

**Безродный М.К.,** докт. техн. наук, проф., **Кутра Д.С., Драник Т.В.**

**Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев**  
просп. Победы, 37, корп. 5, 03056 Киев, Украина, e-mail: m.bezrodny@kpi.ua

## **Термодинамическая эффективность применения тепловых насосов в системах вентиляции воздуха в крытых бассейнах**

Проанализирована термодинамическая эффективность системы вентиляции и осушения воздуха в помещении бассейна на базе теплового насоса с рекуператором. Аналитическим путем получены зависимости для расчета эффективности этой системы. Приведены графические зависимости основных параметров, характеризующих эффективность работы системы, от температуры окружающего воздуха. Проведен анализ эффективности системы вентиляции и осушения воздуха в помещении бассейна на базе теплового насоса по сравнению с традиционной калориферной системой вентиляции. Определено, что затраты энергии на теплонасосную систему значительно ниже, чем на традиционную систему вентиляции в помещении бассейна. Относительные затраты энергии на систему вентиляции с тепловыми насосами уменьшаются для систем, допускающих увеличение прироста влагосодержания воздуха при прохождении через помещение бассейна. *Библ. 9, рис. 8.*

**Ключевые слова:** тепловой насос, система осушения воздуха, системы вентиляции бассейнов.

Все более распространенным становится использование тепловых насосов (ТН) в системах тепло- и холодоснабжения зданий [1–5]. Воздушные ТН находят широкое применение в системах кондиционирования и отопления небольших промышленных, общественных и жилых объектов, ТН «воздух — воздух» используются для поддержания комфортных условий в залах бассейнов [6].

Для поддержания параметров воздуха в бассейнах, требуемых санитарными нормами, необходимо осуществлять следующие меры: удалять значительное количество водяных паров, образующихся в результате испарения с поверхности зеркала ванны; компенсировать тепловые потоки через ограждающие конструкции (тепловые потери зимой и тепловые поступления летом); поддерживать газовый состав воздуха, особенно при нахождении большого количества зрителей в зале бассейна [6]. Все эти мероприятия требуют больших энергозатрат. Кроме того, в зимний период с вентиляционным воздухом в атмосферу выбрасывается большое количество низкотемпературной энергии и в то же время расходуется большое количество энергии для подогрева приточного воздуха.

Использование ТН «воздух — воздух» в системах вентиляции бассейнов позволяет удалять водяные пары, образующиеся в результате

испарения с поверхности зеркала ванны бассейна, а также утилизировать низкотемпературную энергию вытяжного воздуха. Практическое использование таких ТН в системах вентиляции крытых бассейнов в комбинации с рекуператором-утилизатором теплоты вытяжного воздуха подтверждает целесообразность и энергетическую эффективность применения подобных систем [7], однако не хватает обоснованных данных для оценки термодинамической эффективности использования ТН в системах вентиляции бассейнов.

Цель настоящей работы — проанализировать термодинамическую эффективность теплонасосной схемы вентиляции и осушения воздуха в помещении бассейна и сравнить затраты энергии на теплонасосную схему вентиляции воздуха в бассейне с обычной рециркуляционной схемой вентиляции с калорифером.

В качестве базовой теплонасосной схемы рассмотрим схему вентиляции бассейна [5], которая была предложена компанией «Инсолар» для спортивного комплекса в г. Ахтырка Сумской обл. (рис.1).

Вытяжной воздух из помещения бассейна поступает в рекуператор, где частично охлаждается и поступает в испаритель ТН, в котором осушается. Затем часть вытяжного воздуха поступает в камеру смешения, где смешивается с

окружающим воздухом, а другая часть выбрасывается в атмосферу. Полученная смесь поступает в рекуператор, в котором подогревается за счет теплоты вытяжного потока, а затем в конденсатор ТН, где догревается до необходимой температуры и подается в помещение бассейна.

Для сравнения затрат энергии на теплонасосную схему в качестве прототипа была выбрана обычная (калориферная) рециркуляционная схема вентиляции воздуха (рис.2).

