

Петраш В.Д., докт. техн. наук, проф., **Поломаный А.А.,** аспирант,
Басист Д.В., канд. техн. наук
Одесская государственная академия строительства и архитектуры
ул. Дидрихсона, 4, 65029 Одесса, Украина, e-mail: petrant@ukr.net

Экономия топлива при теплоснабжении зданий закрытых плавательных бассейнов в условиях совместной работы теплонасосной установки и традиционного теплогенератора

Высокоэффективное теплоснабжение плавательных бассейнов определяется условиями энергоэкономичного потребления теплоты в общем процессе поддержания установленной температуры воды в бассейне и микроклимата в помещениях с многократным воздухообменом. Разработана теплонасосная система для нагрева расходуемой воды в здании, которая позволяет одновременно и попеременно утилизировать теплоту отработанных водных и воздушных потоков вытяжной системы вентиляции. Для предлагаемой системы на основе результатов исследования определена экономия топлива при теплоснабжении зданий закрытых плавательных бассейнов в условиях совместной работы теплонасосной установки и традиционного теплогенератора. Установлены зависимости экономии газового топлива от коэффициента преобразования, а также минимальных значений коэффициентов преобразования от стоимости газового топлива при различных тарифах на электроэнергию. При существующем соотношении стоимости электрической энергии и газового топлива его экономия находится в диапазоне 58–86 % для реально достижимых значений коэффициентов преобразования $\phi = 4-6$. *Библ. 5, рис. 3.*

Ключевые слова: тепловые насосы, утилизация тепла, экономия топлива, теплоснабжение.

Высокоэффективное теплоснабжение плавательных бассейнов определяется условиями энергоэкономичного потребления теплоты в общем процессе поддержания установленной температуры воды в бассейне и микроклимата в помещениях с многократным воздухообменом. Нормируемая температура воды в закрытых и открытых бассейнах должна составлять соответственно 24 и 27 °С [1], тепловой поток с поверхности бассейна находится в пределах 250–500 Вт/м² соответственно с защищенной и открытой поверхности водного зеркала. Суточный расход отработанных водных потоков с учетом испарения следует компенсировать 10 %-м поступлением свежей части воды относительно общего объема ее в бассейне. Закономерно, что расход непрерывно удаляемой воды равен подпиточной части, которая компенсирует суммарный расход ее обновления с учетом испаряющейся влаги и необходимой для системы горячего водоснабжения.

Определим экономию топлива при теплоснабжении зданий закрытых плавательных бассейнов в условиях совместной работы теплонасосной установки и традиционного теплогенератора.

На рис.1 представлена усовершенствованная схема теплонасосной системы теплоснабжения закрытого плавательного бассейна на основе утилизации энергии отработанных водных и воздушных потоков [1]. Система позволяет одновременно и попеременно утилизировать теплоту отработанных водных и воздушных потоков вытяжной системы вентиляции (11). При работе плавательного бассейна (10) указанный режим обеспечивается за счет двух параллельно работающих испарителей (3, 4). Трехпозиционное распределение потоков рабочего тела между испарителями, предопределяя соответствующий режим отбора теплоты в работе системы в зависимости от соотношения расходов отработанных низкотемпературных водных и воздушных потоков.

При прохождении отработанных водных потоков через испаритель (4) происходит отбор теплоты в результате кипения рабочего тела (фреона), циркулирующего в контуре теплонасосной установки. Таким же образом происходит последующий отбор теплоты из удаляемого вентиляционного воздуха с помощью калорифе-

