УДК 697.921.47

[illegible]

[illegible]

Введение. При строительстве и реконструкции зданий в устанавливаемых современных вентиляционных установках широко применяются рекуператоры, в которых осуществляется теплообмен между приточным и удаляемым воздухом. Рекуператор (от лат. Recuperator – получающий обратно, возвращающий) – теплообменник, позволяющий передавать тепло от удаляемого из помещения в окружающую среду загрязненного воздуха к приточному воздуху, поступающему из атмосферы. Рекуператоры могут различаться по схеме относительного движения приточного и удаляемого воздуха – противоточные, перекрестноточные, прямоточные и др. Конструктивно они бывают трубчатые, пластинчатые, ребристые и т. д. [1]. В процессе теплообмена в рекуператоре происходит охлаждение удаляемого воздуха и, как правило, образование в нем конденсата. При отсутствии системы удаления конденсата в зимнее время происходит образование наледи в вытяжных воздуховодах снаружи помещения, а также – инея на наружной поверхности рекуператора, особенно если он установлен в отдельном неотапливаемом помещении. Поэтому вентиляционная установка должна быть снабжена системой удаления конденсата, для расчета и проектирования которой необходимо знать количество конденсата, которое образуется в единицу времени.

Объект исследований. Большая часть поверхности Земли покрыта водой, которая испаряется в атмосферу. Поэтому атмосферный воздух из-за наличия в нем паров воды является влажным и для средних широт, как правило, является ненасыщенным, т. е. при рассматриваемой температуре влажный воздух может обогащаться парами воды. Существует предел такого поступления – при определенном количестве молекул воды воздухе устанавливается состояние насыщения, т. е. предельное значение массы паров воды в воздухе при данной температуре, называемой температурой точки росы. С ростом температуры воздуха, температура точки росы повышается и, соответственно, тем больше паров воды может содержаться в нем. Охлаждение воздуха ниже температуры точки росы приведет к пересыщенному состоянию и пары воды начнут конденсироваться. При этом выпадет столько конденсата, чтобы воздух при рассматриваемой пониженной температуре снова стал насыщенным.

Удаляемый загрязненный воздух из цехов промышленных предприятий, за редким исключением, является ненасыщенным, а воздух, удаляемый из бань, бассейнов и т. д., как правило, является насыщенным или близок к состоянию насыщения.

Итак, воздух, удаляемый из помещений, может быть ненасыщенным или насыщенным. Основными характеристиками влажного воздуха представляются: абсолютная и относительная влажность, температура точки росы, плотность, газовая постоянная, влагосодержание и энтальпия. [2, с. 78–79].

Рассмотрим основные методики расчета количества конденсата, образующегося в случае охлаждения воздуха. Влажный воздух относится к реальным газам, поэтому его состояние с достаточной степенью точности описывается уравнением Ван-дер-Ваальса, которое принимает во внимание объем и силу притяжения между молекулами [3, с. 43; 4, с. 93–96].

$$\left(p+\frac{n^2\cdot a}{V^2}\right)\cdot\left(V-n\cdot b\right)=n\cdot R\cdot T\,, \qquad (1)$$

где p – абсолютное давление газа, Па;

V – объем газа, м^3;

T – абсолютная температура, К;

R – молярная газовая постоянная, Дж/(моль·К);

a – постоянная Ван-дер-Ваальса, характеризующая силы межмолекулярного притяжения: a= 0,138 Па·м^6/моль^2 [5];

b – коэффициент, учитывающий объем, который занимают молекулы: b=0,3183·10^{-4} м^3/моль [5];

n – количество молей в объеме V при нормальных условиях, моль.

