

# АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ СТОКОВ С ПОМОЩЬЮ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Д. В. Выборнов, канд. техн. наук, доцент; Д. А. Кирилук, магистрант

ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры»

**Аннотация.** Вопрос использования альтернативных источников энергии обусловлен существующими на текущий момент проблемами в секторе энергетики. К ним относятся истощаемость традиционных энергетических ресурсов (ТЭР) и угроза благополучию окружающей среды вследствие техногенного воздействия. Обе проблемы можно частично решить, если использовать концепцию энергозамещения, внедряя технологии, в работе которых могут быть использованы нетрадиционные возобновляемые источники энергии (НВИЭ). В рамках данной работы в качестве таких технологий рассматриваются теплонасосные установки (ТНУ), а в качестве источника низкопотенциальной энергии (ИНЭ) – бытовые сточные воды.

**Ключевые слова:** энергетический потенциал, рекуперация тепла, энергозамещение, теплонасосная установка, вторичное использование.



*Выборнов  
Дмитрий Владимирович*



*Кирилук  
Дмитрий Алексеевич*

## ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Дефицит энергоресурсов и негативное воздействие объектов энергетики на состояние окружающей среды – причины, побудившие научное сообщество сосредоточить усилия на поиске энергии – альтернативы ТЭР, но при этом экологически нейтральной и прибыльной. Найденные впоследствии решения основываются на ресурсах с возможностью вторичного использования и освоении НВИЭ. Канализационные стоки как вторичный энергоресурс (ВЭР) интересны тем, что они доступны и содержат значительный тепловой потенциал. В 1980 году Норвегия стала первой страной, которая успешно реализовала потенциал сточных вод, используя для этого систему ТНУ [1]. Результаты их работы были оценены по достоинству, что способствовало популяризации идеи о рекуперации теплоты сточных вод с применением ТНУ. На текущий момент технология все еще непрерывно развивается и пользуется большим спросом в сфере жилищно-коммунальных инженерных систем. Поскольку промышленные стоки стоит рассматривать применительно к каждому отдельно взятому частному случаю в силу вариативности химического состава, теплового потенциала и возможной степени утилизации, отдельного внимания заслуживает вопрос утилизации теплоты сточных вод от жилых зданий.

**Целью исследования** является аналитический обзор зарубежных тематических публикаций и представление результатов их научной деятельности.

В первую очередь отдельного внимания заслуживает вид передачи энергии. Следует обратить внимание на то, что для рекуперации теплоты канализационных стоков зачастую применяются парокompрессионные тепловые насосы (ПТН), тогда как сорбционные установки практически не используются [2]. Свое широкое распространение ПТН получили из-за простой конструкции и возможности увеличить производительность, регулярно совершенствуя компрессорные установки и системы автоматики. Стоит обратить внимание на то, что для использования компрессора требуется постоянный источник электричества, а сама работа компрессора сопровождается шумом и вибрацией. Сорбционные ТН имеют более сложную конструкцию и характеризуются меньшим потреблением электроэнергии, однако для их эксплуатации необходимы дорогостоящие антикоррозионные материалы, а повышение производительности установок, в основном, сопровождается большими капитальными вложениями. На сегодняшний момент используемый

Общие сведения о тепловых насосах [4]

Типы тепловых насосов	Виды НПИТ	Диапазон рабочих температур теплоносителей, °С		Тепловая мощность, кВт	Рабочие агенты
		потока низкопотенциальной теплоты	на выходе конденсаторов		
«Воздух-вода»	Вытяжной воздух, наружный воздух, дымовые газы	До минус 25	До плюс 65	До 150	R410A, R407C, R290 (пропан) R744(CO2)
«Рассол-вода»	Грунт, сточные воды, вода поверхностных источников	До минус 5		До 650	R410A, R407C, R134a, R744(CO2)
«Вода-вода»	Подземные воды, обратная вода	До плюс 20		До 1500	R134a

