

РОЗДІЛ 2**ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

УДК 697.9

М.І. Кордюков¹, В.І. Дешко², І.О. Суходуб²

1 – Навчальний центр Mitsubishi Electric Україна, вул. Радіщева 10/14, оф.110, м. Київ, Україна, 03680

2 – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,

вул. Борщагівська 115, м. Київ, 03056, Україна

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛО МАСООБМІНУ РЕКУПЕРАТИВНОГО МЕМБРАННОГО ТЕПЛООБМІННИКА «ПОВІТРЯ-ПОВІТРЯ» В ЛІТНІЙ ПЕРІОД

У статті розглянуті експериментальні та розрахункові дані по температурі і вологовмісту повітря до і після утилізатора, тепловим потокам та економії енергії за літній період на прикладі 2013 року для м. Києва. За результатами експериментальних досліджень застосування мембранного теплообмінника в літній період дозволяє збільшити утилізований тепловий потік за рахунок прихованої теплоти на 20 % порівняно з утилізатором тільки явною теплотою. Розрахункові методи порівняно з фактичним ефектом дають більше значення зниження споживання енергії за рахунок зменшення вмісту вологи в припливному повітрі – на 78.5 % (для одного дня), в середньому за літній сезон – 74.6 % (з використанням даних IWEC). Середні фактичні коефіцієнти ефективності для літнього режиму складають 73.2 % по явній теплоті, 63.8 % по прихованій теплоті і 71.0 % по повній теплоті.

Ключові слова: утилізація теплоти, утилізація вологи, системи енергоефективної вентиляції, мембранний теплообмінник, коефіцієнти ефективності, явна теплота, прихована теплота.

М.И. Кордюков¹, В.И. Дешко², И.О. Суходуб²

1 – Учебный центр Mitsubishi Electric Украина, ул. Радищева 10/14, оф.110, г. Киев, Украина, 03680

2 – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»,

ул. Борщаговская 115, г. Киев, 03056, Украина

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАСООБМЕНА РЕКУПЕРАТИВНОГО МЕМБРАННОГО ТЕПЛООБМЕННИКА "ВОЗДУХ-ВОЗДУХ" В ЛЕТНИЙ ПЕРИОД

В статье рассмотрены опытные и расчетные данные по температуре и влажностному содержанию воздуха до и после утилизатора, тепловым потокам и экономии энергии за летний период на примере 2013 года для г. Киева. По результатам опытных исследований применение мембранного теплообменника в летний период позволяет увеличить утилизированный тепловой поток за счет скрытой теплоты на 20% по сравнению с утилизатором только явной теплоты. Расчетные методы по сравнению с фактическим эффектом дают большее значение снижения потребления энергии за счет уменьшения влажностного содержания в приточном воздухе – на 78.5% (для одного дня), в среднем за летний сезон – 74.6% (с использованием данных IWEC). Средние фактические коэффициенты эффективности для летнего режима составляют 73.2% по явной теплоте, 63.8% по скрытой теплоте и 71.0% по полной теплоте.

Ключевые слова: утилизация теплоты, утилизация влаги, системы энергоэффективной вентиляции, мембранный теплообменник, коэффициенты эффективности, явная теплота, скрытая теплота.

М. Kordyukov¹, V. Deshko², I. Sukhodub²

1 – Technical Trainer Mitsubishi Electric in Ukraine, Radisheva st. 10/14, of.110, Kiev, Ukraine, 03680

2 – National Technical University of Ukraine "Kiev Polytechnic Institute", 03056, Ukraine, Kiev,

Borschahivs'ka st. 115, Kiev, 03056, Ukraine

HEAT AND MASS TRANSFER PROCESSES IN AIR-TO-AIR MEMBRANE RECUPERATIVE HEAT EXCHANGER IN SUMMER

The article describes experimental and calculated data on air temperature and moisture content before and after heat exchanger, heat fluxes and energy savings during summer period of 2013 in Kiev. According to the results of experimental studies using a membrane exchanger in summer can increase the recovered heat flux due to the latent heat up to 20 % as compared with sensible heat exchanger. Calculation methods in comparison with the actual effect give more significant reduction of energy consumption due to decreasing supply air moisture content – 78.5 % (for one day), the average for the summer season –

74.6 % (using IWEC data). Average actual effectiveness ratios for summer period are 73.2 % for the sensible heat, 63.8 % for latent heat and 71.0 % for total heat.

Keywords: heat recovery, moisture recovery, energy efficient ventilation, membrane heat exchanger, effectiveness, sensible heat, latent heat.