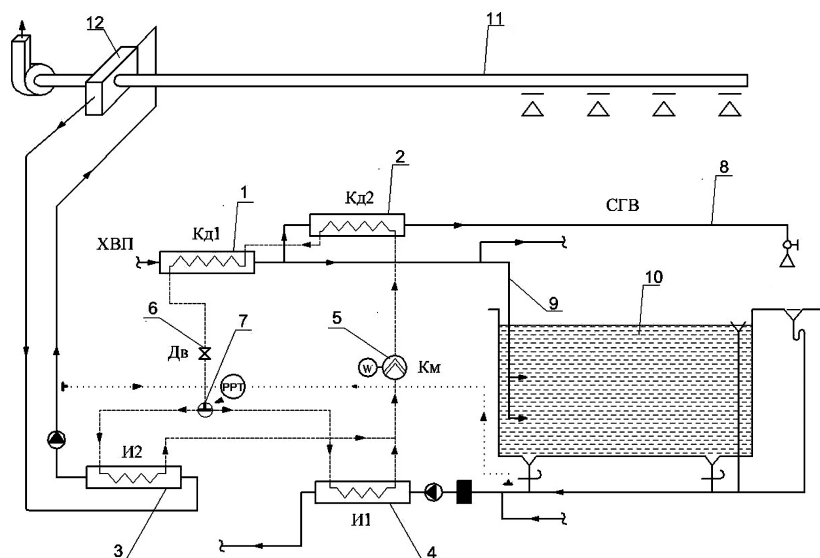


Рис.1. Принципиальная схема теплонасосной системы теплоснабжения закрытого плавательного бассейна: 1 – конденсатор; 2 – форконденсатор; 3 – испаритель отбора теплоты вентиляционного воздуха; 4 – испаритель отбора теплоты отработанных водных потоков; 5 – компрессор; 6 – дроссельный вентиль; 7 – регулирующее устройство; 8 – система горячего водоснабжения душевых; 9 – система наполнения бассейна; 10 – бассейн; 11 – система вытяжной вентиляции; 12 – калорифер.

ра (12) в испарителе (3). После отбора утилизируемой теплоты пары рабочего тела поступают в компрессор (5), где сжимаются с повышением температуры. Затем они последовательно поступают в форконденсатор (2) и конденсатор (1), где происходит последовательное их охлаждение.

Для нагрева поступающей в плавательный бассейн воды используется конденсатор (1), в котором осуществляется также предварительный нагрев части воды для системы горячего водоснабжения (8). Вода, поступающая из хозяйственно-питьевого водопровода, нагревается в конденсаторе, после чего одна ее часть поступает в систему пополнения плавательного бассейна, а другая – в форконденсатор для последующего догрева перед поступлением в систему горячего водоснабжения. После конденсации в основном конденсаторе (1) рабочее тело дросселируется, проходя через соответствующий вентиль (6), а затем направляется в испарители после регулирующего устройства (7).

Очевидно, что наибольшая энергетическая эффективность отбора теплоты может быть обеспечена при одновременной работе испарителей И1 и И2 в равнозначных температурных условиях при вполне определенном соотношении отработанных анализируемых потоков после соответствующей настройки регулятора разности температур.

Одним из основных показателей энергетической эффективности применения теплонасосных установок вместо теплогенераторов в систе-

мах теплоснабжения является расход первичного топлива. Определим условия высокоэффективной работы теплонасосной установки совместно с традиционным теплогенератором в системе теплоснабжения.

Тепловая мощность традиционного теплогенератора Q_K , работающего на органическом топливе с расходом V_K и теплотворной способностью Q_{HP} с коэффициентом полезного действия η_K , представляется в таком виде [2–4]:

$$Q_K = V_K (Q_{HP} / 860) \eta_K. \quad (1)$$

На этой основе удельный расход топлива V_K , необходимый для выработки 1 кВт·ч тепловой энергии, определяется в виде следующего соотношения:

$$b_K = V_K / Q_{кот} = 860 / (Q_{HP} \eta_K). \quad (2)$$

Электрическая энергия W_{TH} , которая необходима для работы компрессора теплонасосной установки мощностью Q_{TH} для генерации теплового потока ($Q_{TH} = Q_{конд}$), определяется коэффициентом преобразования ϕ , поэтому

$$W_{TH} = Q_{TH} / \phi. \quad (3)$$

Стоимость C расходуемой электрической энергии W_{TH} зависит от ее тарифа τ_ε (грн/(кВт·ч)) и определяется как $C = W_{TH} \tau_\varepsilon$. Обычно на ТЭЦ для выработки электрической энергии W_{TH} , затрачиваемой в работе компрессора теплового насоса, требуется эквивалентный расход органического топлива $V_{эКВ}$, определяемый зависимостью

$$V_{эКВ} = W_{TH} (\tau_\varepsilon / \tau_{топ}), \quad (4)$$

где $\tau_{топ}$ – тариф на топливо, которое сжигается в теплогенераторе ТЭЦ, грн/н.м³, либо грн/кг у.т.

