

Эксергетический анализ систем вентиляции с утилизацией полной теплоты

Аспирант И.О. Суходуб,

д.т.н., профессор, зав. каф. теплотехники и энергосбережения В.И. Дешко,
Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

Аннотация. Были рассмотрены тепловая, механическая и химическая составляющие эксергии воздуха в помещении, а также ее изменение в зависимости от параметров наружного воздуха (температура, влажность и давление) в течение различных периодов года с использованием климатических данных для Киева (IWEC). При этом в зимнее время преобладает тепловая составляющая, а летом – химическая.

Был проведен анализ различных подходов к определению эксергетической эффективности вентиляционных систем с утилизацией полной теплоты (универсальная, функциональная и максимальная эксергетическая эффективность) на разных границах системы (теплообменник и установка в целом). Были проанализированы зависимости этих показателей эффективности от температуры и влажности наружного воздуха (окружающая среда). Также были рассчитаны средневзвешенные коэффициенты эксергетической эффективности для холодного и теплого времени года для Киева.

Ключевые слова: система вентиляции; энергосбережение; теплоутилизация; эксергетический анализ; теплообменник с паропроницаемой мембраной

Введение

В условиях умеренного и холодного климата улучшение теплоизоляции и герметичности здания наряду с нагрузкой на систему отопления за счет теплопередачи и инфильтрации усиливает интерес к системам вентиляции. Утилизация теплоты в системах вентиляции может существенно снизить потребность здания в энергии. Однако такие системы утилизации используют электрическую энергию для приводов вентиляторов. До тех пор, пока доля электрической энергии по сравнению с долей утилизированной тепловой энергии незначительна, утилизация является выгодной.

Данная статья анализирует эффективность утилизации полной теплоты (явной и скрытой) в системах вентиляции с перекрестноточным мембранным рекуперативным теплообменником в рамках потоков эксергии, т. е. с учетом качества тепловой и электрической энергии. Для рассмотрения была выбрана компактная канальная система вентиляции с горизонтальным расположением.

Эксергия потока влажного воздуха

В работах [1, 2 и др.] удельная эксергия потока вещества в общем виде рассматривается как сумма кинетической, потенциальной, термомеханической и химической эксергии:

$$ex = ex_k + ex_p + ex_{th} + ex_{me} + ex_{ch}, \quad (1)$$

где $ex_k = \frac{v^2}{2}$ – кинетическая эксергия потока (v – скорость потока); $ex_p = gZ$ – потенциальная эксергия потока (g – ускорение свободного падения, Z – высота над уровнем моря); ex_{th} – термическая эксергия, связанная с разницей температур; ex_{me} – механическая эксергия, связанная с разницей давлений; ex_{ch} – химическая эксергия, связанная с химическим потенциалом компонентов потока.

В некоторых работах сумму термической и механической эксергии записывают как физическую. При анализе энергетических систем часто не учитывают кинетическую и потенциальную эксергию потока [2], поэтому в формуле (1) можно оставить только три последние составляющие.

Для влажного воздуха составляющие эксергии имеют вид [3]:

$$ex_{th} = (c_{pa} + \omega c_{pv}) \left(T - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right); \quad (2)$$

$$ex_{me} = (1 + \omega) R_a T_0 \ln \left(\frac{p}{p_0} \right); \quad (3)$$

$$ex_{ch} = R_a T_0 \left[(1 + 1,608\omega) \ln \left(\frac{1 + 1,608\omega_0}{1 + 1,608\omega} \right) + 1,608\omega \ln \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right) \right], \quad (4)$$

где T , T_0 – температуры потока воздуха и окружающей среды соответственно, К; ω , ω_0 – влагосодержание потока воздуха и окружающей среды, кг/кг; p , p_0 – давление потока воздуха и окружающей среды, Па; R_a – газовая постоянная для воздуха, кДж/(кг·К); c_{pa} , c_{pv} – соответственно теплоемкости сухого воздуха и водяного пара, кДж/(кг·К). Если просуммировать эти три составляющих (2)–(4) и преобразовать выражение, то получится формула для расчета эксергии влажного воздуха, приведенная в работе [4].

Окружающая среда

Параметры окружающей среды для эксергетических расчетов теплоэнергетических и промышленных установок обычно принято считать постоянными. Очевидно, что окружающая среда и, следовательно, уровень отсчета должны выбираться в соответствии с реальной обстановкой, в которой находится и работает технический объект. Чувствительность результатов эксергетического анализа к выбору параметров окружающей среды может колебаться в широком диапазоне в связи с условиями работы анализируемой энергетической системы. Соответственно, когда состояние системы значительно отличается от выбранной точки отсчета эксергии, эксергетические потоки не очень чувствительны к определению параметров окружающей среды, что справедливо для анализа электростанций и высокотемпературных промышленных установок. В свою очередь, если свойства системы близки к параметрам окружающей среды, результаты эксергетического анализа подвергаются значительным колебаниям в зависимости от выбранной точки отсчета эксергии.

Это как раз и есть случай эксергетического анализа для систем вентиляции, для которого предлагается выбирать параметры окружающей среды, соответствующие температуре, влажности и давлению наружного воздуха, которые постоянно меняются. Такой принцип выбора точки отсчета эксергии позволяет получать более детализированный и комплексный анализ, чем оценка с использованием постоянных параметров точки отсчета эксергии [5, 6]. Однако иногда используют подход с постоянными параметрами окружающей среды. В качестве его параметров могут быть использованы среднесезонные, среднегодовые значения, проектные условия и т. п. В силу значительной чувствительности эксергетического анализа к условиям работы системы вентиляции каждый из этих случаев в значительной степени влияет на полученные результаты. Это существенно затрудняет сравнение результатов различных типов анализа (появляется несоответствие оценок по результатам динамического и постоянного анализа), что подчеркивает потребность в разработке общей методики проведения эксергетического анализа для систем вентиляции.

Кроме того, эксергетический анализ систем использует не только температуру, но и давление, и химический состав окружающей среды. Во многих исследованиях по зданиям [6] принимают во внимание только тепловую часть эксергии воздуха и пренебрегают механической и химической составляющими. В работе [3] анализировались составляющие эксергии воздуха в помещении для холодного и теплого периода года для разных городов Китая. В качестве параметров окружающей среды принимается температура, давление наружного воздуха ($t_0 = t_{0a}$, $p_0 = p_{0a}$) и влагосодержание насыщенного влажного воздуха ω_{0s} при этих условиях (t_{0a} , p_{0a}). При этом результаты расчетов показали: потери эксергии из-за падения давления в теплообменнике обычно меньше, чем потенциал термической и химической эксергии; в среднем, значение эксергии воздуха в помещении больше зимой, чем летом; зимой преобладает термическая эксергия, а летом – химическая.

