

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ПЛАВАТЕЛЬНЫХ БАССЕЙНОВ НА ОСНОВЕ ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ ТРАНСФОРМАЦИИ УТИЛИЗИРУЕМОЙ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАННЫХ ВОДНЫХ И ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ.

*Одесская государственная академия строительства и архитектуры,
Украина*

На основе анализа установленной аналитической взаимосвязи исходных условий и режимных параметров для предложенной системы определены коэффициенты преобразования, значения которых существенно превышают нормируемые значения. Выявлены условия и рациональные пути энергосбережения в процессах утилизации теплоты отработанных водных и воздушных потоков при эксплуатационном регулировании теплопотребляющих систем закрытых плавательных бассейнов.

Постановка проблемы. Высокоэффективное теплоснабжение плавательных бассейнов определяется условиями энергоэкономичного потребления теплоты в общем процессе поддержания установленной температуры воды в бассейне и микроклимата в помещениях с многократными воздухообменами. Нормируемая температура воды в закрытых и открытых бассейнах должна составлять соответственно 24 и 27°C [1]. Согласно [2] 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 [1] компенсировать 10 %-ным поступлением свежей части воды относительно общего объема её в бассейне. Закономерно, что расход непрерывно удаляемой воды равен подпиточной части, которая компенсирует суммарный расход её обновления с учетом испаряющейся влаги и необходимой для системы горячего водоснабжения.

Основная часть. На рис 1. представлена усовершенствованная [3] схема теплонасосной системы теплоснабжения закрытого плавательного бассейна на основе утилизации энергии отработанных водных и воздушных потоков.

Система позволяет, как одновременно, так 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 и 4) с регулирующим устройством (7). 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 калорифера (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.

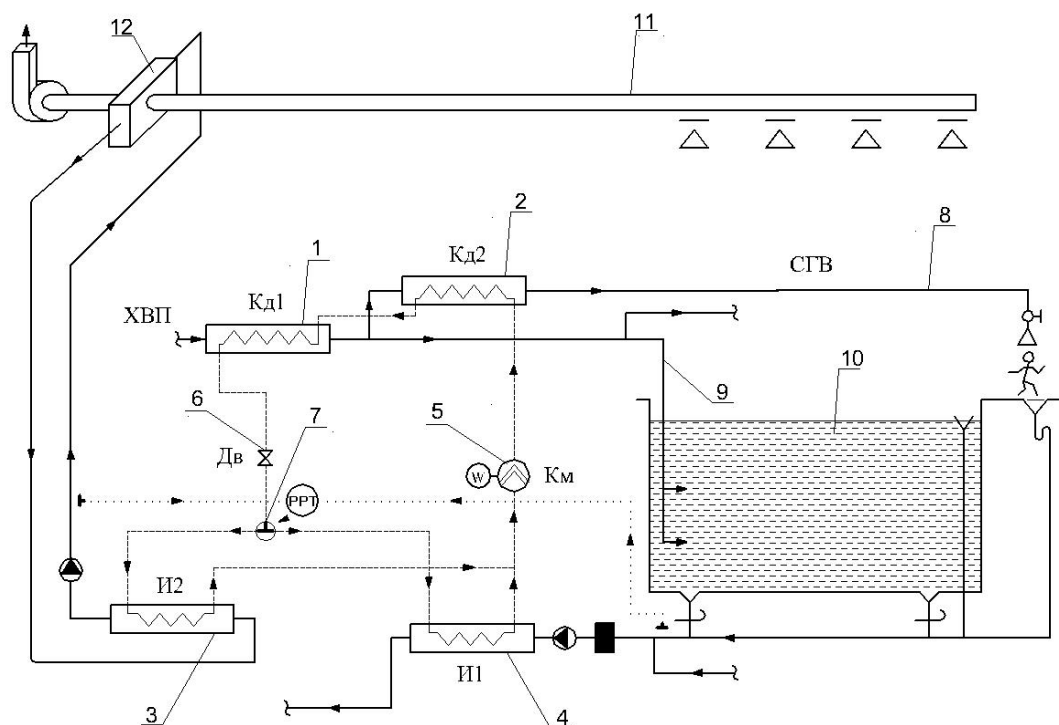


Рис.1. Принципиальная схема теплонасосной системы теплоснабжения закрытого плавательного бассейна. *Условные обозначения:* 1 – конденсатор; 2 – форконденсатор; 3 – испаритель отбора теплоты вентиляционного воздуха; 4 – испаритель отбора теплоты отработанных водных потоков; 5 – компрессор; 6 – дроссельный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

Для нагрева поступающей воды в плавательный бассейн 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 ее первая часть поступает в систему пополнения плавательного бассейна, а вторая - в форконденсатор для 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). Трехпозиционное

устройство (7) обеспечивает автоматическое 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. Очевидно, что наибольшая энергетическая эффективность отбора теплоты может быть обеспечена при одновременной работе испарителей И1 и И2 в равнозначных температурных условиях при определенном соотношении отработанных анализируемых потоков после соответствующей настройки регулятора разности температур.

