$$y^3 + dy + q = 0, \quad (14)$$

где  $x = y - \frac{A_1}{3}; d = A_2 - \frac{A_1^2}{3}; q = \frac{2A_1^3}{27} - \frac{A_1 A_2}{3} + A_3.$

Решение уравнения (14) имеет вид:

$$y = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{d^3}{27}}} + \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{d^3}{27}}}, \quad (15)$$

или

$$x = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{d^3}{27}}} + \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{4} + \frac{d^3}{27}}} - \frac{A_1}{3}, \quad (16)$$

а

$$V_{\text{ВЫХ}} = \frac{1}{x} \quad (17)$$

Окончательно уравнение (6) при расчете  $m_k$  третьим способом примет вид:

$$m_k = V_{\text{ВХ}} \Phi_1 - \frac{1}{x} \Phi_2. \quad (18)$$

Объем конденсата можно определить по известной зависимости:

$$V_k = \frac{m_k}{\rho_v}, \quad (19)$$

где  $\rho_v$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

Для расчета расхода образовавшегося конденсата  $Q_k$  (м<sup>3</sup>/с) необходимо вместо  $V_{\text{ВХ}}$  в уравнения (7), (10) и (18) подставить расход удаляемого воздуха  $Q_{\text{уд}}$  (м<sup>3</sup>/с). Тогда, в общем виде зависимость для расчета расхода конденсата примет вид:

$$Q_k = Q_{\text{уд,ВХ}} \Phi_1 - Q_{\text{уд,ВЫХ}} \Phi_2. \quad (20)$$

При расчете  $Q_k$  первым способом  $Q_{\text{уд,ВХ}} = Q_{\text{уд,ВЫХ}}$ , вторым способом:  $Q_{\text{уд,ВЫХ}} = Q_{\text{уд,ВХ}} (p_{\text{ВХ}} T_{\text{ВЫХ}} / p_{\text{ВЫХ}} T_{\text{ВХ}})$ . Для третьего способа  $Q_{\text{уд,ВЫХ}} = 1/x$ .

Определим количество конденсата для вентиляционной системы машиностроительного цеха с помощью трех изложенных выше способов. Количество молей УВ определяется при нормальных условиях (атмосферное давление  $p_{\text{атм}} = 101325$  Па, температура  $T = 273,15$  К = 20 °С). Для  $V_{\text{ВХ}} = 1$  м<sup>3</sup> УВ  $n = 44,64$  моль [25].

Рассмотрим типовую вентиляционную установку (рис. 2).

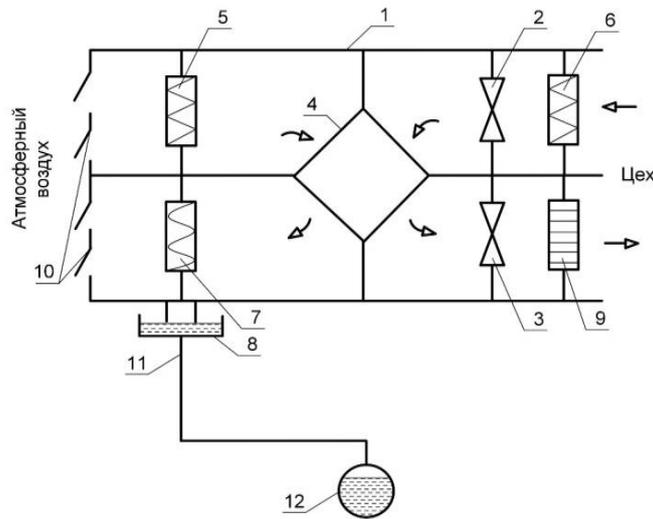


Рис. 2. Типовая схема современной установки для вентиляции цеха машиностроительного предприятия:

1 – корпус; 2, 3 – вентиляторы; 4 – утилизатор тепла; 5, 6 – фильтры; 7 – влагоотделитель; 8 – конденсатная емкость, 9 – устройство дополнительного нагрева приточного воздуха; 10 – заслонки; 11 – трубопровод для удаления конденсата; 12 – труба канализации

