

2. Dommain, R. Hydrological self-regulation of domed peatlands in south-east Asia and consequences for conservation and restoration / R. Dommain, J. Couwenberg, H. Joosten // *Mires and Peat*. – Режим доступа : <http://www.mires-and-peat.net/>. – 2010.
3. Иванов, К. Е. Водообмен в болотных ландшафтах. – Ленинград : Гидрометеиздат, 1975. – 280 с.
4. Богословский, Б. Б. Общая гидрология / Б. Б. Богословский, А. А. Самохин, К. Е. Иванов, Д. П. Соколов. – Л. : Гидрометеиздат, 1984. – 422 с.
5. Сысуюев, В. В. Ландшафтно-геохимические черты верхового болота // *Вестник Московского университета*. – Серия 5 : Геогр. – 1972. – № 2. – С. 57–61.
6. Бобров, В. А. Аномальные проявления концентраций цинка и меди в торфянике верхового болота Южного Прибайкалья / В. А. Бобров, А. А. Богуш, Г. А. Леонова, В. А. Краснобаев, Г. Н. Аношин // *ДАН*. – Т. 439 (6). – 2011. – С. 784–788.
7. Гавшин, В. М. (2003) Свидетельства фракционирования химических элементов в атмосфере Западной Сибири по данным исследования верхового торфяника / В. М. Гавшин, Ф. В. Сухоруков, В. Д. Будашкина [и др.] // *Геохимия*. – № 12. – С. 1337–1344.
8. Malawska, M. Geochemistry and geochemical differentiation on major elements in selected peat bog profiles (south-east Poland) / M. Malawska, B. Wilkomirski // *Soil Science and Plant Nutrition*. – V. 50 (6). – 2004. – P. 925–930.
9. Сандлерский, Р. Б. Долговременные измерения параметров функционирования верхового болота Старосельский мох / Р. Б. Сандлерский, М. Ю. Пузаченко [и др.] // *Стационарные экологические исследования: опыт, цели, методология, проблемы организации : материалы Всероссийского совещания. – Центрально-лесной государственный природный биосферный заповедник (Тверская обл.)*, 15–19.08.2016 г. – М., 2016. – С. 155–158.
10. Коновалов, Ю. В. Модели ледниковых покровов в приближении тонкого слоя льда : учебно-методическое пособие по курсу "Математическое моделирование физических процессов" / Ю. В. Коновалов, О. В. Нагорнов, П. С. Цыбенко. – М. : МИФИ, 2007. – Ч. 1. – 76 с.
11. Frolking, S. A new model of Holocene peatland net primary production, decomposition, water balance, and peat accumulation / S. Frolking, N. T. Roulet, E. Tuittila, J. L. Bubier, A. Quillet, J. Talbot, P. J. H. Richard // *Earth Syst. Dynam.* – № 1, 1–21. – Режим доступа : www.earth-syst-dynam.net/1/1/2010/.

Материал поступил в редакцию 27.02.2019

SYSUEV V. V., PUZACHENKO M. Yu. Surface dynamics and properties of the oligotrophic bog

Hydrological processes are leading in autonomous upland bogs, and this should reflect on the shape and dynamics of their surface, in the structure of landscapes. Oligotrophic moor "Staroselsky moss" (Central Forest Reserve, Tver Region) was studied in detail along a transect length of about 600 m. The leveling of the bog surface revealed a deviation from a normal hollow convex shape. Geodetic measurements on the rails network showed significant intra-seasonal and interannual changes in the level of the bog surface - differences in vertical movement in its parts reach an amplitude of 10 cm to 40 cm. Radar sounding revealed in the upper part of peat the aquifer layer with a thickness of 45-60 cm. This aquifer confirmed by the drilling data, determines the vertical dynamics of the surface and provides the discharge of water from the central part of bog. The spreading of waters is confirmed by the distribution of the water chemicals: the minimum pH, the electrical conductivity, K⁺, Ca⁺², Mg⁺², Cu, Fe, Mn is observed in the central bog parts.