При работе котла и работе теплового насоса удельный расход топлива, приходящийся на единицу генерируемой теплоты, определяется аналогично (2) с учетом (3) в следующем виде:

$$b_{TH} = V_{эКВ} / Q_{TH} = V_{эКВ} / (\phi W_{TH}) = (\tau_\varepsilon / \tau_{топ}) / \phi. \quad (5)$$

Эффективность применения теплового насоса в качестве источника теплоты по сравне-

нию с традиционным теплогенератором может быть определена по степени замещения удельного расхода топлива на основе (2) и (5) в виде следующего соотношения:

$$\bar{b}_{\text{ТН-кот}} = (b_{\text{кот}} - b_{\text{ТН}}) / b_{\text{К}} = 1 - [(\tau_{\text{э}} / \tau_{\text{топ}}) (\eta_{\text{К}} / \varphi) (Q_{\text{Н}}^{\text{П}} / 860)]. \quad (6)$$

Графическая интерпретация эффективности применения теплонасосной установки в интегрированном варианте работы с традиционной котельной установкой по расходу первичного топлива, определяемой на основе уравнения (6) в зависимости от коэффициента преобразования, представлена на рис.2.

В качестве исходных были приняты следующие данные: $\tau_{\text{э}} = 1,0$ грн (0,04 долл.) / 1 кВт·ч; $\tau_{\text{топ}} = (100-400)$ долл. / 1000 н.м³; $Q_{\text{Н}}^{\text{П}} = 8100$ ккал / н.м³; $\eta_{\text{К}} = 0,92$.

Из анализа графических зависимостей следует, что экономия топлива при совместной работе теплонасосной установки с традиционным теплогенератором существенно зависит от коэффициента преобразования и стоимости первичного топлива.

Для реально достижимых коэффициентов преобразования $\varphi = 4-6$ [1] в процессе утилизации теплоты с имеющимся температурным уровнем отработанных водных и воздушных потоков (15–20) °С, например, для нагрева воды в зданиях закрытых плавательных бассейнов экономия топлива составляет $\bar{b} = (58-86)\%$ при стоимости его (200–400) долл. / 1000 н.м³ газа, сопровождающаяся соответствующим снижением газопылевых и тепловых выбросов в окружающую среду [5].

Из зависимости (6) следует, что равенство удельных расходов топлива в системах теплоснабжения от традиционной теплогенерирующей и теплонасосной установки ($b_{\text{кот}} = b_{\text{ТН}}$)

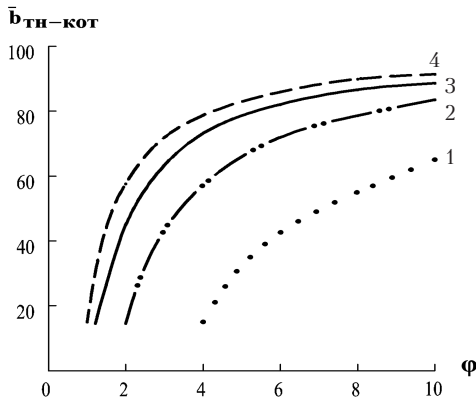


Рис.2. Зависимости экономии газового топлива от коэффициента преобразования при совместной работе теплонасосной установки с традиционным теплогенератором, долл. / 1000 н.м³: 1 — 100; 2 — 200; 3 — 300; 4 — 400.

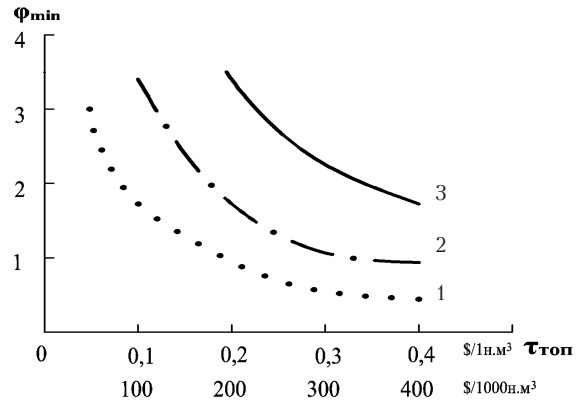


Рис.3. Зависимость минимальных значений коэффициентов преобразования от стоимости газообразного топлива $\tau_{\text{э}}$ при различных тарифах на электроэнергию, грн / кВт·ч (долл. / кВт·ч): 1 — 0,5 (0,02); 2 — 1,0 (0,04); 3 — 2,0 (0,08).