При небольшом давлении (до 1 МПа) и высокой температуре (более 100 К) $n\cdot b<<V$ и $n^2\cdot a/V^2<<p$ упомянутое выше уравнение совпадает с уравнением Клапейрона, используемое для описания идеального газа [3, с. 43–45]:

$$p\cdot V/T=const\,. \qquad (2)$$

Поэтому в известных методиках для определения количества конденсата при охлаждении воздуха и давлении до 1 МПа используют уравнение (2) [6, 7, 8]. В [6] отмечается, что для повышения точности инженерных расчетов в уравнение (2) целесообразно ввести уточняющий коэффициент, названный авторами коэффициентом Ван-дер-Ваальса.

Проанализируем два состояния удаляемого воздуха: в момент входа и в момент выхода из рекуператора. Тогда уравнение Клапейрона, с учетом [3, с. 41–42], примет вид:

$$\left(\frac{p_{\text{вх.тах}}\cdot V_{\text{вх.тах}}}{T_{\text{вх.тах}}}\right)=\left(\frac{p_{\text{вых.тах}}\cdot V_{\text{вых.тах}}}{T_{\text{вых.тах}}}\right), \qquad (3)$$

где $p_{\text{вх.тах}}$, $p_{\text{вых.тах}}$ – абсолютное давление воздуха для двух состояний, соответственно, Па;

$V_{\text{вх.тах}}$, $V_{\text{вых.тах}}$ – объем воздуха для двух состояний, соответственно, м^3;

$T_{\text{вх.тах}}$, $T_{\text{вых.тах}}$ – абсолютная температура воздуха для двух состояний, соответственно, К.

Тогда объем воздуха $V_{\text{вых.тах}}$ в момент выхода его из рекуператора можно определить:

$$V_{\text{вых.тах}}=\frac{V_{\text{вх.тах}}\cdot\delta_{\text{вх.тах}}}{\delta_{\text{вых.тах}}}\,, \qquad (4)$$

Галюжин Сергей Данилович, *к. т. н., доцент, действительный член Белорусской инженерной академии, доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности» Межгосударственного образовательного учреждения высшего образования «Белорусско-Российский университет»; e-mail : serg.galujin@yandex.ru.*

Лобикова Надежда Васильевна, *магистрант, кафедра «Промышленное и гражданское строительство» Межгосударственного образовательного учреждения высшего образования «Белорусско-Российский университет»; e-mail : nadya.lobickova@yandex.ru.*

Лобикова Ольга Михайловна, *старший преподаватель кафедры «Промышленное и гражданское строительство» Межгосударственного образовательного учреждения высшего образования «Белорусско-Российский университет»; e-mail : olg.lobikova@yandex.ru.*

Галюжин Александр Сергеевич, *к. т. н., доцент, доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности» Межгосударственного образовательного учреждения высшего образования «Белорусско-Российский университет»; e-mail : serg.galujin@yandex.ru.*

Беларусь, 212000, г. Могилев, проспект Мира, 43.

где δ_{tstsc} – коэффициент изменения давления при прохождении воздуха через рекуператор, $\check{u}_{tstsc} = tg_{\partial r\ \square.tsc} / tg_{\partial\square.tsc}$;

$\delta_{\upsilon.tsc}$ – коэффициент изменения температуры при прохождении воздуха через рекуператор, $\check{u}_{\upsilon.tsc} = \upsilon_{\partial r\ \square.tsc} / \upsilon_{\partial\square.tsc}$.

Анализ зависимости (4) показывает, что из-за изменения давления и температуры воздуха в рекуператоре первоначальный объем воздуха $V_{\partial\square.tsc}$ будет изменяться, т. е. $V_{\partial r\ \square.tsc}$ Í $V_{\partial\square.tsc}$.

