

Энергосберегающие технологии

УДК 621.577+697.1

Энергетическая эффективность теплонасосно-рекуператорной системы низкотемпературного водяного отопления и вентиляции

Безродный М.К., Притула Н.А.

Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев

Рассмотрена принципиальная схема теплонасосно-рекуператорной системы низкотемпературного водяного отопления «теплый пол» и вентиляции. Получены результаты анализа энергетической эффективности такой системы без учета и с учетом затрат энергии на транспортировку воздуха через испаритель теплового насоса. Показано, что энергетическая эффективность этой системы выше эффективности соответствующей системы отопления (без вентиляции) при отношении потоков теплоты на вентиляцию и отопление $m > 0,5$ и возрастает при увеличении величины m . Проанализированы условия эффективной работы соответствующей системы отопления и вентиляции.

Ключевые слова: низкотемпературные системы отопления, вентиляция, тепловой насос, теплый пол, рекуператор.

Розглянуто принципову схему теплонасосно-рекуператорної системи низькотемпературного водяного опалення «тепла підлога» та вентиляції. Отримано результати аналізу енергетичної ефективності такої системи без урахування та з урахуванням витрат енергії на транспортування повітря через випарник теплового насоса. Показано, що енергетична ефективність цієї системи вища за ефективність відповідної системи опалення (без вентиляції) при відношенні потоків теплоти на вентиляцію та опалення $m > 0,5$ та зростає при збільшенні величини m . Проаналізовано умови ефективної роботи відповідної системи опалення та вентиляції.

Ключові слова: низькотемпературні системи опалення, вентиляція, тепловий насос, тепла підлога, рекуператор.

Одной из тенденций в области эффективных технологий для коммунального теплоснабжения является использование тепловых насосов и технологий на их основе. В качестве низкопотенциального источника теплоты используется атмосферный воздух [1–4].

В сфере низкотемпературного теплообеспечения перспективным считается использование

тепловых насосов и низкотемпературных (низкоэнергетических) отопительных приборов. Сравнительный энергетический анализ теплонасосных и традиционных систем отопления подтверждает, что наиболее перспективным и эффективным является сочетание работы теплового насоса с низкотемпературными системами отопления [5]. Такие системы в виде панельно-

го отопления имеют расчетные температуры греющего теплоносителя 40–60 °С, а системы типа «теплый пол» могут иметь еще более низкие температуры.

Широкое распространение приобретают различного рода комбинированные теплонасосные системы с сочетанием в одной системе разных низкотемпературных источников, рекуператоров и потребителей теплоты. Учитывая повышенную температуру сбросного воздуха в теплонасосных системах вентиляции по сравнению с температурой окружающего воздуха, практический интерес может иметь объединение системы вентиляции и отопления в одну теплонасосную систему. Однако применение таких систем требует детального анализа их энергетической эффективности. В связи с этим в данной статье проведен анализ энергетической эффективности теплонасосно-рекуператорной системы низкотемпературного водяного отопления и вентиляции с использованием окружающего воздуха в качестве нижнего источника теплоты.

Принципиальная схема теплонасосно-рекуператорной системы низкотемпературного водяного отопления и вентиляции приведена на рис. 1.

Атмосферный воздух с температурой t_0 и массовым расходом G_B подается в рекуператор, где происходит его нагрев до температуры t_n за счет теплоты отработанного воздуха, отведенного из помещения при температуре t_n . После этого воздух при температуре t_n направляется в подогреватель воздуха, к которому подводится тепловой поток на вентиляцию $Q_{вен}$ и догревается до температуры t_n . Охлажденный отработанный воздух при температуре t_{ox} и с массовым расходом G_B после рекуператора направляется