I. ВВЕДЕНИЕ

Одним из направлений повышения энергоэффективности зданий является утилизация энергии, содержащейся в вытяжном воздухе системой вентиляции, т.е. использование для нагрева и увлажнения /охлаждения и осушения приточного воздуха теплоты/холода вытяжного воздуха в зимний/летний период. Достаточно широкое распространение получили системы вентиляции с теплоутилизаторами различных типов. При небольших расходах воздуха чаще всего применяются рекуперативные теплообменники с перекрестным течением потоков воздуха и отсутствием утилизации влаги. Благодаря использованию полимерных мембран и специально обработанной бумаги некоторые теплообменники способны осуществлять также и влагообмен между вытяжным и приточным воздухом. В летний период при совместной работе кондиционера и рекуператора наблюдается положительный эффект, выражающийся в снижении расхода энергии, идущей на поддержание в помещении более низкой температуры и влагосодержания по отношению к наружным параметрам воздуха. В литературе приведены опытные данные по экспериментальным исследованиям [1, 2] и расчетам технико-экономических показателей [3-5] для холодного периода года в Восточной Европе, поэтому в данной статье будет рассмотрен летний режим работы системы вентиляции с мембранным рекуперативным теплообменником.

Цели и задачи исследования: провести экспериментальное исследование системы вентиляции Lossnay [6] в летнем режиме с расчетом энергетических характеристик работы; результаты эксперимента сравнить с расчетами при использовании метеоданных и паспортных данных установки; провести расчет экономии энергии (и ее составляющих) за летний период для фактических метеоданных 2013 года и с использованием данных типичного года International Weather for Energy Calculation (IWEC) для г. Киева.

II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Тепловой баланс рекуперативного мембранного теплообменника для летнего режима можно записать в следующем виде:

$$G_1 \cdot (h_{EA} - h_{RA}) = G_2 \cdot (h_{OA} - h_{SA}) = Q_{total}, \quad (1)$$

$$G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{EA} - t_{RA}) = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{OA} - t_{SA}) = Q_{sensible}, \quad (2)$$

$$G_1 \cdot r_1 \cdot (d_{RA} - d_{EA}) = G_2 \cdot r_2 \cdot (d_{SA} - d_{OA}) = Q_{latent}, \quad (3)$$

где Q_{total} , $Q_{sensible}$, Q_{latent} - полная, явная и скрытая утилизированная теплота;

G_1 , G_2 - массовый расход вытяжного и приточного воздуха;

t_{RA} , h_{RA} , d_{RA} - температура, энтальпия и влагосодержание воздуха в помещении;

t_{EA} , h_{EA} , d_{EA} - температура, энтальпия и влагосодержание выбрасываемого воздуха;

t_{SA} , h_{SA} , d_{SA} - температура, энтальпия и влагосодержание приточного воздуха;

t_{OA} , h_{OA} , d_{OA} - температура, энтальпия и влагосодержание наружного воздуха;

c_{p1} , c_{p2} - средняя изобарная теплоемкость вытяжного и приточного воздуха;

r_1 , r_2 - теплота парообразования при температуре вытяжного и приточного воздуха.

(RA – room air); (EA – exhaust air); (SA – supply air); (OA – outdoor air)

При работе теплообменника на охлаждение приточного воздуха, для коэффициента эффективности по явной теплоте η_t (температурного) справедливы следующие формулы [7, 8]:

если $G_2 \cdot c_{p2} \leq G_1 \cdot c_{p1}$,

$$\eta_t = \frac{G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{OA} - t_{SA})}{G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{OA} - t_{RA})} \cdot 100\% = \frac{t_{OA} - t_{SA}}{t_{OA} - t_{RA}} \cdot 100\% \quad (4)$$

если $G_2 \cdot c_{p2} > G_1 \cdot c_{p1}$

$$\eta_t = \frac{G_2 \cdot c_{p2}}{G_1 \cdot c_{p1}} \cdot \frac{t_{OA} - t_{SA}}{t_{OA} - t_{RA}} \cdot 100\% \quad (5)$$

Аналогично можно записать соотношения для коэффициента эффективности по скрытой теплоте η_d (влагосодержанию) [7, 8]:

если $G_2 \cdot r_2 \leq G_1 \cdot r_1$,

$$\eta_d = \frac{G_2 \cdot r_2 \cdot (d_{OA} - d_{SA})}{G_2 \cdot r_2 \cdot (d_{OA} - d_{RA})} \cdot 100\% = \frac{d_{OA} - d_{SA}}{d_{OA} - d_{RA}} \cdot 100\% \quad (6)$$

если $G_2 \cdot r_2 > G_1 \cdot r_1$,

$$\eta_d = \frac{G_2 \cdot r_2}{G_1 \cdot r_1} \cdot \frac{(d_{OA} - d_{SA})}{(d_{OA} - d_{RA})} \cdot 100\% \quad (7)$$