В работах [7, 8] проводится анализ влияния выбора параметров окружающей среды (температуры, влагосодержания и давления) для расчета эксергии воздуха в здании для климатических данных трех различных городов (умеренный морской, холодный и жаркий влажный климат). Предположение об одинаковости давлений в помещении и снаружи может вносить погрешность в определение эксергии воздуха в помещении в пределах от 10 (для холодного

Суходуб И.О., Дешко В.И. Эксергетический анализ систем вентиляции с утилизацией полной теплоты

климата) до 35% (для умеренного). При пренебрежении разницей влажностей погрешность в определении эксергии для всего года может составлять от 3,2 (для холодного климата) до 86,5% (для жаркого и влажного). Также авторы пришли к выводам о возможности использовать статические параметры окружающей среды для холодного климата (а именно значение моды наружной температуры), при этом погрешность составляет до 9%. Однако такой подход неприемлем для жаркого влажного и для умеренного морского климата.

Показатели эксергетической эффективности

Эксергетический анализ систем вентиляции аналитическими методами можно проводить по размерным и безразмерным показателям [9, 10]. Как размерный показатель рекомендуется использовать полные затраты эксергии на функционирование системы. В некоторых случаях целесообразно оценивать систему с удельными затратами эксергии, например, на 1 м² или 1 м³ обслуживаемого помещения. В то же время численное значение размерного показателя фиксирует только полученный результат и не дает представления о том, в какой степени оцениваемое решение близко к оптимальному при данных начальных условиях. В.М. Бродянский и др. [10] различают два подхода к определению эксергетического КПД: по отношению получаемого полезного эффекта к затратам и по отношению эксергетических характеристик для идеализированного и реального процессов.

В работе [11] рассматривались потребности в эксергии и ее потери для здания при различных температурах наружного воздуха. При этом рассматривался вариант без теплоутилизации и с тепловым насосом и теплоутилизатором. Во втором варианте отношение термической эксергии к затраченной электрической мощности утраивается при понижении температуры наружного воздуха от +10 до -10 °С. В работах [12, 13] рассматривались потребности в энергии и эксергии для систем вентиляции здания (только вытяжная или сбалансированная с рекуператором) для климатических данных Голландии.

В работе [14] приведен критический анализ универсальной эксергетической эффективности с учетом его потенциала для анализа инженерных систем зданий. Была исследована чувствительность универсальной эксергетической эффективности теплообменника явной теплоты к изменениям температуры окружающей среды, температуры воздуха на входе в теплообменник и тепловой эффективности.

Общая формула для универсальной или простой эксергетической эффективности [15]:

$$\eta_{ex,u} = \frac{\sum Ex_{out}}{\sum Ex_{in}}, \quad (5)$$

где $\sum Ex_{out}$ – сумма выходных потоков эксергии; $\sum Ex_{in}$ – сумма входных потоков эксергии.

Общая формула для функциональной, или рациональной, эксергетической эффективности [15]:

$$\eta_{ex,f} = \frac{\sum Ex_{product}}{\sum Ex_{source}}, \quad (6)$$

где $\sum Ex_{product}$ – эксергия той части выходных энергетических потоков, которые могут считаться продуктом системы; $\sum Ex_{source}$ – эксергия той части входных энергетических потоков, которые необходимы для производства продукта в данном процессе.

Для теплообменника формула универсальной эксергетической эффективности будет иметь вид [15, 16, 17]:

$$\eta_{ex,u,HRU} = \frac{Ex_{sa} + Ex_{ea}}{Ex_{oa} + Ex_{ra}}, \quad (7)$$

где Ex_{sa} – эксергия потока приточного воздуха; Ex_{oa} – эксергия потока наружного воздуха; Ex_{ra} – эксергия потока воздуха из помещения; Ex_{ea} – эксергия потока выбрасываемого воздуха; HRU – теплоутилизатор.

Изменение эксергии приточного воздуха может считаться желаемым продуктом процесса в уравнении (6), в то время как вытяжной воздух обеспечивает эксергию для получения этого продукта. Таким образом, изменение эксергии вытяжного воздуха может считаться источником эксергии. Тогда для теплообменника формула для функциональной эксергетической эффективности будет иметь вид:

$$\eta_{\text{ex,f,HRU}} = \frac{Ex_{\text{sa}} - Ex_{\text{oa}}}{Ex_{\text{ra}} - Ex_{\text{ea}}} \quad (8)$$

В формуле (7) потери эксергии относятся к сумме входных эксергий ($Ex_{\text{oa}} + Ex_{\text{ra}}$), в то время как в формуле (8) – к изменению эксергии вытяжного воздуха ($Ex_{\text{ra}} - Ex_{\text{ea}}$). Так как ($Ex_{\text{ra}} - Ex_{\text{ea}}$) всегда меньше, чем ($Ex_{\text{oa}} + Ex_{\text{ra}}$), то функциональная эффективность более чувствительна к изменениям эксергетических потерь, чем универсальная.

В работе [18] эксергетический КПД теплообменника рассматривается как отношение увеличения работоспособности (эксергии) одного вещества ΔL_+ (ΔEx_+) к снижению работоспособности другого вещества ΔL_- (ΔEx_-):

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\Delta L_+}{\Delta L_-} = \frac{\Delta Ex_+}{\Delta Ex_-} \quad (9)$$

Для теплообменника явной теплоты в работе [10] предлагается следующая форма записи эксергетического коэффициента эффективности:

$$\eta_{\text{ex,f}} = \frac{\Delta Ex_{\text{th},2}}{\nabla Ex_{\text{th+me},1} + \nabla Ex_{\text{me},2}} \quad (10)$$

где $\Delta Ex_{\text{th},2}$ – увеличение термической составляющей эксергии приточного воздуха при давлении на входе в теплообменник, обусловленное нагревом потока; $\nabla Ex_{\text{th+me},1}$ – уменьшение термомеханической эксергии вытяжного воздуха, обусловленное снижением температуры и давления этого потока; $\nabla Ex_{\text{me},2}$ – уменьшение механической составляющей эксергии приточного воздуха при температуре входа, обусловленное снижением давления этого потока.