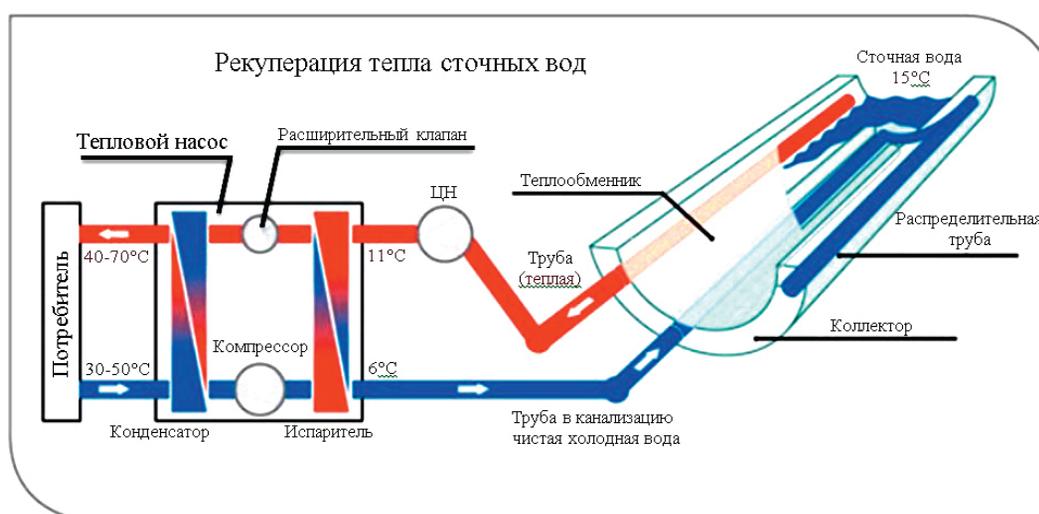


Рис. 1. Схема рекуперации тепла сточных вод [5]

адсорбируемый материал имеет низкие показатели теплообмена, вследствие чего установки имеют большие размеры и низкую производительность, что делает их использование нецелесообразным [3]. Так, при одинаковой производительности стоимость сорбционных ТН выше, чем у более простых ПТН. Некоторые характеристики системы ПТН приведены в таблице 1.

Примерную схему, по которой осуществляется рекуперация теплоты канализационных стоков, можно наблюдать на рис. 1.

Аналитические исследования по расположению низкопотенциального источника позволяют сделать заключение, что рекуперированное тепло канализационных стоков можно разделить на три группы (рис. 2) [2]:

- рекуперация энергии происходит в здании, например в ванной или кухне, где через водоразборное устройство отработанное тепло поступает в систему канализации;
- рекуперация энергии из неочищенной сточной воды (канализации) в городской линии распределения канализационных стоков;
- рекуперация энергии на водоочистных станциях (из очищенных сточных вод).

Исследованием рекуперации теплоты отработанной воды в здании занимались авторы [7]. В данной работе была создана термодинамическая модель системы подогрева душевой воды с помощью теплового насоса, использующего энергию сточных вод в постоянном режиме. Проведено моделирование и анализ для исследования энергоэффективности нагрева воды в различных условиях эксплуатации. Были получены следующие выводы:

- Если площадь теплообмена испарителя ограничена 0,5 м<sup>2</sup>, коэффициент производительности (COP) теплового насоса в режиме отопления может достигать 3,3 и поддерживать постоянную величину при любой температуре воды, когда давление всасывания и нагнетания компрессора неизменны. Мощность компрессора и объемный расход воды увеличиваются с повышением температуры воды.
- Снижение давления всасывания компрессора является эффективным способом увеличения выпуска горячей воды, но негативно влияет на COP нагревания.
- Когда площадь испарителя варьируется от 0,5 до 1,0 м<sup>2</sup>, COP увеличивается с 3,28 до 3,94. Тогда температура воды составляет 10 °С, а массовый расход выходной воды поддерживается на уровне 0,060 л/с.