**Аналитический анализ схемы**

Поддержание заданных термодинамических параметров потока воздуха в узловых точках приведенных схем при изменении параметров окружающей среды может быть обеспечено только за счет изменения величины рециркуляционного потока воздуха, который можно охарактеризовать коэффициентом рециркуляции в виде соотношения массовых расходов рециркуляционного и общего расхода воздуха через помещение бассейна:

$$K = G_{\text{рец}} / G_{\text{общ}} \cdot \tag{1}$$

Соответствующее уравнение для определения коэффициента рециркуляции может быть получено на основе уравнения теплового баланса всей схемы. В случае теплонасосной схемы это уравнение имеет вид:

$$L + Q_0 + Q_{\text{вод}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{д}}, \tag{2}$$

где  $L$  – затраты энергии на компрессор ТН, Вт;  $Q_0$  – количество теплоты, поступающей с окружающим воздухом, Вт;  $Q_{\text{вод}}$  – количество теплоты, подводимой к воде бассейна для компенсации потерь теплоты с испарением, Вт;  $Q_{\text{в}}$  – количество теплоты, выбрасываемой в окружающую среду с отработанным воздухом, Вт;  $Q_{\text{д}}$  – количество теплоты, удаляемое в дренаж с конденсатом из испарителя ТН (в расчетах можно пренебречь), Вт.

Затраты энергии на компрессор ТН можно представить следующим образом:

$$L = Q_{\text{исп}} / (\varphi - 1), \tag{3}$$

где  $Q_{\text{исп}}$  – количество теплоты, отведенной от воздуха в испарителе ТН, Вт;  $\varphi$  – коэффициент трансформации энергии ТН.

Коэффициент трансформации энергии идеального цикла ТН с уче-

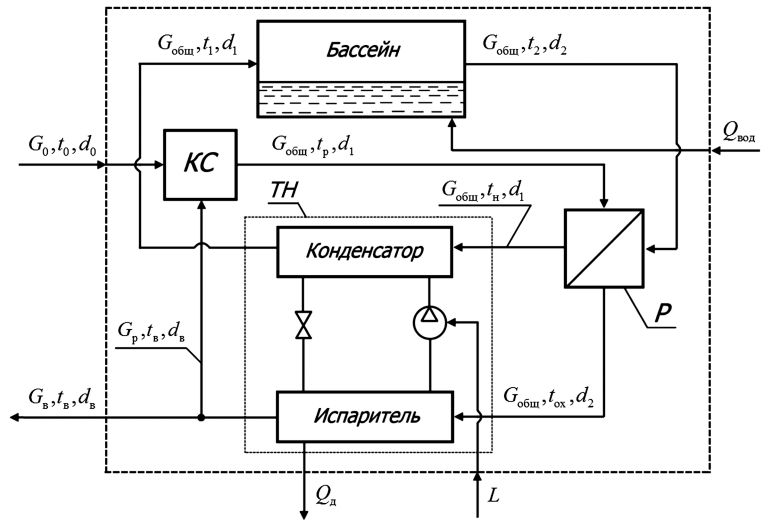


Рис.1. Схема вентиляции и осушения воздуха на основе теплового насоса: ТН – тепловой насос; КС – камера смешения; Р – рекуператор.

том тепловых необратимостей в испарителе и конденсаторе можно определить так:

$$\varphi = 1 / [1 - (273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}}) / (273 + t_{\text{к}} - \Delta t_{\text{к}})], \tag{4}$$

где  $t_{\text{в}}$ ,  $t_{\text{к}}$  – температура воздуха на выходе из испарителя и конденсатора, °С;  $\Delta t_{\text{в}}$ ,  $\Delta t_{\text{к}}$  – разница температур воздуха и рабочего тела ТН на выходе из испарителя и конденсатора; по рекомендациям [8], для воздушного ТН в дальнейшем анализе принято  $\Delta t_{\text{в}} = 10$  °С,  $\Delta t_{\text{к}} = 10$  °С.

