

**Машиностроение и машиноведение**

УДК 697.921.47

DOI: 10.30987/1999-8775-2021-5-4-14

С.Д. Галюжин, О.М. Лобикова

**МЕТОДОЛОГИЯ КОМПЛЕКСНОГО ПОДХОДА  
ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ  
С РЕКУПЕРАТОРОМ ТЕПЛА ДЛЯ ПРЕДПРИЯТИЙ  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ**

Разработан алгоритм определения экономии денежных средств при установке в системе вентиляции предприятия машиностроительной отрасли рекуператора тепла удаляемого воздуха на основе многокритериальной оптимизации параметров. Получены зависимости, позволяющие определить достоверные исходные данные для проектирования

вентиляционной установки с рекуператором тепла удаляемого воздуха для конкретных условий эксплуатации.

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

S.D. Galyuzhin, O.M. Lobikova

**COMPLEX APPROACH METHODOLOGY AT DESIGNING  
VENTILATING EQUIPMENT WITH HEAT RECUPERATOR  
FOR ENTERPRISES OF ENGINEERING INDUSTRY**

There are problems unsettled by manufacturers and installers of ventilation equipment during the design and definition of economy of its use connected with the absence of taking into account specific peculiarities of conditions for its operation and definition of reliable initial data for designing that causes errors during designing and unjustified expectations of a customer.

There are obtained analytical dependences allowing the definition of reliable initial data for designing ventilation equipment with the recuperator of the heat of air removed for the specific conditions of operation in an engineering workshop.

On their basis there is developed an algorithm for the computation of money savings taking into account actual energy consumption in value terms while overcoming aerodynamic resistances, a technique for the automated choice of essential equipment is also shown.

The problem of the theoretical definition of incoming air temperature at the output of the recuperator

$T_{in, air re}$  is solved. For computation automation there is carried out an approximation of data by mean temperature  $T_{atm}$  during diurnal hours  $T_{atm day}$  and nocturnal ones  $T_{noct}$  of the day for the last ten years for the eastern areas of Belarus and regression equations are obtained.

The algorithm obtained in combination with analytical dependences for the definition of the condensate volume formed in the recuperator at the efficient arrangement of the ventilation equipment make a methodology for the complex approach at designing ventilation equipment with the heat recuperator for enterprises of engineering industry.

The methodology mentioned allows designing a ventilation system for the workshop of an engineering enterprise in accordance with specific conditions of its operation it also allows defining a reliable value of economy of funds taking into account actual loss.

**Key words:** mechanical engineering, ventilation system, recuperator, power effectiveness, recoupment, condensate.

**Введение**

Человек вдыхает и выдыхает около 20000 литров воздуха в день. При этом современные люди находятся до 70 % своего времени в помещении. Трудовая деятельность людей на предприятиях машиностроительной отрасли характеризуется ор-

ганизацией производственного процесса в замкнутых пространствах специально построенных корпусов, цехов, где требуется присутствие рабочих и специалистов в течение смены. Производственные процессы в машиностроении, как правило, характе-

ризируются выбросами в пространство рабочей зоны веществ (пары кислот, щелочей, пыль, продукты горения и т.п.), негативно сказывающихся на здоровье и производительности труда работников предприятия. Поэтому к качеству воздуха производственной среды предприятий машиностроения предъявляются требования, регламентирующие обеспечение безопасности нахождения человека на рабочем месте, исключения негативного воздействия на него вредных и опасных факторов. Для обеспечения воздухообмена, необходимого для жизнедеятельности, сохранения здоровья и гарантий эффективной трудовой деятельности работников на предприятиях машиностроения в соответствии с действующими гигиеническими нормами и техническими требованиями, требуется устройство современной системы вентиляции. В сочетании с тенденцией повышения цен на энергоресурсы и полным возмещением затрат на отопление промышленными предприятиями, к критериям оценки современных систем вентиляции производственных помещений добавляется требование экономичности и утилизации тепла воздуха, удаляемого из помещения [1, 2, 3]. Для выполнения перечисленных условий в цехах устанавливаются эффективные вентиляционные системы, в которых, как правило, применяются рекуператоры, позволяющие частично утилизировать тепло удаляемого воздуха [4, 5]. Наибольшее распространение получили пластинчатые рекуператоры, имеющие существенные преимущества по сравнению с другими типами рекуператоров [1, 2, 6]. Теплообмен в рекуператоре сопровождается, как правило, образованием в нем конденсата, а при отрицательных температурах наружного воздуха – наледи и инея [7-9], которые приводят к повышению аэродинамического сопротивления вытяжного воздухопровода и, как следствие, к уменьшению воздухообмена и увеличению расхода электроэнергии [8]. В итоге при отрицательной температуре наружного воздуха

система вентиляции цеха, снабженная пластинчатым рекуператором, практически перестает выполнять свои функции. Для проектирования надежного вентиляционного оборудования цеха необходим алгоритм, учитывающий многообразие факторов условий эксплуатации оборудования. Данная задача представляет определенную сложность из-за отсутствия комплексных методик [4-10]. Установка в систему вентиляции рекуператора влечет дополнительные затраты на приобретение, установку, обслуживание и эксплуатацию, величина которых также зависят от субъективных условий эксплуатации [7]. Определение температуры приточного воздуха на выходе рекуператора имеет определенную сложность, т. к. зависит не только от времени года, но и изменяется в течение суток. Поэтому при автоматизации расчетов по определению экономии денежных средств при установке рекуператора необходимо знать соответствующую аналитическую зависимость. Как правило, современные производители рекуператоров в интернете размещают программы подбора рекуператоров, в которых значения температуры приточного воздуха на выходе рекуператора приводятся для одной определенной величины температуры атмосферного воздуха вне помещения. При этом зависимость от температуры атмосферного воздуха вне помещения и температуры удаляемого воздуха в табличной или аналитической форме не приводится, что не позволяет автоматизировать расчет по определению экономии за определенный промежуток времени. Допущенные ошибки при выборе оборудования приводят к потерям денежных средств и неоправдавшимся ожиданиям заказчика по их экономии [11]. При проектировании современной вентиляционной системы и оценки эффективности ее применения необходим алгоритм оценки целесообразности установки рекуператора, основанный на многокритериальном подходе.