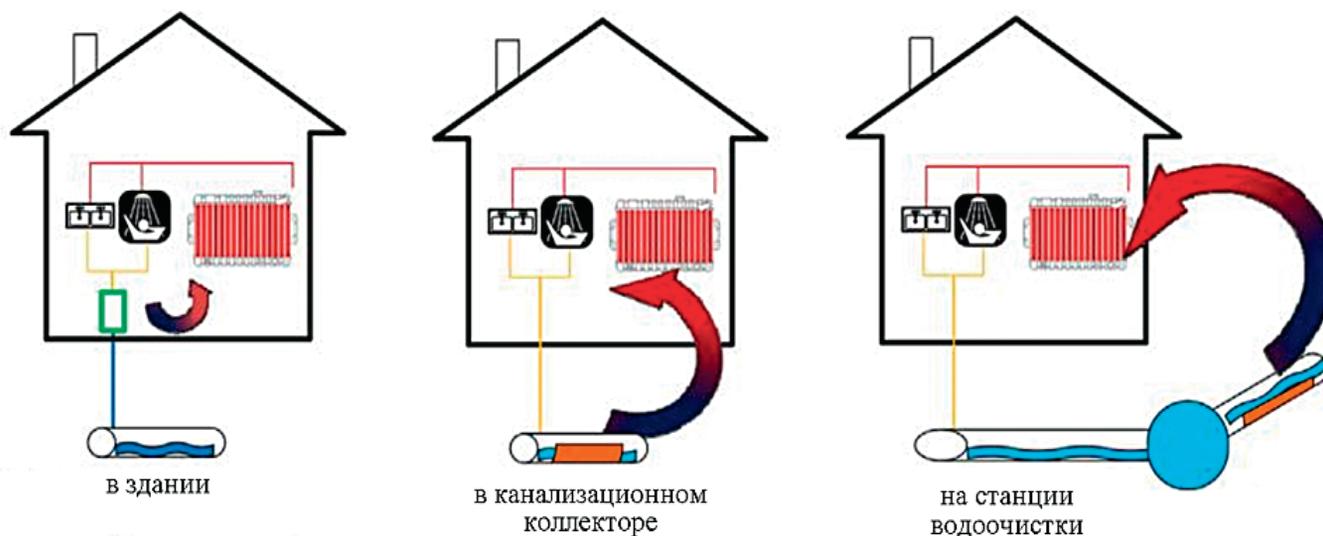


Рис. 2. Место рекуперации канализационных стоков [6]

Следовательно, ее увеличение является эффективным способом повышения производительности горячей воды и эффективности использования энергии.

– Плотность нагрева системы теплового насоса с рекуператором, установленным перед испарителем, может достигать 5,67. В условиях ограниченной зоны теплопередачи, правильное положение рекуператора в системе ТН является наиболее эффективным способом улучшения производительности и повышения энергоэффективности.

Исследованием существующей установки ТН (г. Амштеттен, Австрия) и результатами рекуперации тепла из канализационного коллектора занимались авторы [8]. Реализованная система состоит из водо-водяного теплового насоса с тепловой мощностью 230 кВт, который использует R134a в качестве хладагента в конфигурации усиленного впрыска пара (УВП). Контур смесительного типа, работающий с трехходовым клапаном, регулирует температуру на входе источника тепла. Теплоотвод подключен к теплоаккумулятору (для регулирования подачи тепловой энергии).

Над системой в течение года проводили мониторинг, а также динамическое моделирование, включающее один испытательный день для изучения потенциала оптимизации с точки зрения энергетических характеристик системы. Проведенное параметрическое исследование показало, что более длительное время цикла целенаправленного управления работы насосов может внести значительный вклад в повышение энергоэффективности системы.

Результатом однодневного моделирования стало увеличение КПД на 7% для случая с контролируемой производительностью тепловых насосов. Стало известно, что резервуар для хранения тепла увеличивает время цикла включения ТН на 16 минут, что способствует сокращению на 5 циклов включения/выключения в испытательный день. Меньшее количество циклов включения/выключения ТН означает меньшее время

работы во время пуска и выключения при низком КПД. В результате общий коэффициент производительности системы ТН может быть увеличен.

Анализ долгосрочной производительности системы показал, что использование смесительного контура не способствует эффективной работе системы. В то же время, его исключение приводит к 20%-ному увеличению COP, наряду с определенной экономией энергии (из-за более высоких температур на входе). Включение циркуляционного насоса за 4 минуты до начала работы компрессора ТН экономит энергию компрессора, но при этом увеличивает затраты энергии на работу циркуляционного насоса. Следовательно, для настоящей установки сохраняется 323 кВт/ч чистой электрической энергии вместе с сопоставимым коэффициентом производительности таким образом модифицированной системы.

Заслуживающая внимания система ТН, которую можно использовать для рекуперации как неочищенных, так и сточных вод, прошедших очистку, была предложена автором [9]. Сточные воды из главного коллектора поступают в камеру, а затем проходят через фильтровальную станцию для отделения осадка. Экранирование осуществляется для того, чтобы предотвратить закупорку теплообменников, при этом отсутствует монтажное устройство для очистки, теплообменники самоочищаются без внутренних подвижных частей. Отфильтрованные твердые частицы остаются в закрытой системе до тех пор, пока поток охлажденной/нагретой возвратной воды не вымоет их обратно в канализационную систему, исключая необходимость удаления отфильтрованных твердых частиц.

Тепловая энергия, рекуперлируемая теплообменниками, передается в коммунальное теплоснабжение или охлаждение с помощью водяных/водяных тепловых насосов. Технология также прошла испытания при низких и высоких наружных температурах (от  $-17^{\circ}\text{C}$  до  $+37^{\circ}\text{C}$ ), а также при колебаниях количества и качества сточных вод.

