

УДК 697.9

Методика оценки эффективности применения систем утилизации теплоты вытяжного воздуха

С. С. МУРАВЕЙНИКОВ¹, *д-р техн. наук* А. Б. СУЛИН²,
д-р техн. наук И. В. БАРАНОВ, *канд. техн. наук* Т. В. РЯБОВА³
¹mur_618@mail.ru, ²miconta@rambler.ru, ³ryabova_tatyana@itmo.ru
Университет ИТМО

Приводится описание методики технико-экономической оценки активных теплоутилизаторов. Методика предназначена для оценки энергетических характеристик активных утилизаторов, работающих в условиях, отличных от паспортных значений. Рассмотрено влияние отклонения таких эксплуатационных факторов как расходы воздуха, температура наружного воздуха перед утилизатором, температура и влажность вытяжного воздуха. Методика учитывает режим работы, предполагающий нагрев наружного воздуха перед подачей в помещение не затрагивая режим охлаждения воздуха в теплый период года. Предложены коэффициенты возобновляемости и экономической эффективности как критерии сравнения устройств теплоутилизации активного и пассивного типа. Предложенные критерии позволяют оценить эффективность применения систем утилизации, как в энергетическом, так и в финансовом выражении.

Ключевые слова: системы вентиляции и кондиционирования, утилизация теплоты, тепловой насос, регулирование производительности, технико-экономический анализ, среднегодовые характеристики.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 22.06.2020, принята к печати 06.08.2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-3-21-26

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Муравейников С. С., Сулин А. Б., Баранов И. В., Рябова Т. В. Методика оценки эффективности применения систем утилизации теплоты вытяжного воздуха // Вестник Международной академии холода. 2020. № 3. С. 21–26.

Evaluation technique for the efficiency of the exhaust air heat recovery systems

S. S. MURAVEINIKOV¹, *D. Sc.* A. B. SULIN², *D. Sc.* I. V. BARANOV,
Ph. D. T. V. RYABOVA³

¹mur_618@mail.ru, ²miconta@rambler.ru, ³ryabova_tatyana@itmo.ru

ITMO University

This article describes the methodology of technical and economic evaluation of active heat exchangers. The technique is designed to assess the energy characteristics of active utilizers under conditions that differ from the passport values. The influence of deviation of such operational factors as air consumption, outdoor temperature in front of the utilizer, the temperature and humidity of the exhaust air is considered. The method takes into account the operating mode involving the heating of the external air before being fed into the room without affecting the air-cooling mode in the warm season. Coefficients of renewability and economic efficiency are proposed as criteria for comparing active and passive heat recovery devices. The proposed criteria make it possible to evaluate the efficiency of using recycling systems both in energy and in financial terms.

Keywords: ventilation and air conditioning systems, heat recovery, heat pump, performance regulation, technical and economic analysis, annual average characteristics.

Article info:

Received 22/06/2020, accepted 06/08/2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-3-21-26

Article in Russian

For citation:

Muraveinikov S. S., Sulin A. B., Baranov I. V., Ryabova T. V. Evaluation technique for the efficiency of the exhaust air heat recovery systems. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2020. No 3. p. 21–26.

Введение

Совершенствование систем вентиляции и кондиционирования подтверждено все возрастающими требованиями к качеству внутренней среды обслуживаемого помещения [1]–[3]. В то же время обеспечение данных требований приводит к повышению капитальных и эксплуатационных затрат за счет роста расхода обрабатываемого приточного воздуха, а также необходимости более точного поддержания его теплофизических характеристик в обслуживаемом помещении. На сегодняшний день в инженерной практике применяется широкий спектр устройств утилизации теплоты вытяжного воздуха [4, 5], работающих как по принципу пассивной утилизации, так и на базе тепловых насосов, а также различные комбинации таких устройств.

Для обоснованного выбора технических решений необходимо применение прозрачных критериев энергетической и экономической эффективности применимых для различных типов теплоутилизаторов в составе систем вентиляции и кондиционирования. Разработка новых расчетных способов определения среднегодовых эксплуатационных характеристик, позволяющих на ранних этапах проектной деятельности прогнозировать экономический и экологический эффект внедрения конкретных устройств в заданных условиях эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования, является актуальной задачей.

Объект и цели исследования

Основной целью исследования являлась разработка критериев сравнительного анализа эксплуатационных характеристик различных типов теплоутилизационного оборудования, использующегося в системах вентиляции и кондиционирования.