УДК 697.921.47

Галюжин С. Д., Лобикова Н. В., Лобикова О. М., Галюжин А. С.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЪЕМА КОНДЕНСАТА, ОБРАЗУЮЩЕГОСЯ ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ РЕКУПЕРАТОР ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

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 относительно 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, образующегося 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 в 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 пере-сыщенному состоянию, и пары воды начнут конденсироваться. При этом выпадет столько конденсата, чтобы воздух при рассматриваемой

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 кафедры «Промышленное и гражданское строительство» Межгосударственного образовательного учреждения высшего образования «Белорусско-Российский университет», e-mail : nadya.lobikova@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.

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].

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

где p – абсолютное давление газа, Па;

V – объем газа, м³;

T – абсолютная температура, К;

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

a – постоянная Ван-дер-Ваальса, характеризующая силы межмолекулярного притяжения: $a = 0,138 \text{ Па} \cdot \text{м}^6/\text{моль}^2$ [5];

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

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

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

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

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:

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

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

$V_{\text{вх.рк}}$, $V_{\text{вых.рк}}$ – объем воздуха для двух состояний, соответственно, м³;

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

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

$$V_{\text{вых.рк}} = \frac{V_{\text{вх.рк}} \cdot \delta_{T,\text{рк}}}{\delta_{p,\text{рк}}}, \quad (4)$$

где $\delta_{p,\text{рк}}$ – коэффициент изменения давления при прохождении воздуха через рекуператор, $\delta_{p,\text{рк}} = p_{\text{вых.рк}}/p_{\text{вх.рк}}$;

$\delta_{T,\text{рк}}$ – коэффициент изменения температуры при прохождении воздуха через рекуператор, $\delta_{T,\text{рк}} = T_{\text{вых.рк}}/T_{\text{вх.рк}}$.

Анализ зависимости (4) показывает, что из-за изменения давления и температуры воздуха в рекуператоре первоначальный объем воздуха $V_{\text{вх.рк}}$ будет изменяться, т. е. $V_{\text{вх.рк}} \neq V_{\text{вх.рк}}$.

Рассмотрим коэффициент $\delta_{p,\text{рк}}$. В момент входа в рекуператор давление определяется аэродинамическим сопротивлением рекуператора и последующих воздухопроводов. 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 воздухопровод 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 $\Delta p_{\text{рк}} \approx 500$ 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 $\Delta p_{\text{атм}} = 23328$ Па [10]. В сравнении с данными колебаниями $p_{\text{атм}}$ разница давлений $\Delta p_{\text{рк}}$ является незначительной. Известно, что для технических расчетов принимают атмосферное давление $p_{\text{атм}} \approx 0,1$ МПа [11, с. 59–66; 12, с. 34]. Так, при $p_{\text{атм}} \approx 0,1$ МПа и $\Delta p_{\text{рк}} \approx 500$ Па разница абсолютного давления на входе и выходе из рекуператора не превышает 0,5 %, т. е. для большинства рекуператоров $\delta_{p,\text{рк}} \geq 0,995$. Поэтому, с достаточной точностью для инженерных расчетов, можно считать $\delta_{p,\text{рк}} \approx 1$. С учетом этого зависимости (4) примет вид:

$$V_{\text{вых.рк}} = V_{\text{вх.рк}} \cdot \delta_{T,\text{рк}}. \quad (5)$$

Масса парообразной влаги $m_{\text{пв.вх.рк}}$ (г) в объеме $V_{\text{вх.рк}}$ в момент входа в рекуператор определяется следующим образом [13, с. 213–214]:

$$m_{\text{пв.вх.рк}} = V_{\text{вх.рк}} \cdot \rho_{\text{н.вх.рк}} \cdot \phi_{\text{вх.рк}}, \quad (6)$$

где $\rho_{\text{н.вх.рк}}$ – абсолютная влажность насыщенного удаляемого воздуха в момент входа в рекуператор при рассматриваемой температуре, г/м³;

$\phi_{\text{вх.рк}}$ – 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. $\phi_{\text{вх.рк}} = 1$. Когда при охлаждении воздуха будет достигнуто состояние насыщения, то конденсат не появится, но $\phi_{\text{вх.рк}} = 1$. В ненасыщенном воздухе на выходе из рекуператора конденсат будет отсутствовать, а его относительная влажность $\phi_{\text{вх.рк}} < 1$.