В работе [19] в качестве эксергетического КПД теплообменника принимается отношение количества получаемой эксергии в данном теплообменнике к количеству эксергии, получаемой в идеальном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена. Подобный подход принят и в работе [20], при этом формула для расчета эксергетической эффективности теплообменника будет иметь вид:

$$\eta_{\text{ex,max,HRU}} = \frac{Ex_{\text{sa}} - Ex_{\text{oa}}}{Ex_{\text{ra}} - Ex_{\text{oa}}} \quad (11)$$

В работах [20, 21] эксергетический КПД блока утилизации с учетом мощности, затрачиваемой на приводы вентиляторов, рассчитывается по следующей формуле:

$$\eta_{\text{ex,f,el}} = \frac{Ex_{\text{sa}} - Ex_{\text{oa}}}{Ex_{\text{ra}} - Ex_{\text{ea}} + \sum \Delta N_i^{\text{fan}}}, \quad (12)$$

где $\sum \Delta N_i^{\text{fan}}$ – добавочная мощность вентиляторов, затрачиваемая на продувание каналов теплообменников. Также в работе [21] предлагается рассчитывать среднесезонное значение эксергетического КПД, рассчитанное с помощью времени стояния наружных температур в год. В работе [22] в качестве показателя эксергетической эффективности применения теплоутилизатора в системах вентиляции предлагают следующее выражение:

$$S_{\text{ex}} = \frac{Ex_{\text{th,ev}} - Ex_{\text{th,bv}}}{N_{\text{HRU}} - N_{\text{f}}}, \quad (13)$$

где $Ex_{th,ev}$ – потребность в термической эксергии при вытяжной вентиляции с естественным притоком воздуха; $Ex_{th,bv}$ – потребность в термической эксергии при сбалансированной вентиляции с теплоутилизатором; N_{HRU} – затраты электрической мощности на приводы вентилятора для системы вентиляции с теплоутилизатором; N_f – затраты электрической мощности на привод вытяжного вентилятора. При этом результаты расчетов показали, что утилизация теплоты становится менее эффективной с эксергетической точки зрения при повышении температуры наружного воздуха и приближении ее к температуре в помещении. Поэтому целесообразно использовать теплоутилизатор только при достаточно низких температурах наружного воздуха, которые позволяют с помощью утилизации компенсировать дополнительные затраты электрической энергии.

В работе [23] вводятся понятия теплой и холодной эксергии. При этом эксергия, которая содержится в объеме воздуха при температуре выше температуры окружающей среды, – это способность термической энергии воздуха рассеиваться в окружающей среде (теплая эксергия). С другой стороны, эксергия, которая содержится в объеме воздуха при температуре ниже температуры окружающей среды, – это способность воздуха впускать термическую энергию окружающей среды (холодная эксергия). Первая ситуация является типичной для отопительного периода, вторая – для летнего. Также различают влажную и сухую эксергию по аналогии с тепловой и холодной. Влажная эксергия – это способность объема воздуха с водяным паром рассеиваться в окружающей среде с более низким содержанием пара, а сухая – с более высоким содержанием пара.

Изученная литература по вопросам эксергетического анализа позволяет рассчитывать эксергетическую эффективность для теплоутилизаторов явной теплоты систем вентиляции. В данной статье на основе общепринятых подходов проводится анализ потоков эксергии и эффективности энтальпийного теплоутилизатора с учетом процессов тепло- и массообмена.

Эксергетический анализ системы вентиляции с мембранным рекуперативным теплообменником

Чтобы продемонстрировать разницу между простой и рациональной эффективностью, рассмотрим эксергетические потоки в установке приточно-вытяжной вентиляции с утилизатором теплоты (холода) и влаги вытяжного воздуха (рис. 1).

В теплообменнике эксергия одного потока теплоносителя повышается за счет снижения эксергии другого. При этом появляется потеря эксергии, которая связана с необратимым процессом тепломассообмена при конечных температурах и влагосодержаниях ($D_{\Delta t,d}$), гидравлическим сопротивлением ($D_{\Delta p}$) и передачей теплоты в окружающую среду через изоляцию (D_{loss}) [16, 17]. В нашем случае потери, связанные с гидравлическим сопротивлением, приводят к нагреванию теплоносителей, при этом эксергия частично возвращается в систему. Если считать, что корпус установки является хорошо теплоизолированным, то для рассматриваемых систем потери эксергии в окружающую среду будут равны нулю: $D_{loss}=0$.

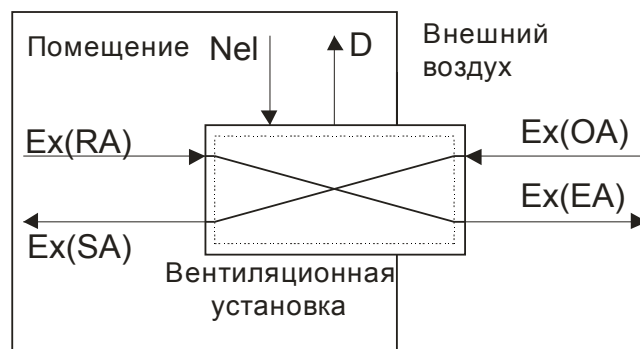


Рисунок 1. Входные и выходные потоки эксергии в вентиляционной установке

Для анализа эксергетической эффективности системы вентиляции с теплоутилизатором была выбрана установка с расходом воздуха $150 \text{ м}^3/\text{час}$, коэффициентами эффективности для холодного/теплого периода года: по явной теплоте $\eta_t = 0,82 / 0,80$, по полной теплоте $\eta_h = 0,75 / 0,73$ [24], которые используются при расчете параметров воздуха на выходе из установки. При данном расходе и работе установки в режиме «high» напор вентилятора

составляет 65 Па, электрическая мощность – 90 Вт. При этом предполагается два варианта исследуемой системы: 1) ее границы совпадают с теплоизолированными границами корпуса установки, в котором находятся энтальпийный теплоутилизатор и вентиляторы с приводами; 2) собственно энтальпийный теплоутилизатор.

Параметры воздуха в помещении задавались постоянными для холодного ($t_{oa} \leq 10^\circ\text{C}$) и теплого ($t_{oa} > 10^\circ\text{C}$) периодов года: $t_{ra} = 20 / 24^\circ\text{C}$, $\varphi_{ra} = 40 / 45\%$ согласно работе [25]. Параметры наружного воздуха (окружающей среды) варьировались, при этом использовались почасовые значения температуры и влажности наружного воздуха для Киева (8760 значений, по данным IWEC) [26].

Для анализа зависимости удельной эксергии воздуха в помещении от параметров наружного воздуха, а именно температуры и влажности, были построены графики для холодного и теплого периодов года (рис. 2). На них видна ярко выраженная зависимость удельной эксергии от температуры на протяжении всего года и от влажности при температуре выше 25°C .