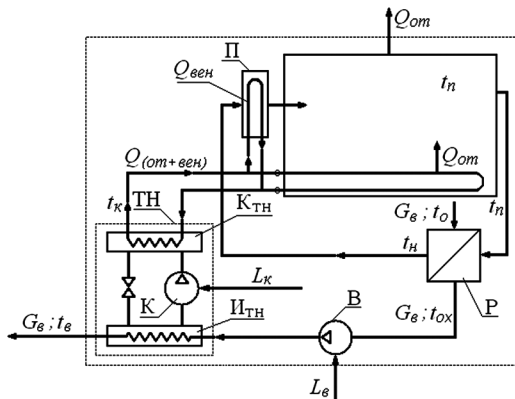


Рис. 1. Принципиальная схема теплонасосно-рекуператорной системы низкотемпературного водяного отопления «теплый пол» и вентиляции помещения: ТН — тепловой насос; КТН — конденсатор ТН; ИТН — испаритель ТН; К — компрессор; В — вентилятор; П — подогреватель воздуха; Р — рекуператор; L_K — работа привода компрессора ТН; L_B — работа привода вентилятора.

ется в испаритель теплового насоса, где он охлаждается и на выходе из испарителя имеет температуру t_b . Отапливаемое помещение имеет тепловые потери в окружающую среду $Q_{от}$. Для компенсации затрат теплоты на отопление и вентиляцию используется тепловой поток от конденсатора теплового насоса $Q_{от+вен}$ с температурой теплоносителя t_k на входе в систему отопления и вентиляции.

Энергетический анализ системы

Эффективность работы теплонасосных систем в литературе принято обычно оценивать величиной коэффициента трансформации ТН. Но для сложных систем, эффективность работы которых зависит не только от эффективности самого теплового насоса, но и других элементов системы, более целесообразно, на наш взгляд, использовать другие относительные характеристики, которые определяют эффективность функционирования всей системы. Поэтому, учитывая дальнейшее усложнение системы, нижеприведенный анализ выполнен на основе определения величины удельных затрат внешней энергии на систему отопления и вентиляции, что в случае затрат энергии только на ТН является величиной, обратной коэффициенту трансформации ТН.

Анализ системы без учета работы вентилятора

Ввиду уменьшения потока теплоты, которая поступает на тепловой насос в системе с рекуператором, и соответствующего уменьшения расходов энергии на привод компрессора ТН эффективность теплонасосно-рекуператорной системы отопления и вентиляции можно определить так:

$$I_{от+вен}^{ТН} = I_{от+вен}^{ТН} K_L, \quad (1)$$

где $I_{от+вен}^{ТН}$ — удельные расходы внешней энергии в теплонасосной системе без рекуператора,

$$I_{от+вен}^{ТН} = L_K / Q_{от+вен}, \quad (2)$$

K_L — коэффициент, который определяет относительное уменьшение мощности компрессора ТН в результате предыдущей рекуперации теплоты отработанного воздуха перед тепловым насосом,

$$K_L = L'_K / L_K. \quad (3)$$

Отсюда следует, что

$$I_{от+вен} = L'_K / Q_{от+вен}. \quad (4)$$

С учетом выражений для L'_K системы с рекуператором и $Q_{от+вен}$ для системы без рекуператора:

$$L'_K = Q_{и}/(\varphi - 1) = G_B c_p (t_{ox} - t_B)/(\varphi - 1); \quad (5)$$

$$Q_{от+вен} = Q_{от} + Q_{вен} = Q_{от} (1 + m) \quad (6)$$

уравнение (4) принимает следующий вид:

$$l_{от+вен} = G_B c_p (t_{ox} - t_B)/(\varphi - 1) Q_{от} (1 + m), \quad (7)$$

где m — отношение потока теплоты на вентиляцию к потоку теплоты на отопление,

$$m = Q_{вен}/Q_{от}; \quad (8)$$

φ — действительный коэффициент трансформации теплового насоса,

$$\varphi = \varphi_T \eta_{ТН}, \quad (9)$$

где φ_T — коэффициент трансформации ТН теоретический; $\eta_{ТН}$ — коэффициент потерь теплового насоса (принимается $\eta_{ТН} = 0,6$ [7]).