Энтальпийный (полный) коэффициент эффективности η_h [7, 8]:

если $G_2 \leq G_1$,

$$\eta_h = \frac{G_2 \cdot (h_{OA} - h_{SA})}{G_2 \cdot (h_{OA} - h_{RA})} \cdot 100\% = \frac{h_{OA} - h_{SA}}{h_{OA} - h_{RA}} \cdot 100\% \quad (8)$$

если $G_2 > G_1$

$$\eta_h = \frac{G_2}{G_1} \cdot \frac{h_{OA} - h_{SA}}{h_{OA} - h_{RA}} \cdot 100\% \quad (9)$$

III. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА, МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ

Экспериментальная установка (рисунок 1) состоит из собственно приточно-вытяжной системы вентиляции LGH 15 - RX4 (Mitsubishi Electric), системы распределения воздуха (воздуховоды, фильтры, анемостаты, жалюзийные решетки, шиберы) и гильз для измерения параметров воздуха. Температура и относительная влажность измерялась термогигрометром Hygrochron DS 1923 - F5 с

возможностью накопления данных, расходы воздуха – термоанемометром testo 405. Для проверки точности измерения температуры и влажности данные приборов сравнивались с показателями термогигрометра testo 605 и термопар. При этом максимальное различие по температуре и относительной влажности составляет $\pm 0.5^\circ\text{C}$ и $\pm 5\%$ соответственно (совпадает с паспортными данными по погрешностям термогигрометра Hygrochron DS 1923 - F5). Были использованы 8 термопар для измерения температуры: по 1 со стороны воздуха в помещении и наружного и по 3 – со стороны приточного и выбрасываемого воздуха (для учета неравномерности распределения температур при перекрестном токе). Данные по температурам приточного и вытяжного воздуха с приборов testo 605 отличались от данных термопар и DS 1923 на величину нагрева воздуха в вентиляторах (не более 1.0°C).

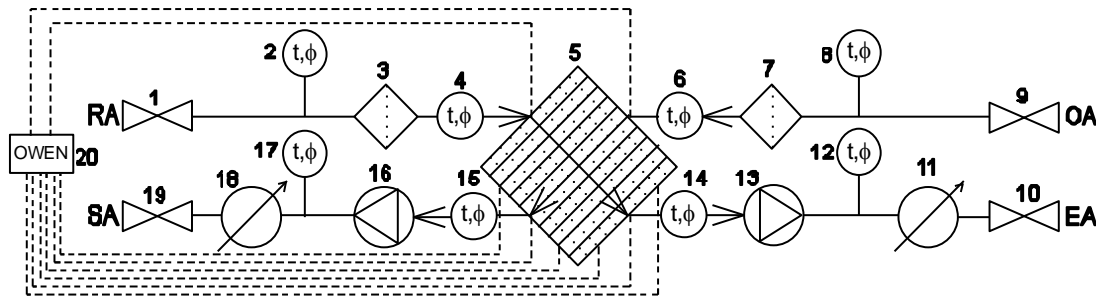


Рисунок 1 – Конструктивная схема экспериментальной установки

1, 19 - анемостаты вытяжного и приточного воздуха; 2, 8, 12, 17 - точки измерения температуры и относительной влажности с помощью testo 605; 3, 7 – фильтр; 4, 6, 14, 15 - точки измерения температуры и относительной влажности с помощью DS 1923 - F5; 5 - рекуперативный теплообменник; 9, 10 - жалюзийные решетки; 11, 18 - измерение скорости воздуха (testo 405); 13, 16 - вытяжной и приточный вентиляторы; 20 – прибор для обработки сигналов термопар ОВЕН.

Экспериментальные исследования проводились в дневное время июля 2013 года, когда наружная температура превышала температуру воздуха в помещении. Воздух в помещении охлаждался и осушался с помощью кондиционера. Для одного из дней (10 июля) температуры приточного и вытяжного воздуха до и после рекуператора изображены на рисунке 2. Расходы воздуха в приточном и вытяжном каналах составляли 92 и $87 \text{ м}^3/\text{час}$ соответственно. Средний фактический температурный коэффициент эффективности для этого дня с учетом соотношения расходов (4-5) составляет 73.2 %.