В качестве объекта исследования выступает система активной утилизации теплоты вытяжного воздуха на базе теплового насоса с регулируемой производительностью компрессора.

Эксплуатация активного теплоутилизатора в условиях реального объекта предполагает наличие ряда факторов, степень влияния которых изменяется со временем

[6]–[8]. В общем случае для подобных систем характерны следующие зависимости:

- изменение производительности и COP (Coefficient of Performance) от изменения расхода вытяжного воздуха относительно паспортных значений;
- изменение производительности и COP от температуры приточного воздуха, поступающего на конденсатор относительно паспортных значений;
- изменение производительности и COP от относительной влажности вытяжного воздуха, поступающего на испаритель, относительно паспортных значений;
- изменение COP в зависимости от степени регулирования производительности, относительно паспортных значений.

Также следует отметить ряд конструктивных и режимных ограничений, которые также определяют годовые показатели рассматриваемого устройства, такие как границы допустимого регулирования производительности компрессора, температура критического снижения давления конденсации, мероприятия по снижению риска обмерзания испарителя.

— ограничение диапазона регулирования компрессора некоторым минимальным значением производительности;

— влияние риска обмерзания испарителя.

Влияние вышеперечисленных факторов наблюдается не на всей продолжительности годовой эксплуатации устройства. В связи с этим предложено разделить годовой период эксплуатации на участки, для которых характерно наличие тех или иных факторов, определить их условные температурные границы, после чего с использованием приближенной линеаризации расчетных выражений рассчитать производительность и энергопотребление утилизатора.

Условная линейная зависимость производительности активного теплоутилизатора показана на рис. 1. График отражает относительный характер зависимостей и приведен для произвольной тепловой нагрузки. Границы участков определены условиями эксплуатации, а именно характерностью для данных участков влияния отдельных факторов. Также приняты во внимание вышеперечисленные конструктивные и режимные ограничения.

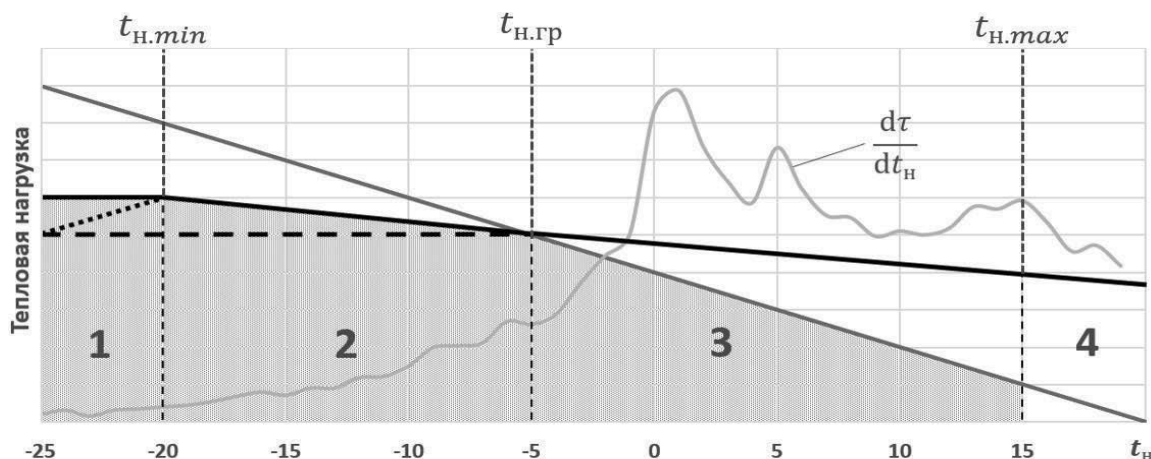


Рис. 1. График производительности активного теплоутилизатора с учетом реальных эксплуатационных факторов

Fig. 1. The performance of the active utilizer taking into account actual operating factors

В общем случае годовой период эксплуатации следует разделить на 4 участка:

1. *Участок регулирования давления конденсации.*

На данном участке при снижении температуры воздуха, поступающего на конденсатор, давление хладагента в нем может опуститься ниже допустимых значений. В этих условиях работа дроссельного устройства нестабильна и должны быть приняты меры по регулированию работы элементов теплоутилизатора. Здесь применяется либо подсистема регулирования давления конденсации за счет регулирующих устройств в составе фреонового контура или преднагрева уличного воздуха перед конденсатором, либо ограничение работы устройства в этих условиях. Нижняя температурная граница данного участка соответствует абсолютному минимуму температур для рассматриваемого объекта эксплуатации — $t_{н.абс.мин.}$.