Fig. 2. Typical diagram of a modern installation for ventilation of a workshop of a machine-building enterprise:

1 – case; 2, 3 – fans; 4 – heat exchanger; 5, 6 – filters; 7 – moisture separator; 8 – condensate tank, 9 – device for additional heating of supply air; 10 – dampers; 11 – pipeline for condensate removal; 12 – sewer pipe

Известно, что избыточное давление УВ на входе в рекуператор будет равно сумме потерь давления в утилизаторе 4, влагоотделителе 7, заслонках 10 и вытяжном воздуховоде от вентиляционной установки до выхода в атмосферу. Как правило, эти потери составляют 800...900 Па [26 – 29]. Принимая атмосферное давление нормальным, получим, что абсолютное давление удаляемого воздуха на входе в рекуператор  $p_{вх}$  будет равно 102125...102225 Па. В расчетах примем среднее значение  $p_{вх}=102175$  Па. Аэродинамическое сопротивление пластинчатых рекуператоров  $\Delta p_{рк}$ , как правило, не превышает 400 Па [29, 30]. Тогда абсолютное давление удаляемого воздуха на выходе из рекуператора будет меньше на величину  $\Delta p_{рк}$ , т.е. в среднем будет равно  $p_{вых} = 101775$  Па.

Величина температуры удаляемого воздуха  $T_{вх}$  определяется нормативными правовыми актами, которые устанавливают значения параметров микроклимата офисных и производственных помещений [31-33]. К ним относятся ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны», Сан-ПиН-2013 «Требования к микроклимату ра-

бочих мест в производственных и офисных помещениях» и Гигиенический норматив «Показатели микроклимата производственных и офисных помещений». В машиностроении, как правило, категория работ по уровню энергозатрат соответствует Пб. При такой категории работ средняя оптимальная температура воздуха в цеху должна быть  $18\text{ }^{\circ}\text{C} = 291,15\text{ K}$ , т.е.  $T_{вх} = 18\text{ }^{\circ}\text{C} = 291,15\text{ K}$ . При использовании современного пластинчатого рекуператора и температуре наружного атмосферного воздуха  $T_{н.атм} = -20\text{ }^{\circ}\text{C} = 253,15\text{ K}$  удаляемый воздух на выходе рекуператора охладится примерно до  $T_{вых} = -2\text{ }^{\circ}\text{C} = 269,15\text{ K}$  [30, 34, 35]. Плотность воды можно принять  $\rho_{в} = 10^3\text{ кг/м}^3$  [36, с. 7].

С помощью уравнений (7), (10) и (18) с использованием программного пакета Mathcad выполнен анализ зависимости объема конденсата  $V_{к}$  от  $\phi_{вх}$  и  $T_{вых}$  при прохождении  $V_{вх} = 1\text{ м}^3$  для трех описанных выше способов.

На рис. 3 приведены графики зависимости объема конденсата  $V_{к} = f_1(T_{вых})$  для  $V_{вх}=1\text{ м}^3$  и различных значений  $\phi_{вх}$  при расчете тремя рассмотренными выше способами.