Для сравнения были проведены теоретические расчеты, задаваясь коэффициентами эффективности согласно данным производителя ($\eta_t = 81.6\%$, $\eta_h = 75.5\%$ для расхода $90 \text{ м}^3/\text{час}$) [6] и погодным данным по г. Киеву для того же дня [9-11]. Температура и влажность в помещении задавались постоянными и равными средним значениям из результатов эксперимента (24°C и 45% соответственно). Во внимание принимались по-

годные данные за дневное время суток, так как в ночное время температура наружного воздуха опускается ниже температуры в помещении и установка автоматически переключается на режим «freecooling» с непосредственной подачей наружного воздуха. Расчетные данные по температурам приведены на рисунке 3.

При сравнении рисунка 2 и рисунка 3 отметим, что температура наружного воздуха при проведении опытов была выше, чем по метеорологическим данным (это обусловлено расположением лаборатории с солнечной стороны здания).

Для определения коэффициента эффективности по скрытой теплоте были рассчитаны влагосодержания приточного и вытяжного воздуха до и после теплоутилизатора. Экспериментальные данные по влагосодержаниям приведены на рис. 4. При данном тепловлажностном режиме приточный более влажный воздух осушается за счет более сухого вытяжного воздуха. Средний фактический коэффициент эффективности по скрытой теплоте (6-7) составляет 63.8%.