2. *Участок полной производительности утилизатора.* Для данного участка степень регулирования производительности равна 100%. На производительность и COP при этом оказывают влияние переменные условия конденсации и испарения, определяемые теплофизическими характеристиками воздуха перед соответствующими теплообменными аппаратами.

3. *Участок частичной производительности утилизатора.* Полная теплопроизводительность утилизатора на данном участке превышает требуемую теплопроизводительность всего вентиляционного агрегата. За счет регулирования производительности приводится в соответствие с тепловой нагрузкой, а на энергопотребление оказывают влияние как условия конденсации, так и изменение COP, обусловленное механизмом регулирования.

4. *Отключение теплоутилизатора.* На этом участке невозможно дальнейшее снижение производительности за счет механизмов регулирования, в следствии чего теплоутилизатор отключается в рамках алгоритмов автоматического управления.

Методика расчета

Для приближенной линеаризации расчета производительности утилизатора внутри отдельных участков применяется выражение, предложенное в [9]. Данное выражение позволяет оценить отклонение производительности бытового кондиционера, работающего в произвольных условиях эксплуатации, от паспортного значения производительности:

$$Q_i \approx Q_{НОМ} \left(\left(1 + a \frac{G_{В.НОМ} - G_{В}}{G_{В.НОМ}} \right) \frac{L_{П}}{L_{П.НОМ}} \right) \times (1 + b(i_{В} - i_{В.НОМ}) - (c + k_{рег})(t_{Н} - t_{Н.НОМ})), \tag{1}$$

где $Q_{НОМ}$ — номинальная производительность теплоутилизатора, кВт;

$G_{В.НОМ}, G_{В}$ — номинальный и реальный массовые расходы воздуха на вытяжке, соответственно, кг/ч;

$L_{П.НОМ}, L_{П}$ — номинальный и реальный объемные расходы воздуха на притоке, соответственно, кг/ч;

$i_{В.НОМ}, i_{В}$ — номинальная и реальная энтальпии вытяжного воздуха на входе в утилизатор соответственно, кДж/кг;

$t_{Н.НОМ}, t_{Н}$ — номинальная и реальная температуры приточного воздуха на входе в утилизатор, соответственно, °С;

a, b, c и $k_{рег}$ — эмпирические коэффициенты.

Выражение (1) позволяет при расчете учесть такие факторы как изменение расхода воздуха, условий испарения и конденсации при известных номинальных или паспортных значениях. Коэффициенты a, b и c определяют в общем случае степень влияния изменения соответствующих параметров и должны быть получены при испытаниях рассматриваемого активного утилизатора.

При известных условиях испытаний и номинальном значении теплопроизводительности активного утилизатора в данных условиях можно определить температуру наружного воздуха, соответствующей границе участков 2 и 3 при заданных условиях эксплуатации объекта, решив относительно искомой $t_{Н}$ уравнение:

$$G_{Н}c_{Н}(t_{П} - t_{Н}) = Q_{НОМ} \left(\left(1 + a \frac{G_{В.НОМ} - G_{В}}{G_{В.НОМ}} \right) \frac{L_{П}}{L_{П.НОМ}} \right) \times (1 + b(i_{В} - i_{В.НОМ}) - c(t_{Н} - t_{Н.НОМ})), \tag{2}$$

где: $G_{Н}$ — реальный расход приточного воздуха, кг/ч; $c_{Н}$ — теплоемкость приточного воздуха, кДж/(кг·°С); $t_{П}$ — температурная уставка приточного воздуха, °С. Тогда:

$$t_{Н.ГР}^{УТ} = \frac{Q_{НОМ} \left(\left(1 + a \frac{G_{В.НОМ} - G_{В}}{G_{В.НОМ}} \right) \frac{L_{П}}{L_{П.НОМ}} \right) (1 + b(i_{В} - i_{В.НОМ}) + c \cdot t_{Н.НОМ}) - t_{П}G_{Н}c_{Н}}{c \cdot Q_{НОМ} \left(\left(1 + a \frac{G_{В.НОМ} - G_{В}}{G_{В.НОМ}} \right) \frac{L_{П}}{L_{П.НОМ}} \right) - G_{Н}c_{Н}}. \tag{3}$$