Количество теплоты, отведенной от воздуха в испарителе ТН, определяется по уравнению:

$$Q_{\text{исп}} = G_{\text{общ}} (h_{\text{ок}} - h_{\text{в}}). \tag{5}$$

Количество теплоты, поступающей с окружающим воздухом:

$$Q_{\text{исп}} = G_0 h_0. \tag{6}$$

Количество теплоты, которое выбрасывается в окружающую среду:

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{в}} h_{\text{в}}. \tag{7}$$

Количество теплоты, подводимой к воде бассейна для компенсации потерь теплоты с испарением:

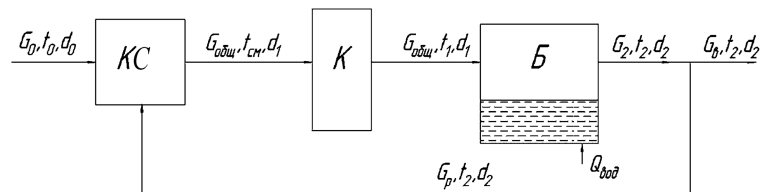


Рис.2. Рециркуляционная схема вентиляции воздуха: КС – камера смешения; К – калорифер; Б – бассейн.

$$Q_{\text{вод}} = C \cdot r \cdot F_6 / 3600, \quad (8)$$

где  $C$  — удельное количество влаги, выделяемой при испарении с поверхности зеркала бассейна,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ;  $r$  — удельная теплота парообразования,  $\text{Дж}/\text{кг}$ ;  $F_6$  — площадь зеркала бассейна,  $\text{м}^2$ .

Удельное количество влаги, выделяемой с поверхности зеркала бассейна за 1 ч, можно определить по эмпирической формуле Бязина — Крумме [6]:

$$C = 0,118 + 0,01995 \cdot a \cdot (P_{\text{вод}} - P_{\text{возд}}) / 133,3, \quad (9)$$

где  $P_{\text{вод}}$  — давление водяных паров насыщенного воздуха при температуре воздуха, равной заданной температуре воды, Па;  $P_{\text{возд}}$  — парциальное давление водяных паров при заданной температуре и относительной влажности воздуха в зале с ванной бассейна, Па;  $a$  — коэффициент занятости бассейна людьми, принимался  $a = 0,4$  для небольших общественных бассейнов [6].

Общий расход воздуха через помещения бассейна определяется по формуле:

$$G_{\text{общ}} = C_1 \cdot F_6, \quad (10)$$

где  $C_1$  — удельный расход воздуха, который необходимо подать в помещение бассейна для поддержания в нем комфортных условий пребывания,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

Величину  $C_1$  можно определить по уравнению:

$$C_1 = [C/3600 + \alpha \cdot (t_{\text{возд}} - t_{\text{вод}}) / r] / (d_2 - d_1), \quad (11)$$

где  $\alpha \cdot (t_{\text{возд}} - t_{\text{вод}}) / r$  — удельное количество влаги, выделяемой из зеркала бассейна за счет конвективной теплоотдачи от воздуха к воде ( $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности зеркала ванны бассейна, в расчетном анализе принимается согласно [9],  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $t_{\text{возд}}$  — температура воздуха в помещении бассейна;  $t_{\text{вод}}$  — температура воды в бассейне);  $r$  — удельная теплота парообразования;  $d_2$  — влагосодержание вытяжного воздуха из помещения бассейна;  $d_1$  — влагосодержание приточного воздуха, подаваемого в помещение бассейна.

Из уравнения (2) с учетом выражений (1) и (3)–(11) после преобразований можем найти выражение для определения коэффициента рециркуляции:

$$K = 1 - [(h_{\text{ox}} - h_{\text{в}}) / (\varphi - 1) + C \cdot r / 3600 \cdot C_1] / (h_{\text{в}} - h_0). \quad (12)$$

Зная коэффициент рециркуляции, неизвестные параметры потока воздуха в узловых

точках системы можно определить из уравнений теплового (энергетического) и материального баланса отдельных элементов схемы.

Энтальпия воздуха  $h_{\text{в}}$  после испарителя ТН может быть определена из уравнения теплового баланса ТН:

$$Q_{\text{исп}} + L = Q_{\text{кон}}, \quad (13)$$

где  $Q_{\text{кон}}$  — количество теплоты, которая подведена к воздуху в конденсаторе ТН:

$$Q_{\text{кон}} = G_{\text{общ}} \cdot (h_1 - h_{\text{н}}). \quad (14)$$

Подставив выражения (3), (5), (14) в (13), получим уравнение для определения энтальпии воздуха после испарителя ТН:

$$h_{\text{в}} = h_{\text{ox}} - (h_1 - h_{\text{н}}) \cdot (\varphi - 1) / \varphi. \quad (15)$$

Соответствующая температура воздуха  $t_{\text{в}}$  находится из выражения для энтальпии  $h_{\text{в}}$ :

$$t_{\text{в}} = (h_{\text{в}} - r \cdot d_{\text{в}}) / (c_{\text{сп}} + c_{\text{п}} \cdot d_{\text{в}}), \quad (16)$$

где  $c_{\text{сп}}$ ,  $c_{\text{п}}$  — удельная теплоемкость сухого воздуха и водяного пара;  $d_{\text{в}}$  — влагосодержание воздуха после испарителя ТН.