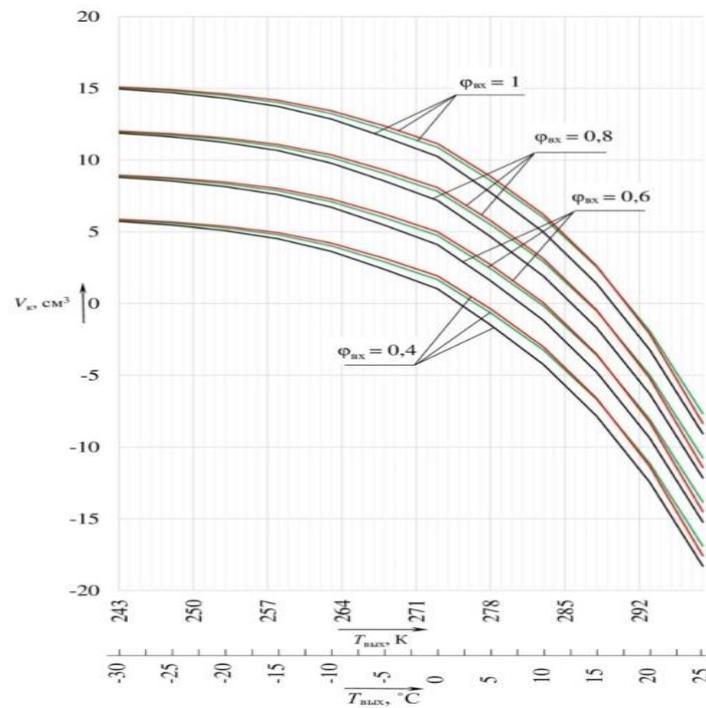


Рис. 3. Графики зависимости  $V_k$  на выходе утилизатора, выделившегося при прохождении  $V_{вх} = 1 \text{ м}^3$  воздуха, от  $T_{\text{вых}}$  и  $\phi_{\text{вх}}$ :  
 — 1-й способ; — 2-й способ; — 3-й способ

Fig. 3. Graphs of the dependence of  $V_k$  at the outlet of the utilizer, released during the passage of  $V_{\text{вх}} = 1 \text{ м}^3$  of air, on  $T_{\text{вых}}$  and  $\phi_{\text{вх}}$ :  
 — 1st method; — 2nd method; — 3rd way

Объем конденсата значительно зависит от  $T_{\text{вых}}$ , особенно в диапазоне температур  $T_{\text{вых}}$  от  $-20 \text{ °C}$  до  $+5 \text{ °C}$ . Проведем анализ полученных графиков при расчете третьим способом (с помощью уравнения Ван-дер-Ваальса), т. к. этот способ наиболее точный. Так при  $V_{\text{вх}} = 1 \text{ м}^3$ ,  $T_{\text{вых}} = -20 \text{ °C}$  и  $\phi_{\text{вх}} = 1$  в этом случае образуется примерно  $14,3 \text{ см}^3$  конденсата, если  $T_{\text{вых}} = 5 \text{ °C}$ , то всего  $V_k = 4,66 \text{ см}^3$ . Примерно при  $T_{\text{вых}} = 12 \text{ °C}$  образование конденсата не происходит, но УВ на выходе рекуператора остается насыщенным. При  $T_{\text{вых}} > 12 \text{ °C}$  УВ становится ненасыщенным. Когда УВ на входе в рекуператор имеет  $\phi_{\text{вх}} < 1$ , то происходит снижение объема конденсата, а данная зависимость стремится к линейной.

При расчете объема конденсата 1-м и 2-м способами различие в величине  $V_k$  незначительно. Расчет 3-м способом дает несколько меньшую величину  $V_k$ , что связано с более точным расчетом  $V_{\text{вых}}$ . Так при  $T_{\text{вых}} = 0 \text{ °C}$  и  $\phi_{\text{вх}} = 0,6$  объем конденсата равен  $4,7 \text{ см}^3$ ,  $4,1$  и  $5,0 \text{ см}^3$  для 1-го, 2-го и 3-го способов расчета, соответственно. Дальнейший анализ показывает, что при проектировании системы удаления кон-

денсата можно использовать упрощенный 1-й способ расчета с вводом в расчетную зависимость (7) дополнительный коэффициент. Назовем его коэффициент Ван-дер-Ваальса  $k_{\text{ВДВ}}$  [27]. В среднем можно принят  $k_{\text{ВДВ}} = 0,92$ . Тогда с учетом (19) получим:

$$V_k = V_{\text{вх}} k_{\text{ВДВ}} (\Phi_1 - \Phi_2) / \rho_6, \quad (21)$$

а

$$Q_k = Q_{\text{уд.вх}} k_{\text{ВДВ}} \frac{\Phi_1 - \Phi_2}{\rho_6}. \quad (22)$$

При проведении расчетов необходимо помнить, что использование коэффициента Ван-дер-Ваальса  $k_{\text{ВДВ}}$  допустимо только при определении объема конденсата в системах вентиляции. Для вычисления объема конденсата в случае сжатия воздуха в пневмосистемах машиностроительных предприятий целесообразно использовать уравнение Вукаловича – Новикова, т.к. это обеспечивает получение более точных результатов.