Для заданных условий работы определяется уточненная номинальная производительность теплоутилизатора, работающего в заданных условиях эксплуатации:

$$Q_{НОМ}^{УТ} = G_{Н}c_{Н}(t_{П} - t_{Н.ГР}). \tag{4}$$

Температура наружного воздуха на границе участков 3 и 4 определяется исходя из нижнего ограничения регулирования производительности, заданного производителем утилизатора $k_{огр}$ (например, для однокомпрессорных утилизаторов на базе компрессоров Copeland Digital Scroll нижняя граница регулирования составляет 10% от производительности, $k_{огр}=0,1$):

$$t_{Н.МАХ} = t_{П} - \frac{k_{огр}Q_{НОМ}^{УТ}}{G_{П}c_{В}}. \tag{5}$$

Температура наружного воздуха на границе участков 1 и 2 для номинального режима эксплуатации утилизатора как правило определена производителем теплоутилизатора. В заданных условиях эксплуатации определяющим фактором отклонения $t_{Н.мин}$ от номинального является изменение расхода воздуха:

$$t_{Н.мин} = t_{П} - \frac{G_{П}(t_{П} - t_{Н.мин}^{НОМ})}{G_{П.НОМ}}. \tag{6}$$

При известных температурных границах участков могут быть определены значения продолжительности работы теплоутилизатора в границах участка и средней температуры наружного воздуха для рассматриваемого участка:

$$\tau_{ПЕР} = \sum_{t_{i.мин}}^{t_{i.макс-1}} \tau_i, \tag{7}$$

где t_i — температура наружного воздуха, °С;

τ_i — плотность повторяемости соответствующей температуры наружного воздуха для рассматриваемого региона [10], ч/год;

$$t_{н.ср} = \frac{\sum_{i=t_{н.мин}}^{t_{н.макс}-1} t_i \cdot \tau_i}{\tau_{пер}}. \quad (8)$$

Для полученных участков теплопроизводительность рассчитывается, исходя из уточненной номинальной производительности и условий, соответствующих $t_{н.гр}$.

На участке 4:

$$Q_{ТУ4} = 0. \quad (9)$$

На участке 3:

$$Q_{ТУ3} = \tau_3 \Psi_{см} G_B c_B (t_n - t_{н3.ср}), \quad (10)$$

где $\Psi_{см}$ — коэффициент сменности.

На участке 2:

$$Q_{ТУ2} = \tau_2 \Psi_{см} Q_{НОМ}^{УТ} (1 - c (t_{н2.ср} - t_{н.гр})). \quad (11)$$

На участке 1 на практике применяется несколько алгоритмов работы теплового насоса:

— по аналогии с участком 4, работа теплового насоса здесь ограничивается системой автоматизации:

$$Q_{ТУ1} = 0. \quad (12)$$

— применяется преднагрев уличного воздуха перед конденсатором или механизм регулирования давления конденсации, поддерживающий постоянный минимальный уровень давления:

$$Q_{ТУ1} = \tau_1 \Psi_{см} Q_{НОМ}^{УТ} (1 - c (t_{н.мин} - t_{н.гр})). \quad (13)$$

Среднегодовая теплопроизводительность активного теплоутилизатора в таком случае будет рассчитываться как сумма производительностей за рассмотренные периоды:

$$Q_{ТУ}^{год} = Q_{ТУ1} + Q_{ТУ2} + Q_{ТУ3} + Q_{ТУ4}. \quad (14)$$

Учет энергопотребления в заданных условиях производится исходя из уточненного значения COP теплового насоса в составе теплоутилизатора. По аналогии с уточненной номинальной производительностью для условий $t_{н.гр}$ рассчитывается уточненное значение $COP_{НОМ}^{УТ}$

$$COP_{НОМ}^{УТ} = COP_{НОМ} \left(\left(1 + a \frac{G_{В.НОМ} - G_B}{G_{В.НОМ}} \right) \frac{L_{П}}{L_{П.НОМ}} \right) \times \left(1 + b_{COP} (i_{в.ср} - i_{в.НОМ}) - (c_{COP} + k_{рег}^{COP}) (t_{н.гр} - t_{н.НОМ}) \right). \quad (15)$$

Эмпирические коэффициенты в выражении очевидно, будут отличаться от аналогичных коэффициентов в (1), поэтому должны быть получены отдельно при испытаниях рассматриваемого устройства. В расчетах энергопотребления составляющие выражения (15) и продолжительности периодов (участков) принимаются исходя из условий работы утилизатора для отдельных температурных участков годового периода.

