

**УСЛОВИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕЖИМА ТЕПЛООБМЕННИКОВ В
ТЕМОТРАНСФОРМАТОРНОЙ СИСТЕМЕ
ТЕПЛО-, ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ ЗДАНИЙ**

Высоцкая М.В., асп.

*Одесская государственная академия строительства и архитектуры,
Украина*

Введение. Известны многообразные термотрансформаторные системы теплохладоснабжения зданий [1,2,3] на основе индивидуального и совместного использования энергии водных и воздушных потоков. В качестве низкотемпературных источников в них используется вода открытых водоемов, а также дренирующиеся грунтовые и подземные воды. В месте с тем их устройство не позволяет использовать энергию исходной холодной воды на вводе в здания в качестве низкотемпературного источника [4], что привлекательно для Южных регионов Украины, а также теплоты удаляемого и нагретого наружного воздуха в летний период года. Не обоснованы также рациональные условия их совместного функционирования. Кроме того основными недостатками известных систем являются сравнительно большие капитальные и эксплуатационные затраты, связанные с подъемом воды на необходимый уровень земной поверхности, не установлена возможность эффективного использования теплоты вентиляционного воздуха, который обладает мощным источником вторичной энергии со сравнительно высокой температурой (18-23)°С для рационального использования с наиболее успешно внедряемыми средне-температурными тепловыми насосами.

Ранее предложенные системы [5,6] для указанной цели отличаются прямой зависимостью энергетической эффективности систем от изменения переменного соотношения расходов и неадекватности режимов разбора холодной и горячей воды в соответствующих зданиях. При этом нагрев воды для горячего водоснабжения, например до нормируемой температуры 55°С по условиям её применения для коммунально – бытового назначения с более высокой температурой (мытья посуды и др.), и при одновременном использовании её с температурой до 45°С в процессе смешения с холодной водой (для

бассейнов, душевых и т.д.), напрямую связан со снижением её эксэргии. Поэтому очевидно, что интегрированное использование теплового ресурса холодной воды, удаляемого и приточного вентиляционного воздуха для разноплановых составляющих подсистем теплохладоснабжения позволит повысить общую эффективность энергообеспечения того же здания.

Основная часть. Устройство предложенной системы [7,8] иллюстрируется на схеме рис 1. По трубопроводу 1 исходная холодная вода поступает с расчетным суммарным расходом для систем холодного и горячего водоснабжения, а после смешивания с теплой водой из трубопровода 24 и последующего разделения поступает под действием циркуляционного насоса 3а в испаритель 4 для охлаждения и в основной конденсатор 5а для нагрева. Из общего нагретого потока воды после основного конденсатора 5а подогретая её часть, обычно с температурой (40-45) °С, поступает в подсистему разбора теплой воды 2а (для бассейнов, ванн и т.д.), а остальная часть в систему разбора горячей воды 2б, проходя последовательно бак аккумулятор горячей воды 11 и форконденсатор 5б.

Рециркуляционная часть подогретой воды в процессе круглогодичного отбора теплоты из удаляемого воздуха в калорифере 16 и приточного воздуха в летний период в калорифере 14 в трубопроводе 24, совместно с общим потоком исходной холодной воды из трубопровода 1 для холодного и горячего водоснабжения, образуют совместный подогретый поток на входе в испаритель 4 даже зимой с температурой более 10°С, в результате чего обеспечивается непрерывная работа теплонасосной установки в течении года. Отбираемый тепловой поток в испарителе 4 в процессе работы теплонасосной установки с тепловым эквивалентом приводной мощности компрессора 6 передается для нагрева воды в форконденсаторе 5б и в основном конденсаторе 5а. Бак аккумулятор 10 с гибкой внутренней мембраной на среднем уровне его высоты соединён в нижней части с подающим трубопроводом охлаждённой воды после испарителя 4 теплового насоса в контуре с основным конденсатором 5а и форконденсатором 5б, компрессором 6 и дроссельным вентилем 7.

Тепловой поток из отработанного и наружного вентиляционного воздуха непрерывно отбирается циркулирующей водой через калорифер 16. Удаляемый воздух отводится воздухопроводом 19 либо поступает по воздухопроводу 18 при заборе более теплого наружного воздуха в летний период года. Для регулирования соотношения расходов воздуха, поступающего по воздуховодам 18 и 19 служит перекидной автоматизированный клапан 20.