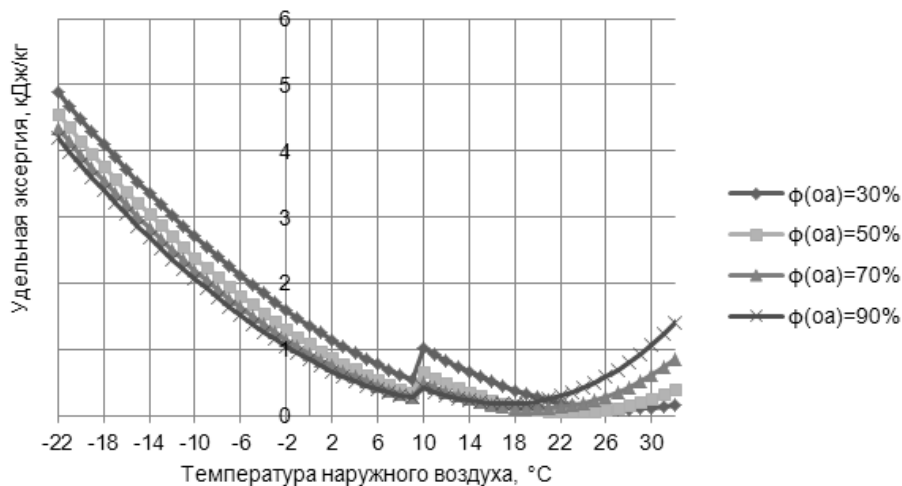


Рисунок 2. Удельная эксергия воздуха в помещении при различных температурах и влажностях наружного воздуха

Для анализа составляющих эксергии воздуха в помещении для климатических данных Киева были рассчитаны их значения для холодного ($t_{oa} \leq 10^\circ\text{C}$) и летнего ($t_{oa} \geq 24^\circ\text{C}$) периодов года и построены их графики для одного дня из каждого периода, для наглядности также нанесены температура и влажность наружного воздуха (рис. 2).

В среднем для холодного/летнего периода года термическая часть составляет 78,8 / 9,8 %, механическая – 5,6 / 38,9 %, химическая – 15,6 / 51,3 %. Из полученных данных (рис. 3) следует вывод, что в холодный период года можно пренебрегать механической составляющей эксергии.

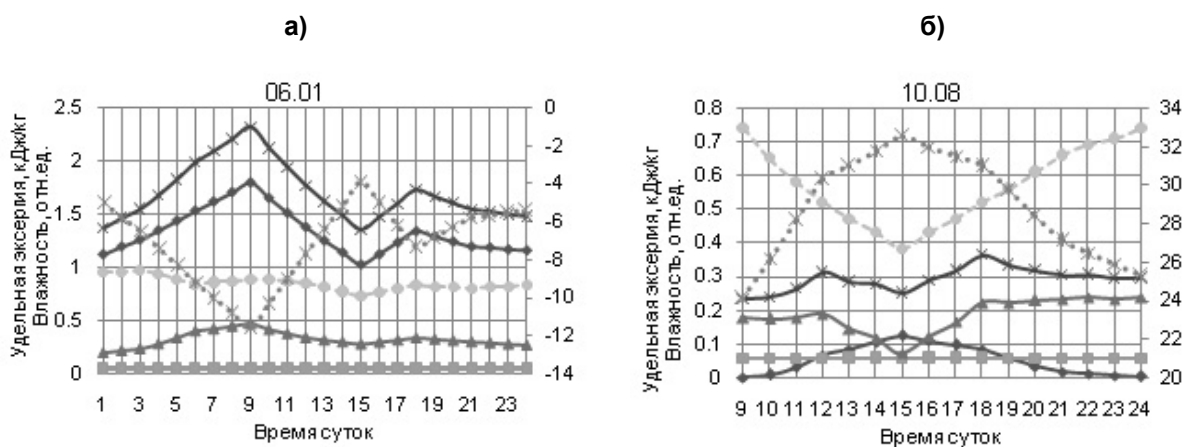


Рисунок 3. Относительная влажность (φ (oa), отн. ед.), температура наружного воздуха (t (oa)), общая (total) и составляющие удельной эксергии для воздуха в помещении для одного дня холодного (а) и теплого (б) периода года (IWEC)

—♦— ex (th), —■— ex (me), —▲— ex (ch), —×— ex (total), —●— φ (oa), —*— t (oa)

В ночное время при снижении температуры наружного воздуха ниже температуры в помещении автоматически включается режим «байпас», и приточный воздух мимо теплообменника поступает в помещение (обеспечивая при этом «free cooling»). Поэтому ночные часы с точки зрения теплоутилизации не рассматриваются (рис. 3, б).

При температуре наружного воздуха ниже -10°C возможна частичная заморозка теплообменника [24], поэтому через каждые 60 мин. приточный вентилятор выключается и в течение 10 мин. теплообменник обдувается теплым вытяжным воздухом. При достижении температуры -15°C и ниже для того, чтоб система функционировала нормально, необходим предварительный нагрев приточного воздуха до $-9,9^{\circ}\text{C}$. Пример учета преднагрева при расчете показателей эксергетической эффективности будет показан далее для температуры -22°C . В соответствии с метеоданными типичного года для Киева (IWEC) температура наружного воздуха не опускается ниже -15°C , поэтому с помощью этих данных нельзя проанализировать режимы преднагрева наружного воздуха. Согласно Пособию к СНиП «Строительная климатология» [26] суммарное число часов стояния температур ниже $-14,1^{\circ}\text{C}$ составляет 149 часов (3,1 % от общего числа часов стояния для зимнего режима $< 10^{\circ}\text{C}$). На рисунке 4 представлено число часов стояния наружных температур для Киева согласно [27] и IWEC. По данным графика видно, что при температурах ниже -4°C повторяемость температур в IWEC ниже, чем в Пособии к СНиП, и ограничивается -15°C ; при температуре выше 24°C различие незначительное.