Для участка 1:

— в случае ограничения работы:

$$\Delta N_{ТУ1} = \Delta N_{вент} \tau_1 \Psi_{см}; \quad (16)$$

— в случае поддержания параметров конденсации:

$$COP_1 = COP_{НОМ}^{УТ} (1 - c_{COP} (t_{н.мин} - t_{н.гр})); \quad (17)$$

$$\Delta N_{ТУ1} = \tau_1 \Psi_{см} (\Delta N_{вент} + Q_{ТУ1} / COP_1). \quad (18)$$

Для участка 2:

$$COP_2 = COP_{НОМ}^{УТ} (1 - c_{COP} (t_{н2.ср} - t_{н.гр})); \quad (19)$$

$$\Delta N_{ТУ2} = \tau_2 \Psi_{см} (\Delta N_{вент} + Q_{ТУ2} / COP_2). \quad (20)$$

Для участка 3:

$$COP_3 = COP_{НОМ}^{УТ} (1 - (c_{COP} + k_{рег}^{COP}) (t_{н3.ср} - t_{н.гр})); \quad (21)$$

$$\Delta N_{ТУ3} = \tau_3 \Psi_{см} (\Delta N_{вент} + Q_{ТУ3} / COP_3). \quad (22)$$

Для участка 4:

$$\Delta N_{ТУ4} = \Delta N_{вент} \tau_4 \Psi_{см}; \quad (23)$$

Среднегодовое дополнительное энергопотребление, вызванное работой теплоутилизатора с учетом всех периодов, можно рассчитать как:

$$\Delta N_{ТУ}^{год} = \Delta N_{ТУ1} + \Delta N_{ТУ2} + \Delta N_{ТУ3} + \Delta N_{ТУ4}. \quad (24)$$

Величины $Q_{ТУ}^{год}$ и $\Delta N_{ТУ}^{год}$ могут быть рассчитаны и для пассивных теплоутилизаторов. Для обобщения критериев сравнения пассивных и активных утилизаторов теплоты вытяжного воздуха целесообразно использование сезонного фактора эффективности (Seasonal Performance Factor, SPF) [11]–[13]. Данный показатель характеризует соотношение всей энергии, затраченной на нагрев приточного воздуха в утилизаторе к всем энергозатратам на работу утилизатора, потребленным за год.

$$SPF = Q_{ТУ}^{год} / \Delta N_{ТУ}^{год}. \quad (25)$$

Для пассивных теплоутилизаторов значение SPF очевидно превысит аналогичное значение активных утилизаторов. Однако величина данного показателя для пассивных устройств все же ограничена и варьируется в зависимости от конкретного объекта в диапазоне от нескольких десятков до нескольких сотен.

Корректное сравнение характеристик пассивных и активных устройств требует учета степени обеспечения утилизатором всей тепловой нагрузки на вентиляционный агрегат $Q_{наг}^{год}$. Доля обеспечения для активного теплоутилизатора будет равна отношению его теплопроизводительности к общей тепловой нагрузке на вент-агрегат:

$$F_{воз}^{акт} = Q_{ТУ}^{год} / Q_{наг}^{год}. \quad (26)$$

Для пассивного утилизатора эта доля равна его среднегодовому коэффициентом температурной эффективности:

$$F_{воз}^{пасс} = \Theta_{ТУ.ср}. \quad (27)$$

В качестве универсального критерия для обоих типов теплоутилизаторов, предлагается использовать коэффициент возобновляемости K_B однозначно характеризующий энергетические показатели применения конкретного устройства:

$$K_B = F_{воз} (1 - 1/SPF). \quad (28)$$

Однако в большинстве случаев на принятие решений в пользу того или иного устройства одних лишь энергетических показателей недостаточно — необходимо рассмотрение экономической составляющей. Следовательно, при технико-экономическом анализе следует учитывать

не только соотношения произведенной и затраченной энергии, но и ее источник. При расчете по предложенной методике как в случае с активными теплоутилизаторами, так и с пассивными коэффициент SPF позволяет разграничить тепловую энергию, производимую утилизатором и электрическую, увеличение потребления которой вызвано работой утилизатора.