Величина φ_T с учетом тепловых необратимостей в испарителе и конденсаторе определяется соотношением:

$$\varphi_T = (1 - T_B^{ТН}/T_K^{ТН})^{-1} = [1 - (273 + t_B - \Delta t_B)/(273 + t_K + \Delta t_K)]^{-1}, \quad (10)$$

где $T_B^{ТН}$ — температура испарения рабочего агента в испарителе ТН, К; $T_K^{ТН}$ — температура конденсации рабочего агента в ТН, К; t_B — температура воздуха на выходе из испарителя, °С; t_K — температура воды на выходе из конденсатора, °С; Δt_B — разница температур воздуха и рабочего тела ТН на выходе из испарителя; Δt_K — разница температур рабочего тела ТН и воды на выходе из конденсатора. (Согласно рекомендациям работы [8], можно принять, что $\Delta t_B = 10$ °С, а $\Delta t_K = 5$ °С).

Температура воды на выходе из конденсатора t_K равна температуре греющего теплоносителя на входе в систему отопления и вентиляции. При определении температуры t_K необходимо учитывать следующее. В отопительном приборе существует разница температур между температурой греющего теплоносителя t_K , который подается от источника теплоты, и температурой в помещении $t_{п}$. При снижении температуры окружающей среды t_o увеличивается тепловой поток Q_K , необходимый для отопления, но поскольку полезная площадь отопительного прибора постоянная, по уравнению теплопереда-

чи необходимо повышать данную разницу температур $(t_K - t_{п})$ и, как следствие, температуру теплоносителя t_K . Итак, t_K и Q_K возрастают с понижением температуры окружающей среды t_o .

Для определения температуры теплоносителя t_K , подаваемого в систему отопления, имеет силу уравнение, которое выводится на основании анализа процессов теплообмена в системе «греющая вода — воздух в помещении — атмосферный воздух» [9]:

$$t_K = t_{п} + (t_{m}^p - t_{п}) [(t_{п} - t_o)/(t_{п} - t_o^p)]^{1/(1+n)}, \quad (11)$$

где t_{m}^p — расчетная температура греющего теплоносителя при расчетной температуре окружающей среды t_o^p и $n = 0$ для низкотемпературных системы отопления; расчетную температуру греющего теплоносителя для системы «теплый пол» принимаем $t_{m}^p = 45$ °С [10].

Эффективность работы рекуператора характеризуется коэффициентом рекуперации:

$$\eta_p = (t_{п} - t_{ox})/(t_{п} - t_o). \quad (12)$$

Тогда на основании (12) можно получить уравнение для определения температуры охлажденного отработанного воздуха t_{ox} :

$$t_{ox} = t_{п} - (t_{п} - t_o) \eta_p. \quad (13)$$

Затраты теплоты на отопление $Q_{от}$ определяются из теплового баланса всей системы без рекуператора:

$$L_K + G_B c_p t_o = Q_{от} + G_B c_p t_B. \quad (14)$$

Таким образом,

$$Q_{от} = G_B c_p (t_{п} - t_B)/(\varphi - 1) + G_B c_p (t_o - t_B). \quad (15)$$

Тогда из уравнений (7) и (15) получим конечное выражение для удельных расходов внешней энергии в системе с ТН и рекуператором:

$$l_{от+вен} = (t_{ox} - t_B)/[(t_{п} - t_B) + (t_o - t_B) (\varphi - 1)] (1 + m), \quad (16)$$

или с учетом (13) для t_{ox} :

$$l_{от+вен} = [(t_{п} - (t_{п} - t_o) \eta_p) - t_B]/[(t_{п} - t_B) + (t_o - t_B) (\varphi - 1)] (1 + m). \quad (17)$$