### Основная часть

Цель работы – создание методологии, позволяющей проектировать системы

вентиляции с рекуператором тепла удаляемого воздуха на основе многокритери-

альной оптимизации параметров. Объектом исследования являются системы вентиляции производственных зданий предприятий машиностроительной отрасли, снабженные рекуператором тепла удаляемого воздуха.

Для определения тепловой энергии приточного и удаляемого потоков воздуха в механике жидкости и газа применяется понятие «мощность потока», но при этом рассматривается только потенциальная и кинетическая энергия сплошной среды, проходящей через живое сечение потока в единицу времени, без учета тепловой энергии потока. Вместе с тем, тепловая энергия потока газа в единицу времени есть тепловая мощность потока, хотя термин «тепловая мощность потока газа» в технической литературе не применяется. Данный термин удобен для дальнейших исследований, т.к. он не противоречит таким понятиям физики, как работа, энергия и мощность. Для описания изменения объема, давления и температуры приточного и удаляемого воздуха в воздуховодах и в вентиляционной установке применено уравнение Ван-дер-Ваальса, которое описывает состояние реальных газов.

Для корректной оценки целесообразности установки в энергоэффективной системе вентиляции рекуператора тепла удаляемого воздуха необходима достоверная информация о конкретных условиях эксплуатации оборудования: потери тепла при воздухообмене помещений, величина подачи удаляемого и приточного воздуха, удельные теплоемкости и температуры приточного и удаляемого воздуха, потери давления в вытяжной и приточной пневмолиниях рекуператора, цены единиц тепловой и электрической энергий. Проектирование системы удаления конденсата, являющейся составной частью вентиляционной установки, базируется на информации о расходе образующегося конденсата в зависимости от параметров воздуха на входе и на выходе из рекуператора.

Определим тепловую мощность потоков (Вт) приточного  $N_{пр}$  и удаляемого  $N_{уд}$  воздуха:

$$N_{пр} = L_{пр} c_{пр} T_{пр}, \quad (1)$$

$$N_{уд} = L_{уд} c_{уд} T_{уд}, \quad (2)$$

где  $L_{пр}$  и  $L_{уд}$  – подачи приточного и удаляемого воздуха, м<sup>3</sup>/с;  $c_{пр}$  и  $c_{уд}$  – средние объемные теплоемкости приточного и удаляемого воздуха, Дж/(м<sup>3</sup>·К);  $T_{пр}$  и  $T_{уд}$  – абсолютные температуры приточного и удаляемого воздуха, К.

Известно, что теплоемкости зависят от характера термодинамического процесса. Различие в теплоемкостях при постоянном давлении и при постоянном объеме при одинаковой температуре достигает 41 %, поэтому при неправильной оценке термодинамического процесса ошибка в расчетах будет существенной. В процессе движения удаляемого воздуха по воздуховодам и через элементы вентиляционной установки, особенно через рекуператор, происходит изменение давления и температуры воздуха. Это значит, что в соответствии с уравнением Ван-дер-Ваальса, которое описывает состояние реальных газов, можно утверждать, что в термодинамических процессах, имеющих место при прохождении воздуха через вентиляционную систему, также происходит изменение его объема. Поскольку количество молей воздуха при прохождении рекуператора не меняется, а их исходное количество определяется для нормальных условий, в дальнейших расчетах будем использовать удельную теплоемкость как усредненное значение объемных теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме, т.е.  $c_{пр} = c_{уд} = 1112,4$  Дж/(м<sup>3</sup>·К).

Решаем проблему устранения обмерзания вентиляционной установки с рекуператором тепла удаляемого воздуха на предприятии машиностроительной отрасли с использованием разработанной в [12-14] методики и полученных зависимостей для аналитического определения расхода конденсата. Полученные с использованием программного пакета *Mathcad* зависимости объема конденсата  $V_k$  от относительной влажности удаляемого воздуха на входе в рекуператор  $\varphi_{рк}$  и абсолютной температуры удаляемого воздуха на выходе из рекуператора  $T_{вых.рк}$ , представлены на рис. 1.

Наиболее существенное влияние  $T_{вых.рк}$  на величину объема конденсата проявляется в диапазоне температур  $T_{вых.рк}$  от

$-20^{\circ}\text{C}$  до  $+25^{\circ}\text{C}$ . Примерно при  $T_{\text{вых.рк}} = 2^{\circ}\text{C}$  образование конденсата не происходит, но удаляемый воздух на выходе рекуператора является насыщенным. При дальнейшем повышении  $T_{\text{вых.рк}}$  удаляемый воздух на выходе из рекуператора приходит в ненасыщенное состояние. При снижении относительной влажности удаляемого воздуха  $\varphi_{\text{рк}}$ , поступающего на вход рекуператора, происходит снижение объема конденсата.

Используя данные о продолжительности работы вентиляционной установки с

$$\Pi_{\text{д}} = (L_{\text{уд}}c_{\text{уд}}T_{\text{уд}} - L_{\text{пр}}c_{\text{пр}}T_{\text{пр}})t_{\text{в}}\Pi_{\text{ед.т}}, \quad (4)$$

При установке рекуператора потери тепловой энергии в стоимостном выражении  $\Pi_{\text{д.рк}}$  будут значительно меньше, а их

$$\Pi_{\text{д.рк}} = (L_{\text{уд.вх.рк}}c_{\text{уд.вх.рк}}T_{\text{уд.вх.рк}} - L_{\text{пр.вых.рк}}c_{\text{пр.вых.рк}}T_{\text{пр.вых.рк}})t_{\text{в.рк}}\Pi_{\text{ед.т}}, \quad (5)$$

где  $L_{\text{уд.вх.рк}}$  и  $L_{\text{пр.вых.рк}}$  – подача удаляемого воздуха на входе рекуператора и подача приточного воздуха на выходе рекуператора, соответственно,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $c_{\text{уд.вх.рк}}$  и  $c_{\text{пр.вых.рк}}$  – усредненные объемные теплоемкости приточного и удаляемого воздуха на входе и выходе рекуператора, соответ-

рекуператором тепла удаляемого из цеха загрязненного воздуха и стоимости единицы тепловой энергии, необходимой для отопления данного цеха, получим зависимость для расчета потерь в стоимостном выражении  $\Pi_{\text{д}}$  за отопительный период:

$$\Pi_{\text{д}} = (N_{\text{уд}} - N_{\text{пр}})t_{\text{в}}\Pi_{\text{ед.т}}, \quad (3)$$

где  $t_{\text{в}}$  – время работы вентиляционной системы, с;  $\Pi_{\text{ед.т}}$  – стоимость единицы тепловой энергии, денежн. ед./Дж.