Теплотехнологическая и технико-экономическая эффективность практического использования предложенной системы направлена на расширение её функций для экономии с возможностью полной замены традиционно сжигаемого органического топлива в процессах горячего водоснабжения и охлаждения здания. Изложенное относится к находящимся объектам, прежде всего в Южных регионах Украины, работа которых связана со значительным расходом воды коммунально-бытового назначения (плавательных бассейнов и водных процедур, прачечных и предприятий общественного питания) с соответствующей мощной приточно – вытяжной вентиляцией.

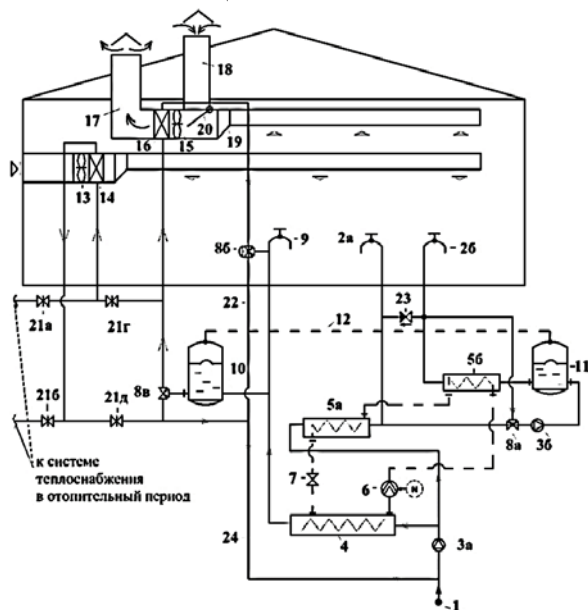


Рис. 1. Система теплоснабжения здания на основе интегрированной энергии холодной воды и воздушных потоков с пневмогидравлической стабилизацией теплообменных процессов в теплонасосной установке. Условные обозначения: 1 – трубопровод исходной холодной воды; 2а – подсистема разбора теплой воды; 2б – подсистема разбора горячей воды; 3а, 3б – циркуляционный насос; 4 – испаритель; 5 – компрессор; 5а – основной конденсатор; 5б – форконденсатор; 6 – компрессор; 7 – дроссельный вентиль; 8а, 8б, 8в – трехходовые температурные регуляторы расхода; 9 – система горячего водоснабжения пониженного температурного уровня; 10, 11 – баки аккумуляторы; 12 – «воздушный» трубопровод; 13, 15 – вентиляторы; 14, 16 – калориферы; 17, 18, 19 – воздухопроводы; 20 – перекидной автоматизированный клапан; 21а, 21б, 21г, 21д – краны; 22 – трубопроводы

Условия теплогидравлической стабилизации теплообмена конденсаторов и испарителей иллюстрируются на рис. 2, где представлено техническое решение упрощённой схемы компенсирующей взаимосвязи воздушного потока в аккумуляторах холодной и горячей воды. В системе автоматически обеспечивается пневмогидравлическое выравнивание давлений с изменяющимися уровнями воды в закрытых баках – аккумуляторах, которые соединены общим трубопроводным участком, находящимся под определенным избыточным давлением воздуха.

Особенность работы предложенной системы, представленной рис. 1 и 2, заключается в возможности стабилизации гидравлического режима циркулирующих водных потоков через испаритель и конденсатор теплонасосной установки в условиях реально существующей неравномерности водопотребления, характерной для большинства общественных зданий, вследствие переменного режима разбора воды в системах холодного и горячего водоснабжения. При этом на примере большинства общественных (столовых, прачечных, бань и др.) и жилых зданий неравномерные режимы движения водных потоков через испаритель и конденсатор теплонасосной установки могут быть преобразованы в так называемые квазиравномерные на определенном промежутке времени, например в суточном интервале, с аккумулярованием холодной и горячей воды. Из анализа структурного устройства и работы предложенной системы также очевидно, что высокоэффективная работа теплонасосной установки, как главного функционального элемента в анализируемой схеме, может быть достигнута только при максимальном продлении периода одновременной работы теплообменного оборудования, в результате чего обеспечивается непрерывный процесс нагрева проходящей части воды в конденсаторе и охлаждения другой - в испарителе.