Следует отметить, что при проектировании системы удаления конденсата и подборе дренажных труб производят выбор ближайшего большего диаметра  $d_{\text{тр}}$  к расчетному [37]. Разбежка в диаметрах дренажных труб по сортаменту весьма

значительна (50 мм, 75 мм, 100 мм и т.д.), поэтому особо высокая точность в расчетах  $V_k$  не требуется.

Определим расход выделившегося конденсата  $Q_k$  при работе вентиляционной установки машиностроительного предприятия (цеха) в холодный период года при категории работ Пб. Подача УВ равна  $Q_{уд.вх} = 50 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч} = 13,89 \text{ м}^3/\text{с}$ . Рекуператор снижает температуру удаляемого воздуха с  $T_{вх} = +18 \text{ }^\circ\text{C} = 291,15 \text{ К}$  до  $T_{вых} = -5 \text{ }^\circ\text{C} = 269,15 \text{ К}$  [30]. Относительная влаж-

ность удаляемого воздуха  $\phi_{вх} = 60 \%$ . Значения  $T_{вх}$  и  $\phi_{вх}$  приняты в соответствии с требованиями [31–33] для рабочих мест предприятий машиностроения. Для расчетов используем уравнение (22). В результате получим, что расход конденсата равен довольно значительной величине:  $Q_k = 288,7 \text{ л/ч}$ . Очевидно, что данный конденсат необходимо удалять, в противном случае будет происходить его замерзание в вентиляционном канале на выходе из цеха (рис. 2).

## Заключение

Охлаждение УВ при прохождении его через рекуператор вентиляционной установки цеха машиностроительного предприятия до температур ниже  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  приводит к образованию конденсата. Расход конденсата зависит от температуры и относительной влажности УВ, а также от величины воздухообмена и температуры на выходе рекуператора. С достаточной точностью для инженерных расчетов данный расход можно определять по упрощенной зависимости (22) с вводом в нее коэффи-

циента Ван-дер-Ваальса  $k_{вдв} = 0,92$ . Для удаления конденсата самотеком необходимо рекуператор устанавливать так, чтобы поток удаляемого воздуха в нем был нисходящим. После рекуператора в обязательном порядке необходимо устанавливать каплеуловитель.

Проведенный анализ способов определения расхода конденсата позволяет определить исходные данные для проектирования системы удаления конденсата.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Стефанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. СПб: АВОК Северо-Запад, 2005. 399 с.
2. Кирсанов В.В., Игнаткин И.Ю. Математическая модель рекуперации теплоты в условиях образования инея // Вестник НГИЭИ. 2017. №6 (73) С. 68–77.
3. Mariani P. Теплоизоляция воздуховодов. АВОК. URL: [https://www.abok.ru/for\\_spec/articles.php?nid=3079](https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=3079) (дата обращения: 14.03.2021).
4. Miseviciute V., Martinaitis V. Analysis of ventilation system's heat exchangers integration possibilities for heating season. Pap. of the 8th International Conference «*Environmental Engineering*», 2011. May 19-20. Vilnius: Lithuania, 2011. Vol. 2. Pp. 781–787.
5. Ромейко М.Б. О применении отражающей изоляции в системах вентиляции и кондиционирования // Вестник МГСУ. 2011. №7 С.331–335.
6. Основные принципы защиты от замерзания вентиляционных установок Remak. URL: <https://www.remak.eu/ru/osnovnye-principy-zashchity-ot-zamerzaniya-ventilyacionnyh-ustanovok-remak> (дата обращения: 03.03.2021).
7. Белоногов Н.В. Обмерзание и конденсация водяного пара в перекрестноточных пластинчатых рекуператорах // С.О.К. 2005. № 11. С. 24–29.
8. Бурцев С. И., Цветков Ю. Н. Влажный воздух. Состав и свойства. СПб.: СПбГАХПТ, 1998. 146 с.
9. Игнаткин И.Ю. Система рекуперации теплоты с адаптивной рециркуляцией вытяжного воздуха // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института механизации животноводства. 2019. №1 (33). С. 100-103.
10. Игнаткин И.Ю., Бондарев А.М., Курячий М.Г., Путан А.А., Архипцев А.В. Опыт внедрения системы рекуперации тепла вентиляционного воздуха в систему поддержания микроклимата // Инновации в сельском хозяйстве. 2014. №4 (9). С 256–261.
11. Свердлов А.В., Волков А.П., Рыков С.В., Волков М.А. Реверсивная струйная вентиляция и рекуперация как новое энергоэффективное проектное решение для крупных многоуровневых автостоянок // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2016. №1. С. 9–16.
12. Миронов Е.Б., Шишарина А.Н. Анализ приточно-вытяжных установок с рекуперацией тепла // Вестник НГИЭИ. 2014. №1. С.58–64.
13. Вишневский Е.П. Рекуперация тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования воздуха // С.О.К. 2004. №11. С. 90 – 101.