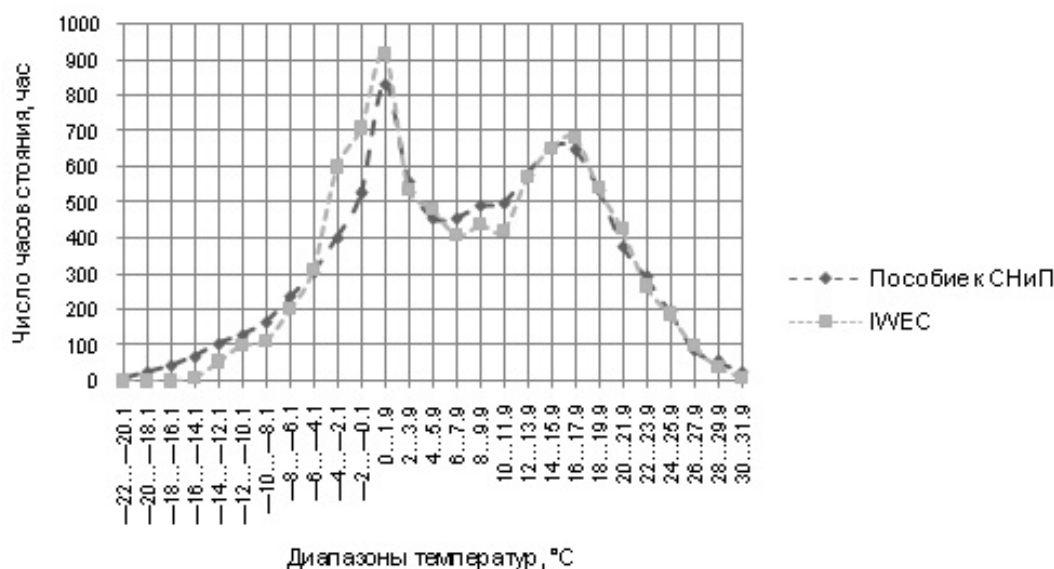


Рисунок 4. Число часов стояния температур наружного воздуха

Проанализировав известные подходы к определению коэффициентов эксергетической эффективности с учетом наличия процессов теплообмена в установке, запишем расчетные формулы для теплообменника (при этом термическая и химическая составляющие эксергии наружного воздуха равны 0):

$$\eta_{ex,u} = \frac{Ex_{sa}^{(th+ch)} + Ex_{ea}^{(th+ch)}}{Ex_{ra}^{(th+me+ch)} + Ex_{oa}^{(me)}}; \quad (14)$$

$$\eta_{ex,f} = \frac{Ex_{sa}^{(th+ch)}}{Ex_{ra}^{(th+me+ch)} - Ex_{ea}^{(th+ch)} + Ex_{oa}^{(me)}}; \quad (15)$$

$$\eta_{ex,max} = \frac{Ex_{sa}^{(th+ch)}}{Ex_{ra}^{(th+me+ch)} + Ex_{oa}^{(me)}}. \quad (16)$$

Для системы в целом (с учетом подвода энергии на приводы вентиляторов):

$$\eta_{ex,u,el} = \frac{Ex_{sa}^{(th+ch)} + Ex_{ea}^{(th+ch)}}{Ex_{ra}^{(th+ch)} + N_{fan}}; \quad (17)$$

$$\eta_{ex,f,el} = \frac{Ex_{sa}^{(th+ch)}}{Ex_{ra}^{(th+ch)} - Ex_{ea}^{(th+ch)} + N_{fan}}; \quad (18)$$

$$\eta_{ex,max,el} = \frac{Ex_{sa}^{(th+ch)}}{Ex_{ra}^{(th+ch)} + N_{fan}}. \quad (19)$$

Особенность данных формул состоит в учете изменения влагосодержания воздуха и механической составляющей эксергии, или затрат мощности на приводы вентиляторов.

На рисунках 5, 6 изображена зависимость показателей простой, рациональной и максимальной эксергетической эффективности для теплообменника и системы в целом от параметров наружного воздуха. При этом для холодного периода в качестве определяющего параметра была выбрана температура (преобладает термическая эксергия), а для летнего – влагосодержание (химическая).

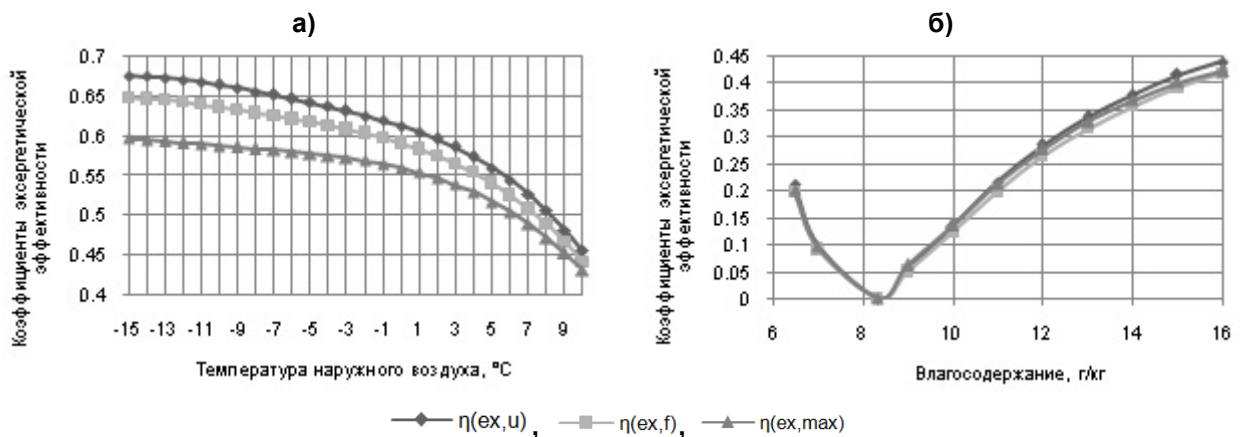


Рисунок 5. Показатели эксергетической эффективности теплообменника (14)–(16) для зимнего (а) и летнего (б) режимов

Как видно из рисунка 5а, показатели эксергетической эффективности увеличиваются при уменьшении температуры наружного воздуха, на рисунке 5б показатели близки нулю, если влагосодержание наружного воздуха равно влагосодержанию в помещении, и увеличиваются при увеличении разницы во влагосодержании. Рисунок 6 показывает, что при учете затрат электроэнергии на приводы вентиляторов показатели эксергетической эффективности значительно ниже.