Из общего устройства системы следует, что при многообразии режимов для однонаправленного движения водных потоков необходимо устройство обратного клапана в основании каждого из разделяющихся трубопроводов, а также регуляторов расхода на участках последующего охлаждения и нагрева соответствующих потоков. В верхней части баков – аккумуляторов предусматривается традиционное устройство средств заполнения и поддержания требуемого давления воздуха, а также автоматического его измерения.

Известно [9], что дисбаланс анализируемых расходов воды в периоды пиковых разборов в жилых зданиях отличается преобладанием потребления холодной её части относительно горячей. В практике разработки инженерных систем рекомендуется устройство

индивидуальных баков для аккумуляции воды в суточном интервале для систем соответствующего назначения. Из анализа представленной схемы на рис. 2 следует первое условие балансного материального соотношения, при котором суммарный расход доохлаждаемого $G_{СХВ}$ и нагреваемого $G_{СГВ}$ водных потоков остается постоянным за рассматриваемый, обычно суточный период времени

$$G_{СХВ} + G_{СГВ} = G_{ХВ}, \quad (1)$$

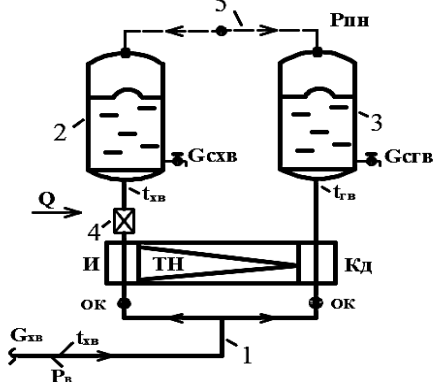


Рис. 2. Схема к определению условий пневмогидравлической стабилизации движения водных потоков через конденсатор и испаритель теплоносной установки. *Условные обозначения:* 1 – тру-бюпровод холодной воды; 2 – бак – аккумулятор холодной воды; 3 – бак – аккумулятор горячей воды; 4 – калорифер системы воздушного охлаждения здания; 5 – трубопровод, соединяющий надмембранные части баков – аккумуляторов; И – испаритель; Кд – конденсатор; ОК – обратный клапан

При этом в реально существующих условиях водопотребления $G_{СХВ} \geq G_{СГВ}$. Указанные расходы воды каждого из потоков в среднечасовом и суточном интервалах определяются на основе соответствующих нормативных требований [9]. Следует отметить, что по энергозатратным и эксплуатационным показателям в инженерной практике очевидна необходимость учета максимального расхода исходной холодной воды $G_{СХВ}^{max}$ с целью поддержания рационального соотношения водных потоков, совместно обеспечивающих работу конденсаторов и испарителей.

Очевидно, что квазиравномерное движение водных потоков, которое может обеспечить непрерывный, а следовательно и высокоэффективный теплообмен, может быть достигнуто при вполне определенном перепаде переменного давлений на вводе в здание $P_{ХВ}$ и в воздушном трубопроводе $P_{ПН}$. Поэтому вторым условием

поддержания необходимых расходов $G_{СХВ}$ и $G_{СГВ}$ является требуемый перепад давлений в трубопроводе исходной холодной воды и воздушном трубопроводе ($P_{хв}-P_{пн}$). Закономерно, что при реально существующем переменном давлении на вводе в здание $P_{ов}$ указанный перепад давлений должен обеспечивать непрерывное, квазиравномерное движение анализируемых расходов охлаждаемой и нагреваемой воды через рассматриваемые теплообменники. Соответственно анализируемые расходы водных потоков должны обеспечиваться не только при минимально допустимом давлении на вводе, но и при вполне определенном соотношении давлений в трубопроводах на вводе холодной воды $P_{хв}$ и воздуха в надмембранной части баков $P_{пн}$, т.е.

$$(P_{хв}/ P_{пн})_{\min} > 1. \quad (2)$$

В условиях характерной неравномерности разбора холодной и горячей воды [7,9] существует гидравлическая взаимосвязь водных потоков, обусловленная соотношением давлений (2), при которой поддерживается необходимая продолжительность одновременного движения охлаждаемой и нагреваемой сред через испаритель и конденсатор, например, в суточном интервале. При заданном постоянном расчетном давлении в трубопроводе холодной воды на вводе в здание $P_{хв}$ в практике инженерных расчетов [10] рекомендуется соотношение $P_{пн} = k P_{хв}$, где $k = 0,8 - 0,6$.