Доступные значения энергоэффективности тепловых насосов с системой очистки сточных вод являются следующими: в режиме отопления  $COP = 5,5-6,5$ ; в режиме охлаждения  $COP = 6,0-7,0$ .

Развертывание системы является наиболее выгодным там, где:

- здание имеет значительные потребности в охлаждающей энергии. Система охлаждения работает при перепаде температур  $7/12^{\circ}C$ , но может достигать и более высоких показателей ( $8/20^{\circ}C$ ). Эффективность системы повышается при подаче энергии на охлаждение;

- здание также нуждается в отоплении. Температура поступающей воды в системе отопления, обслуживающей потребителей, не превышает  $50-55^{\circ}C$ . Это является доказательством рациональности применения в качестве вспомогательного источника энергии для систем с более высокой температурой;

- одновременно возникают потребности в охлаждении и отоплении: эффективность системы заметно повышается, когда можно использовать обе термические стороны теплового насоса.

Следует отметить, что существуют реальные объекты, которые используют вышеупомянутую систему рекуперации тепла сточных вод: Будапештский военный госпиталь (3,80 МВт тепловой мощности 2,98 МВт холодопроизводительности), Ференцваросская насосная станция сточных вод (1,23 МВт тепловой мощности 1,20 МВт холодопроизводительности), Рыночный зал в районе Újpest г. Будапешт, (1,69 МВт тепловой мощности, 1,75 МВт холодопроизводительности). Там тепловой насос, помимо стандартных функций отопления и охлаждения, производит санитарную горячую воду.

Также важно уделить внимание такому одному из основных узлов ТНУ как компрессор. Исследования по установкам компрессоров, в основном, направлены на оптимизацию существующих систем при совместном использовании с ТН. Они базируются на создании математических моделей оптимизации и разработке эффективных программных алгоритмов для совместной работы компонентов. Исследования же конструктивных особенностей строения компрессоров применяются лишь в частных случаях. Несмотря на то, что тематические исследования проводятся для установок с различным назначением, их использование может быть универсальным, что позволяет применять их для работы систем рекуперации канализационных стоков. Большое количество исследований связано с использованием высокотемпературных ТН для оптимизации работы в промышленности и системах централизованного теплоснабжения.

Применение винтовых компрессоров было рассмотрено в работе [10], авторами была предложена оптимальная схема компрессора для работы его совместно с ТН. Оптимизация заключается в создании математической модели, основой для которой является соотношение объемного коэффициента винтового компрессора и годового интегрированного коэффициен-

та эффективности, опирающегося на потребности охлаждения и отопления при различных нагрузках (рис. 3). Для оценки эффективности схема была применена к установке геотермального ТН. Результаты показали, что при использовании такой схемы годовой интегральный коэффициент полезного действия увеличился бы не более чем на 6%.

Оптимальную схему также можно применять к спиральным, кулачковым и поршневым компрессорам.

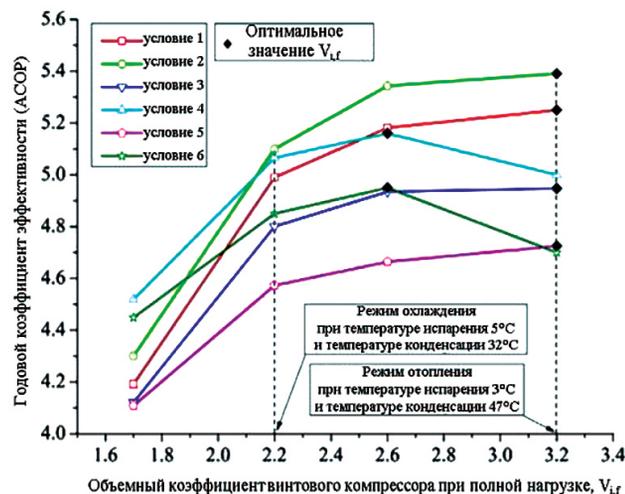


Рис. 3. Влияние объемного коэффициента ( $V_{i,f}$ ) при различных условиях нагрузки на годовой коэффициент эффективности (АСОР) [10]