Влагосодержание воздуха после испарителя ТН находится из материального баланса камеры смешения:

$$d_{\text{в}} = [d_1 - (1 - K) \cdot d_0] / K. \quad (17)$$

Температуры вытяжного и приточного воздуха после рекуператора можно найти из выражения для температурного КПД рекуператора:

$$t_{\text{н}} = t_{\text{см}} + \eta_{\text{р}} \cdot (t_2 - t_{\text{см}}); \quad (18)$$

$$t_{\text{ox}} = t_2 - \eta_{\text{р}} \cdot (t_1 - t_{\text{см}}). \quad (19)$$

Энтальпии вытяжного и приточного воздуха после рекуператора:

$$h_{\text{н}} = c_{\text{сп}} \cdot t_{\text{н}} + d_1 \cdot (r + c_{\text{п}} \cdot t_{\text{н}}); \quad (20)$$

$$h_{\text{ox}} = c_{\text{сп}} \cdot t_{\text{ox}} + d_2 \cdot (r + c_{\text{п}} \cdot t_{\text{ox}}). \quad (21)$$

Из теплового баланса камеры смешения находим температуру и энтальпию воздуха после камеры смешения:

$$t_{\text{см}} = K \cdot t_{\text{в}} + (1 - K) \cdot t_0; \quad (22)$$

$$h_{\text{см}} = K \cdot h_{\text{в}} + (1 - K) \cdot h_0. \quad (23)$$

Эффективность работы теплонасосной схемы можно оценить с помощью коэффициента, который показывает отношение затрат энергии на теплонасосную схему к соответствующим за-

тратам энергии в калориферной рециркуляционной схеме вентиляции воздуха:

$$\varepsilon = L/Q_{\text{кал}}, \quad (24)$$

где  $Q_{\text{кал}}$  — затраты теплоты в калорифере системы, показанной на рис.2.

Количество теплоты, необходимое для нагрева воздуха в калорифере:

$$Q_{\text{кал}} = G_{\text{возд}} (h_1 - h_{\text{см}}^{\text{к}}), \quad (25)$$

где  $h_{\text{см}}^{\text{к}}$  — энтальпия воздуха после камеры смешения для калориферной системы находится из теплового баланса камеры смешения (см. рис.2).

При этом можно получить, что

$$h_{\text{см}}^{\text{к}} = K^* h_2 + (1 - K^*) h_0. \quad (26)$$

Коэффициент рециркуляции  $K^*$  в уравнении (26) находится из уравнения материального баланса камеры смешения для калориферной схемы и имеет вид

$$K^* = (d_1 - d_0)/(d_2 - d_0). \quad (27)$$

Учитывая (5) и (25), выражение (24) запишем так:

$$\varepsilon = (h_{\text{ох}} - h_{\text{в}})/(h_1 - h_{\text{см}}^{\text{к}})/(\varphi - 1). \quad (28)$$

### Расчетный анализ схемы

Расчетный анализ схемы проводился с использованием метода последовательных приближений.

Рассматривался рекреационный бассейн ( $t_{\text{возд}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{вод}} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ ) [6]. Параметры окружающего воздуха брались при относительной влажности  $\varphi = 60 \%$ . Для определения температур воздуха на входе и выходе помещения бассейна использовался тепловой баланс бассейна. Из теплового баланса находилась температурный перепад между входом и выходом воздуха из бассейна:

$$\Delta t = \alpha (t_{\text{возд}} - t_{\text{вод}}) (d_2 - d_1) / ([C/3600 + \alpha (t_{\text{возд}} - t_{\text{вод}})/r] c_{\text{сп}}). \quad (29)$$

Тогда

$$t_1 = t_{\text{возд}} + \Delta t/2; \quad t_2 = t_{\text{возд}} - \Delta t/2. \quad (30)$$

Реализация приведенной выше математической модели позволяет получить зависимости характерных параметров схемы вентиляции от изменения температуры окружающего воздуха.