С учетом зависимостей (1) и (2) уравнение (3) примет вид:

величину можно определить с помощью уравнения, аналогичному (4):

ственно,  $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ ;  $T_{\text{уд.вх.рк}}$  и  $T_{\text{пр.вых.рк}}$  – абсолютные температуры приточного и удаляемого воздуха на входе и выходе рекуператора, соответственно, К;  $t_{\text{в.рк}}$  – время работы вентиляционной системы с рекуператором, с.

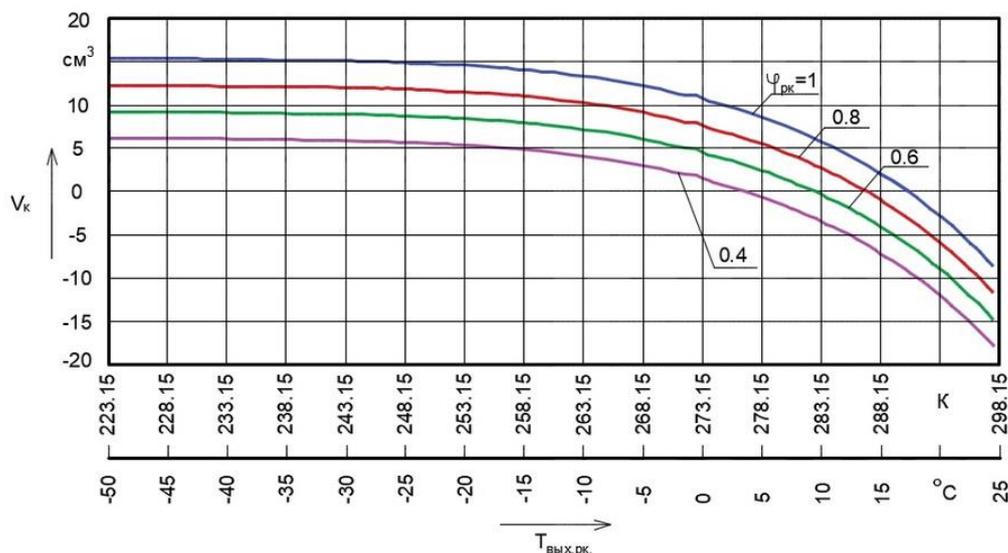


Рис. 1. Зависимость объема конденсата  $V_{\text{к}}$ , образующегося при прохождении  $1 \text{ м}^3$  воздуха через рекуператор, при различных значениях температуры  $T_{\text{вых.рк}}$  и относительной влажности удаляемого воздуха  $\varphi_{\text{рк}}$

Определим потери энергии с учетом аэродинамического сопротивления вытяжной пневмолинии. Проанализируем зависимости (4) и (5). Для обеспечения корректности сравнения необходимо принять  $L_{\text{уд.вх.рк}} = L_{\text{уд}}$ . Следует отметить, что одним

и тем же вытяжным вентилятором данное условие обеспечить невозможно, т.к. при установке рекуператора повышается аэродинамическое сопротивление вытяжной пневмолинии и, соответственно, мощность, потребляемая вытяжным вентиля-

тором. Аналогичное рассуждение справедливо и для приточной пневмолинии при обеспечении  $L_{\text{пр.вых.рк}} = L_{\text{пр}}$ . Определим мощность потерь в рекуператоре  $N_{\text{п.рк}}$  с помощью известной зависимости:

$$N_{\text{п.рк}} = L_{\text{пр}} \Delta p_{\text{пр}} + L_{\text{уд}} \Delta p_{\text{уд}}, \quad (6)$$

где  $\Delta p_{\text{пр}}$  и  $\Delta p_{\text{уд}}$  – потери давления в вытяжной и приточной пневмолиниях рекуператора, соответственно, Па.

Механика газа рассматривает рекуператор как аэродинамическое сопротивление

$$\Pi_{\text{дэ}} = (L_{\text{пр}} \cdot \Delta p_{\text{пр}} + L_{\text{уд}} \cdot \Delta p_{\text{уд}}) t_{\text{в.рк}} \Pi_{\text{ед.э}}, \quad (7)$$

где  $\Pi_{\text{ед.э}}$  – цена единицы электрической энергии, денежн. ед./Дж.

Электрическая энергия, затраченная на преодоление аэродинамических сопротивлений в пневмолиниях притока и вытяжки рекуператора будет превращаться в тепловую энергию с попутным нагревом электродвигателя вентилятора, рабочего колеса и корпуса вентилятора, а также воздуха при движении в каналах рекуператора и воздействии на него лопастей вентилятора [16]. При сравнительном анализе двух вентиляционных установок необходимо учитывать только потери давления в рекуператоре, т. к. потери давления в остальных элементах вентиляционной установки имеют место как при установке рекуператора, так и без него.

Разработанная компоновка вентиляционной установки с рекуператором, приведенная на рис. 2, позволяет наиболее эффективно передать это тепло приточному воздуху [12].

ление, при преодолении которого воздух из-за внутреннего трения нагревается. Данное явление учтено производителями вентиляционного оборудования в соответствующих температурных показателях на выходе рекуператора [15]. Определим потери электроэнергии в стоимостном выражении  $\Pi_{\text{дэ}}$ , связанные с преодолением данных аэродинамических потерь:

Следует отметить, что в условиях машиностроительного производства при установке рекуператора 4 или без установки вентиляционная установка в любом случае снабжается фильтрами 5 и 6, т.к. в воздух рабочей зоны содержит пыль и необходимо соблюдать экологические требования к воздуху, выбрасываемому в атмосферу. Кроме того, приточный воздух, поступающий в производственное помещение, должен удовлетворять санитарным требованиям по содержанию пыли. Также наличие пыли в воздухе, подаваемом в рекуператор, приводит к засорению его каналов и, соответственно, к снижению теплопроводности стенок. При использовании рекуператора на производствах с использованием открытого огня или искрообразующего оборудования перед входом удаляемого воздуха в вентиляционную установку необходимо устанавливать искрогасители.