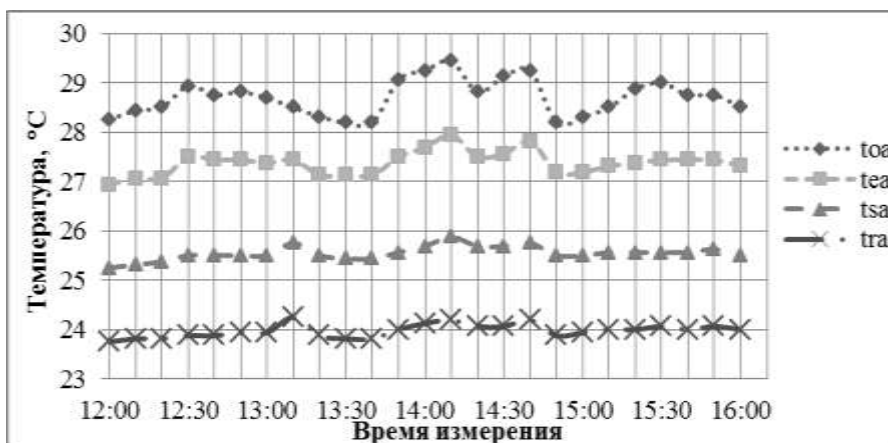


Рисунок 2 – Экспериментальные данные по температурам

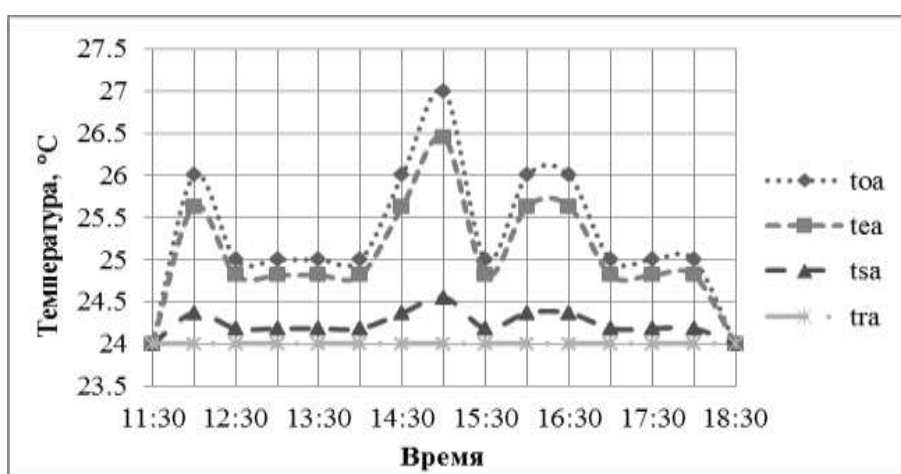


Рисунок 3 – Расчетные данные по температурам

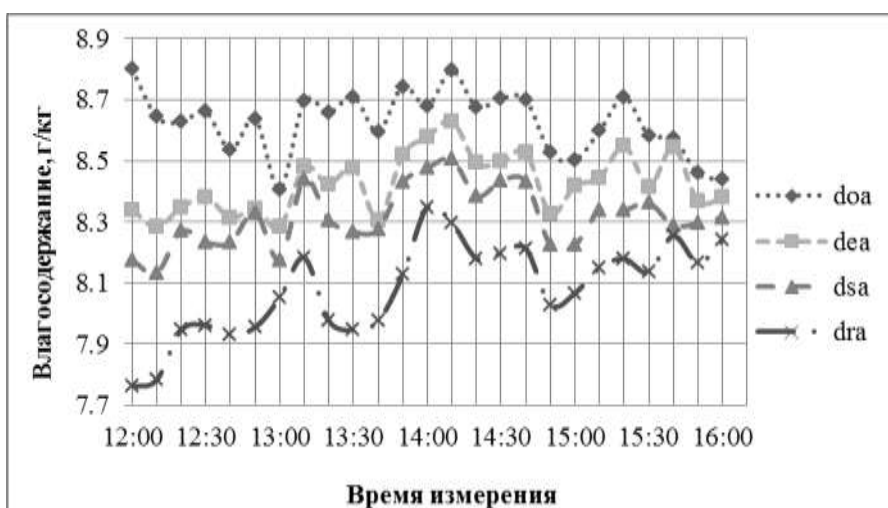


Рисунок 4 – Экспериментальные данные по влагосодержанию

При анализе расчетных данных по влагосодержанию (рисунок 5) существует значительное различие во влагосодержании наружного воздуха по метеорологическим и экспериментальным данным (10.6 против 8.6 г/кг). Это можно объяснить разными метеорологическими условиями в различных районах мегаполиса.

Согласно опытным данным средний энтальпийный коэффициент эффективности (8-9) составляет 71.0%. По формулам (1-3) был рассчитан полный утилизированный тепловой поток и его составляющие: явная и скрытая теплота (рисунок 6). Скрытая теплота составляет 20% от полной, что позволяет получать дополнительную

экономии на осушение воздуха в кондиционере и уменьшение количества потребляемой им энергии.

Расчетные данные по утилизированным тепловым потокам (рисунок 7) в значительной степени отличаются от экспериментальных, что обусловлено разницей в коэффициентах эффективности и принимаемой температуре и влажности наружного воздуха (более низкий уровень температур и более высокий уровень влагосодержания

наружного воздуха по метеоданным в сравнении с экспериментом). При этом скрытая теплота в этом случае составляет 78.5% от полной, что в значительной степени превышает долю в экспериментальных исследованиях. В литературе, при расчете затраченной явной и скрытой теплоты на охлаждение и осушение воздуха доля скрытой теплоты для г. Киева по типичному году IWEC составляет 89% [12].