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

$$m_{\text{пв.сж}} = V_{\text{вх.рк}} \cdot \rho_{\text{н.вых.рк}} \cdot \phi_{\text{вых.рк}}, \quad (7)$$

где $\rho_{\text{н.вых.рк}}$ – абсолютная влажность насыщенного воздуха в момент выхода из рекуператора, г/м³;

$\phi_{\text{вых.рк}}$ – относительная влажность воздуха в момент выхода из рекуператора.

Окончательно массу конденсата $m_{\text{к.рк}}$, выделившегося из удаляемого воздуха при прохождении рекуператора, можно определить, приняв при этом $\phi_{\text{вх.рк}} = 1$:

$$m_{к.рк} = m_{пв.вх.рк} - m_{пв.вых.рк} \quad (8)$$

Если в результате расчетов с помощью зависимости (8) получится $m_{к.рк} = 0$, то это показывает, что после прохождения через рекуператор воздух достиг состояния насыщения, но образования конденсата не произошло. Если после прохождения через рекуператор выделился конденсат ($m_{к.рк} > 0$), то удаляемый воздух в момент выхода из рекуператора также стал насыщенным. При $m_{к.рк} < 0$ удаляемый воздух на выходе рекуператора является ненасыщенным, а модуль $m_{к.рк}$ – 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 влажности ρ_n (г/м³) на линии насыщения от температуры воздуха, т. е.

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

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

T_p – температура точки росы атмосферного воздуха, К.

Уравнение (9) получено для диапазона температур T_p от -50 до $+25$ °С (223,15...298,15 К), что соответствует максимальному диапазону температур работы рекуператора. При аппроксимации использован полином 4-го порядка, поскольку величина достоверности в этом случае достаточно высока и равна 0,99993.

Для определения массы влаги $m_{к.рк}$, выделившейся в виде конденсата при прохождении рекуператора, используем уравнения (6)–(9), приняв $\phi_{вх.рк} = 1$. Расчет $\rho_{н.вх.рк}$ и $\rho_{н.вых.рк}$ выполняется с помощью зависимости (9) путем подстановки $T_{вх.рк}$ и $T_{вых.рк}$ вместо T_p и введения поправочный коэффициент коэффициента Ван-дер-Ваальса $k_{вв}=1,012$ [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:

$$m_{к.рк} = V_{вх.рк} \cdot \phi_{вх.рк} \cdot (a_1 \cdot T_{вх.рк}^4 + a_2 \cdot T_{вх.рк}^3 + a_3 \cdot T_{вх.рк}^2 + a_4 \cdot T_{вх.рк} + a_5) - V_{вх.рк} \cdot \delta_{Т.рк} \cdot k_{вв} \cdot (a_1 \cdot T_{вых.рк}^4 + a_2 \cdot T_{вых.рк}^3 + a_3 \cdot T_{вых.рк}^2 + a_4 \cdot T_{вых.рк} + a_5). \quad (10)$$

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

$$V_{к.рк} = m_{к.рк} / \rho_в, \quad (11)$$

где $\rho_в$ – плотность воды, кг/м³;

$m_{к.рк}$ – масса конденсата, г.

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

С помощью уравнения (10) с использованием программного пакета Mathcad выполнен анализ зависимости объема конденсата $V_{к.рк}$ от $\phi_{вх.рк}$ и $T_{вых.рк}$. Температура воздуха в момент входа в рекуператор принята $T_{вх.рк} = 18$ °С = 291,15 К.