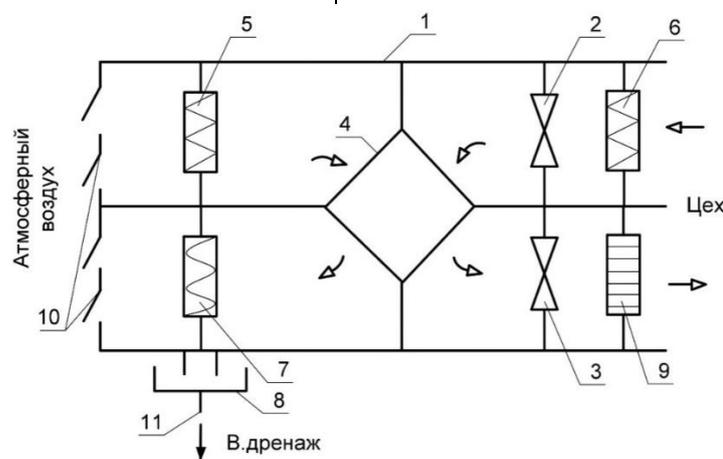


Рис. 2. Энергоэффективная компоновка вентиляционной установки цеха  
 1 – корпус; 2, 3 – вентиляторы; 4 – рекуператор; 5, 6 – фильтры;  
 7 – каплеуловитель; 8 – дренажный поддон; 9 – нагреватель;  
 10 – жалюзи; 11 – дренажный трубопровод

Следует отметить, что для эффективного протекания процессов теплопередачи стенки корпуса вентиляционной установки 1 должны иметь соответствующее утепление стенок. Таким образом, около  $\frac{3}{4}$  тепловой энергии, которая образуется в результате внутреннего трения в аэродина-

$$P_{\text{дд}} = (L_{\text{пр}} \cdot \Delta p_{\text{пр}} + 0,5L_{\text{уд}} \cdot \Delta p_{\text{уд}}) t_{\text{в.рк}} (\Pi_{\text{ед.э}} - \Pi_{\text{ед.т}}), \quad (8)$$

Окончательно, потери тепловой энергии в стоимостном выражении  $P_{\text{дд.рк}}$  при установке рекуператора можно будет определить с помощью следующей зависимости:

$$P_{\text{дд.рк}} = P_{\text{д.рк}} + P_{\text{дд}}, \quad (9)$$

Тогда экономия денежных средств из-за уменьшения потерь тепла, вызванная установкой рекуператора будет равна:

$$\mathcal{E}_{\text{д}} = P_{\text{д}} - P_{\text{дд.рк}}, \quad (10)$$

Проанализируем подготовку данных для расчета  $\mathcal{E}_{\text{д}}$  с помощью зависимостей (3), (4), (8), (9) и (10). Поддачи приточного  $L_{\text{пр}}$  и удаляемого  $L_{\text{уд}}$  воздуха определяются исходя из технического задания на проектирование системы вентиляции при создании или реконструкции здания цеха. Для воздуха удельные теплоемкости определены ранее и составляют  $c_{\text{пр}} = c_{\text{уд}} = 1112,4$  Дж/(м<sup>3</sup>·К). Температура удаляемого воздуха  $T_{\text{уд}}$  нормируется в соответствии с нормативными документами, регламентирующими параметры микроклимата помещений [17-19]. Для корректности сравнения необходимо принять  $T_{\text{уд}} = T_{\text{уд.вх.рк}}$ . С достаточной степенью точности для расчетов можно принять, что температура удаляемого воздуха  $T_{\text{уд}}$  равна температуре воздуха в помещении  $T_{\text{п}}$ . Температура приточного воздуха  $T_{\text{пр}}$  практически равна температуре атмосферного воздуха вне помещения  $T_{\text{атм}}$ , т.е.  $T_{\text{пр}} = T_{\text{атм}}$ . Определение температуры приточного воздуха на выходе рекуператора  $T_{\text{пр.вых.рк}}$  имеет определенные сложности и решение этой проблемы будет рассмотрено ниже. Хотя в некоторых случаях  $T_{\text{пр.вых.рк}}$  можно определить с помощью технической документации на рекуператор. Потери давления в вытяжной  $\Delta p_{\text{уд}}$  и приточной  $\Delta p_{\text{пр}}$  пневмолиниях рекуператора также берутся из технической документации на рекуператор. Цены еди-

мических сопротивлений рекуператора, будет утилизироваться путем передачи приточному воздуху [8].

Проведенный анализ позволяет определить действительные потери в стоимостном виде, а зависимость (3) представить в следующем виде:

ниц тепловой  $\Pi_{\text{ед.т}}$  и электрической  $\Pi_{\text{ед.э}}$  энергий принимаются в соответствии с действующими в стране тарифами. При расчетах  $\mathcal{E}_{\text{д}}$  и определении срока окупаемости рекуператора необходимо принимать  $t_{\text{в}} = t_{\text{в.рк}}$ , что обеспечит корректность расчетов. Схема разработанного алгоритма расчета представлена на рис. 3.

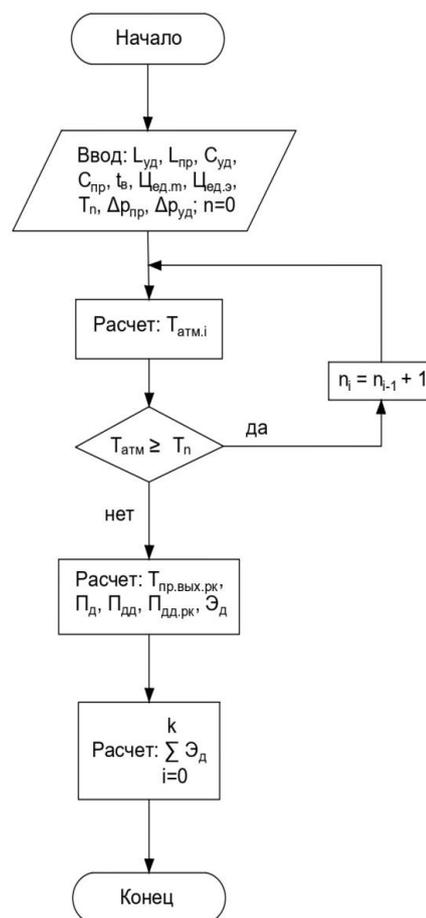


Рис. 3. Алгоритм определения экономии денежных средств при установке в системе вентиляции цеха рекуператора тепла удаляемого воздуха