Температура воздуха t_B на выходе из испарителя ТН может быть определена из теплового баланса теплового насоса в системе с рекуператором:

$$L'_K + Q_u = Q_K, \quad (18)$$

где L'_K определяется по уравнению (5), а Q_u и Q_K по формулам

$$Q_u = G_B c_p (t_{ox} - t_B); \quad (19)$$

$$Q_K = Q_{от+вен} = Q_{от} (1 + m). \quad (20)$$

Величина $Q_{от}$ в (20) определяется из уравнения теплового баланса системы с рекуператором, аналогичного уравнению (15), с заменой L_K на L'_K . Тогда на основании (5), (15) с заменой L_K на L'_K и (18)–(20) выражение для температуры t_B будет иметь вид:

$$t_B = [t_o (\varphi - 1) (1 + m) - t_{ox} (\varphi - (1 + m))] / (\varphi m), \quad (21)$$

или с учетом (13) для t_{ox}

$$t_B = t_o (\varphi - 1) (1 + m) - [t_{п} - (t_{п} - t_o) \eta_p] [\varphi - (1 + m)] / (\varphi m). \quad (22)$$

Уравнение (22) позволяет построить зависимость температуры воздуха на выходе из испарителя от температуры окружающей среды, определив температуру методом последовательных приближений с учетом того, что $\varphi = f(t_B)$.

При выборе величины m учтено следующее. Относительные затраты теплоты на вентиляцию жилых помещений составляют 50–100 % от расхода теплоты на отопление, а для зданий общественного или спортивного назначения расход теплоты на вентиляцию может многократно превышать соответствующие расходы теплоты

на отопление [4]. В связи с этим в нижеприведенном анализе принято изменение величины m в диапазоне 0,5–4,0.

На рис.2 приведены графические зависимости температуры t_B от температуры окружающей среды t_o при расчетной температуре греющего теплоносителя на отопление $t_{m^p} = 45^\circ\text{C}$ и разных отношениях потоков теплоты на вентиляцию и отопление $m = 0,5; 1,0; 2,0; 4,0$. Видно, что величина t_B возрастает при увеличении коэффициента m даже до температур, превышающих соответствующие значения температур окружающего воздуха. Аналогичные расчеты показывают, что температура t_B слабо зависит от температуры греющего теплоносителя t_{m^p} в диапазоне $35\text{--}55^\circ\text{C}$.

Определив значения температуры t_B , можно по формулам (9) и (10) определить величину действительного коэффициента трансформации ТН, характеризующего эффективность его работы в условиях принятой схемы. Зависимости этого коэффициента от температуры окружающей среды приведены на рис.3. Видно, что с увеличением коэффициента рекуперации влияние величины m становится незначительным, а коэффициенты трансформации имеют достаточно высокое значение даже при низких температурах окружающей среды.

На рис.4 показана зависимость удельных затрат внешней энергии на отопление и вентиляцию от температуры окружающей среды, по-