достигается при минимальном значении коэффициента преобразования, который представляется в виде

$$\varphi_{\text{min}} = (\tau_{\text{э}} \eta_{\text{К}} Q_{\text{Н}}^{\text{П}}) / (\tau_{\text{топ}} \cdot 860). \quad (7)$$

На рис.3 представлены минимальные значения коэффициента преобразования согласно (7) в зависимости от стоимости газообразного топлива при различных тарифах на электрическую энергию. Из графиков следует, что с повышением стоимости газового топлива при неизменном тарифе на электрическую энергию значения минимальных коэффициентов преобразования существенно снижаются. Также очевидно, что с приближением $\varphi \rightarrow 1$ возрастает необходимость прямого преобразования электрической энергии в тепловую либо применения традиционных котельных для центрального и местного теплоснабжения.

Если электрическая энергия, потребляемая теплонасосной установкой, вырабатывается на ТЭС с КПД $\eta_{\text{э}}$ при использовании того же топлива, что и в традиционной котельной, с себестоимостью $\tau_{\text{э}} = \tau_{\text{топ}} [860 / (\eta_{\text{э}} Q_{\text{Н}}^{\text{П}})]$, то эффективность достигаемого снижения удельного расхода топлива в работе теплового насоса по сравнению с ТЭС представляется в виде следующей зависимости:

$$\bar{b}_{\text{ТН-ТЭС}} = 1 - [(\eta_{\text{К}} / \eta_{\text{э}}) \varphi]. \quad (8)$$

Из уравнения (8) следует, что в теплонасосной системе теплоснабжения, работающей совместно с традиционным котлом, равнозначный удельный расход топлива на единицу генерируемой теплоты может быть обеспечен при минимальном коэффициенте преобразования, который определяется соотношением

$$\varphi_{\text{min}} = \eta_{\text{К}} / \eta_{\text{э}}. \quad (9)$$

Выводы

Економія палива в спільній роботі теплонасосної установки з традиційним теплогенератором визначається перш за все вартістю палива, коефіцієнтом перетворення і співвідношенням вартості електричної енергії і газового палива, а також КПД котельної, працюючої в якості додаткового джерела енергії.

При існуючому співвідношенні вартості електричної енергії і газового палива економія знаходиться в діапазоні 58–86 % для реально досяжних значень коефіцієнтів перетворення $\phi = 4-6$, перш за все для теплонасосних систем утилізації теплоти низькопотенціальних джерел з підвищеною температурою, а саме: видаленого вентиляційного повітря і стічних вод будівель закритих басейнів, прачечних і підприємств громадського харчування.

Рекомендовані в ДСТУ Б В.2.5-44:2010 (Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами. — Київ : Міненергобуд України, 2010. — 57 с.) мінімальні значення коефіцієнтів перетворення недостатньо обґрунтовані в частині ціни палива, а також змінюючого співвідношення вартості електричної і теплової енергії, в зв'язі з чим целесообразно розглядати їх тільки як міні-

мально необхідні, але недостатні показники для економії палива з використанням аналізованих систем теплопостачання.

Список литературы

1. Петраш В.Д., Поломанний А.А. Теплопостачання плавальних басейнів на основі парокompresорної трансформації утилізованої теплоти оброблених водних і повітряних потоків // Енергоефективність в будівництві та архітектурі : Наук.-техн. зб. Київ. нац. ун-та будівництва і архітектури. — 2015. — Вип. 7. — С. 198–204.
2. Петраш В.Д. Теплонасосні системи теплопостачання. — Одеса : Типографія «ВМВ», 2014. — 456 с.
3. Петраш В.Д., Сорокіна І.В., Поломанний А.А. Сравнительный анализ энергетической эффективности утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха // Вісн. Одес. держ. акад. буд-ва і архітектури. — 2010. — Вип. 37. — С. 350–379.
4. Клименко В.Н. Некоторые особенности применения парокompresорных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов // Пром. теплотехника. — 2011. — Т. 33, № 5. — С. 42–48.
5. Горшков В.Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор // Применение тепловых насосов в России : Справ. пром. оборудования. — 2005. — № 4. — С. 148–175.