Поскольку  $T_{\text{атм}}$  зависит от времени года, а также изменяется в течение суток, при автоматизации расчетов по определению  $\mathcal{E}_{\text{д}}$  необходимо знать соответствующую

щую аналитическую зависимость. С этой целью проведена аппроксимация данных по средней температуре  $T_{\text{атм}}$  в дневное

$$T_{\text{атм.дн}} = -2,30 \cdot 10^{-8}n^4 + 1,21 \cdot 10^{-5}n^3 - 6,92 \cdot 10^{-4}n^2 - 0,24n + 293,14, \quad (11)$$

$$T_{\text{атм.нч}} = -2,10 \cdot 10^{-8}n^4 + 1,20 \cdot 10^{-5}n^3 - 1,22 \cdot 10^{-3}n^2 - 0,14n + 286,53, \quad (12)$$

где  $n$  – номер дня ( $n=1$  первого сентября,  $n_{\text{max}} = 365$ ).

Как правило, современные производители рекуператоров в интернете размещают программы подбора рекуператоров, в которых значения  $T_{\text{пр.вых.рк}}$  приводятся для одной определенной величины  $T_{\text{атм}}$ . При этом зависимость  $T_{\text{пр.вых.рк}} = f(T_{\text{атм}}, T_{\text{уд}})$  в табличной или аналитической форме не приводится, что не позволяет автоматизировать расчет по определению  $\dot{Q}_d$  за определенный промежуток времени.

Рассмотрим процесс теплопередачи в рекуператоре. В пластинчатых рекуператорах теплопередача происходит через однослойную плоскую стенку с неизменной ее толщиной. Удельный тепловой поток (тепловой поток в единицу времени)  $q$  (Дж/с) при этом определяется по известной формуле:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} S (T_{\text{уд}} - T_{\text{пр}}), \quad (13)$$

где  $\lambda$  – теплопроводность материала стенки, Вт/(м·К);  $\delta$  – толщина стенки, м;  $S$  – площадь стенки, через которую происходит теплопередача, м<sup>2</sup>;

Следует отметить, что в процессе теплообмена между удаляемым и приточным воздухом их температура меняется, поэтому уравнение (13) справедливо для элементарной площадки стенки  $dS$ , в пределах которой температуры  $T_{\text{уд}}$  и  $T_{\text{пр}}$  можно считать неизменными. При постоянных значениях температуры атмосферного воздуха  $T_{\text{атм}}$  и температуры в помещении  $T_n$  на данной элементарной площадке  $dS$  термодинамический режим будет стационарным, т.е.  $dq = \text{const}$ , а зависимость  $dq$  от температурного напора  $\Delta T_n = T_{\text{уд}} - T_{\text{пр}}$  будет линейной. Такие же рассуждения будут справедливы и для других элементарных площадок.

Рассмотрим изменение тепловой мощности потока приточного  $N_{\text{пр.рк}}$  воздуха при его движении в каналах рекупера-

$T_{\text{атм.дн}}$  и ночное время  $T_{\text{атм.нч}}$  суток за последние 10 лет для восточных районов Беларуси и получены уравнения регрессии:

тора. Данная мощность при входе в рекуператор будет равна:

$$N_{\text{пр.вх.рк}} = L_{\text{пр.вх.рк}} c_{\text{пр.вх.рк}} T_{\text{пр.вх.рк}}, \quad (14)$$

По мере прохождения через рекуператор  $N_{\text{пр.рк}}$  будет увеличиваться и на выходе из рекуператора станет равной:

$$N_{\text{пр.вых.рк}} = L_{\text{пр.вых.рк}} c_{\text{пр.вых.рк}} T_{\text{пр.вых.рк}}, \quad (15)$$

где  $L_{\text{пр.вых.рк}}$  – подача приточного воздуха при выходе из рекуператора, м<sup>3</sup>/с;  $c_{\text{пр.вых.рк}}$  – средняя объемная теплоемкость приточного воздуха на выходе рекуператора, Дж/(м<sup>3</sup>·К);

При прохождении приточного воздуха через рекуператор его средняя объемная теплоемкость изменяется крайне незначительно, т.е. можно считать, что  $c_{\text{пр.вх.рк}} \approx c_{\text{пр.вых.рк}}$ . Также, с точки зрения изменения тепловой мощности, незначительно меняется и подача приточного воздуха. Поэтому можно считать, что  $L_{\text{пр.вх.рк}} \approx L_{\text{пр.вых.рк}}$ .

При совместном рассмотрении зависимостей (13), (14) и (15) можно сказать, что зависимость изменения температуры приточного воздуха на выходе пластинчатого рекуператора  $T_{\text{пр.вых.рк}}$  от температуры атмосферного воздуха  $T_{\text{атм}}$ , которая будет примерно равна температуре приточного воздуха  $T_{\text{пр.вх.рк}}$  на входе в рекуператор, будет практически линейной в случае неизменной температуры в помещении  $T_n$ .

Кроме того, процесс теплопередачи в рекуператоре будет происходить до тех пор, пока температура атмосферного воздуха не станет равной температуре воздуха в помещении, т.е.  $T_{\text{атм.0}} = T_n$ . При этом температура на выходе рекуператора  $T_{\text{пр.вх.рк.0}}$  будет практически равна  $T_{\text{атм.0}}$ .