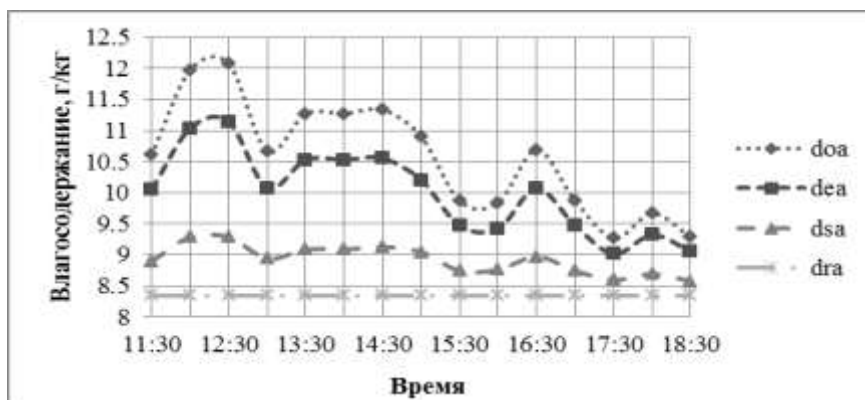


Рисунок 5 – Расчетные данные по влагосодержанию

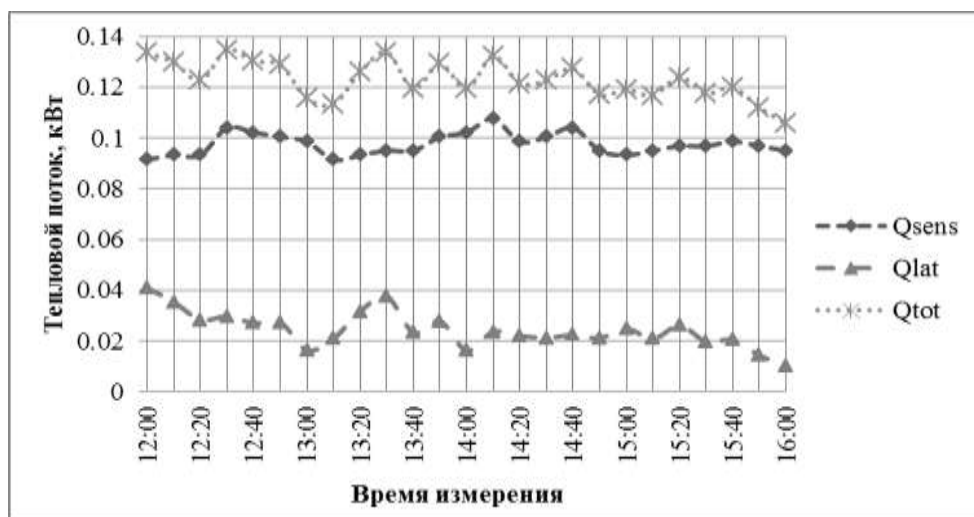


Рисунок 6 – Экспериментальные данные по утилизированным тепловым потокам

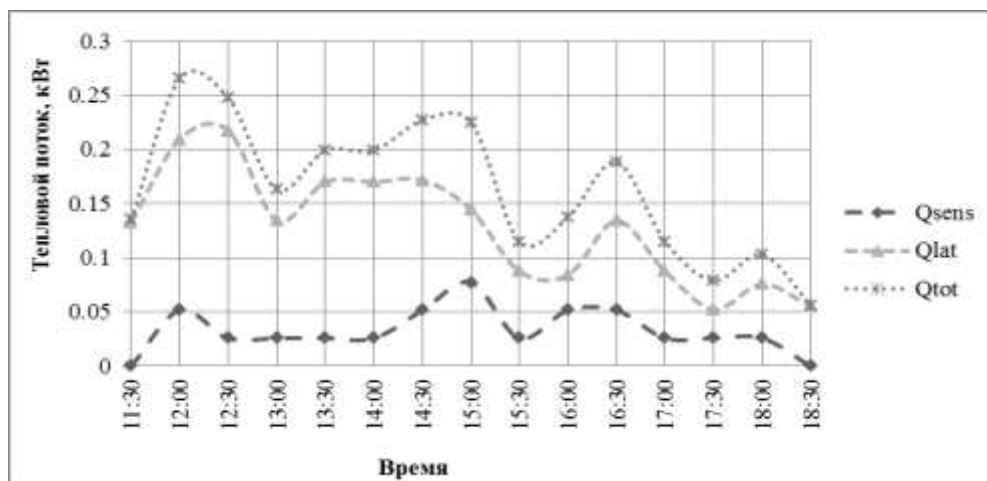


Рисунок 7 – Расчетные данные по утилизированным тепловым потокам

Для обобщенного анализа составляющих экономии энергии на охлаждение и осушение воздуха были проанализированы данные за летний период 2013 года и их сравнение с типичными метеоданными IWEC для г. Киева [13]. Часовые метеоданные за летний период 2013 года в основном были получены из [9], при пробелах в данных они дополнялись из [10-11]. На рисунках 8 и 9 показаны отличия в числах часов стояния температуры и влагосодержания для лета 2013 и типичного годов. В интересующем нас диапазоне температур (больше 24°C) число часов стояния для типичного года несколько меньше, чем для 2013 года.

Число часов стояния влагосодержания для типичного года имеет более плавный характер (что в принципе характерно), чем для 2013 года. Не учитывая привязки к температурам тяжело судить

о соотношении явного и скрытого утилизованного теплового потока для этих данных. Поэтому целесообразно для расчета экономии энергии либо использовать непосредственно почасовые данные по температуре и влажности, либо число часов стояния комбинации температуры и влажности (рисунок 10).

При анализе явного, скрытого и полного утилизованного теплового потока в зависимости от температуры и влажности наружного воздуха обнаружено такие режимы работы установки, когда влагосодержание воздуха на улице становится меньше, чем в помещении, и скрытый утилизованный тепловой поток имеет отрицательный знак. При этом, когда величина скрытого утилизованного теплового потока превышает по величине явный, полный поток по энтальпии становится отрицательным.