14. Dylewski R., Adamczyk J. Economic and ecological indicators for thermal insulating building investments. *Energy and Buildings*. 2012. № 54. С. 88–95. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.07.021.
15. Gorshkov A., Vatin N., Nemova D., Shabaldin A., Melnikova L., Kirill P. Using life-cycle analysis to assess energy savings delivered by building insulation. *Procedia Engineering*. 2015. № 1 (117). С. 1085–1094.
16. Баканова С.В., Баранов П.О. Оценка экономической целесообразности установки в системе вентиляции здания пекарни рекуператора. *Образование и наука в современном мире. Инновации*. Пенза: Изд-во Пензенский государственный университет архитектуры и строительства. 2018. №2 (15) С. 139–145.
17. Галюжин С.Д., Лобикова Н.В., Лобикова О.М. Экономическая выгода мероприятий повышения энергетической эффективности систем вентиляции. *Казахстан-Холод 2019: Сб. докл. межд. науч.-техн. конф. (20-21 февраля 2019г.) = Kazakhstan-Refrigeration 2019: Proceedings of the Conference (February 20-21, 2019)*. Алматы: АТУ, 2019. С. 104–110.
18. Игнаткин И.Ю. Теплоутилизационная установка с адаптивной рециркуляцией // *Вестник Нижегородского государственного инженерно-экономического университета*. 2016 № 10 (65). С.102-110.
19. Сазонова А.А., Кельвина К.В. Применение рекуператоров тепла в системах обеспечения микроклимата. *Научный альманах*. 2016. №4-3. (18) С.178–181. DOI: 10.17117/na.2016.04.03.178.
20. Самарин О.Д. О новом подходе к учету конденсации водяных паров при тепловом расчете воздухоохладителя // *Известия высших учебных заведений. Строительство*. Новосибирск: Изд-во Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет, 2016, №2 (686) С. 67–73.
21. Галюжин С.Д., Лобикова Н.В., Лобикова О.М. Определение исходных данных для проектирования устройства удаления конденсата из рекуператора вентиляционной установки // *Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова*. 2019. № 7. С.63–71. DOI: 10.34031/article\_5d35d0b6901803.57308546.
22. ISO DIN 7183:2007 (e). Compressed-air dryers – Specifications and testing Edition 2.
23. ГОСТ 24484-80. Промышленная чистота. Сжатый воздух. Методы измерения загрязненности (актуализация 01.01.2021).
24. Решение кубических уравнений. Формула Кардано URL: <https://www.resolventa.ru/spr/algebra/cardano.htm> (дата обращения: 06.03.2021).
25. Уравнение Ван-дер-Ваальса. Химический факультет МГУ. URL: <http://www.chem.msu.su/rus/teaching/realgases/chap1%283%29.html> (дата обращения: 18.11.2020).
26. Аэродинамический расчет системы вентиляции. URL: <https://www.promventholod.ru/tekhnicheskaya-biblioteka/aerodinamicheskiy-raschet-sistemy-ventilyatsii.html> (дата обращения: 09.03.2021).
27. Галюжин А.С., Галюжин С.Д. Определение объема конденсата при сжатии воздуха с использованием уравнений Клапейрона и Ван-дер-Ваальса // *Вестник Белорусско-Российского университета*. 2018. №4. С. 110–119.
28. Потери давления каплеуловителей по воздуху. URL: [https://ventilator.kiev.ua/aerostar/pdf/kapleuloviteli\\_DC.pdf](https://ventilator.kiev.ua/aerostar/pdf/kapleuloviteli_DC.pdf) (дата обращения: 09.03.2021).
29. Потеря давления в системе. URL: [https://cyclonespb.ru/stati/article\\_post/poterya-davleniya-v-sisteme](https://cyclonespb.ru/stati/article_post/poterya-davleniya-v-sisteme) (дата обращения: 09.03.2021).
30. Каталог оборудования Klingenburg. Рекуперация тепла пластинчатыми теплообменниками. URL: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/klingenburg/10825> (дата обращения: 01.12.2021).
31. ГОСТ 12.1.005-88. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
32. Санитарные нормы и правила. Требования к контролю воздуха рабочей зоны, утв. Пост. Мин-ва здравоохранения РБ от 11 октября 2017 г. №92. URL: <http://www.ohrana-truda.by/topic/5546-utverzhdenny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t/> (дата обращения: 10.01.2021).
33. Гигиенические нормативы «Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны». утв. Пост. Мин-ва здравоохранения РБ от 11 октября 2017 г. №92. URL: <https://www.ohrana-truda.by/topic/5546-utverzhdenny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-trebovaniya-k-kontrolyu-vozduha-rabochey-zony/> (дата обращения: 10.01.2021).
34. Лобикова Н.В. Проектирование энергосберегающего вентиляционного оборудования здания с учетом многокритериальной оптимизации параметров. Сборник научных работ студентов Республики Беларусь «НИРС2019» / редкол.: И. А. Старовойтова (пред.) [и др.]. Минск: Изд. центр БГУ, 2020. С. 129–133.
35. Лобикова Н.В., Лобикова О.М. Методический подход к проектированию системы вентиляции зимнего сада при формировании элементов городской среды. Проблемы, факторы и особенности развития инновационной экономики: Материалы международной научно-практической конференции. Москва. 23 апреля 2019 г. – М.: Изд-во АНО ВО «Институт бизнеса и дизайна», 2019. С. 252–262.
36. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Вильнер Я. М. [и др.]; под общ. ред. Б. Б. Некрасова. Минск: Выш. шк., 1985. 382 с.