Установим взаимосвязь исходных параметров и режимных условий в работе системы теплоснабжения. Располагаемый тепловой поток $Q_{y.v}$ с расходом удаляемого вентиляционного воздуха $G_{y.v}$, который обеспечивает требуемый тепловлажностный режим в обслуживаемом помещении в рабочий период, представляется в виде

$$Q_{y.v} = G_{y.v} \cdot c_B (t_B - t_{y.v}), \quad (1)$$

где t_B и $t_{y.v}$ - температуры удаляемого вентиляционного воздуха на входе в калорифер, и конечная его температура при охлаждении в «сухом» режиме, °С.

Утилизируемый тепловой поток удаляемого вентиляционного воздуха, воспринятый промежуточным энергоносителем $G_{w,и2}$, определяется разностью его начальной на входе $t_{н,и2}$ и конечной на выходе $t_{к,и2}$ температурами в испарителе И2, поэтому

$$Q_{и2} = G_{w,и2} \cdot C_w (t_{н,и2} - t_{к,и2}).$$

(2)

Логично полагать, что конечная температура энергоносителя после испарителя на входе в калорифер может быть представлена в виде

$$t_{к,и2} = t_{y.v} - \Delta t, \quad (3)$$

где Δt – разность температур между температурой удаляемого воздуха после калорифера и конечной температурой энергоносителя после испарителя, последняя из которых может быть принята для анализируемых условий на основе [4] в пределах (10-15)°С.

На изложенной основе зависимость (2) для определения утилизируемого теплового потока из отработанного вентиляционного воздуха в испарителе И2 с учетом (1) и (3) приобретает окончательный вид

$$Q_{и2} = G_{w,и2} c_w \left\{ \left[t_{y.v} - \Delta t + \frac{c_B}{c_w} \cdot \frac{G_{y.v}}{G_{w,и2}} (t_B - t_{y.v}) \right] - t_{к,и2} \right\}. \quad (4)$$

Средняя температура смеси отработанных водных потоков на входе в испаритель И1, поступающих из систем горячего водоснабжения $G_{г.в.}$ и плавательного бассейна $G_б$, представляется в виде

$$t_{н,и1} = \frac{(c_w G_{г.в.} t_{г.в.}^K + c_w G_б t_б^K)}{c_w (G_{г.в.} + G_б)}, \quad (5)$$

где индекс «к» указывает на соответствующие значения конечных температур отработанных водных потоков на входе в испаритель И1, °С.

В результате утилизируемая теплота из смеси водных потоков в испарителе И1 с общим расходом $G_{w,и1} = (G_{г.в.} + G_б)$ определяется по зависимости

$$Q_{и1} = G_{w,и1} \cdot c_w (t_{н,и1} - t_{к,и1}), \quad (6)$$

где $t_{к,и1}$ – предельная температура охлаждения отработанного водного потока, значение которой рекомендуется [3,4] принимать равной 5°С.

Обозначив расход воды на горячее водоснабжение $G_{гв}$, как часть y относительно общего отработанного водного потока $G_{w,и1}$ в виде, $G_{гв} = y G_{w,и1}$, тогда расход поступающей воды из плавательного бассейна определяется соотношением $G_б = (1-y) G_{w,и1}$. Таким образом, следуя (6), утилизируемый тепловой поток в испарителе И1 приобретает окончательный вид

$$Q_{и1} = G_{w,и1} \cdot c_w [yt_{гв}^k + (1-y)t_б^k - t_{к,и1}]. \quad (7)$$

Аналогично определяются соответствующие тепловые потоки нагрева воды в конденсаторах К1 и К2 соответственно

$$Q_{к1} = (G_{гв} + G_б) \cdot c_w (t_б - t_{хв}), \quad (8)$$

$$Q_{к2} = G_{гв} \cdot c_w (t_{гв} - t_б). \quad (9)$$

Энергетическая эффективность утилизации теплоты отработанных водных потоков и удаляемого вентиляционного воздуха [5,6] для нагрева абонентского теплоносителя в теплонасосной системе определяется по коэффициенту преобразования

$$\varphi = \frac{\Sigma Q_k}{\Sigma Q_k - \Sigma Q_{и1}} = \frac{1}{1 - \frac{\Sigma Q_{и1}}{\Sigma Q_k}}, \quad (10)$$

где разность суммарных энергетических потоков $\Sigma Q_{и1}$ для испарителей и ΣQ_k для конденсаторов отражает тепловой эквивалент приводимой мощности в работе компрессора.