Рассмотрим коэффициент δ_{tstsc}. В момент входа в рекуператор давление определяется аэродинамическим сопротивлением рекуператора и последующих воздуховодов. Аэродинамическое сопротивление пластинчатых рекуператоров не превышает 500 Па [1]. Образование конденсата происходит в каналах рекуператора по которым движется удаляемый воздух, т. к. этот воздух охлаждается. После рекуператора удаляемый воздух проходит через влагоотделитель, жалюзи вентиляционной установки и через воздуховод выбрасывается в атмосферу. Аэродинамическое сопротивление этих элементов системы вентиляции значительно меньше сопротивления рекуператора и, зачастую, не превышает 100…120 Па [9]. Таким образом, разница давлений воздуха в моменты входа и выхода из рекуператора не превышает $\varphi tg_{\partial\square.tsc} \approx 500$ Па. Давление воздуха в помещении, в большинстве случаев, примерно равно давлению атмосферы. Зафиксированные максимальные колебания давления атмосферы составляют от 85445 Па до 108773 Па, т. е. разница данного давления $\varphi tg_{\partial lsd\check{s}} = 23328$ Па [10]. В сравнении с данными колебаниями $tg_{\partial lsd\check{s}}$ разница давлений $\Delta p_{рк}$ является незначительной. Известно, что для технических расчетов принимают атмосферное давление $tg_{\partial lsd\check{s}} \approx 0{,}1$ МПа [11, с. 59–66; 12, с. 34]. Так, при $tg_{\partial lsd\check{s}} \approx 0{,}1$ МПа и $\varphi tg_{\partial\square.tsc} \approx 500$ Па разница абсолютного давления на входе и выходе из рекуператора не превышает 0,5 %, т. е. для большинства рекуператоров $\check{u}_{tstsc} \geq 0{,}995$. Поэтому, с достаточной точностью для инженерных расчетов, можно считать $\check{u}_{tstsc}$ å 1. С учетом этого зависимость (4) примет вид:

$$V_{\partial r\ \square.tsc} = V_{\partial\square.tsc} \cdot \delta_{\upsilon.tsc}. \qquad (5)$$

Масса парообразной влаги $m_{tf\partial.\partial\square.tsc}$ (г) в объеме $V_{\partial\square.tsc}$ в момент входа в рекуператор определяется следующим образом [13, с. 213–214]:

$$V_{\partial r\ \square.tsc} = V_{\partial\square.tsc} \cdot \delta_{\upsilon.tsc}. \qquad (5)$$

$$m_{tf\partial.\partial\square.tsc} = V_{\partial\square.tsc} \cdot \rho_{dz\partial\square.tsc} \cdot \varphi_{\partial\square.tsc}, \qquad (6)$$

где $\rho_{dz\partial\square.tsc}$ – абсолютная влажность насыщенного удаляемого воздуха в момент входа в рекуператор при рассматриваемой температуре, г/м³;

$\acute{u}_{\partial\square.tsc}$ – относительная влажность удаляемого воздуха в момент входа в рекуператор.

Количество водяного пара в состоянии насыщения в единице объема влажного воздуха для давлений до 10 МПа зависит только от температуры [3, с. 16]. При прохождении через рекуператор удаляемый воздух охлаждается и количество пара в состоянии насыщения уменьшается. Если в результате охлаждения удаляемый воздух станет пересыщенным, то в нем появится конденсат, а его относительная влажность в момент выхода из рекуператора будет соответствовать состоянию насыщения, т. е. $\acute{u}_{\partial r\ \square.tsc} = 1$. Когда при охлаждении воздуха будет достигнуто состояние насыщения, то конденсат не появится, но $\acute{u}_{\partial r\ \square.tsc} = 1$. В ненасыщенном воздухе на выходе из рекуператора конденсат будет отсутствовать, а его относительная влажность $\acute{u}_{\partial r\ \square.tsc} < 1$.

Массу парообразной влаги $m_{tf\partial.fnj}$ (г), находящейся в удаляемом воздухе в момент выхода из рекуператора, можно рассчитать с помощью зависимости, аналогичной (6):

$$m_{tf\partial.\partial r\ \square.tsc} = V_{\partial r\ \square.tsc} \cdot \rho_{dz\partial r\ \square.tsc} \cdot \varphi_{\partial r\ \square.tsc}, \qquad (7)$$

где $\rho_{dz\partial r\ \square.tsc}$ – абсолютная влажность насыщенного воздуха в момент выхода из рекуператора, г/м³;

$\acute{u}_{\partial r\ \square.tsc}$ – относительная влажность воздуха в момент выхода из рекуператора.