37. Лобикова Н.В., Галюжин С.Д., Лобикова О.М. Гидравлический расчет системы удаления конденсата вентиляционной установки // Вестник

Белорусско-Российского университета. 2020. №2. С.60–67.

## REFERENCE

1. Stefanov EV. Ventilation and air conditioning. St. Petersburg: ABOK Severo-Zapad; 2005.
2. Kirsanov VV, Ignatkin IYu. Mathematical model of heat recovery in conditions of frost buildup. Bulletin of the NGIEI. 2017;6(73):68-77.
3. Mariani P. Thermal insulation of air ducts. ABOK [Internet]. [cited 2021 March 14]. Available from: [https://www.abok.ru/for\\_spec/articles.php?nid=3079](https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=3079)
4. Miseviciute V, Martinaitis V. Analysis of ventilation system's heat exchangers integration possibilities for heating season. Proceedings of the 8th International Conference «Environmental Engineering»; 2011 May 19-20; Vilnius (Lithuania); 2011;2:781-787.
5. Romeyko MB. On the use of reflective insulation in ventilation and air conditioning systems. Vestnik MGSU. 2011;7:331–335.
6. Basic principles of frost protection of Remak ventilation systems [Internet]. [cited 2021 March 03]. Available from: <https://www.remak.eu/ru/osnovnye-principy-zashchity-ot-zamerzaniya-ventilyacionnyh-ustanovok-remak>
7. Belonogov NV. Freezing and condensation of water vapor in cross-flow plate recuperators. C.O.K. 2005;11:24-29.
8. Burtsev SI, Tsvetkov YuN. Humid air: composition and properties. St. Petersburg: SPbGAHPT; 1998.
9. Ignatkin IYu. Heat recovery system with adaptive exhaust air recirculation. Vestnik VNIMZh. 2019;1(33):100-103.
10. Ignatkin IYu, Bondarev AM, Kuryachiy MG, Putan AA, Arkhiptsev AV. Experience of introducing a ventilation air heat recovery system into a microclimate maintenance system. Inovatsii v Selskom Khozyaistve. 2014;4 (9):256-261.
11. Sverdlov AV, Volkov AP, Rykov SV, Volkov MA. Reversible jet ventilation and recuperation as a new energy-efficient design solution for large multi-level parking lots. Scientific Journal of NRU ITMO. Series: Refrigeration and Air Conditioning. 2016;1:9-16.
12. Mironov EB, Shisharina AN. Analysis of supply and exhaust installations with heat recovery. Bulletin NGIEI. 2014;1:58–64.
13. Vishnevsky EP. Heat energy recovery in ventilation and air conditioning systems. C.O.K. 2004;11:90-101.
14. Dylewski R, Adamczyk J. Economic and ecological indicators for thermal insulating building investments. Energy and Buildings. 2012;54:88-95. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.07.021.
15. Gorshkov A, Vatin N, Nemova D, Shabaldin A, Melnikova L, Kirill P. Using life-cycle analysis to assess energy savings delivered by building insulation. Procedia Engineering. 2015;1(117):1085-1094.