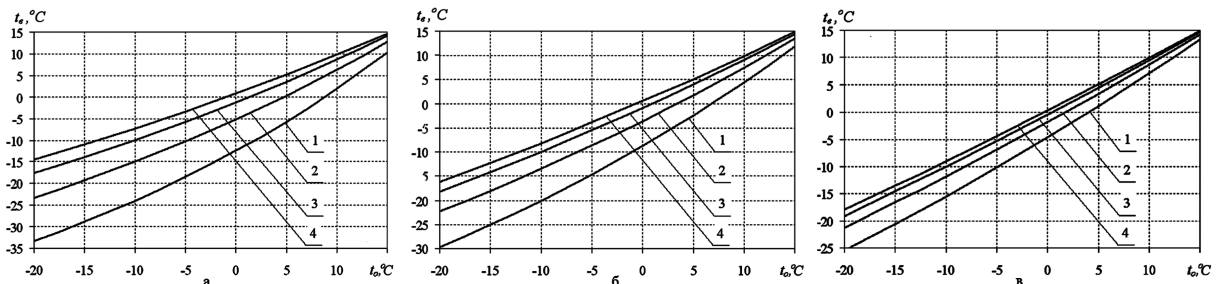


Рис.2. Зависимость температуры воздуха на выходе из испарителя от температуры окружающей среды при температуре греющего теплоносителя $t_{m^p} = 45^\circ\text{C}$ для коэффициентов рекуперации η_p , равных 0,4 (а); 0,6 (б); 0,8 (в), при разных величинах m : 1 – 0,5; 2 – 1,0; 3 – 2,0; 4 – 4,0.

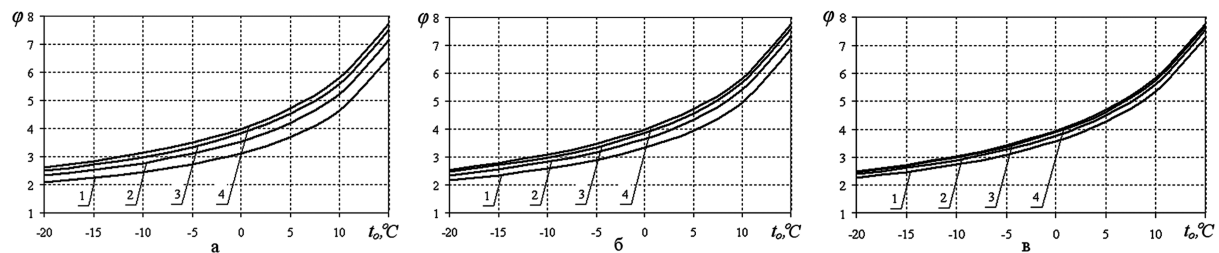


Рис.3. Зависимость действительного коэффициента трансформации от температуры окружающей среды при температуре греющего теплоносителя $t_{m^p} = 45^\circ\text{C}$: для коэффициентов рекуперации η_p , равных 0,4 (а); 0,6 (б); 0,8 (в), при разных величинах m : 1 – 0,5; 2 – 1,0; 3 – 2,0; 4 – 4,0.

лученная с помощью уравнения (17). Полученные результаты удельных затрат внешней энергии теплонасосно-рекуператорной системы отопления и вентиляции помещения сравниваются с соответствующими данными теплонасосной системы низкотемпературного водяного отопления без вентиляции. При этом удельные затраты внешней энергии теплонасосной системой отопления без вентиляции определены по формуле:

$$l_{от} = L_K / Q_K = 1 / \varphi, \quad (23)$$

где φ — коэффициент трансформации теплового насоса, определяемый по уравнению (9).

Поскольку, как показано в [6], $(t_o - t_b)$ слабо зависит от t_o , принимаем $\Delta t = (t_o - t_b) = 10$ °С. Тогда температура воздуха на выходе из испарителя определяется так: $t_b = (t_o - \Delta t) = t_o - 10$ °С.

Из рис.4 видно, что удельные затраты внешней энергии на теплонасосно-рекуператорную систему отопления и вентиляции уменьшаются с увеличением коэффициента m . Теплонасосно-рекуператорная система низкотемпературного водяного отопления и вентиляции помещения становится более эффективной по сравнению с теплонасосной системой отопления (без вентиляции) при $m > 0,5$. Из рис.4 также видно, что эффективность работы теплонасосно-рекуператорной системы отопления и вентиляции существенно возрастает по отношению к теплонасосной системе отопления (без вентиляции) при увеличении величины η_p .