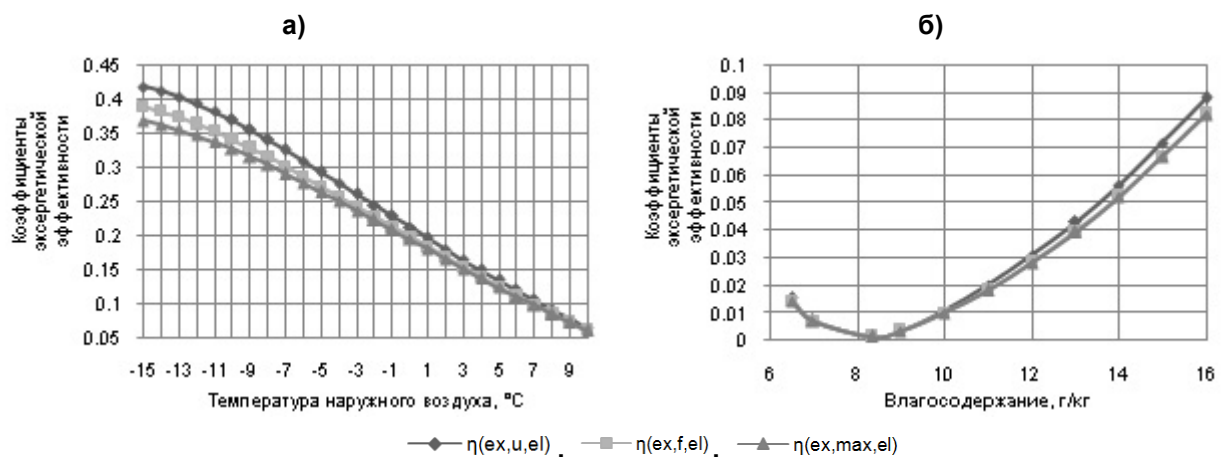


Рисунок 6. Показатели эксергетической эффективности (17)–(19) для зимнего (а) и летнего (б) режимов с учетом затрат электрической мощности на приводы вентиляторов N_{fan}

Так как на рисунках 5а и 6а изображены результаты расчетов для зимнего режима, а на рисунках 5б и 6б – для летнего, сопоставлять эти части рисунков не совсем корректно ввиду значительного различия в температурных и влажностных показателях.

Также были построены зависимости потоков эксергии (воздуха в помещении, приточного и выбрасываемого, мощности приводов вентиляторов) в системе вентиляции с мембранным теплоутилизатором для зимнего (а) и летнего (б) режима от параметров наружного воздуха (рис. 7).

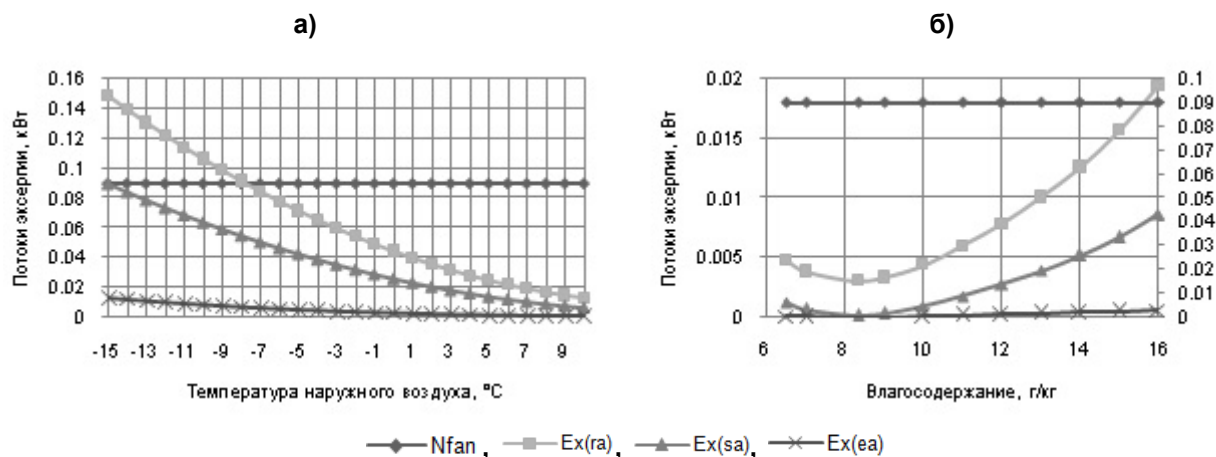


Рисунок 7. Потоки эксергии в вентиляционной системе с теплоутилизатором для зимнего (а) и летнего (б) режимов

При наружной температуре $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$ мощность преднагревателя составляет 0,6 кВт (при условии нагрева до температуры $-9,9\text{ }^{\circ}\text{C}$). Учет мощности преднагревателя снижает показатель функциональной эксергетической эффективности для системы в целом (18) с 0,46 до 0,17. Данные IWEC не дают возможности расчета температурного диапазона ниже $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, а возможность использования для энтальпийных теплоутилизационных систем Пособия к СНиП «Строительная климатология» [26] ограничена в связи с отсутствием данных по влажности для часов стояния температур.

Для нахождения средневзвешенных сезонных коэффициентов эксергетической эффективности были использованы упомянутые метеорологические данные для Киева. Для данных IWEC значения средневзвешенных коэффициентов эксергетической эффективности за холодный и летний период года при условии постоянного использования установки приведены в таблице 1.

Таблица 1. Значение средневзвешенных коэффициентов эксергетической эффективности

Коэффициенты эксергетической эффективности	$t_{oa} \leq 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{oa} \geq 24\text{ }^{\circ}\text{C}$
$\eta_{ex,u}$	0,594	0,217
$\eta_{ex,f}$	0,573	0,202
$\eta_{ex,max}$	0,543	0,197
$\eta_{ex,u(el)}$	0,207	0,027
$\eta_{ex,f(el)}$	0,192	0,025
$\eta_{ex,max(el)}$	0,188	0,024

Коэффициенты эксергетической эффективности для летнего периода имеют значительно меньшее значение, чем для зимнего (за счет меньшей разницы температур наружного воздуха и в помещении) особенно при учете затрат электрической мощности на приводы вентиляторов.

Выводы

Рассмотрены термическая, механическая и химическая составляющие потоков эксергии воздуха в помещении и их изменение в зависимости от параметров наружного воздуха (температуры и влажности) для разных периодов года с использованием климатических данных IWEC для Киева. При этом в зимнее время преобладает термическая составляющая, а в летнее – химическая, при условии поддержания требуемых параметров температуры и влажности с помощью климатических систем.

Суходуб И.О., Дешко В.И. Эксергетический анализ систем вентиляции с утилизацией полной теплоты

Климатические данные IWEC дают информацию по параметрам наружного воздуха с интервалом в один час. Однако для Киева минимальная температура воздуха по IWEC составляет -15°C при температуре воздуха наиболее холодной пятидневки -22°C согласно [28]. Это несоответствие следует учитывать при выборе параметров оборудования систем вентиляции с теплоутилизацией, в том числе для преднагрева наружного воздуха перед теплообменником.

Проведен анализ различных подходов к определению эксергетической эффективности систем вентиляции с энтальпийными теплоутилизаторами, а именно рассмотрены универсальная, функциональная и максимальная эксергетическая эффективность при разных границах системы (теплообменник и установка в целом), в разное время года и зависимость этих показателей от температуры и влагосодержания наружного воздуха (точки отсчета эксергии). Также приведены средневзвешенные показатели эксергетической эффективности для холодного и летнего периода года для Киева.