Данные рассуждения означают, что зная  $T_{\text{атм.0}}$ , т.е. температуру атмосферного воздуха, равную температуре воздуха в помещении  $T_n$ , температуру атмосферного воздуха  $T_{\text{атм.1}}$  и температуру приточного воздуха на выходе рекуператора  $T_{\text{пр.вых.рк.1}}$ ,

определенные с помощью программы подбора пластинчатого рекуператора, можно рассчитать любое значение  $T_{\text{пр.вых.рк}}$  в зависимости от  $T_{\text{атм}}$  в диапазоне температур от

$$T_{\text{пр.вых.рк}} = T_{\text{атм.0}} - (T_{\text{атм}} - T_{\text{атм.0}}) \frac{T_{\text{атм.0}} - T_{\text{пр.вых.рк.1}}}{T_{\text{атм.0}} - T_{\text{атм.1}}}, \quad (16)$$

Определим потери в денежном выражении для среднего по размерам промышленного цеха, расположенного в городе, с воздухообменом  $L_{\text{пр}} = L_{\text{уд}} = 38000 \text{ м}^3/\text{ч} = 10,56 \text{ м}^3/\text{с}$  (подача приточного воздуха принимается больше подачи удаляемого воздуха для исключения сквозняков в цехе). Отопление цеха производится от городской теплосети. Для определения средней температуры в цехе воспользуемся нормативными документами [17-19], приняв категорию работ Па. В холодный период года средняя оптимальная температура в цехе должна быть  $T_n = 20 \text{ }^\circ\text{C} = 293,15 \text{ К}$ . Это численные значения  $T_n$  примем для дальнейших расчетов. Стоимость 1 Гкал в 2020 году для предприятий составила 88,99 BYN. При температуре наружного воздуха минус  $22 \text{ }^\circ\text{C} = 253,15 \text{ К}$  потери за 8-часовую смену в стоимостном выражении при отсутствии рекуператора, определенные с помощью зависимости (4), будут равны 287,64 BYN.

Предположим, что система вентиляционной установки цеха оборудована рекуператором *Klingenburg PWT 25*, в кото-

$T_{\text{атм.1}}$  до  $T_{\text{атм.0}}$  с помощью известной зависимости нахождения уравнения прямой по известным координатам двух точек:

ром при данной подаче удаляемого и приточного воздуха и температуре наружного воздуха  $-22 \text{ }^\circ\text{C} = 253,15 \text{ К}$  происходит повышение температуры приточного воздуха с  $T_{\text{уд.вых.рк}} = -3,5 \text{ }^\circ\text{C} = 269,65 \text{ К}$  до  $T_{\text{пр.вых.рк}} = +4,8 \text{ }^\circ\text{C} = 277,95 \text{ К}$  [20]. В этом случае потери, рассчитанные с использованием уравнений (5), (8), (9) будут равны 114,98 BYN, а экономия за 8-часовую смену составит 172,66 BYN. С учетом изменения температуры наружного воздуха в пределах отопительного сезона  $T_{\text{атм}}$  в дневное  $T_{\text{атм.дн}}$  и ночное время  $T_{\text{атм.нч}}$  суток за последние 10 лет для восточных районов Беларуси и полученных зависимостей (11), (12) и (16) экономия денежных средств за отопительный сезон составит 17207,6 BYN.

Необходимо учитывать, что установка рекуператора в систему вентиляции цеха приведет к дополнительным затратам заказчика. Для расчета срока окупаемости определим данные дополнительные затраты на энергоэффективное оборудование и полученную экономию на отопление (таблица).

Таблица

Расчет срока окупаемости устройства энергоэффективной системы вентиляции цеха

Наименование показателя	Значение показателя, единица измерения
Единовременные затраты (приобретение рекуператора <i>Klingenburg PWT 25</i> , монтаж, комплектующие)	8570 Евро / 19412 BYN
Экономия денежных средств из-за уменьшения потерь тепла, вызванная установкой рекуператора (за отопительный период при 2-х сменном режиме работы)	7597,04 Евро / 17207,6 BYN
Срок окупаемости	1,1 года

В условиях рыночной экономики основополагающими факторами для заказчика при принятии решения о проектировании и дальнейшем применении современной вентиляционной системы на предприятии становится полученная экономия денежных средств за счет экономии тепла и снижении затрат на отопление с учетом

действительных потерь, а также минимальный срок окупаемости вложенных денежных средств. Срок окупаемости в рассматриваемом примере установки рекуператора в систему вентиляции цеха получили немногим более одного отопительного периода, что свидетельствует об эффективности реализации данного проекта.

## Заключение

Применение эффективных систем вентиляции обусловлено требованиями обеспечения здоровых и безопасных условий труда людей на предприятии машиностроительной отрасли. Однако их использование приводит к дополнительным затратам на приобретение, установку и обслуживание. Также существуют нерешенные производителями-установщиками вентиляционного оборудования проблемы при проектировании и определении экономии от его применения, связанные с отсутствием учета конкретных особенностей условий его эксплуатации, и достоверностью исходных данных для проектирования, что приводит к ошибкам при проектировании и неоправдавшимся ожиданиям заказчика.

Разработана методология комплексного подхода при проектировании вентиляционной установки с рекуператором тепла для предприятий машиностроительной отрасли на основе многокритериальной оптимизации параметров. Получены аналитические зависимости, позволяющие определить достоверные исходные данные для проектирования вентиляционной установки с рекуператором тепла удаляемого воздуха, для фактических условий эксплуатации. На их основе разработан алгоритм расчета экономии денежных средств с учетом действительных потерь и автоматизированный подбор необходимого оборудования. Решена проблема определения тем-

пературы приточного воздуха на выходе рекуператора  $T_{пр.вых.рк.}$ . Для автоматизации расчетов проведена аппроксимация данных по средней температуре  $T_{атм}$  в дневное  $T_{атм.дн}$  и ночное время  $T_{атм.нч}$  суток за последние 10 лет для восточных районов Беларуси и получены уравнения регрессии. Разработанная методология с учетом небольшой корректировки данных может также использоваться и для климатических условий средней полосы России.

Полученный алгоритм в сочетании с применением разработанных ранее в [12-14] аналитических зависимостей объема образующегося конденсата и эффективной компоновкой вентиляционной установки (рис.2) позволяет запроектировать систему вентиляции цеха предприятия машиностроения в соответствии конкретными условиями ее эксплуатации, определить точную сумму экономии денежных средств с учетом действительных потерь и минимизировать потери, связанные с проблемой обмерзания вентиляционной установки.