Окончательно массу конденсата $m_{\varsigma.tsc}$, выделившегося из удаляемого воздуха при прохождении рекуператора, можно определить, приняв при этом $\acute{u}_{\partial r\ \square.tsc}=1$:

$$m_{\varsigma.tsc} = m_{tf\partial.\partial\square.tsc} - m_{tf\partial.\partial r\ \square.tsc}. \qquad (8)$$

Если в результате расчетов с помощью зависимости (8) получится $m_{\varsigma.tsc} = 0$, то это показывает, что после прохождения через рекуператор воздух достиг состояния насыщения, но образования конденсата не произошло. Если после прохождения через рекуператор выделился конденсат ($m_{\varsigma.tsc} > 0$), то удаляемый воздух в момент выхода из рекуператора также стал насыщенным. При $m_{\varsigma.tsc} < 0$ удаляемый воздух на выходе рекуператора является ненасыщенным, а модуль $m_{\varsigma.tsc}$ – это количество влаги, недостающее до насыщенного состояния.

В литературе по термодинамике [2, с. 17; 7, с. 128–134; 13, с. 214–215] и в стандарте ISO 7183:2007 [14] зависимость абсолютной влажности воздуха от температуры на линии насыщения приведена в виде таблиц или графиков, что снижает точность расчетов и не позволяет вычислять количество конденсата аналитически. Поэтому для автоматизации расчетов с использованием программы Excel произведена аппроксимация указанных выше данных и получены полиномы, позволяющие определить зависимость абсолютной влажность ρ_{dz}(г/м³) на линии насыщения от температуры воздуха, т. е.

$$\rho_{dz} = \Theta_1 \cdot \upsilon_{ts}^4 + \Theta_2 \cdot \upsilon_{ts}^3 + \Theta_3 \cdot \upsilon_{ts}^2 + \Theta_4 \cdot \upsilon_{ts} + \Theta_5, \qquad (9)$$

где a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 – коэффициенты уравнения регрессии: $a_1 = 0{,}1022984 \cdot 10^5$; $a_2 = 0{,}955574387 \cdot 10^3$; $a_3 = 0{,}335714170453$; $a_4 = 52{,}558896582566$; $a_5 = 3\,093{,}080933648390$;

υ_{ts} – температура точки росы атмосферного воздуха, К.

Уравнение (9) получено для диапазона температур υ_{ts} от –50 до +25 ºС (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 0,99993.

Для определения массы влаги $m_{\varsigma.tsc}$, выделившейся в виде конденсата при прохождении рекуператора, используем уравнения (6)–(9), приняв $\acute{u}_{\partial r\ \square.tsc}$= 1. Расчет $\rho_{dz\partial\square.tsc}$ и $\rho_{dz\partial r\ \square.tsc}$ выполняется с помощью зависимости (9) путем подстановки $\upsilon_{\partial\square.tsc}$ и $\upsilon_{\partial r\ \square.tsc}$ вместо υ_{ts} и введения поправочный коэффициент коэффициента Ван-дер-Ваальса $k_{\partial\partial}$=1,012 [6]. Физическая сущность коэффициента Ван-дер-Ваальса в том, что в действительности из-за наличия объема, который занимают молекулы воздуха, и сил притяжения между этими молекулами величина объема удаляемого воздуха на выходе рекуператора будет немного больше, чем подсчитанная с помощью уравнения (2).