Анализ системы с учетом работы вентилятора

С учетом затрат энергии на привод компрессора ТН и вентилятора, который нагнетает воздух через испаритель ТН, удельные затраты внешней энергии на теплонасосно-рекуператорную систему низкотемпературного водяного отопления и вентиляции помещения можно представить в виде

$$l_{от+вен} = (L'_K + L_B) / Q_{от+вен}, \quad (24)$$

где L_B — затраты энергии на привод вентилятора,

$$L_B = G_B \Delta p / (\rho_B \eta), \quad (25)$$

где G_B — массовый расход воздуха; Δp — потери давления в испарителе ТН; $\eta = \eta_B \eta_{пр}$ (здесь $\eta_B, \eta_{пр}$ — КПД вентилятора и его привода соответственно; можно принять, что в оптимальном режиме работы вентилятора $\eta_B = 0,8$, а КПД привода $\eta_{пр} = 0,95$).

С учетом уравнений (5), (6) и (25) выражение (24) принимает вид:

$$l_{от+вен} = [G_B c_p (t_{ох} - t_b) / (\varphi - 1) + G_B \Delta p / (\rho_B \eta)] / [Q_{от} (1 + m)]. \quad (26)$$

Затраты теплоты на отопление $Q_{от}$ определяются из теплового баланса всей системы без рекуператора:

$$L_K + G_B c_p t_o + L_B = Q_{от} + G_B c_p t_b. \quad (27)$$

Таким образом,

$$Q_{от} = G_B c_p (t_{п} - t_b) / (\varphi - 1) + G_B c_p (t_o - t_b) + G_B \Delta p / (\rho_B \eta). \quad (28)$$

Тогда из уравнений (26) и (28) получим конечное выражение для удельных расходов внешней энергии в системе с ТН и рекуператором:

$$l_{от+вен} = [(t_{ох} - t_b) + k (\varphi - 1) / \eta] / \{[(t_{п} - t_b) + (t_o - t_b) (\varphi - 1) + k (\varphi - 1) / \eta] (1 + m)\}, \quad (29)$$

или с учетом (13) для $t_{ох}$

$$l_{от+вен} = \{[(t_{п} - (t_{п} - t_o) \eta_p) - t_b] + k (\varphi - 1) / \eta\} / \{[(t_{п} - t_b) + (t_o - t_b) (\varphi - 1) + k (\varphi - 1) / \eta] (1 + m)\}, \quad (30)$$

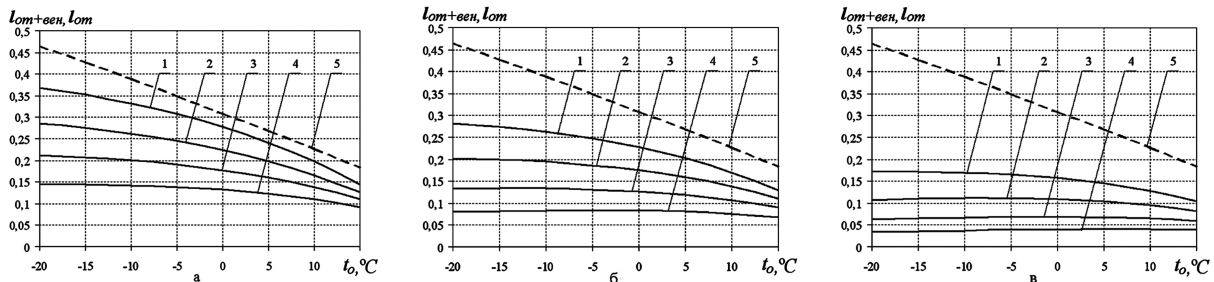


Рис.4. Зависимость удельных затрат внешней энергии на отопление и вентиляцию от температуры окружающей среды при $t_{м,р} = 45$ °С: для коэффициентов рекуперации η_p , равных 0,4 (а); 0,6 (б); 0,8 (в), при разных величинах m : 1 — 0,5; 2 — 1,0; 3 — 2,0; 4 — 4,0; 5 — зависимость удельных затрат внешней энергии на отопление без вентиляции от температуры окружающей среды [6].