При проведении обоснования установки рекуператора в систему вентиляции цеха машиностроительного предприятия для холодного периода года получили экономии при двухсменной работе более 17 тыс. BYN (7,6 тыс. Евро) за отопительный сезон и срок окупаемости дополнительных затрат менее двух отопительных сезонов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кобелев, Н. С.** Расчет и выбор энергосберегающего оборудования систем теплогасоснабжения и вентиляции населенных пунктов / Н. С. Кобелев, С. С. Федоров, В. Н. Кобелев. - Курск: Изд-во ЮЗГУ, 2015. – 322 с.
2. **Miseviciu, V.** Analysis of ventilation system's heat exchangers integration possibilities for heating season / V. Miseviciute, V. Martinaitis // Pap. of the 8th International Conference «Environmental Engineering», 2011. May 19-20. - Vilnius: Lithuania, 2011. - Vol. 2. - Pp. 781-787.
3. **Lobikova, N.** Feasibility of using heating systems in energy-saving houses in Belarus / N. Lobikova // Progress through Innovations. Proceedings 2019 VIII-th International Academic and Research Conference of Graduate and Postgraduate students. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2019. - С. 111-113.
4. **Dylewski, R.** Economic and ecological indicators for thermal insulating building investments / R. Dylewski, J. Adamczyk // Energy and Buildings. - 2012.- № 54- С. 88-95. - DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.07.021.
5. **Puring, S. M.** Parameter choice optimization of ventilating air cleaning equipment while designing and constructing industrial buildings / S. M. Puring, D. N. Vatzov, N. P. Tyurin // Procedia Engineering. - Elsevier BV, 2016. - T.15. - С. 563-568. - DOI: 10.1016/j.proeng.2016.08.192.
6. **Gorshkov, A.** Using life-cycle analysis to assess energy savings delivered by building insulation / A. Gorshkov, N. Vatin, D. Nemova, A. Shabaldin, L. Melnikova, K. Paramonov // Procedia Engineering. - 2015. - № 1 (117). - С. 1085-1094.
7. **Баканова, С. В.** Оценка экономической целесообразности установки в системе вентиляции

- здания пекарни рекуператора / С. В. Баканова, П. О. Баранов // Образование и наука в современном мире. Инновации. – 2018. - №2(15). - С. 139-145.
8. **Галюжин, С. Д.** Экономическая выгода мероприятий повышения энергетической эффективности систем вентиляции / С. Д. Галюжин, Н. В. Лобикова, О. М. Лобикова // Казахстан-Холод 2019: сб. докл. межд. науч.-техн. конф., 20-21 февраля 2019 г. - Алматы: АТУ, 2019. - С. 104-110.
  9. **Сазонова, А. А.** Применение рекуператоров тепла в системах обеспечения микроклимата / А. А. Сазонова, К. В. Кельвина // Научный альманах. - 2016. - №4-3(18). - С.178-181. - DOI: 10.17117/na.2016.04.03.178.
  10. **Самарин, О. Д.** О новом подходе к учету конденсации водяных паров при тепловом расчете воздухоохладителей / О. Д. Самарин // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2016. - №2 (686). - С. 67-73.
  11. **Галюжин, С. Д.** Целесообразность использования современных энергосберегающих систем вентиляции при строительстве и реконструкции зданий / С. Д. Галюжин, Н. В. Лобикова, О. М. Лобикова, А. С. Галюжин // Вестник науки и образования Северо-Запада России. – 2018. - Т. 4. - №4. - С. 1-8.
  12. **Галюжин, С. Д.** Определение исходных данных для проектирования устройства удаления конденсата из рекуператора вентиляционной установки / С. Д. Галюжин, Н. В. Лобикова, О. М. Лобикова // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2019. - № 7. - С.63-71. - DOI: 10.34031/article\_5d35d0b6901803.57308546.
  13. **Галюжин, С. Д.** Методика определения объема конденсата, образующегося при прохождении удаляемого воздуха через рекуператор вентиляционной установки / С. Д. Галюжин, Н. В. Лобикова, О. М. Лобикова, А. С. Галюжин // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2019. - №2. - С. 97-100.
  14. **Лобикова, Н. В.** Гидравлический расчет системы удаления конденсата вентиляционной установки / Н. В. Лобикова, С. Д. Галюжин, О. М. Лобикова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2020. - №2 (67). - С. 60-67.
  15. **Сжатый воздух и компрессоры – компендиум.** Текст : электронный. - URL: [http://www.immertech.ru/support/compendium/index\\_](http://www.immertech.ru/support/compendium/index_) (дата обращения: 10.03.2019).
  16. **Патент ВУ № 10237 МПК F 24F 3/147.** Установка для вентиляции и кондиционирования воздуха/А. В. Евдокимов, Д. С. Галюжин, С. Д. Галюжин, заявка и 20131063, заявл. 11.12.2013; зарегистр. 15.05.2014.
  17. **ГОСТ 12.1.005-88.** Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
  18. **Санитарные нормы и правила.** Требования к контролю воздуха рабочей зоны : утв. Пост. Мин-ва здравоохранения РБ от 11 октября 2017 г. №92. – Текст : электронный. - URL: <http://www.ohrana-truda.by/topic/5546-utverzhdeny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t> (дата обращения: 10.01.2019).
  19. **Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны.** Гигиенические нормативы : утв. Пост. Мин-ва здравоохранения РБ от 11 октября 2017 г. №92. – Текст электронный. - URL: Adobe Acrobat Reader. URL: <http://www.ohrana-truda.by/topic/5546> (дата обращения: 10.01.2019).
  20. **Каталог оборудования Klingenburg.** Рекуперация тепла пластинчатыми теплообменниками. – Текст : электронный. - URL: <https://www.c-ok.ru/library/catalogs/klingenburg/10825> (дата обращения 01.12.2018).
1. **Kobelev, N. S.** *Computation and Choice of Energy-Saving Equipment of Heat - Gas Supply and Ventilation Systems for Settlements* / N.S. Kobelev, S.S. Fyodorov, V.N. Kobelev. – Kursk: S-WSU Publishers, 2015. – pp. 322.
  2. **Miseviciu, V.** Analysis of ventilation system's heat exchangers integration possibilities for heating season / V. Miseviciute, V. Martinaitis // Pap. of the 8th International Conference «Environmental Engineering», 2011. May 19-20. - Vilnius: Lithuania, 2011. - Vol. 2. - pp. 781-787.
  3. **Lobikova, N.** Feasibility of using heating systems in energy-saving houses in Belarus / N. Lobikova // Progress through Innovations. Proceedings 2019 VIII-th International Academic and Research Conference of Graduate and Postgraduate Students. – Novosibirsk: NSTU Publishers, 2019. – pp. 111-113.
  4. **Dylewski, R.** Economic and ecological indicators for thermal insulating building investments / R. Dylewski, J. Adamczyk // Energy and Buildings. - 2012.- № 54- С. 88-95. - DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.07.021.
  5. **Puring, S. M.** Parameter choice optimization of ventilating air cleaning equipment while designing and constructing industrial buildings / S. M. Puring, D. N. Vatuzov, N. P. Tyurin // Procedia Engineering. - Elsevier BV, 2016. - Т.15. - С. 563-568. - DOI: 10.1016/j.proeng.2016.08.192.
  6. **Gorshkov, A.** Using life-cycle analysis to assess energy savings delivered by building insulation / A. Gorshkov, N. Vatin, D. Nemova, A. Shabaldin, L. Melnikova, K. Paramonov // Procedia Engineering. - 2015. - № 1 (117). - С. 1085-1094.
  7. **Bakanova, S.V.** Economic purposefulness estimation of recuperator bakery installation in ventilation system of building / S.V. Baranova, P.O. Baranov // Education and Science in Modern World. Innovations. – 2018. – No.2(15). – pp. 139-145.
  8. **Galyuzhin, S. D.** Economic benefit of measures for power effectiveness increase in ventilation systems / S.D. Galyuzhin, N.V. Lobikova, O.M. Lobikova //