16. Bakanova SV, Baranov PO. Assessment of the economic feasibility of installing a recuperator in the ventilation system of the bakery building. Obrazovanie I Nauka v Sovremennom Mire. Innovatsii. 2018;2(15):139-145.
17. Galyuzhin SD, Lobikova NV, Lobikova OM. Economic benefits of measures to improve the energy efficiency of ventilation systems. Kazakhstan-Refrigeration 2019: Proceedings of the Conference; 2019 Feb 20-21; Almaty: ATU; 2019. p. 104-110.
18. Ignatkin IYu. Heat recovery unit with adaptive recirculation. Bulletin NGIEI. 2016;10(65):102-110.
19. Sazonova AA, Kelvina KV. Application of heat recuperators in microclimate systems. Scholarly Almanac. 2016;4-Z(18):178-181. DOI: 10.17117/na.2016.04.03.178.
20. Samarin OD. On a new approach to accounting water vapor condensation in the thermal calculation of the air cooler. News of higher educational institutions. Construction. 2016;2(686):67-73.
21. Galyuzhin SD, Lobikova NV, Lobikova OM. Determination of the initial data for the design of the condensate removal device from the recuperator of the ventilation unit. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2019;7:63-71. DOI: 10.34031/article\_5d35d0b6901803.57308546.
22. ISO DIN 7183:2007 (e). Compressed-air dryers: specifications and testing. 2nd ed.
23. GOST 24484-80. Industrial cleanliness. Compressed air: methods of pollution measurement [updated 2021 Jan 1].
24. Solving cubic equations: Cardano formula [Internet]. [cited 2021 March 6]. Available from: <https://www.resolventa.ru/spr/algebra/cardano.htm>
25. The Van der Waals equation: Faculty of Chemistry at Moscow State University [Internet]. [cited 2021 Nov 18]. Available from: <http://www.chem.msu.su/rus/teaching/realgases/cha p1%283%29.html>
26. Aerodynamic calculation of the ventilation system [Internet]. [cited 2021 March 9]. Available from: <https://www.promventholod.ru/tehnicheskaya-biblioteka/aerodinamicheskij-raschet-sistemy-ventilyatsii.html>
27. Galyuzhin AS, Galyuzhin SD. Determination of condensate volume under air compression using the Clapeyron and Van der Waals equations. Bulletin of Belarusian-Russian University. 2018;4:110-119.
28. Pressure losses of droplet collectors in the air [Internet]. [cited 2021 March 9]. Available from: [https://ventilator.kiev.ua/aerostar/pdf/kapleuloviteli\\_DC.pdf](https://ventilator.kiev.ua/aerostar/pdf/kapleuloviteli_DC.pdf)
29. Pressure loss in the system [Internet]. [cited 2021 March 9]. Available from:

[https://cyclonespb.ru/stati/article\\_post/poterya-davleniya-v-sisteme](https://cyclonespb.ru/stati/article_post/poterya-davleniya-v-sisteme)