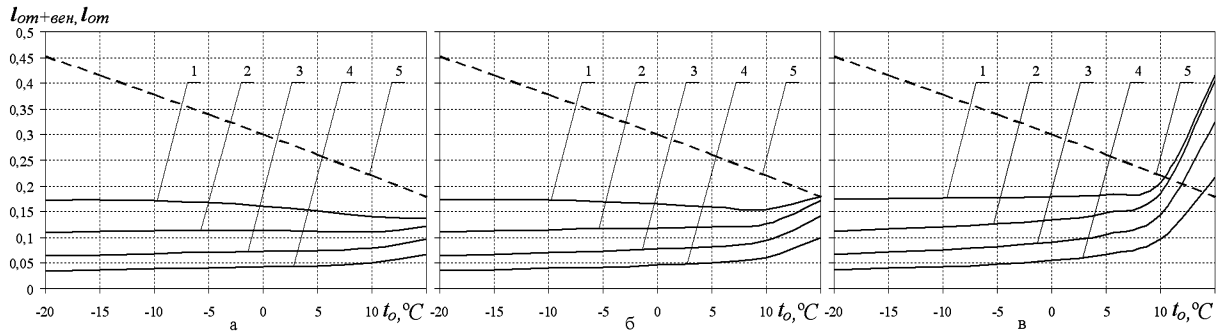


Рис.5. Зависимость удельных затрат внешней энергии на отопление и вентиляцию от температуры окружающей среды при $t_{m,p} = 45^\circ\text{C}$ и $\eta_p = 0,8$ для k , равного 0,1 (а), 0,2 (б), 0,5 $^\circ\text{C}$ (в), при разных величинах m : 1 – 0,5; 2 – 1,0; 3 – 2,0; 4 – 4,0; 5 – зависимость удельных затрат внешней энергии на отопление без вентиляции от температуры окружающей среды [6].

где k – комплекс постоянных величин (относительное сопротивление испарителя), $^\circ\text{C}$, $k = \Delta p / (\rho_v c_p)$.

Температура воздуха на выходе из испарителя определяется из теплового баланса ТН с рекуператором (18) аналогично первому случаю, но с учетом замены уравнения (15) для $Q_{от}$ на (28) в связи с учетом работы вентилятора:

$$t_B = \{t_o (\varphi - 1) (1 + m) + k (\varphi - 1) (1 + m) / \eta - t_{ox} [\varphi - (1 + m)]\} / (\varphi m), \quad (31)$$

или с учетом (13) для t_{ox} :

$$t_B = \{t_o (\varphi - 1) (1 + m) + k (\varphi - 1) \times (1 + m) / \eta - [t_{п} - (t_{п} - t_o) \eta_p] \times [\varphi - (1 + m)]\} / (\varphi m). \quad (32)$$

На рис.5 показана зависимость удельных затрат внешней энергии на отопление и вентиляцию от температуры окружающей среды, полученная с помощью уравнения (30). Диапазон изменения величины k выбран с учетом реальных значений аэродинамического сопротивления испарителя как конвективного теплообменника, находящихся в диапазоне $\Delta p = 100\text{--}500$ Па. Приведенные расчетные значения суммарных удельных затрат внешней энергии на теплонасосно-рекуператорную систему отопления и вентиляции несколько возрастают при увеличении относительного аэродинамического сопротивления испарителя (величины k) только в области относительно высоких температур окружающего воздуха и только при большом относительном аэродинамическом сопротивлении испарителя ТН.

В остальной области параметров удельные затраты энергии значительно ниже соответствующих затрат энергии для обычной теплонасосной системы отопления (без вентиляции) и при высоких значениях η_p практически не зависят от температуры наружного воздуха.

Выводы

Энергетическая эффективность теплонасосно-рекуператорной системы отопления и вентиляции выше эффективности соответствующей системы отопления (без вентиляции) при соотношении потоков теплоты на вентиляцию и отопление $m > 0,5$ и возрастает при увеличении m .