В результате коэффициент преобразования для анализируемой системы согласно зависимости (10) представляется уравнением следующего вида

$$\varphi = \left[1 - \frac{\{[yt_{гв}^k + (1-y)t_б^k] - t_{к,и1}\} + \frac{G_{w,и2}}{G_{w,и1}} \{[t_{у.в.} - \Delta t_{в-в} + \frac{c_{в.}}{c_w} \cdot \frac{G_{у.в.}}{G_{w,и2}} \cdot (t_{в.} - t_{у.в.})] - t_{к,и2}\}}{[(t_б - t_{х.в.}) + y(t_{гв} - t_б)]} \right]^{-1}. \quad (11)$$

На основе установленной зависимости для коэффициента преобразования (11) выполнены соответствующие расчеты при следующих

исходных данных: $y=0...0,95$; $t_{ГВ}^k=30^\circ\text{C}$; $t_6^k=25^\circ\text{C}$; $t_{к,и1}=5^\circ\text{C}$; $t_{у.в.}=10^\circ\text{C}$; $\Delta t=5^\circ\text{C}$; $t_в=25^\circ\text{C}$; $c_в=1006 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $c_в=4189 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $t_{к,и2}=5^\circ\text{C}$; $t_6=28^\circ\text{C}$; $t_{хв}=10^\circ\text{C}$; $t_{ГВ}=50^\circ\text{C}$; $G_{у.в.}/G_{w,и2}=1$; $G_{w,и2}/G_{w,и1}=0,1;0,3;0,5$.

На рисунке (2) представлено изменение коэффициентов преобразования от соотношения расходов нагреваемой воды для горячего водоснабжения у относительно её общего расхода в работе плавательного бассейна при следующих соотношениях $G_{w,и2}/G_{w,и1}=0,1;0,3;0,5$.

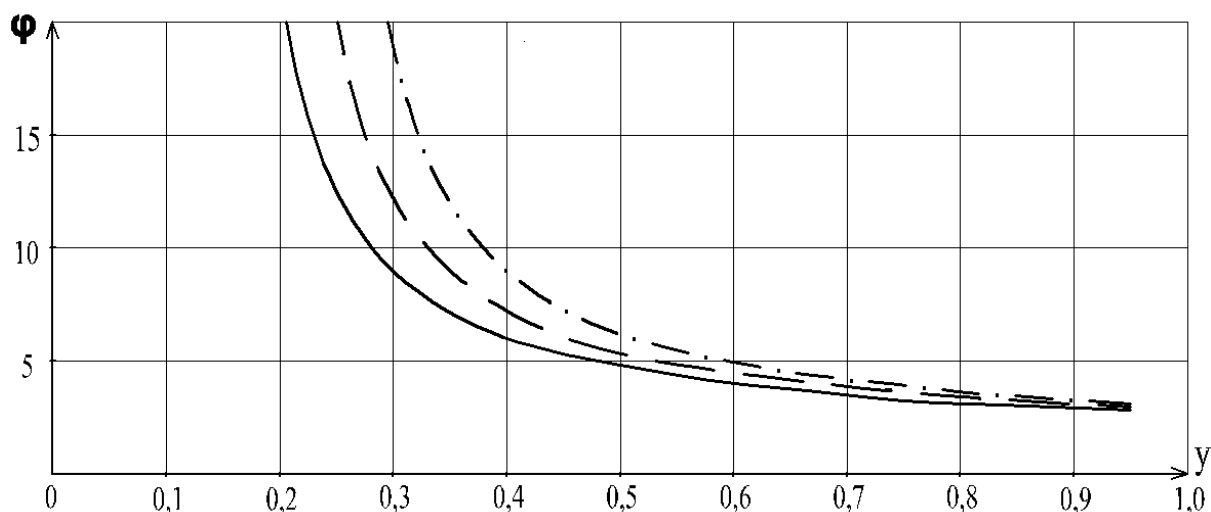


Рис. 2. Зависимость коэффициента преобразования от соотношения расходов нагреваемой воды для горячего водоснабжения и общего ее потребления в работе бассейна при различных режимах ($G_{w,и2}/G_{w,и1}$) утилизации теплоты отработанного вентиляционного воздуха. Условные обозначения: — — — — $G_{w,и2}/G_{w,и1}=0,1$; — — — — $G_{w,и2}/G_{w,и1}=0,3$; — · — — $G_{w,и2}/G_{w,и1}=0,5$.