30. Klingenburg equipment catalog: heat recovery by plate heat exchangers [Internet]. [cited 2021 Dec 1]. Available from: <https://www.c-ok.ru/library/catalogs/klingenburg/10825>
31. GOST 12.1.005-88. The system of Labour Security Standards: general sanitary and hygienic requirements for the air of the working area.
32. Sanitary norms and rules: requirements for air control of the working area, approved by the act of the Ministry of Health of the Belarus Republic no. 92 [Internet]. 2017 Oct 11 [cited 2021 Jan 10]. Available from: <http://www.ohrana-truda.by/topic/5546-utverzhdeny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t/>
33. Hygienic standards "Maximum permissible concentrations of harmful substances in the air of the working area", approved by the act of the Ministry of Health of the Belarus Republic no. 92 [Internet]. 2017 Oct 11 [cited 2021 Jan 10]. Available from: <https://www.ohrana-truda.by/topic/5546-utverzhdeny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-trebovaniya-k-kontrolyu-vozduha-rabochey-zony/>

#### **Информация об авторах:**

**Галюжин Сергей Данилович**, кандидат технических наук, доцент, тел. +375 (29)740-39-48, доцент кафедры «Техносферная безопасность и промышленный дизайн» Межгосударственного образовательного учреждения высшего образования «Белорусско-Российский университет», действительный член Белорусской инженерной академии, ORCID: 0000-0003-3957-344X; Author-ID-РИНЦ: 797228.

#### **Information about the authors:**

**Galyuzhin Sergey Danilovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Technosphere Safety and Industrial Design at Belarusian-Russian University, full member of the Belarusian Engineering Academy, phone: +375 (29)740-39-48, ORCID: 0000-0003-3957-344X; Author-ID-RSCI: 797228.

34. Lobikova NV. Design of energy-saving ventilation equipment of a building taking into account multi-criteria optimization of parameters. In: Starovoitova IA, et al., editors. Collection of scientific works of students of the Belarus Republic "NIRS2019". Minsk: Publishing Center of BSU: 2020. pp. 129-133.
35. Lobikova NV, Lobikova OM. Methodical approach to the design of a winter garden ventilation system while forming the urban environment: problems, factors and features of the innovative economy development. Proceedings of the international scientific and practical conference; 2019 Apr 23; Moscow: Publishing house of ANO VO "Institute of Business and Design": 2019. pp. 252-262.
36. Wilner YaM., et al. Handbook on hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives. Minsk: Vyshaya Shkola; 1985. P.382.
37. Lobikova NV, Galyuzhin SD, Lobikova OM. Hydraulic calculation of the condensate removal system of the ventilation unit. Bulletin of the Belarusian-Russian University. 2020;2:60-67.

**Лобикова Ольга Михайловна**, тел. +375 (33)628-83-73, старший преподаватель кафедры «Промышленное и гражданское строительство» Межгосударственного образовательного учреждения высшего образования «Белорусско-Российский университет»; ORCID: 0000-0002-3047-2944; SPIN-код-РИНЦ: 8600-1253; Author-ID-РИНЦ: 867832.

**Lobikova Olga Mikhailovna**, Senior Lecturer of the Department of Industrial and Civil Construction at Belarusian-Russian University, phone: +375 (33)628-83-73, ORCID: 0000-0002-3047-2944; SPIN-код-RSCI: 8600-1253; Author-ID-RSCI: 867832.

**Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.**

**Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.**

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.**

**The authors declare no conflicts of interests.**

**Статья опубликована в режиме Open Access.**

**Article published in Open Access mode.**

**Статья поступила в редакцию 11.01.2022; одобрена после рецензирования 02.02.2022; принята к публикации 23.03.2022. Рецензент – Анисин А.А., доктор технических наук, доцент, зав. кафедрой «Промышленная теплоэнергетика» Брянского государственного технического университета.**

**The article was submitted to the editorial office on 11.01.2021; approved after review on 02.02.2022; accepted for publication on 21.03.2022. The reviewer is Anisin A.A., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Industrial Thermal Power Engineering at Bryansk State Technical University.**