Использование центробежного компрессора было исследовано группой авторов [11]. В данной работе проведено сравнение системы в двух конфигурациях цикла: открытый контур с двухступенчатым сжатием пара, закрытый контур с использованием ХА (неопентан, изопентан, циклопентан, R1233zd(H), гексаметилдисилоксан). Конфигурация теплового насоса с открытым контуром и двухступенчатым сжатием получила лучшие показатели коэффициента производительности ( $COP = 5,48$ ) и теплового потока ( $Q = 1734$  кВт). Однако следует отметить, что разработка подходящего компрессора для водяного пара является более трудоемкой задачей из-за высоких значений скорости вращения, низких показателей массового расхода и большого перепада давления, что, в свою очередь, требует использования технологического решения. Более того, высокие значения скорости вращения приводят к более высоким потерям в рабочем колесе и диффузоре, что требует особого внимания к гидродинамике машины. Система с замкнутым циклом, использующая циклопентан, показала меньший коэффициент производительности ( $COP = 4,74$ ) и тепловой поток ( $Q = 1225$  кВт), чем система с открытым циклом, но в пользу более простой конструкции компрессора (одноступенчатая конфигурация, рабочее колесо с обратным ходом и относительно низкой скоростью вращения).

Применение спиральных компрессоров с впрыском пара и высокотемпературного двухступенчатого

поршневого компрессора рассмотрено в работе [12]. Сравнение было проведено с точки зрения эффективности компрессора, объемной эффективности, COP и холодопроизводительности с хладагентом R407C. Проанализированы сезонные характеристики обоих компрессоров, работающих в режимах охлаждения и нагрева.

Результаты показывают, что спиральный компрессор с впрыском пара представляет лучшую эффективность и COP, чем высокотемпературный двухступенчатый поршневой компрессор для коэффициентов давления ниже 7,5. Этот компрессор может быть использован в системах кондиционирования воздуха и тепловых насосах, которые работают при умеренных температурных условиях. Для более высоких коэффициентов давления высокотемпературный двухступенчатый поршневой компрессор имеет лучшие показатели эффективности, которая, впоследствии, дает более высокий КПД. Этот тип компрессора больше подходит для использования в системах горячего водоснабжения, работающих в суровых климатических условиях, и в системах низкотемпературного холодоснабжения (ниже  $-20^{\circ}\text{C}$ ).

Недостаток исследования состоит в том, что рассматривается применение только одного типа хладагента (R407C). Однако, с точки зрения эффективности и КПД, на основании результатов можно предполагать, что для хладагентов с большими перепадами давления (R134a, R32) использование высокотемпературного двухступенчатого поршневого компрессора было бы целесообразней. И, наоборот, для хладагентов с более низкими перепадами давления (R290, R404A, R410A) было бы выгодно использовать спиральный компрессор с впрыском пара.

Используя систему ТН, установленную в машинном зале Университета Ясар, (Турция), авторами [13] были определены потери эксергии и экономическая эффективность каждого компонента. Эксергетическая эффективность всей системы и ТН составила 61%

и 71%. Стоит отметить, что для фанкойлов и ТН значенная затрат в связи с эксергитическими потерями были больше, чем у остальных элементов системы, это указывает на то, что следует более внимательно подходить к выбору данного оборудования для различных областей применения. При этом, относительно остальных компонентов эксергетические потери компрессора были менее высоки (рис. 4).

Отдельного внимания заслуживают имеющиеся на сегодняшний день хладагенты, которые могут быть использованы в ТНУ. Выбор правильного хладагента характеризует работу системы в целом (он же определяет параметры конденсатора и испарителя) и позволяет минимизировать лишние затраты на обслуживание системы, что существенно важно на стадии проектирования.

Подробный анализ потенциала современных хладагентов был выполнен в работах [13-16]. Некоторые характеристики хладагентов, используемых в ТН, указаны в таблице 2.

Среди природных ХА (R170, R290, R600, R600a, R1270, R717, R744), лучшие результаты показали  $\text{CO}_2$  (R744), аммиак (R717) и этан (R170). Синтетические ХА, такие как R152a, R1234yf и R1234ze, имеют сравнительно лучшие рабочие характеристики, чем хладагенты R717 и R170 [14,15,17].

Сравнение энергетических и эксплуатационных характеристик последних вариантов смесей (HFC/HFO/HC/R744) с ранее разработанными прототипами выполнялось в работах [15-17]. Такие ХА как R445A, R456A, R515A, R436A и другие смеси R600a/R290, а также комбинация R134a с R1234yf и R1234ze, были рассмотрены как ХА для замены R134a. R430A представляет наиболее близкие к R134a значения, превышающие значения COP для всех рабочих условий, а минимальный COP получен для смесей R445A и AC5X [16].