Третье условие, обуславливающее рациональное продление совместной работы конденсатора и испарителя, определяется гидравлической характеристикой участка воздушного трубопровода, соединяющего верхние части двух баков-аккумуляторов по обеспечению движения соответствующего расхода перетекающего воздуха. Для установленных значений максимальных расходов холодной воды $G_{СХВ}^{\max}$ при минимальном перепаде давлений ΔP_{\min} приведенное сопротивление анализируемого участка трубопровода длиной l с диаметром d определяется [11] следующим соотношением

$$\xi_{пр} = \frac{\lambda}{d} l + \sum \xi = \frac{\Delta P_{\min}}{A G_{\max}^2} \quad (3)$$

где $\frac{\lambda}{d} l$ - эквивалентный коэффициент местного сопротивления рассматриваемого участка трубопровода, ξ - действительный коэффициент местного сопротивления, A - динамическое давление при удельном расходе воздуха в трубопроводе. Очевидно, что по известному расходу G_v и удельному расходу воздуха в трубопроводе со скоростью l м/с (G/W) определяется его скорость движения на

основе соотношения $G_v/(G/W)$. Она должна исключать уровень возможного шумообразования относительно предельно допустимых значений для помещений соответствующего назначения по акустическим требованиям.

Выводы

Предложена новая термотрансформаторная система теплохалоснабжения зданий, работа которой базируется на использовании энергии низкотемпературных потоков холодной воды, удаляемого и приточного вентиляционного воздуха с целью нагрева теплоносителя для систем горячего водоснабжения с различным температурным уровнем, а также для охлаждения помещений в теплый период года. Определены условия, обеспечивающие пневматическую стабилизацию гидравлического режима теплообменного оборудования теплонасосной установки, которые необходимы для дальнейших исследований анализируемой системы.

Summary

Conditions of the pneumatic stabilization of hydraulic mode of heat exchanging equipment are determined for the offered thermotransforming system for heating and cooling supply of building. In the processes of heat selection from cold water and air of the drawing and reveal systems of ventilation, they provide a basis for search of rational modes of work in further researches.

Литература

1. www.viessmann.ru/ru/einzwefamilienhaus/produkte/Heat_pumps2.html
2. www.buderus.ru/sistemy_otoplenija_doma/oborudovanie_na_vozobnovljaemykh_istochnikakh_energii/nasosy/teplovye_nasosy_buderus
3. Использование грунтовых вод для отопления и водоснабжения, Каминский А.В., Мазуренко А.С., Денисова А.Е. Экотехнологии и ресурсосбережение, 2006. № 4, с 3-8.
4. Высоцкая М.В. Холодная вода как низкотемпературный источник для теплонасосных систем теплохалоснабжения зданий. Научно – технический

сборник «Энергоэффективность в строительстве и архитектуре». Выпуск № 7. – К.: КНУБА, 2015г. – 41- 46 с.

5. Система горячего водопостачання й вентиляції на основі термотрансформаторного циклу. Патент на винахід № 90926. Бюл. № 11 2010 г. «Український інститут промислової власності». Авт. Петраш В.Д., Войкіна Т.Ю., Басіст Д.В., Герасименко О.А.

6. Система горячего водопостачання та вентиляції на основі термотрансформації енергії холодної води та теплого повітря. Патент на корисну модель № 56387. Бюл. № 1. 2011 «Український інститут промислової власності». Авт. Петраш В.Д., Лісковська Л.О.

7. Петраш В.Д. Теплонасосные системы теплоснабжения: монография/В.Д. Петраш – Одеса: типографія «ВМВ», 2014 - 556 с.

8. Заяка на винахід № а 2014 07374, Україна, МПК F24D 17/02. Система теплохолододопостачання на базі інтегрованої енергії холодної води та повітряних потоків з пневмогідрравлічною стабілізацією термотрансформаторних процесів/В.Д. Петраш, М.В. Висоцька, О.А. Поломанний; заявл. 01.07.2014 ; опубл. 12.01.2015, Бюл. № 1. «Український інститут промислової власності».

9. ДБН В.2.5 – 74:2013 Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування. Київ. Міністерство регіонального розвитку будівництва та житлово – комунального господарства України. 2013р. 104с.

10. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидропневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

11. Справочник проектировщика. Под. ред. Староверова И.Г. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч.I Отопление – М. Стройстандарт, 1990, 313с.