На рис.3 показан характер изменения коэффициента рециркуляции от температуры окру-

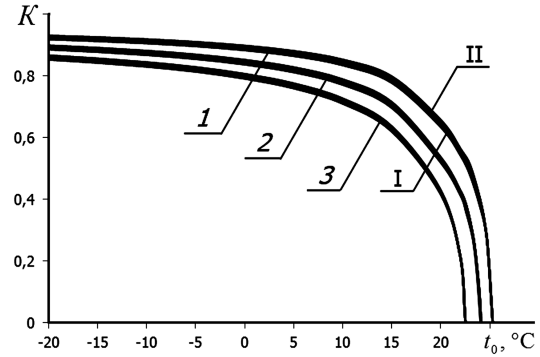


Рис.3. Зависимость коэффициента рециркуляции  $K$  от температуры окружающего воздуха  $t_0$  при разных значениях  $\Delta d_{1-2}$ , кг<sub>вл</sub>/кг<sub>св</sub>: 1 — 2; 2 — 3; 3 — 4; а также  $\eta_p$ : I — 0; II — 0,6.

жающего воздуха при разных значениях прироста влагосодержания воздуха  $\Delta d_{1-2}$  и  $\eta_p$ . Видно, что при повышении температуры окружающего воздуха коэффициент рециркуляции уменьшается и стремится к 0 в точке, когда  $d_0 = d_1$ .

При более высокой температуре ТН должен работать уже в режиме кондиционера. Уменьшение прироста влагосодержания воздуха приводит к необходимости увеличения коэффициента рециркуляции, что связано с более интенсивным воздухообменом для удаления избыточной влаги из помещения бассейна. Расчетные данные также свидетельствуют о том, что коэффициент рециркуляции практически не зависит от температурного КПД рекуператора.

На рис.4 представлены зависимости параметров воздуха на выходе из испарителя ТН при приросте влагосодержания  $\Delta d_{1-2} = 3$  кг<sub>вл</sub>/кг<sub>св</sub>. Видно, что температура  $t_{\text{в}}$  и влагосодержание  $d_{\text{в}}$  воздуха на выходе из испарителя ТН слабо зависят от температуры окружающего воздуха и практически не зависят от температурного КПД

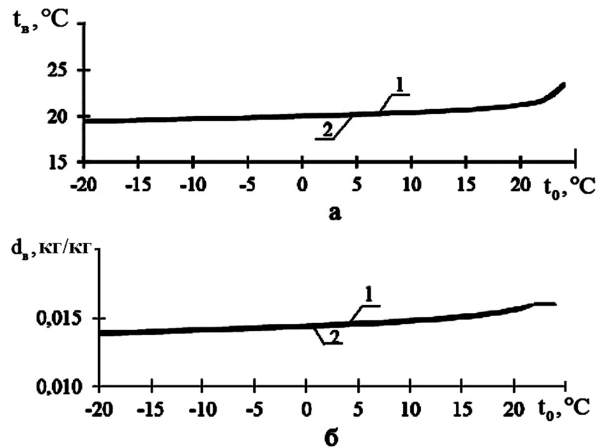


Рис.4. Зависимость температуры  $t_{\text{в}}$  (а) и влагосодержания  $d_{\text{в}}$  (б) воздуха на выходе из испарителя ТН от температуры окружающего воздуха  $t_0$  и температурного КПД рекуператора  $\eta_p$ : 1 — 0; 2 — 0,6.

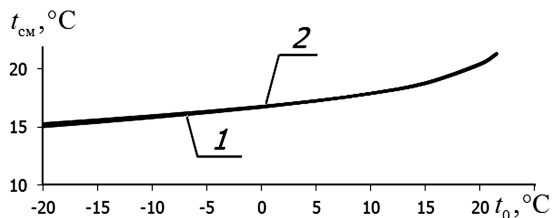


Рис.5. Зависимость температуры воздуха после камеры смешения от температуры окружающей среды  $t_0$  при разных значениях  $\eta_p$ : 1 – 0; 2 – 0,6.