Для замены R404A предлагается использовать ХА R448A, R449A, R454C, R455A, R442A, R407H и R452A. Следует отметить, что из-за различия между собой,

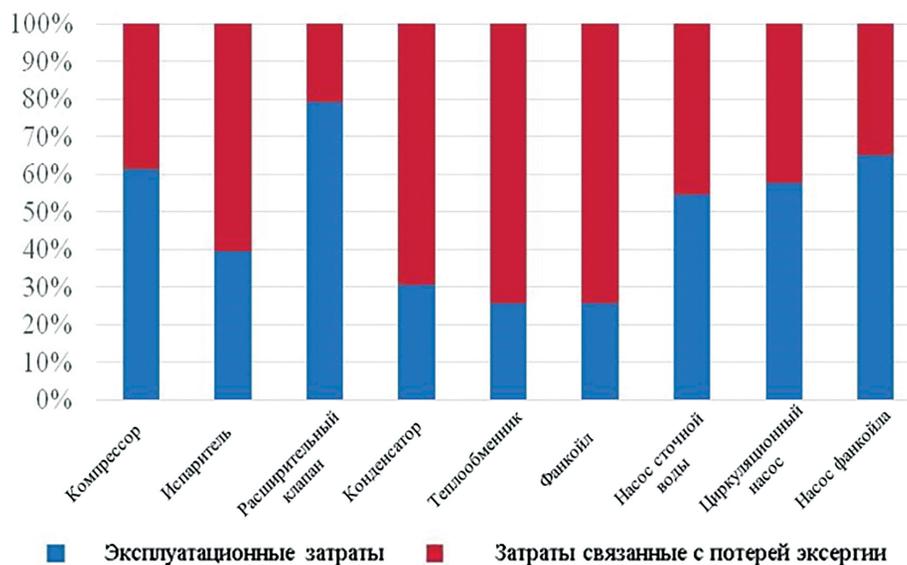


Рис. 4. Эксерго-экономические затраты (€/ч) [13]

Таблица 2.

Основные свойства рабочих агентов тепловых насосов [4]

Виды рабочих агентов	Нормальная температура кипения, °С	Критическая температура, °С	Критическое давление, МПа	Озоно-разрушающий потенциал (ODP)	Потенциал глобального потепления (GWP)	Горючесть
R410A (50%R-32+50%R-125)	минус 51	72,5	4,93	0	1720	не горюч
R407C (23%R-32+25%R-125 +52%R134a)	минус 44	87,3	4,63	0	1520	не горюч
R134a	минус 26	101,0	4,06	0	1200	не горюч
R290 (пропан)	минус 42	97,0	4,27	0	3	горюч
R744 (CO2)	минус 78,5	31,0	7,383	0	1	не горюч