Подходы к эксергетическому анализу, изложенные в данной статье, позволяют сравнивать между собой разные модели теплоутилизаторов на основе долгосрочных (сезонных) эксергетических показателей эффективности.

Литература

1. Vosough A., Noghrehabadi A., Ghalambaz M., Vosough S. Exergy Concept and its Characteristic // International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering. 2011. Vol. 2. No. 4. Pp. 47–52.
2. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. М.: Энергия, 1968. 280 с.
3. Ren C.Q., Tang G.F., Li N.P., Zhang G.F., Yang J. Analysis Of Exergy Of Moist Air And Energy Saving Potential in HVAC by Evaporative Cooling or Energy Recovery // International Journal on Architectural Science. 2001. Vol. 2. No. 4. Pp. 113–117.
4. Бурцев С.И., Цветков Ю.Н. Влажный воздух. Состав и свойства: Учеб. пособие. СПб.: СПбГАХТП, 1998. 146 с.
5. Torio H., Angelotti A., Schmidt D. Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings // Energy and Building. 2009. No. 41. Pp. 248–271.
6. Sakulpipatsin P., Itard L.C.M., Van Der Kooi H.J., Luscuere P.G., Boelman E.C. A reference environment for the calculation of the exergy value of air in buildings // ASHRAE Transactions. 2009. Vol. 115. Issue 1. Pp. 10.
7. Sakulpipatsin P., Boelman E., Itard L., van der Kooi H.J. Selection of a reference environment for the calculation of the exergy value of indoor air in buildings // Proceedings of the 3rd Conference on International Exergy, Energy and Environment Symposium (IEEES-3), 1 – 5 July, Evora, Portugal. Portugal, 2007.
8. Sakulpipatsin P., van der Kooi H.J., Itard L.C.M., Boelman E.C. The influence of possible definitions of a reference environment to determine the exergy of air in buildings // International Journal of Exergy. 2008. Vol. 5. No. 3. Pp. 275–295.
9. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М.: Энергия, 1973. 296 с.
10. Эксергетические расчеты технических систем: Справочное пособие / Под ред. А.А. Долинского, В.М. Бродянского. Киев: Наукова думка, 1991. 359 с.
11. Boelman E. C. Exergy needs for winter ventilation in buildings // Proceedings of the Sustainable Building 2002 Conference. Paper No.489.
12. Sakulpipatsin P., Cauberg J.J.M., van der Kooi H.J., Itard L.C.M. Application of the Exergy Concept to Design Efficient Mechanical Exhaust Ventilation Systems // Proceedings: Building Simulation. 2007. Pp. 363–370.
13. Sakulpipatsin P., Boelman E.C., Cauberg J.J.M. Exergy analysis as an assessment tool of heat recovery of dwelling ventilation systems // International Journal of Ventilation. 2007. Vol. 6. No. 1. Pp. 77–86.
14. Boelman E.C., Sakulpipatsin P. Critical analysis of exergy efficiency definitions applicable to buildings and building services // The 21th Conference on Passive and Low Energy Architecture. 2004. Pp. 1–6.
15. Woudstra N. The Quality of Energy // In: Stougie L. Energy Efficiency and the Quality of Energy in the Food Processing Industry. Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 2002. Pp. 15–18.

16. Кручинин М.И., Шадрин Е.М. Теоретические основы энерго- и ресурсосбережения. Эксергетический анализ теплообменных аппаратов: учеб. пособие / ГОУ ВПО Иван. гос. хим.-технол. ун-т. Иваново. 2007. 44 с.
17. Долинский А.А., Драганов Б.Х. Оптимизация энергетических систем на основе теоретико-графовых построений. К.: Академперіодика, 2013. 67 с.
18. Грассман П. К обобщенному определению понятия коэффициента полезного действия // В кн.: Вопросы термодинамического анализа (эксергетический метод) / Под. ред. В.М. Бродянского. М.: Мир, 1965. 251 с.
19. Семенюк Л.Г. Термодинамическая эффективность теплообменников // Инженерно-физический журнал. 1990. Т. 59. №6. С. 935–942.
20. Цуй Янь Мэй, Иванов О.П. Применение h-d и s-d диаграммы для расчета утилизаторов // Вестник Международной Академии Холода. 2007. Выпуск 4. С. 25–26.
21. Иванов О.П. Выбор оборудования для утилизации тепла и холода в системах кондиционирования // Холодильная техника. 1982. №2. С.12–15.
22. Sakulpipatsin P., Boelman E.C., Cauberg H. Heat Recovery in Residential Ventilation Systems from an Exergy Perspective // Healthy buildings. 2006. Vol. V. Pp. 269–274.
23. Shukuya M. Exergy Concept and its Application to the Built Environment // Building and Environment. 2009. Vol. 44. Issue 7. Pp. 1545–1550.
24. Сайт представительства компании Mitsubishi Electric Украина. URL: <http://www.mitsubishi-aircon.com.ua>
25. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. К.: Мінрегіон України, 2014.
26. IWEC file for Kiev. URL: http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather_data3.cfm/region=6_europe_wmo_region_6/country=UKR/cname=Ukraine (дата обращения: 01.03.2014).
27. Справочное пособие к СНиП 2.01.01-82 «Строительные климатология и геофизика». М., 1989.
28. СНиП 23-01-99 «Строительная климатология». Дата введения 2000-01-01.

*Ирина Олеговна Суходуб, г. Киев, Украина
+38(044)4549690; эл. почта: ira_krot@ukr.net*

*Валерий Иванович Дешко, г. Киев, Украина
+38(044)4068250; эл. почта: te@kpi.ua*

© Суходуб И. О., Дешко В. И., 2014

doi: 10.5862/MCE.46.5

Exergy analysis of ventilation systems with energy recovery

I.O. Sukhodub*National Technical University of Ukraine "Kiev Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine
+38(044)4549690; e-mail: ira_krot@ukr.net***V.I. Deshko***National Technical University of Ukraine "Kiev Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine
+38(044)4068250; e-mail: te@kpi.ua*

Key words

ventilation; energy saving; energy recovery; exergy analysis; membrane heat exchanger

Abstract

Thermal, mechanical and chemical components of room air exergy and its change depending on the outside air parameters (temperature, humidity and pressure) have been examined for different periods of the year, using the climatic data for Kiev (IWEC). In winter the thermal component dominates, whereas in summer the chemical one prevails.