В результате получим:

$$m_{\varsigma.tsc} = V_{\partial\square.tsc} \cdot \varphi_{\partial\square.tsc} \cdot \left(\Theta_1 \cdot \upsilon_{\partial\square.tsc}^4 + \Theta_2 \cdot \upsilon_{\partial\square.tsc}^3 + \Theta_3 \cdot \upsilon_{\partial\square.tsc}^2 + \Theta_4 \cdot \upsilon_{\partial\square.tsc} + \Theta_5\right) - V_{\partial\square.tsc} \cdot \delta_{\upsilon.tsc} \cdot k_{\partial.\partial} \cdot \left(\Theta_1 \cdot \upsilon_{\partial r\ \square.tsc}^4 + \Theta_2 \cdot \upsilon_{\partial r\ \square.tsc}^3 + \Theta_3 \cdot \upsilon_{\partial r\ \square.tsc}^2 + \Theta_4 \cdot \upsilon_{\partial r\ \square.tsc} + \Theta_5\right). \qquad (10)$$

Количество конденсата $V_{\varsigma.tsc}$ в дециметрах кубических (литрах), поступающее в воздуховод после прохождения рекуператора, определим по известной формуле:

$$V_{\varsigma.tsc} = m_{\varsigma.tsc} / \rho_{\partial}, \qquad (11)$$

где ρ_{∂} – плотность воды, кг/м³;

$m_{\varsigma.tsc}$ – масса конденсата, г.

С достаточной точностью для технических расчетов при давлениях до 10 МПа в диапазоне температур от 0 до 20 ºС (максимально возможный диапазон температуры конденсата) можно принять $\rho_{\partial} = 10^3$ кг/м³ [15, с. 7].

С помощью уравнения (10) с использованием программного пакета Mathcad выполнен анализ зависимости объема конденсата $V_{\varsigma.tsc}$ от $\acute{u}_{\partial\square.tsc}$ и $\upsilon_{\partial r\ \square.tsc}$. Температура воздуха в момент входа в рекуператор принята $\upsilon_{\partial\square.tsc}$= 18 ⁰С = 291,15 К.

На рис. 1 приведена зависимость объема конденсата $V_{конд} = f_1(\upsilon_{вых.рк})$ для $V_{вх.рк}$ = 1 м³ при различных значениях $\varphi_{вх.рк}$.

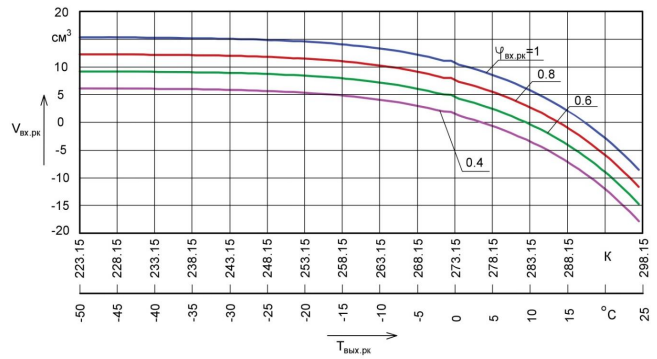


Рисунок 1 – Зависимость объема конденсата $V_{конд}$ от температуры $\upsilon_{вых.рк}$ при различных значениях относительной влажности $\varphi_{вх.рк}$, образующегося при прохождении1 м³ воздуха через рекуператор

Объем конденсата существенно зависит от температуры воздуха на выходе из рекуператора. Наиболее существенно данная зависимость проявляется при $\upsilon_{вых.рк}$ от –20 ⁰С до + 25 ⁰С. При снижении температуры воздуха на выходе из рекуператора $\upsilon_{вых.рк}$ объем конденсата $V_{конд}$ при различных значениях $\varphi_{вх.рк}$ уменьшается.