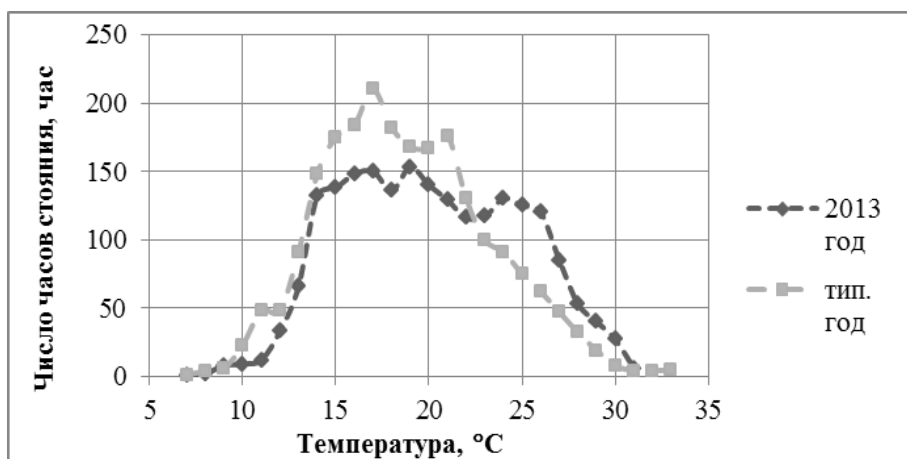


Рисунок 8 – Число часов стояния температур для интервалов в 1°C



Рисунок 9 – Число часов стояния влагосодержания

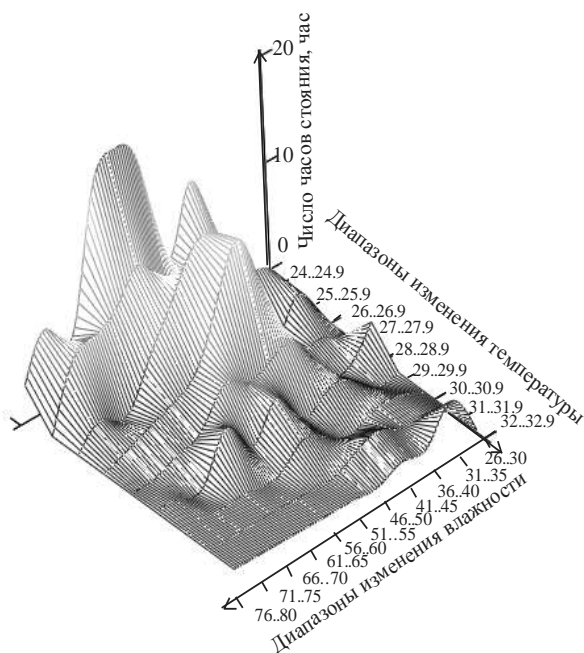


Рисунок 10 – Число часов стояния комбинации температур и относительной влажности для г. Киева с использованием IWEC

В таблице 1 приведены температуры и относительные влажности наружного воздуха, при достижении которых полный тепловой поток меняет свой знак и становится нулевым (для параметров воздуха в помещении 24°C и 45%).

Таблица 1 – Критическая комбинация температуры и влажности наружного воздуха

Температура, °C	Относительная влажность, %
24	45
25	40.3
26	36.1
27	32.3
28	28.7
29	25.5
30	22.6
31	19.9
32	17.5
33	15.3

Сравнение общей (W_{total}) экономии энергии, в том числе на охлаждение (W_{sens}) и увлажнение (W_{latent}), за 2013г. и типичный год IWEC приведены в табл. 2. За счет отличия в метеоданных величина и доля экономии энергии на охлаждение для типичного года значительно ниже, чем для 2013 г, а на осушение – выше.

Таблица 2 – Экономия энергии за летний период

Метеоданные	лето 2013 года		лето IWEC	
	кВт·час	%	кВт·час	%
W_{sens}	33.8	38.4	19.6	25.4
W_{latent}	54.2	61.6	57.6	74.6
W_{total}	88.0	100	77.2	100

ВЫВОДЫ

В результате проведенных опытов средние коэффициенты эффективности для летнего режима составляют 73.2% по явной теплоте, 63.8% по скрытой теплоте и 71.0% по полной теплоте. Доля скрытого теплового потока в общем составляет 20%. По результатам аналогичного расчета с применением метеоданных для того же дня года и паспортных коэффициентов эффективности эта доля составляет 78.7%. При этом разница обусловлена отличием коэффициентов эффективности и параметров наружного воздуха. Для расчета общей экономии энергии на охлаждение и осушение воздуха были использованы метеоданные за 2013 г. и типичный год IWEC для г. Киева. При этом наблюдается значительное отличие экономии явной энергии и незначительное – скрытой. Таким образом, экспериментально и с использованием метеоданных типичного года проведено сопоставление определения и показаны возможности утилизации теплоты в системах вентиляции для условий летнего периода г. Киева. При разграничении режимов работы теплоутилизаторов может учитываться критическая комбинация температуры и влажности наружного воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дешко В.И., Суходуб И.О., Нагорная С.А. Эффективность утилизации теплоты в рекуперативных теплообменниках систем вентиляции // Энергетика и электрификация. 2010. № 12. С. 37-43.
2. Обеспечение комфортных условий для реконструируемых панельных зданий при использовании систем вентиляции Lossnay / М.И. Кордюков, В.И. Дешко, И.О. Суходуб, Е.А. Северин // Строительные конструкции. 2013. № 77. С. 238-243.
3. Дешко В.И., Крот И.О. Утилизация теплоты в системах вентиляции // Новая Тема. 2009. № 2. С. 9-11.
4. Иванов О.П., Тихомиров С.А. Анализ сроков окупаемости пластинчатого и роторного теплоутилизаторов // Холодильная техника и кондиционирование. 2007. №1. С. 1-5
5. Гусев А.Е., Митюков Н.В. Разработка программы для обоснования установки рекуператора в системе вентиляции // Геоинжиниринг. 2011. №1 (10). С. 20-24.
6. <http://www.mitsubishi-aircon.com.ua>
7. ASHRAE Handbook HVAC: Systems and Equipment // ASHRAE. Atlanta, 2008.
8. Besant R., Simonson C. Air-to-Air Exchangers // ASHRAE Journal. 2003. № 45. pp. 42-52.
9. www.meteoprogram.ua/ua/fwarchive/Kyiv/
10. [http://rp5.ua/Weather_archive_in_Kiev_Zhuliany_\(airport\)](http://rp5.ua/Weather_archive_in_Kiev_Zhuliany_(airport))
11. <http://freemeteo.com/default.asp?pid=20&gid=703448&sid=333450&la=1&lc=5&nDate=13/8/2013>