Стоимость электрической энергии в условиях Российской Федерации, как правило, значительно выше стоимости тепловой энергии, поставляемой централизованно [14],[15]. Для учета эффективности применения рассматриваемых устройств в финансовом выражении следует добавить в расчетное выражение коэффициент, характеризующий соотношение стоимости энергоносителей:

$$k_c = C_e / C_t, \quad (29)$$

где C_e — стоимость одного кВт электрической энергии; C_t — стоимость одного кВт тепловой энергии.

Дополнив выражение (28) данным коэффициентом, можно рассчитать коэффициент экономической эффек-

тивности, характеризующий потенциал экономии в финансовом выражении:

$$K_3 = F_{\text{воз}} (1 - k_c / \text{SPF}). \quad (30)$$

Заключение

Методика расчета среднегодовых показателей энергопотребления и энергоэффективности теплоутилизаторов активного типа, рассмотренная в данном исследовании, позволяет проанализировать функционирование рассматриваемой системы в реальных условиях эксплуатации. Данный анализ доступен на ранних этапах проектной деятельности и может быть применен для обоснованного выбора технических решений с учетом технических и экономических критериев.

Коэффициенты возобновляемости и экономической эффективности, полученные в качестве универсальных критериев, позволят осуществлять сравнение утилизаторов теплоты активного и пассивного типа.

Литература

1. Bakó-Biró Z. Human perception, SBS symptoms and performance of office work during exposure to air polluted by building materials and personal computers //International Centre for Indoor Environment and Energy. 2004.
2. Bakó-Biró Z. et al. Ventilation rates in schools and pupils' performance //Building and environment. 2012. vol. 48. p. 215–223.
3. Никитин А. А., Муравейников С. С., Крылов В. А. Перспективы использования тепловых насосов в системах вентиляции //Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2016. №. 4.
4. Губина И. А., Горшков А. С. Энергосбережение в зданиях при утилизации тепла вытяжного воздуха //Строительство уникальных зданий и сооружений. 2015. №. 4. С. 209–219.
5. Vakiloroyaya V. et al. A review of different strategies for HVAC energy saving //Energy conversion and management. 2014. vol. 77. p. 738–754.
6. Nourozi B., Wang Q., Ploskić A. Energy and defrosting contributions of preheating cold supply air in buildings with balanced ventilation //Applied Thermal Engineering. 2019. vol. 146. p. 180–189.
7. Devecioğlu A. G. Seasonal performance assessment of refrigerants with low GWP as substitutes for R410A in heat pump air conditioning devices //Applied Thermal Engineering. 2017. vol. 125. p. 401–411.
8. Masip X. et al. Energy and techno-economic assessment of the effect of the coupling between an air source heat pump and the storage tank for sanitary hot water production //Applied Thermal Engineering. 2019. vol. 159. p. 853.
9. Сотников А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. 2006. Т. 1. 415 с.
10. Климатические данные. [Электронный ресурс]: Режим доступа: <http://rp5.ru/>.
11. Lowes R., Woodman B., Fitch-Roy O. Policy change, power and the development of Great Britain's Renewable Heat Incentive //Energy Policy. 2019. vol. 131. p. 410–421.
12. Connor P. M. et al. The development of renewable heating policy in the United Kingdom //Renewable Energy. 2015. vol. 75. p. 733–744.

References

1. Bakó-Biró Z. Human perception, SBS symptoms and performance of office work during exposure to air polluted by building materials and personal computers. *International Centre for Indoor Environment and Energy*. 2004.
2. Bakó-Biró Z. et al. Ventilation rates in schools and pupils' performance. *Building and environment*. 2012. vol. 48. p. 215–223.
3. Nikitin A. A., Muraveynikov S. S., Krylov V. A. Prospects for the use of heat pumps in ventilation systems. *Scientific journal of the ITMO. Series «Refrigeration and air conditioning»*. 2016. No. 4. (in Russian)
4. Gubina I. A., Gorshkov A. S. Energy saving in buildings when using exhaust air heat. *Construction of unique buildings and structures*. 2015. no. 4. Pp. 209–219. (in Russian)
5. Vakiloroyaya V. et al. A review of different strategies for HVAC energy saving. *Energy conversion and management*. 2014. vol. 77. p. 738–754.
6. Nourozi B., Wang Q., Ploskić A. Energy and defrosting contributions of preheating cold supply air in buildings with balanced ventilation. *Applied Thermal Engineering*. 2019. vol. 146. p. 180–189.
7. Devecioğlu A. G. Seasonal performance assessment of refrigerants with low GWP as substitutes for R410A in heat pump air conditioning devices. *Applied Thermal Engineering*. 2017. vol. 125. p. 401–411.
8. Masip X. et al. Energy and techno-economic assessment of the effect of the coupling between an air source heat pump and the storage tank for sanitary hot water production. *Applied Thermal Engineering*. 2019. vol. 159. p. 853.
9. Sotnikov A. G. Processes, apparatuses and systems of air conditioning and ventilation. 2006. Vol. 1. 415 p. (in Russian)
10. Climate data. [Electronic resource]: access mode: <http://rp5.ru/>. (in Russian)
11. Lowes R., Woodman B., Fitch-Roy O. Policy change, power and the development of Great Britain's Renewable Heat Incentive. *Energy Policy*. 2019. vol. 131. p. 410–421.
12. Connor P. M. et al. The development of renewable heating policy in the United Kingdom. *Renewable Energy*. 2015. vol. 75. p. 733–744.