- Kazakhstan-Cold 2019: *Proceedings of the Inter. Scientif.-Tech. Conf.*, 20-12 February, 2019. – Almaty: ATU, 2019. – pp. 104-110.
9. **Sazonova, A. A.** Heat recuperator use in systems of micro-climate control / A.A. Sazonova, K.V. Kelvina // *Scientific Anthology*. – 2016. – No.4-3(18). – pp. 178-181. - DOI: 10.17117/na.2016.04.03.178.
  10. **Samarin, O .D.** On new approach to taking into account water vapor condensation at heat computation of air coolers / O.D. Samarin // *College Proceedings. Construction*. – 2016. – No. 2(686). – pp. 67-73.
  11. **Galyuzhin, S. D.** Purposefulness in use of modern energy-saving ventilation systems at reconstruction and building construction / S. D. Galyuzhin, N. V. Lobikova, O. M. Lobikova, A.S. Galyuzhin // *Bulletin of Science and Education of North-West of Russia*. – 2018. – Vol.4. – No.4. – pp. 1- 8.
  12. **Galyuzhin, S. D.** Initial data definition for design of device for condensate elimination from recuperator of ventilation equipment / S.D. Galyuzhin, N.V. Lobikova, O.M. Lobikova // *Bulletin of Shukhov State Technological University of Belgorod*. – 2019. – No.7. – pp. 63-71. - DOI: 10.34031/article\_5d35d0b6901803.57308546.
  13. **Galyuzhin, S. D.** Procedure for definition of condensate volume formed at air removed passing through recuperator of ventilation equipment / S.D. Galyuzhin, N.V. Lobikova, O.M. Lobikova, A.S. Galyuzhin // *Bulletin of Brest State Technical University*. – 2019. – No.2. – pp. 97-100.
  14. **Lobikova, N. V.** Hydraulic computation of system for condensate removal from ventilation equipment / N.V. Lobikova, S.D. Galyuzhin, O.M. Lobikova // *Bulletin of Belorussian-Russian University*. – 2020. – No.2(67). – pp. 60-67.
  15. **Compressed Air and Compressors – Compendium.** Text: electronic. - URL: <http://www.immertech.ru/support/compendium/index> (address date: 10.03.2019).
  16. **Patent By No. 10237 IPC F 24F 3/147.** *Air Conditioning and Ventilation Installation* / A.V. Yevdokimov, D.S. Galyuzhin, S.D. Galyuzhin, application 20131063, applied: 11.12.2013; registered: 15.05.2014.
  17. **GOST 12.1.005-88.** *System of Labor Safety Standards (SLSS). General Sanitary and Hygienic Requirements to Air in Work Area.*
  18. **Sanitary Standards and Roles.** *Requirements to Air Control of Work Area:* approved by Health Ministry of the RB of 11 October, 2017, No.92 – Text: electronic. - URL: <http://www.oхрана-truda.by/topic/5546-utverzhdeny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t> (address date: 10.01.2019).
  19. **Maximum Concentration Limit of Detrimental Compounds in Air of Work Area.** *Hygienic Standards:* approved by Reg. of Health Ministry of the RB of 11 October, 2017, No. 92. – Text: electronic. - URL: Adobe Acrobat Reader. URL: <http://www.oхрана-truda.by/topic/5546> (address date: 10.01.2019).
  20. **Equipment Catalogue Klingenburg.** *Heat Recovery with Plate-type Heat Exchangers.* – Text: electronic. URL: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/klingenburg/10825> (address date: 01.12.2018).

Ссылка для цитирования:

Галюжин, С.Д. *Методология комплексного подхода при проектировании вентиляционной установки с рекуператором тепла для предприятий машиностроительной отрасли* / С.Д. Галюжин, О.М. Лобикова // *Вестник Брянского государственного технического университета*. – 2021. - № 5. – С. 4 - 14. DOI: 10.30987/1999-8775-2021-5-4-14

Статья поступила в редакцию 08.02.21.

Рецензент: к.т.н., доцент Брянского государственного технического университета  
Пугачев А.А.,

член редсовета журнала «Вестник БГТУ».

Статья принята к публикации 26.04.21.

#### Сведения об авторах:

**Галюжин Сергей Данилович**, к.т.н., доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности», Белорусско-Российский университет, г. Могилев, e-mail: [serg.galujin@yandex.ru](mailto:serg.galujin@yandex.ru)

**Galyuzhin Sergey Danilovich**, Can. Sc. Tech., Assistant Prof. of the Dep. "Life Safety", Belorussian-Russian University, Mogilyov, e-mail: [serg.galujin@yandex.ru](mailto:serg.galujin@yandex.ru)

**Лобикова Ольга Михайловна**, ст. преподаватель кафедры «Промышленное и гражданское строительство», «Белорусско-Российский университет», г. Могилев, e-mail: [olg.lobikova@yandex.ru](mailto:olg.lobikova@yandex.ru)

**Lobikova Olga Mikhailovna**, Senior lecturer of the Dep. "Industrial and Civil Engineering", Belorussian-Russian University, Mogilyov, e-mail: [olg.lobikova@yandex.ru](mailto:olg.lobikova@yandex.ru)