Поступила в редакцию 10.05.16

Петраш В.Д., докт. техн. наук, проф., **Поломанний О.А.**, аспірант,

Басист Д.В., канд. техн. наук

Одеська державна академія будівництва та архітектури

вул. Дідріхсона, 4, 65029 Одеса, Україна, e-mail: petrant@ukr.net

Економія палива при теплопостачанні будинків критих плавальних басейнів в умовах спільної роботи теплонасосної установки та традиційного теплогенератора

Високоєфективне теплопостачання плавальних басейнів визначається умовами енергоекономічного споживання теплоти в загальному процесі підтримки заданої температури води в басейні та мікроклімату в приміщеннях з багаторазовим повітрообміном. Розроблено теплонасосну систему для нагріву води, що витрачається в будівлі, яка дає змогу одночасно та по черзі утилізувати теплоту відпрацьованих водних та повітряних потоків витяжної системи вентиляції. Для запропонованої системи на основі результатів дослідження визначено економію палива при теплопостачанні будівель закритих плавальних басейнів в умовах спільної роботи теплонасосної установки та традиційного теплогенератора. Встановлено залежності економії газового палива від коефіцієнта перетворення, а також мінімальних значень коефіцієнтів перетворення від вартості газового палива при різних тарифах на електроенергію. При існуючому співвідношенні вартості електричної енергії та газового палива його економія знаходиться в діапазоні 58–86 % для реально досяжних значень коефіцієнтів перетворення $\phi = 4-6$. *Бібл. 5, рис. 3.*

Ключові слова: теплові насоси, утилізація тепла, економія палива, теплопостачання.

Petrash V.D., Doctor of Technical Sciences, Professor,
Polomannyi A.A., PhD Student, **Basist D.V.**, Candidate of Technical Sciences
Odessa State Academy of Construction and Architecture
 4, Didrihson Str., 65029 Odessa, Ukraine, e-mail: petrant@ukr.net

Fuel Economy During Heat Supply for Buildings with Indoor Swimming Pools under the Conditions of Joint Operation of Heat Pump Plant and Standard Heat Generator

High-performance heat supply for swimming pools is determined by conditions of energy-saving heat consumption within the whole process of maintaining the set temperature of water in the swimming pool and environment in rooms with multi-stage air exchange. The authors have developed the heat pump system to heat the water consumed in the building, which allows both simultaneously and alternately recovering the heat of waste water and air flows of exhaust system of ventilation. The fuel economy during heat supply for buildings with indoor swimming pools under the conditions of joint operation of heat pump plant and standard heat generator was determined for the suggested system on the basis of research results. The dependencies of gas fuel economy on conversion ratio as well as minimal values of conversion ratios on gas fuel cost are determined at different electricity tariffs. Taking into account current ratio of electricity costs and gas fuel costs the economy is about 58–86 % for realistically reachable values of conversion ratios $\varphi = 4-6$. *Bibl. 5, Fig. 3.*

Key words: heat pumps, heat recovery, fuel economy, heat supply.

References

1. Petrash V.D. Polomannyj A.A. Teplosnabzhenie plavatel'nyh bassejnov na osnove parokompres-sornoj transformacii utilizirovannoj teploty otrabotannyh vodnyh i vozdušnyh potokov. *Energoefektivnist' v budivnictvi ta arhitektury, Naukovo-tehničnij zbirnik Kyi'vs'kogo nacional'nogo universytetu budivnyctva ta arhitektury*, 2015, Iss. 7, pp. 198–204. (Rus.)
2. Petrash V.D. Teplonasosnye sistemy teplosnabzhenija, Odessa : Tipografija «VMV», 2014, 456 pp. (Rus.)
3. Petrash V.D., Sorokina I.V., Polomannyj A.A. Sravnitel'nyj analiz jenergetičeskoj jeffektivnosti utilizacii teploty udaljaemogo ventiljacionnogo vozduha, *Visnik Odes'koi' derzhavnoi' akademii' budivnyctva i arhitektury*, 2010, Iss. 37, pp. 350–379. (Rus.)
4. Klimenko V.N. Nekotorye osobennosti primenenija parokompresornyh teplovyh nasosov dlja utilizacii sbrosnoj teploty otopitel'nyh kotlov, *Promyshlennaja teplotehnika*, 2011, 33 (5), pp. 42–48. (Rus.)
5. Gorshkov V.G. Teplovye nasosy. Analitičeskij obzor, *Primenenie teplovyh nasosov v Rossii : Spravočnik promyšlennogo oborudovanija*, 2005, (4), pp. 148–175. (Rus.)

Received May 10, 2016