13. Snape J. R., Boait P. J., Rylatt R. M. Will domestic consumers take up the renewable heat incentive? An analysis of the barriers to heat pump adoption using agent-based modelling // *Energy Policy*. 2015. vol. 85. p. 32–38.
14. Самойленко В. Ю. Оптимизация систем утилизации теплоты воздуха, удаляемого из помещений с повышенным влаговыведением // Дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук. М. 2013.
15. Ren H. et al. Cost-effectiveness analysis of local energy management based on urban — rural cooperation in China // *Applied thermal engineering*. 2014. vol. 64. No. 1–2. p. 224–232.
13. Snape J. R., Boait P. J., Rylatt R. M. Will domestic consumers take up the renewable heat incentive? An analysis of the barriers to heat pump adoption using agent-based modelling. *Energy Policy*. 2015. vol. 85. p. 32–38.
14. Samoylenko V. Yu. Optimization of systems of utilization of heat of the air removed from rooms with increased air emission. Dissertation for the degree of candidate of technical Sciences. Moscow, 2013. (in Russian)
15. Ren H. et al. Cost-effectiveness analysis of local energy management based on urban — rural cooperation in China. *Applied thermal engineering*. 2014. vol. 64. No. 1–2. p. 224–232.

Сведения об авторах

Муравейников Сергей Сергеевич

Аспирант факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, mur_618@mail.ru

Сулин Александр Борисович

Д. т. н., доцент факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, miconta@rambler.ru

Баранов Игорь Владимирович

Д. т. н., профессор, директор мегафакультета биотехнологий низкотемпературных систем Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, ivbaranov@corp.ifmo.ru

Рябова Татьяна Владимировна

К. т. н., старший преподаватель факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, ryabova_tatyana@itmo.ru

Information about authors

Muraveinikov Sergey S.

Graduate student of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, mur_618@mail.ru

Sulin Aleksandr B.

D. Sc., Associate professor of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, miconta@rambler.ru

Baranov Igor V.

D. Sc., Professor, Director of School of Biotechnology and Cryogenic Systems of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, ivbaranov@corp.ifmo.ru

Ryabova Tatyana V.

Ph. D., Senior teacher of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, ryabova_tatyana@itmo.ru



<http://www.md-expo.ru>

19-я Международная выставка оборудования и технологий для молочного производства

DairyTech | Dairy & Meat 2021

26–29 января 2021 г.

Международная выставка оборудования и технологий для животноводства, молочного и мясного производств «DairyTech | Dairy & Meat 2021» — это ведущее бизнес-мероприятие, демонстрирующее оборудование и технологии для агропромышленного производства полного цикла: от репродукции племенных животных, их выращивания, содержания и откорма до переработки и упаковки продукции животноводства: как для молочной индустрии, так и для мясной.

РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВКИ:

- ❖ Оборудование и технологии для выращивания и содержания сельскохозяйственных животных;
- ❖ Оборудование и технологии для производства молока и молочной продукции;
- ❖ Оборудование для производства и розлива напитков.

Место проведения:

Россия, Москва, МВЦ «Крокус Экспо», павильон 1
<http://www.crocus-expo.ru>

Организатор выставки: ITE Москва

+7 (499) 750-08-28, 750-08-30
md@ite-expo.ru
www.ite-expo.ru