Various approaches to exergy efficiency definition of ventilation systems with energy recovery (namely, a universal, functional and maximum exergy efficiency) have been analyzed at different boundaries of the system (in a heat exchanger and in an installation at large). Dependence of these parameters on the temperature and moisture content of outdoor air (reference environment) was studied. In addition, there have been calculated weighted average exergy efficiency coefficients for cold and warm periods of the year for the city of Kiev.

References

1. Vosough A., Noghrehabadi A., Ghalambaz M., Vosough S. Exergy Concept and its Characteristic. *International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering*. 2011. Vol. 2. No. 4. Pp. 47–52.
2. Shargut Ya., Petela R. *Eksergiya* [Exergy]. Moscow: Energiya, 1968. 280 p. (rus)
3. Ren C.Q., Tang G.F., Li N.P., Zhang G.F., Yang J. Analysis Of Exergy Of Moist Air And Energy Saving Potential in HVAC by Evaporative Cooling or Energy Recovery. *International Journal on Architectural Science*. 2001. Vol. 2. No. 4. Pp. 113–117.
4. Burtsev S.I., Tsvetkov Yu.N. *Vlazhnyy vozdukh. Sostav i svoystva: Ucheb. Posobiye* [Moist air. Composition and properties]. Saint-Petersburg: SPbGAKhTP, 1998. 146 p. (rus)
5. Torio H., Angelotti A., Schmidt D. Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings. *Energy and Building*. 2009. No. 41. Pp. 248–271.
6. Sakulpipatsin P., Itard L.C.M., Van Der Kooi H.J., Luscuere P.G., Boelman E.C. A reference environment for the calculation of the exergy value of air in buildings. *ASHRAE Transactions*. 2009. Vol. 115. Issue 1. Pp. 10.
7. Sakulpipatsin, P., Boelman, E., Itard, L. and van der Kooi, H.J. Selection of a reference environment for the calculation of the exergy value of indoor air in buildings. *Proceedings of the 3rd Conference on International Exergy, Energy and Environment Symposium (IEEES-3), 1 – 5 July, Evora, Portugal. Portugal, 2007.*
8. Sakulpipatsin P., van der Kooi H.J., Itard L.C.M., Boelman E.C. The influence of possible definitions of a reference environment to determine the exergy of air in buildings. *International Journal of Exergy*. 2008. Vol. 5. No. 3. Pp. 275–295.
9. Brodyanskiy V.M. *Eksergeticheskiy metod termodinamicheskogo analiza* [Exergy method of thermodynamic analysis]. Moscow: Energiya, 1973. 296 p. (rus)
10. *Eksergeticheskiye raschety tekhnicheskikh sistem: Spravochnoye posobiye* [Exergetic calculations of technical systems]. Edited by A.A. Dolinskiy, V.M. Brodyanskiy. Kiev: Naukova dumka, 1991. 359 p. (rus)
11. Boelman E.C. Exergy needs for winter ventilation in buildings. *Proceedings of the Sustainable Building 2002 Conference*. Paper No.489. 6 p.
12. Sakulpipatsin P., Cauberg J.J.M., van der Kooi H.J., Itard L.C.M. Application of the Exergy Concept to Design Efficient Mechanical Exhaust Ventilation Systems. *Proceedings: Building Simulation*. 2007. Pp. 363–370.

13. Sakulpipatsin P., Boelman E.C., Cauberg J.J.M. Exergy analysis as an assessment tool of heat recovery of dwelling ventilation systems. *International Journal of Ventilation*. 2007. Vol. 6. No. 1. Pp. 77–86.
14. Boelman E.C., Sakulpipatsin P. Critical analysis of exergy efficiency definitions applicable to buildings and building services. *The 21st Conference on Passive and Low Energy Architecture*. 2004. Pp. 1–6.
15. Woudstra N. The Quality of Energy. In Stougie L. *Energy Efficiency and the Quality of Energy in the Food Processing Industry*. Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 2002. Pp. 15–18.
16. Kruchinin M.I., Shadrina Ye.M. *Teoreticheskiye osnovy energo- i resursosberezheniya. Eksergeticheskiy analiz teploobmennyykh apparatov: ucheb. posobiye* [Theoretical bases of energy and resources saving. Exergy analysis of heat exchangers]. Ivanovo: GOU VPO Ivan. gos. khim.-technol. un-t, 2007. 44 p. (rus)
17. Dolinskiy A.A., Draganov B.Kh. *Optimizatsiya energeticheskikh sistem na osnove teoretiko-grafovykh postroyeniy* [Optimization of energy systems based on graph-theoretic constructions]. Kiev: Akadempriodika, 2013. 67 p. (rus)
18. Grassman P. K obobshchennomu opredeleniyu ponyatiya koeffitsiyenta poleznogo deystviya [Generalized definition of efficiency]. In: *Voprosy termodinamicheskogo analiza (eksergeticheskiy metod)* [Thermodynamic analysis problems. Exergic method]. Edited by V.M. Brodyanskiy. Moscow: Mir, 1965. 251 p. (rus)
19. Semenyuk L.G. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 1990. Vol. 59. No. 6. Pp. 935–942. (rus)
20. Tsuy Yan Mey, Ivanov O.P. *Vestnik of International Academy of Refrigeration*. 2007. Vol. 4. Pp. 25–26. (rus)
21. Ivanov O.P. *Kholodilnaya tekhnika*. 1982. No.2. Pp. 12–15. (rus)
22. Sakulpipatsin P., Boelman E.C., Cauberg H. Heat Recovery in Residential Ventilation Systems from an Exergy Perspective. *Healthy buildings*. 2006. Vol V. Pp. 269–274.
23. Shukuya M. Exergy Concept and its Application to the Built Environment. *Building and Environment*. 2009. Vol. 44. Issue 7. Pp. 1545–1550.
24. Website of Mitsubishi Electric Ukraine. URL: <http://www.mitsubishi-aircon.com.ua> (rus)
25. DBN B.2.5-67: 2013 *Opalennya, ventilyatsiya ta kondytsionuvannya* [Heating, Ventilation and Air Conditioning]. Kiev: Minrehion Ukrayiny, 2014. (ukr)
26. IWECE file for Kiev. URL: http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather_data3.cfm/region=6_europe_wmo_region_6/country=UKR/cname=Ukraine
27. Spravochnoye posobiye k SNiP 2.01.01-82 «*Stroitelnyye klimatologiya i geofizika*» [Reference manual to building code 2.01.01-82 “Building climatology and geophysics”]. Moscow, 1989. (rus)
28. SNiP 23-01-99 «*Stroitelnaya klimatologiya*» [Building code 23-01-99 “Building climatology”]. Implementation date 2000-01-01. (rus)

Full text of this article in Russian: pp. 36–46