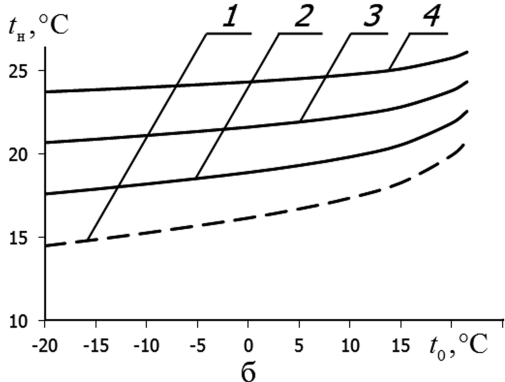
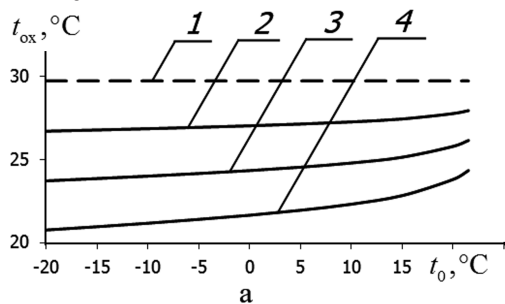


Рис.6. Зависимость температуры вытяжного  $t_{ox}$  (а) и приточного  $t_n$  (б) воздуха на выходе из рекуператора от температуры окружающего воздуха  $t_0$  и температурного КПД рекуператора  $\eta_p$ : 1 – 0; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6.

рекуператора. При условии поддержания влагосодержания воздуха  $d_v$  на выходе из испарителя ТН равным влагосодержанию  $d_1$  на входе в помещение бассейна и заданном  $\Delta d_{1-2}$  температура воздуха  $t_{cm}$  на выходе из камеры смешения слабо зависит от температуры окружающего воздуха и не зависит от КПД рекуператора  $\eta_p$  (рис.5).

Представленные на рис.6 кривые свидетельствуют о существенной зависимости температур потоков воздуха на выходе из рекуператора от температурного КПД рекуператора и слабой зависимости от температуры наружного воздуха.

График, приведенный на рис.7, свидетельствует о том, что температурные условия работы ТН, используемого в схеме вентиляции помещения бассейна, обеспечивают высокие значения коэффициента трансформации теплоты

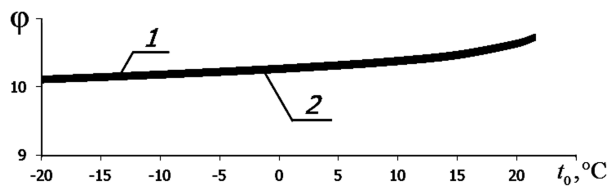


Рис.7. Зависимость коэффициента трансформации теплоты ТН от температуры окружающего воздуха  $t_0$  и температурного КПД рекуператора  $\eta_p$ : 1 – 0; 2 – 0,6.

независимо от температуры окружающей среды и КПД рекуператора.

Приведенные на рис.8 зависимости для относительных затрат энергии на теплонасосную систему вентиляции помещения бассейна по сравнению с традиционной калориферной системой свидетельствуют о высокой термодинамической эффективности теплонасосной системы. Видно, что относительные энергетические затраты уменьшаются и с повышением температурного КПД рекуператора, и с увеличением прироста влагосодержания воздуха между выходом и входом в помещение бассейна. Расчетные дан-