Учет затрат энергии на привод вентилятора, нагнетающего воздух в испаритель ТН, приводит к заметному росту удельных затрат внешней энергии на отопление и вентиляцию в теплонасосно-рекуператорной системе только в области относительно высоких температур окружающей среды и высоких значений относительного аэродинамического сопротивления испарителя ТН.

Разница между удельными затратами энергии для теплонасосно-рекуператорной системы отопления и вентиляции и альтернативной системы отопления без вентиляции имеет место за счет улучшения условий работы ТН в комбинированной системе отопления и вентиляции, связанного с повышением температуры воздуха на входе в ТН, а также за счет предварительной рекуперации теплоты отработанного воздуха.

Список литературы

1. Беляева Т.Г., Рутенко А.А., Ткаченко М.В., Басок О.Б. Оценка экономической целесообразности использования тепловых насосов в коммунальной теплоэнергетике Украины // Пром. теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 5. – С. 81–87.
2. Мацевитый Ю.М., Чиркин Н.Б., Богданович Л.С., Клепанда А.С. Внедрение теплонасосных технологий // Экологические и ресурсосбережение. – 2008. – № 3. – С. 4–10.
3. Стратегія розвитку паливно-енергетичного комплексу України до 2030 року. – Київ: М-во палива та енергетики України, 2006.
4. Мацевитый Ю.М., Богданович Л.С., Клепанда А.С. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины // Энерго-

- сбережение. Энергетика. Энергоаудит. — 2007. — № 3. — С. 20–31.
5. Безродный М.К., Куделя П.П., Дроздова О.И. Порівняльний ексергетичний аналіз теплонасосних та традиційних систем опалення // Техн. теплофізика и пром. теплоенергетика. — 2010. — № 2. — С. 22–34.
 6. Безродный М.К., Пригула Н.О. Про оптимальну роботу теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти зовнішнього повітря // Там же. — 2011. — № 3.
 7. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. — Одесса : Студия «Негоциант», 2006. — 712 с.
 8. Некрасова О.А., Синяк Ю.В. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) // Теплоэнергетика. — 1986. — № 11. — С. 30–34.
 9. Шубин Е.П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов. — М. : Энергия, 1979. — 359 с.
 10. Система «Теплый пол» // <http://gilius.lv/pdf/gilius-floors-tech.pdf>.

Поступила в редакцию 28.03.11

The Energy Efficiency of Low-Temperature Water Heating and Ventilation System with Recuperative Heat Pumping

Bezrodny M.K., Prytula N.O.

National Technical University of Ukraine «KPI», Kiev

The principle scheme of low-temperature heat pumping and recuperative water heating system «warm floor» and ventilation are considered. The results of the system energy efficiency analysis taking into account and ignoring energy loss for air transportation through heat pump evaporator are obtained. It is displayed that the system energy efficiency is higher than corresponding heating system (without ventilation) by heat streams for ventilation and heating relation $m > 0,5$ also the system energy efficiency increases with m value increase. The effective operation conditions of the corresponding heating and ventilation system are analysed.

Key words: low-temperature heating systems, ventilation, thermal pump, warm floor, recuperator.

Received March 28, 2011

УДК 541.44: 546.11

Разработка металлгидридной технологии утилизации низкопотенциальных тепловых выбросов промышленных предприятий

Кошельник А.В., Черная Н.А.

Институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков

Определены структура и основные этапы разработки металлгидридных технологий для систем утилизации низкопотенциальных тепловых выбросов промышленных предприятий. Представлена структура математической модели взаимодействия водорода с металлгидридами в установках на базе термосорбционных компрессоров. Это дает возможность провести расчеты работы системы и полностью определить комплекс конструктивных и режимных параметров, которые характеризуют ее общую эффективность.

Ключевые слова: металлгидридная технология, тепловые выбросы, утилизация теплоты.