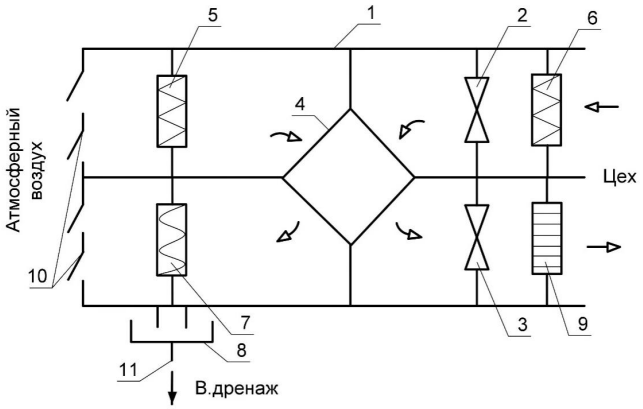
В основных нормативных документах, регламентирующих характеристики микроклимата помещений [16–18], установлены общие правила по организации микроклимата различных помещений, а также описаны правила, касающиеся организации микроклимата на рабочих местах различных видов производств. Соблюдение этих требований является обязательным на предприятиях и организациях. Нормируемыми характеристиками, относящимися к предмету данных исследований, являются температура воздуха в ⁰С и относительная влажность в %, поэтому используем эти показатели в дальнейшем.

Рассмотрим эксплуатацию вентиляционной установки цеха промышленного предприятия с категорией работ IIб в холодный период года, которая обеспечивает подачу удаляемого воздуха из цеха $L_{вн}$ = 50·10³ м³/ч = 13,89 м³/с. Установка снабжена рекуператором типа Klingenburg, в котором при данной подаче удаляемого воздуха и температуре наружного воздуха –20 ⁰С = 253,15 К происходит снижение температуры удаляемого воздуха с $\upsilon_{вых.рк}$ = +18 ⁰С = 291,15 К до $\upsilon_{вых.рк}$ = –6⁰С = 267,15 К [1]. Относительная влажность удаляемого воздуха $\varphi_{вх.рк}$ =50 %. Значения $\upsilon_{вых.рк}$ и $\varphi_{вх.рк}$ соответствуют средним значениям показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений согласно [16–18].

Для расчетов используем приведенную выше методику, а вместо $V_{вх.рк}$ в уравнение (10) подставим объем, подаваемый в рекуператор в единицу времени, т. е. подачу удаляемого воздуха $L_{вн}$. В результате расчетов получим, что при прохождении через рекуператор образуется конденсат, массовый расход которого равен $Q_{m.конд}$ = 253,8·10³ г/ч = 253,8 кг/ч, а объемный расход конденсата $Q_{конд}$ = 253,8 л/ч. Очевидно, что

для уменьшения образования наледи в вытяжном воздуховоде после рекуператора вентиляционные установки с рекуператорами необходимо снабжать системами удаления конденсата. Такая система должна иметь каплеуловитель 7, бак для сбора конденсата 8 и дренажный трубопровод 11 для отвода конденсата в канализацию (рис. 2). Кроме того, поток удаляемого воздуха, проходящего через рекуператор, должен быть нисходящим. Этим будет обеспечиваться стекание конденсата из каналов рекуператора 4, по которым проходит удаляемый воздух, в бак 8.

Заключение. При прохождении через рекуператор вентиляционной установки удаляемого воздуха, с температурой выше температуры приточного воздуха, в рекуператоре, как правило, образуется конденсат. Объем конденсата, образующегося в единицу времени, зависит от подачи, температуры и относительной влажности удаляемого из помещения воздуха, а также от температуры удаляемого воздуха на выходе рекуператора.



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

Рисунок 2 – Упрощенная принципиальная схема вентиляционной установки с рекуператором и системой удаления конденсата

Для инженерных расчетов объема конденсата, образующегося при прохождении удаляемого воздуха через рекуператор, целесообразно использовать уравнение Клапейрона с поправочным коэффициентом $k_{вв}$ Ван-дер-Ваальса, учитывающим объем молекул воздуха и силу притяжения между ними. Усредненное значение данного коэффициента можно принять $k_{вв}$ = 1,012.