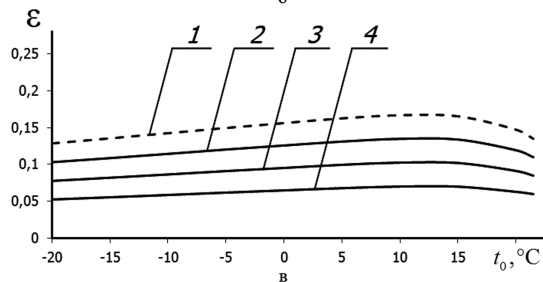
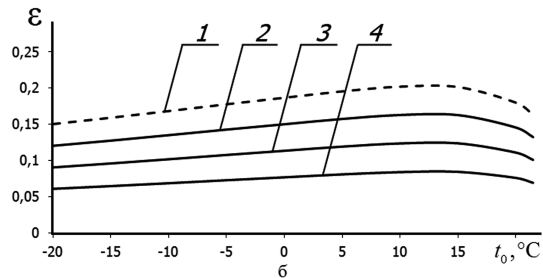
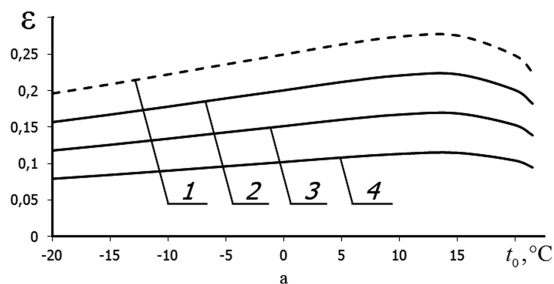


Рис. 8. Зависимость затрат энергии на теплонасосную схему по сравнению с калориферной рециркуляционной схемой от температуры окружающего воздуха  $t_0$  и температурного КПД рекуператора  $\eta_p$ : 1 – 0; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6 при приросте влагосодержания  $\Delta d_{1-2} = 2$  г<sub>вл</sub>/кг<sub>св</sub> (а), 3 (б) и 4 (в) .

ные указывают на слабую зависимость относительных энергетических затрат от температуры окружающего воздуха, что связано с сохранением благоприятных условий для эффективной работы ТН независимо от температуры  $t_0$ .

### Выводы

Использование теплового насоса в системах вентиляции и осушения воздуха в бассейнах позволяет обеспечивать комфортные условия в помещении бассейна с достаточно высокой термодинамической эффективностью.

Данная теплонасосная схема работает в режиме теплового насоса в холодный и межсезонный периоды до критической температуры, соответствующей условию  $d_0 = d_1$ . При более высоких температурах и влагосодержаниях наружного воздуха требуется переключение ТН в режим работы кондиционера.

Установка рекуператора практически не влияет на эффективность работы самого теплового насоса, но приводит к существенному уменьшению затрат энергии на систему вентиляции бассейна в целом.

Относительные затраты энергии на систему вентиляции с ТН уменьшаются для систем, допускающих увеличение прироста влагосодержания воздуха при прохождении через помещение бассейна.

### Список литературы

1. Тепловой насос — энергетически эффективная составляющая систем кондиционирования воздуха // Тепловые насосы. — 2011. — № 2. — С. 25–30.
2. Новожилов Ю.Н. Применение тепловых насосов в системах теплоснабжения // Промышленная энергетика. — 2006. — № 5. — С. 24–25.
3. Горшков В.Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор // Справочник промышленного оборудования. — 2004. — № 2. — С. 47–80.
4. Ефимов Н.Н., Мальшев П.А. Перспективы использования тепловых насосов в энергообеспечении промышленных и коммунальных предприятий // Теплоэнергетика. — 2009. — № 11. — С. 30–33.
5. Мацевитый Ю.М., Богданович Л.С., Клепанда А.С. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. — 2007. — № 3. — С. 21–31.
6. Обеспечение микроклимата и энергосбережение в крытых плавательных бассейнах. Нормы проектирования. — М.: Авок-пресс, 2012. — 18 с.
7. Мацевитый Ю.М., Чиркин Н.Б., Богданович Л.С., Клепанда А.С. Внедрение теплонасосных технологий // Экологические технологии и ресурсосбережение. — 2008. — № 3. — С. 4–10.
8. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. — Одесса: Неогоциант, 2006. — 712 с.
9. Краснов Ю.С. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий. — М.: Техносфера, 2006. — 288 с.