Из анализа графической взаимосвязи следует, что предложенная система, обеспечивая достаточно высокую энергетическую эффективность утилизации теплоты, весьма существенно зависит от соотношения расходов воды для систем горячего водоснабжения относительно общего расхода воды в здании закрытого плавательного бассейна. Энергетическая эффективность системы весьма существенно возрастает за счет утилизации теплоты отработанных воздушных потоков при возрастании их расхода. Косвенно интегрированный результат указывает на необходимость круглогодичного использования весьма существенного энергетического потенциала отработанных воздушных потоков посредством теплонасосных технологий для нагрева воды вместо рекомендуемого [8] применения традиционных способов утилизации теплоты для предварительного подогрева приточного вентиляционного воздуха, реализуемого только в отопительный период года.

Выводы. Предложена новая система теплоснабжения для зданий закрытых плавательных бассейнов с полиструктурным устройством конденсаторов и испарителей теплонасосной установки, позволяющая

производить ресурсосберегающий нагрев воды для плавательного бассейна и горячего водоснабжения. Система отличается высокой энергетической эффективностью в процессах интегрированной утилизации теплоты отработанных водных потоков и удаляемого вентиляционного воздуха.

На основе анализа установленной аналитической взаимосвязи определены значения коэффициентов преобразования, которые существенно превышают нормируемые [7]. При этом выявлены условия и рациональные пути энергосбережения при эксплуатационном регулировании теплопотребляющих систем закрытых плавательных бассейнов, учитывающие различные режимы утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха, обусловленные переменным расходом потребляемой воды.

Литература

1. ДБН В.2.2-13-2003 Спортивні та фізкультурно-оздоровчі споруди.–Київ.; Державний комітет України з будівництва та архітектури, 2004, с 80.
2. *Хайнрих Г.* / Г. Хайнрих, Х. Найорк, В. Нестлер// Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения /пер. С нем./ – М.: Стройиздат, 1985. – 351с.
3. *Петраш В.Д.* Теплонасосные системы теплоснабжения : монография / В.Д. Петраш – Одесса : типографія «ВМВ», 2014. - 556 с.
4. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др.; Под общ. ред. Г.Н. Даниловой. – 2-е изд., перераб. и доп. –Л.: Машиностроение, Ленингр.отд-ние, 1986. – 303 с.
5. *Мартыновский В.С.* Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. - М.: Энергия, 1977. - 280 с.
6. *Петраш В.Д.* / В.Д. Петраш, И.В. Сорокина, А.А. Поломанний // Сравнительный анализ энергетической эффективности утилизации теплоты удаляемого вентиляционного воздуха. Вісник ОДАБА. Збірник наукових праць.- Вип. № 37. Одеса. 2010, С. 350-379.
7. ДСТУ Б В.2.5-44:2010 Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами. – Київ.; Мінрегіонбуд України, 2010, с. 57.
8. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Ч.3. кн.1,2. Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.Н. Шиллера.- М.: Стройиздат, 1992.-319 с.

ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ПЛАВАЛЬНИХ БАСЕЙНІВ НА ОСНОВІ ПАРОКОМПРЕСІЙНОЇ ТРАНСФОРМАЦІЇ УТИЛІЗОВАНОЇ ТЕПЛОТИ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ВОДНИХ ТА ПОВІТРЯНИХ ПОТОКІВ.

В. Д. Петраш, О. А. Поломанний.

На основі аналізу встановленого аналітичного взаємозв'язку вихідних умов та режимних параметрів для запропонованої системи, визначені коефіцієнти перетворення, значення яких суттєво перевищують нормативні. Виявлено умови та раціональні шляхи енергозбереження в процесах утилізації теплоти відпрацьованих водних та повітряних потоків при експлуатаційному регулюванні теплоспоживаючих систем закритих плавальних басейнів.

HEATING SWIMMING POOLS BASED ON VAPOR COMPRESSION TRANSFORMATION OF RECYCLABLE WASTE HEAT WATER AND AIR FLOWS.

V. Petrash, A. Polomannuy.

Based on relation analysis of the analytical baseline and operational parameters of the proposed system, the values of the transform coefficients were obtained and determined to be significantly higher than normalized . In addition, the conditions and rational ways of energy saving in the process of waste water heat utilization and air flow regulation of heat consuming indoor swimming pool systems were defined.