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

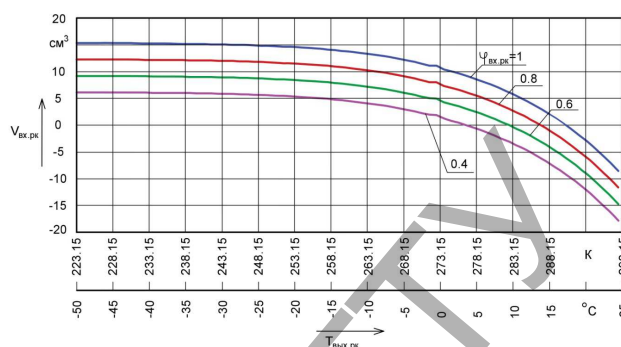


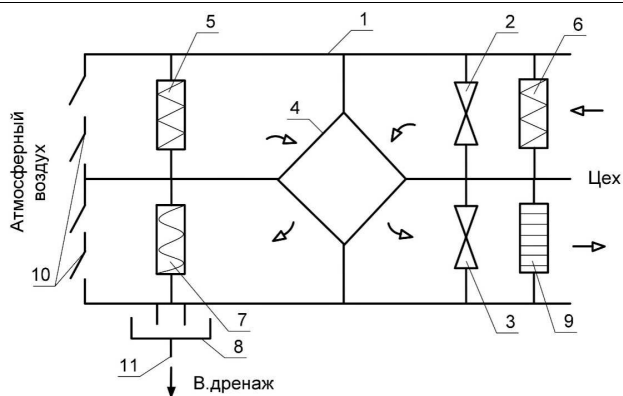
Рисунок 1 – Зависимость объема конденсата $V_{к.рк}$ от температуры $T_{вых.рк}$ при различных значениях относительной влажности $\phi_{вх.рк}$, образующегося при прохождении 1 м³ воздуха через рекуператор

Объем конденсата существенно зависит от температуры воздуха на выходе из рекуператора. Наиболее существенно данная зависимость проявляется при $T_{вых.рк}$ от -20 °С до $+25$ °С. При снижении температуры воздуха на выходе из рекуператора $T_{вых.рк}$ объем конденсата $V_{к.рк}$ при различных значениях $\phi_{вх.рк}$ 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 °С 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 $L_{уд} = 50 \cdot 10^3$ м³/ч = 13,89 м³/с. Установка снабжена рекуператором типа Klingenberg, в котором при данной подаче удаляемого воздуха и температуре наружного воздуха -20 °С = 253,15 К происходит снижение температуры удаляемого воздуха с $T_{вх.рк} = +18$ °С = 291,15 К до $T_{вых.рк} = -6$ °С = 267,15 К [1]. Относительная влажность удаляемого воздуха $\phi_{вх.рк} = 50$ %. Значения $T_{вх.рк}$ и $\phi_{вх.рк}$ 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 $L_{уд}$. В результате расчетов получим, что при прохождении через рекуператор образуется конденсат, массовый расход которого равен $Q_{т.к.рк} = 253,8 \cdot 10^3$ г/ч = 253,8 кг/ч, а объемный расход конденсата $Q_{к.рк} = 253,8$ 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.



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

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.

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

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.ru/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.-Пос. 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.immertech.ru/support/compendium/index>. – Дата доступа : 10.11.2018.
9. Каплеуловитель установки для вентиляции и кондиционирования воздуха: пат. 10620 РБ МПК В 04С 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. ISO 7183:2007. Compressed air dryers -- Specifications and testing. Compressed-air dryers - Specifications and testing. Standard by International Organization for Standardization, 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-utverzhdenny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t>. – Дата доступа : 10.01.2019.
18. Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны : гигиенические нормативы утв. Пост. Мин-ва здравоохранения РБ от 11 октября 2017 г. № 92. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.ohrana-truda.by/topic/5546-utverzhdenny-novye-sanitarnye-normy-i-pravila-t>. – Дата доступа : 10.01.2019.

Материал поступил в редакцию 07.03.2019

GALYUZHIN S. D., LOBIKAVA N. V., LOBIKAVA V. M., GALYUZHIN A. S. The method of determining the volume of the condensate during passage of exhaust air through the heat exchanger ventilation installations

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.