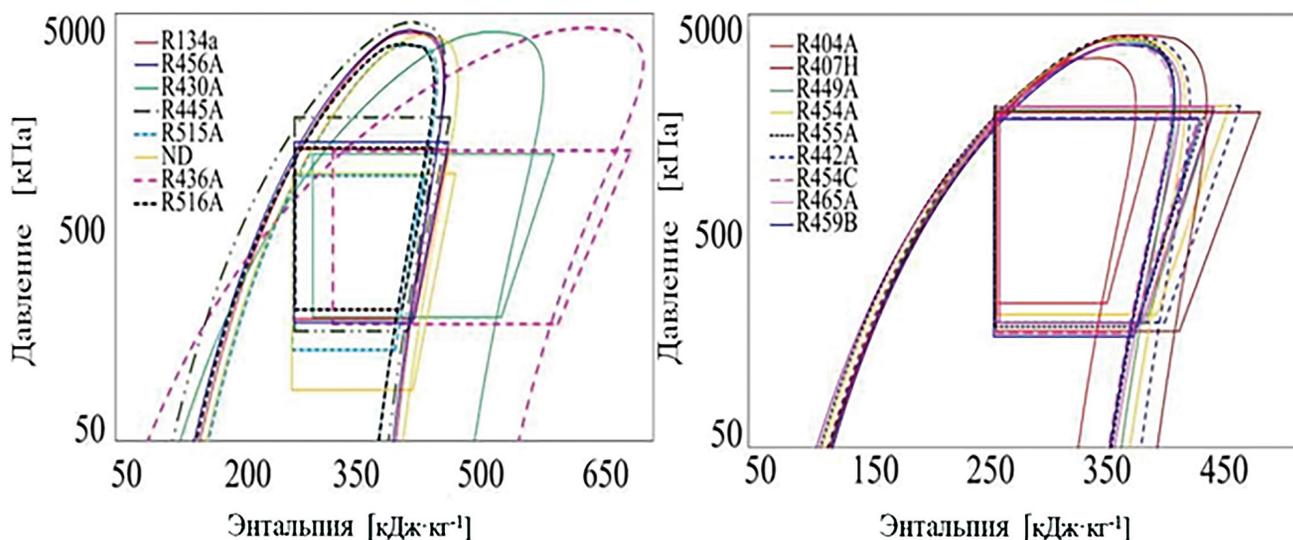


Рис. 5. P-h диаграмма хладагентов [16]

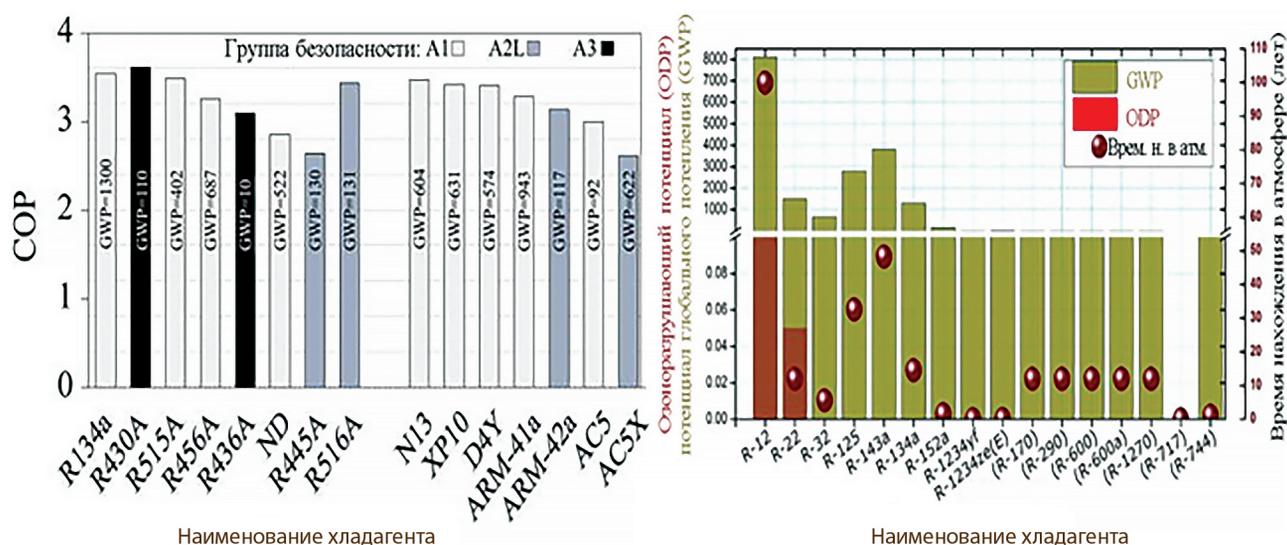


Рис. 6. Экологические характеристики синтетических и натуральных ХА [14, 16]

предполагаемое применение данных ХА будет зависеть от потенциала глобального потепления (GWP), воспламеняемости, температуры нагнетания и температурного скольжения. Результаты исследования показали, что использование R455A и R465A в системе ТН менее эффективно по показателю COP, а R442A, R449A и R407H могут представлять собой энергетическое преимущество относительно R404A. Некоторые характеристики ХА приведены на рисунках 5-6.

### ВЫВОД

На данный момент использования тепловых насосов являются весьма перспективной энерго-сберегающей технологией с огромным потенциалом. Они стремительно становятся ключевым элементом в энергобалансе стран, для которых снижение выбросов парниковых газов имеет такой же приоритет, как и эффективное тепло- и холодоснабжение. Для того, чтобы максимально эффективно реализовывать эти функции, необходимо знать особенности условий, при которых система будет эксплуатироваться, и ответственно подойти к выбору и компоновке технологического оборудования и рабочей среды. Бытовые сточные воды как ИНЭ уже длительное время являются предметом исследования многих инженеров, а огромное количество тематического материала говорит о том, что общественность заинтересована в использовании теплоты канализационных стоков, снижении расхода ТЭР и улучшении экологической ситуации.