Поступила в редакцию 24.05.13

**Безродний М.К.,** докт. техн. наук, проф.,  
**Кутра Д.С., Дранік Т.В.**

*Національний технічний університет України «КПІ», Київ  
просп. Перемоги, 37, корп. 5, 03056 Київ, Україна, e-mail: m.bezrodny@kpi.ua*

## Термодинамічна ефективність застосування теплових насосів у системах вентиляції повітря у критичних басейнах

Проаналізовано термодинамічну ефективність системи вентиляції та осушення повітря у приміщенні басейну на базі теплового насоса з рекуператором. Отримано залежності для розрахунку ефективності цієї системи. Наведено графічні залежності основних параметрів, що характеризують ефективність роботи системи, від температури навколишнього повітря. Проведено аналіз ефективності системи вентиляції та осушення повітря у приміщенні басейну на базі теплового насоса у порівнянні з традиційною калориферною системою вентиляції. Визначено, що витрати енергії на теплонасосну систему значно нижче, ніж на традиційну систему вентиляції у приміщенні басейну. Відносні витрати енергії на систему вентиляції з тепловими насосами зменшуються для систем, що допускають збільшення приросту вологовмісту повітря при проходженні через приміщення басейну. *Бібл. 9, рис. 8.*

**Ключові слова:** тепловий насос, система осушення повітря, системи вентиляції басейнів.

**Bezrodny M. K., Doctor of Technical Science, Professor,  
Kutra D. S., Dranik T. V.**

**National Technical University of Ukraine «KPI», Kiev**  
37, Peremohy Av., B. 5, 03056 Kiev, Ukraine, e-mail: m.bezrodny@kpi.ua

## Thermodynamic Efficiency of Use of Heat Pumps in the Air Ventilation System in the Indoor Pools

The thermodynamic efficiency of heat pump system of ventilation and dehumidification of swimming pool indoor air was analyzed. Analytically were obtained dependences for the calculation of this system. Shows graphs of the main parameters that characterize system efficiency, depending of external air temperature. The analysis of the heat pump system efficiency compared with the traditional ventilation system was made. It was determined that energy expenses for heat pump system is significantly lower than in the traditional ventilation system in the swimming pool area. Relative energy consumption of heat pump ventilation system reduced in systems with increasing air moisture content of air passing through the pool room. *Bibl. 9, fig. 8.*

**Key words:** heat pump, dehumidification system, swimming pool ventilation system.

### References

1. Heat pump is energy efficient component of air conditioning systems. *Teplovye nasosy*, 2011, (2), pp. 25–30. (Rus.)
2. Novozhilov Yu.N. Use of heat pumps in heating systems. *Promyshlennaja jenergetika*, 2006, (5), pp. 24–25. (Rus.)
3. Gorshkov V.G. Heat pumps. Analytical review. *Spravochnik promyshlennogo oborudovaniya*, 2004, (2), pp. 47–80. (Rus.)
4. Efimov N.N., Malyshev P.A. Perspective for the use of heat pumps in the energy supply of industrial and municipal companies. *Teplojenergetika*, 2009, (11), pp. 30–33. (Rus.)
5. Macevityj Yu.M., Bogdanovich L.S., Klepanda A.S. About the rational use of heat pump technology in the economy of Ukraine. *Jenergosberezhenie. Jenergetika. Jenergoaudit*, 2007, (3), pp. 21–31. (Rus.)
6. Providing climate and energy saving in swimming pools. Norms of designing. Moscow :Avok-press, 2012, 18 p. (Rus.)
7. Macevityj Yu.M., Chirkin N.B., Bogdanovich L.S., Klepanda A.S. Implementation of heat pump technology. *Ekotehnologij i resursosberezhenie*, 2008, (3), pp. 4–10. (Rus.)
8. Morozjuk T.V. The theory of chillers and heat pumps. Odessa : Negociant, 2006, 712 p. (Rus.)
9. Krasnov Yu.S. HVAC system. Design Guidelines for industrial and public buildings. Moscow : Tehnosfera, 2006, 288 p. (Rus.)

Received May 24, 2013

---

Подписывайтесь на журнал  
«Энерготехнологии и ресурсосбережение» (индекс 74546)  
на 2014 г. по Сводному Каталогу агентства  
«УКРИНФОРМНАУКА»

По вопросам организации подписки обращайтесь по адресам:

**в Украине**  
Агентство «Укринформнаука»  
ул. Владимирская, 54, комн. 144  
Киев-30, 01601  
тел. / факс +38 (044) 239-64-57  
моб. +38 (050) 154-77-83  
e-mail: innovation@nas.gov.ua

**в России**  
Компания «Информнаука»  
вед. специалист  
Перова Ольга Александровна  
тел.: 8(495) 787 38 73  
факс: 8(499) 152 54 81  
e-mail: perova@viniti.ru