Воздушные потоки приточного и удаляемого воздуха в рекуператоре необходимо организовать таким образом, чтобы поток удаляемого воздуха был нисходящим, что обеспечит вытекание конденсата, осевшего на стенках каналов рекуператора, вниз в поддон.

После рекуператора необходимо устанавливать каплеуловитель, позволяющий улавливать капли влаги, увлекаемые потоком выходящего из рекуператора воздуха. Этим существенно уменьшится образование наледи в вытяжном воздуховоде за вентиляционной установкой.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. 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 // Вестн. науки и обр. Северо-Зап. России. – 2018. – Т. 4. – № 4. – С. 1–8.
2. Бальян, С. В. Техническая термодинамика и тепловые двигатели / С. В. Бальян. – М. : Машиностроение, 1973. – 304 с.
3. Богословский, С. В. Физические свойства газов и жидкостей : учеб. пособие / С. В. Богословский. – СПб. : СПбГУАП, 2001. – 73 с.
4. Трофимова, Т. Н. Курс физики : учебник для студ. вузов / Т. Н. Трофимова. – М. : Высш. шк., 1985. – 432 с.
5. Уравнение Ван-дер-Ваальса. Химический факультет МГУ [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.chem.msu.su/rus/teaching/realgases/chap1%283%29.html. – Дата доступа : 18.11.2018.
6. Галюжин, А. С. Определения объема конденсата при сжатии воздуха с использованием уравнений Клапейрона и Ван-дер-Ваальса / А. С. Галюжин, С. Д. Галюжин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та – 2018. – № 4 (61). – С. 110–119.
7. Бурцев, С. И. Влажный воздух. Состав и свойства : учеб. пособие / С. И. Бурцев, Ю. Н. Цветков. – СПб. : СПбГАХПТ, 1998. – 146 с.
8. Сжатый воздух и компрессоры - компендиум [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http : // www.immertechnik.ru/support/compendium/ index. – Дата доступа : 10.11.2018.
9. Каплеуловитель установки для вентиляции и кондиционирования воздуха: пат. 10620 РБ МПК B 04C 9/00 / А. В. Евдокимов, Д. С. Галюжин, С. Д. Галюжин, А. С. Галюжин (РБ); заявка № u

20140417; заявл. 11.17.2014; опубл. 30.04.2015, Бюл. – № 2. – С. 116–117.
10. Атмосферное давление. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Атмосферное давление. – Дата доступа : 11.01.2019.
11. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика: учебник для студентов вузов / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. – М. : Стройиздат, 1987. – 414 с.
12. Ухин, Б. В. Гидравлика : учеб. пособие / Б. В. Ухин. – М. : ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2009. – 464 с.
13. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача : учеб. пособ. для вузов / В. В. Нащокин. – 3-е изд. испр. и доп. – М. : Высш. шк., 1980. – 469 с.
14. Compressed air dryers -- Specifications and testing. Compressed-air dryers - Specifications and testing. Standard by International Organization for Standardization : ISO 7183:2007. – 12/01/2007.
15. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.] ; под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с.
16. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны : ГОСТ 12.1.005-88.
17. Санитарные нормы и правила. Требования к контролю воздуха рабочей зоны, утв. Пост. Мин-ва здравоохранения РБ от 11 октября 2017 г. №92 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http: // www.ohrana-truda.by / topic / 5546-utverzhdeny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t/. – Дата доступа : 10.01.2019.
18. Гигиенические нормативы «Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны». утв. Пост. Мин-ва здравоохранения РБ от 11 октября 2017 г. №92 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http: // www.ohrana-truda.by / topic / 5546-utverzhdeny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t/. – Дата доступа : 10.01.2019.