### Список литературы

- Zogg, M *History of heat pumps: Swiss contributions and international milestones*. – Oberburg: Department of Environment, Transport, Energy and Communications DETEC, Swiss Federal Office of Energy SFOE Section Energy Efficiency and Renewable Energies, 2008. – 114 с.
- Arif Hepbasli, Emrah Biyik, Orhan Ekren, Huseyin Gunerhan, Mustafa Araz *A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems // Energy Conversion and Management*. 2014. – №88. – С. 700-722.
- Bidyut Baran Saha, Kutub Uddin, Animesh Pal, Kyaw Thu *Emerging sorption pairs for heat pump applications: an overview // JMST Advances*. 2019. – №1. С. 161-180.
- Жидович, И.С. *Применение тепловых насосов в системах теплоснабжения и горячего водоснабжения многоквартирного жилого фонда на принципах энергосбережения // Программа развития ООН в Республике Беларусь Глобальный экологический фонд*. – Минск: Департамент по энергоэффективности Госстандарта Республики Беларусь, 2014. – С. 32.
- Laura Bellido Garcna–Seco, Marna Antonia Ferreira Romero, Roberto Bosqued Garcna, Santiago Rodriguez-Gimeno *Martinez Guna de Asistencia Técnica 19// Coleccion GAT 19 Rehabilitaciyn*. – Madrid: Ediciones de Arquitectura Fundaciyn Arquitectura COAM Colegio oficial de arquitectos de madrid, 2015. – С. 352.
- Oguzhan Culha, Huseyin Gunerhan, Emrah Biyik, Orhan Ekren, Arif Hepbasli *Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings: A key review // Energy and Buildings*. 2015. – № 104. – С. 215-232.
- Yuguo Wu ; Yake Jiang ; Bo Gao ; Zhigang Liu ; Jing Liu *Thermodynamic analysis on an instantaneous water heating system of shower wastewater source heat pump // Journal of Water Reuse and Desalination*. 2018. – № 8(3). – С. 404-411.
- Mirza Popovac, Immacolata Moretti, Michael Lauermann, Andreas Zottl *Monitoring and optimization of an existing heat pump system using waste water as the heat source // 12th IEA Heat Pump Conference*. – Vienna: Austrian Institute of Technology, 2017. – P.3.7.4.
- Pal Kiss *Efficient solution for large heat pumps: wastewater heat recovery // 12th IEA Heat Pump Conference 2017*. – Hungary: Marcell Dombrovsky, 18 Huvosvolgyi St., Budapest 1021, 2017. – P.3.7.1.
- Yu Wang, Zhiwei Wang, Mingzhu Li, Tingting Chen, Zhanwei Wang *An optimal matching strategy for screw compressor for heat pump applications // Applied Thermal Engineering*. 2018. – № 132. – С. 333-340.
- Andrea Meroni, Benjamin Zehlsdorf, Brian Elmegaard, Fredrik Haglund *Design of centrifugal compressors for heat pump systems // Applied Energy*. 2018. – № 232. – С. 139-156.
- Fernando M. Tello Oquendo, Emilio Navarro Peris, Josu Gonzálvez Macia, Josu M. Corberón *Performance of a scroll compressor with vapor-injection and two-stage reciprocating compressor operating under extreme conditions // International Journal of Refrigeration*. 2016. – № 63. – С. 144-156.
- Alexandre Bertrand, Riad Aggoune, Francois Marüchal *In-building waste water heat recovery: An urban-scale method for the characterisation of water streams and the assessment of energy savings and costs // Int. J. Exergy Vol 30*. 2019. – № 3. – С. 239-257.
- Naeem Abasa, Ali Raza Kalairb, Nasrullah Khanb, Aun Haiderc, Zahid Saleemd, Muhammad Shoaib Saleemc *Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review // Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. – № 90. – С. 557-569.
- Zehlsdorf, Benjamin; Jensen, Jonas Kjær; Cignitti, Stefano; Madsen, Claus; Elmegaard, Brian *Improving efficiency of heat pumps by use of zeotropic mixtures for different temperature glides // 30th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*. San Diego: Proceedings of ECOS, 2017. – С. 15.
- Y. Heredia-Aricapa, J.M. Belman-Flores, A. Mota-Babiloni, J. Serrano-Arellano, Juan J. Garca-Pabon *Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A // International Journal of Refrigeration*. 2020. – № 111. – С. 113-123.
- Adrián Mota-Babiloni, Joaquín Navarro-Esbrn, Francisco Molús, Bngel Barragón Cervera, Bernardo Peris, Gumersindo Verd *A review of refrigerant R1234ze(E) recent investigations // Applied Thermal Engineering*. 2016. – №95. – С. 211-222.