12. **Вишнеvский Е.П.** К вопросу о соотношении скрытой и явной теплоты // Журнал «С.О.К.». 2010. №1. – С. 78-81.

13. http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather_data3.cfm/region=6_europe_wmo_region_6/country=UKR/cname=Ukraine

REFERENCES

1. **Deshko V.I., Sukhodub I.O., Nagornaya S.A.** Effektivnost' utilizacii teploty v rekuperativnyh teploobmennikah sistem ventiljacii // Jenergetika i jelektrifikacija. 2010. № 12. S. 37-43.

2. Obespechenie komfortnyh uslovij dlja rekonstruiruemym panel'nyh zdaniy pri ispol'zovanii sistem ventiljacii Lossnay / M.I. Kordjukov, V.I. Deshko, I.O. Sukhodub, E.A. Severin // Stroitel'nye konstrukcii. 2013. № 77. S. 238-243.

3. **Deshko V.I., Krot I.O.** Utilizacija teploty v sistemah ventiljacii // Novaja Tema. 2009. № 2. S. 9-11.

4. **Ivanov O.P., Tihomirov S.A.** Analiz srokov okupaemosti plastinchatogo i rotornogo teplo-

utilizatorov // Holodil'naja tehnika i kondicionirovanie. 2007. №1. S. 1-5.

5. **Gusev A.E., Mitjukov N.V.** Razrabotka programmy dlja obosnovanija ustanovki rekuperatora v sisteme ventiljacii // Geoinzhenering. 2011. №1 (10). S. 20-24.

6. <http://www.mitsubishi-aircon.com.ua>

7. ASHRAE Handbook HVAC: Systems and Equipment // ASHRAE. Atlanta, 2008.

8. **Besant R., Simonson C.** Air-to-Air Exchangers // ASHRAE Journal. 2003. № 45. pp. 42-52.

9. www.meteoprog.ua/ua/fwarchive/Kyiv/

10. [http://rp5.ua/Weather_archive_in_Kiev,_Zhuliany_\(airport\)](http://rp5.ua/Weather_archive_in_Kiev,_Zhuliany_(airport))

11. <http://freemeteo.com/default.asp?pid=20&gid=703448&sid=333450&la=1&lc=5&nDate=13/8/2013>

12. **Vishnevskij E.P.** К вопросу о соотношении скрытой и явной теплоты // Zhurnal «S.O.K.». 2010. №1. – С. 78-81.

13. http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather_data3.cfm/region=6_europe_wmo_region_6/country=UKR/cname=Ukraine

HEAT AND MASS TRANSFER PROCESSES IN AIR-TO-AIR MEMBRANE RECUPERATIVE HEAT EXCHANGER IN SUMMER

The article describes experimental and calculated data on air temperature and moisture content before and after heat exchanger, heat fluxes and energy savings during summer period of 2013 in Kiev. According to the results of experimental studies using a membrane exchanger in summer can increase the recovered heat flux due to the latent heat up to 20 % as compared with sensible heat exchanger. Calculation methods in comparison with the actual effect give more significant reduction of energy consumption due to decreasing supply air moisture content – 78.5 % (for one day), the average for the summer season – 74.6 % (using IWEC data). Average actual effectiveness ratios for summer period are 73.2 % for the sensible heat, 63.8 % for latent heat and 71.0 % for total heat.

Keywords: heat recovery, moisture recovery, energy efficient ventilation, membrane heat exchanger, effectiveness, sensible heat, latent heat.

Отримана в редакції 14.01.2014, прийнята до друку 04.03.2014