[illegible] 31.10.2019

GALYUZHIN S. D., LOBIKAVA N. V., LOBIKAVA V. M., GALYUZHIN A. S. Procedure for determination of condensate volume generated during removal air passage through recuperator ventilating installation

To solve the problem of eliminating the freezing of the ventilation unit with a recuperator in the construction and reconstruction of buildings, a method for determining the volume of condensate formed during the passage of the removed air through the recuperator has been developed. Regression equations are obtained to determine the absolute humidity in the saturation state depending on the air temperature. A series of calculations using Mathcad software package to analyze the dependence of the condensate volume on the air parameters at the inlet and outlet of the heat exchanger was performed. A schematic diagram of the ventilation unit with a recuperator, equipped with condensate removal systems to reduce the formation of ice in the exhaust air duct.

УДК 621.311.001

[illegible]

[illegible]

Введение. Одной из насущных проблем развития экономики является уменьшение потребления энергетических ресурсов, которые, прежде всего, используются в общественном производстве. Существующая практика оперирует только фактическими данными об энергопотреблении за прошедшие периоды, что чрезвычайно затрудняет процесс оперативного анализа и, соответственно, усложняет принятие управленческих решений по оптимальному использованию энергоносителей. Современные подходы в формировании новых принципов оптимального использования энергоресурсов базируются на рассмотрении и решении такого рода задач в режиме реального времени. Динамическое управление энергопотреблением – это инновационный подход к управлению нагрузкой на стороне спроса. Он включает в себя традиционные принципы регулирования энергопотребления (энергоменеджмент) на всех уровнях распределения энергоносителей, представленных в технологическом процессе, объединяет их в интегрированную структуру для одновременно оптимального управления спросом, в первую очередь для снижения пиковой нагрузки. Это достигается с помощью системы, включающей интеллектуальные устройства и распределенные энергоресурсы с высокоразвитыми средствами управления и коммуникационными возможностями, обеспечивающими динамическое управление системой в целом. Компоненты взаимодействуют друг с другом, создавая при этом динамическую интегрированную автоматизированную структуру способную к обучению [1].

Система динамического управления энергопотреблением локального объекта включает четыре основных компонента [2]:

- «умные» источники энергии, объединенные в единый энергетический модуль;
- «умные» и энергоэффективные устройства конечного потребления энергии;
- интеллектуальная система управления энергообеспечением (ИСУЭ);
- адаптивная архитектура интегрированных коммуникаций.

Важно отметить, что токоприемники, средства управления и сценарии реагирования на спрос связаны с техническими возможностями генерации собственными источниками энергии локального объекта (ЛО) [3], которые являются альтернативным энергетическим ресурсом с более низкой стоимостью, по сравнению с центральной энергосистемой. Все эти элементы способствуют согласованию спроса на стороне пользователя, а источники энергии локального объекта могут накапливать или отдавать (продавать) избыточную энергию во внешнюю сеть.

Соответственно, построение адекватных моделей реализации систем мониторинга и управления энергообеспечением в рамках стратегий энергоменеджмента является актуальной и важной задачей.

Каплун Виктор Владимирович, *д. т. н., профессор, профессор кафедры электроснабжения им. проф. В. М. Синькова Национального университета биоресурсов и природопользования Украины, e-mail : wwwanten@gmail.com.*
Украина, 03041, г. Киев, ул. Героев Обороны, 12, корпус 8.
Павлов Павел Александрович, *к. физ.-мат. н., доцент, доцент кафедры высшей математики и информационных технологий Полесского государственного университета; e-mail : pin2535@tut.by.*
Штепа Владимир Николаевич, *к. т. н., доцент кафедры высшей математики и информационных технологий Полесского государственного университета; e-mail : shns1981@gmail.com.*
Беларусь, 225710, Брестская область, г. Пинск, ул. Кирова, 24.
Прокопеня Олег Николаевич, *к. т. н., доцент, заведующий кафедрой автоматизации технологических процессов и производств Брестского государственного технического университета; e-mail : olegprokopenya@mail.ru.*
Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.