

**ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ В КАЧЕСТВЕ ИСТОЧНИКА ТЕПЛА ТЕПЛООВОГО НАСОСА ДЛЯ СИСТЕМЫ ГВС В МЕЖОТОПИТЕЛЬНЫЙ ПЕРИОД**

**Вступление.** Появление промышленно производимых тепловых насосов (ТН) естественным образом сформировало вопрос о возможности их применения в системах централизованного горячего водоснабжения (ГВС) в зданиях массовой застройки. При этом проблема состоит не в замене имеющихся центральных тепловых пунктов (ЦТП) или индивидуальных тепловых пунктов (ИТП), а в их модернизации.

Одним из перспективных направлений модернизации является устройство ТН для обеспечения горячей водой потребителей в межотопительный период. Такой подход дает возможность полностью или частично отключить систему ГВС от тепловой сети с полной остановкой на этот период работы районных котельных или магистральных тепловых сетей.

**Состояние проблемы и формулировка задачи.** Подавляющее число ТП в настоящее время оборудовано двухступенчатой смешанной схемой присоединения системы ГВС к тепловым сетям. За прошедшие 15 лет произошла массовая замена кожухотрубных теплообменных аппаратов на пластинчатые, что позволило не только повысить эффективность работы, но и существенно освободить производственные помещения тепловых пунктов. Возможность использования ТН в системе подготовки горячей воды в жилых многоэтажных зданиях и перспективы его использования были рассмотрены отечественными исследователями еще в 90-х годах [1,2]. Идея использования системы отопления в качестве одного из теплоносителей, по всей видимости, впервые была предложена в работе [3]. Перечисленные обстоятельства не могли не привести к появлению вопроса использования уже имеющегося оборудования ТП в качестве элементов теплового насоса для получения горячей воды в межотопительный период. Как известно, в состав оборудования ТП входят испаритель и конденсатор, а в состав оборудования теплового пункта входят теплообменник системы отопления и теплообменники 1-й и 2-й ступени смешанной схемы ГВС. Поэтому возникает вопрос о возможности использования теплообменников теплового пункта в составе оборудования теплового насоса. Это позволило бы использовать эти аппараты также в межотопительный период, уменьшить капитальные затраты на установку ТН и частично отказаться от сетевого теплоносителя для получения горячей воды.

На пути практической реализации таких проектов имеются существенные препятствия технического и экономического характера, а именно:

- отсутствие реального источника тепла для ТН необходимой мощности;
- имеющиеся в наличии теплообменные аппараты ТП составляют разборные пластинчатые теплообменники различных производителей;
- достаточно высокая температура нагрева воды (55–60 °С);
- отсутствие законодательной базы для использования ТН;
- реальная экономическая обоснованность установки ТН на тепловом пункте;
- стабильная работа ТН в условиях неравномерности часовой нагрузки ГВС;
- бесшумность работы ТН при установке в подвальном помещении здания.

Среди реальных источников тепла для ТН, обеспечивающего высокую мощность системы ГВС порядка 150–1000 кВт, можно выделить два. Первый, горизонтальные грунтовые теплообменники, оборудованные в подвальном помещении здания, и второй, вода системы отопления здания в качестве источника тепла. Горизонтальные грунтовые теплообменники наиболее перспективно проектировать на стадии строительства многоквартирного дома, особенно если он оборудуется в подвале паркингом для автомобилей. Для уже построенного здания устройство горизонтально грунтового теплообменника проблематично, так как в подвальном помещении уже имеются коммуникации отопления, ГВС, вентиляции, канализации, электро- и газоснабжения. Технически такая задача может быть решена, но требует больших капитальных вложений и значительной предварительной подготовки.

**Постановка задачи и цель работы.** Главными вопросами установки ТН в совокупности с тепловым пунктом системы отопления и ГВС являются: возможность технической реализации, качественная и безотказная работа оборудования, и экономическая целесообразность. Иными словами как установку ТН реализовать технически на имеющемся тепловом пункте, будет ли она качественно выполнять свои функции, насколько это выгодно с экономической точки зрения и какой срок окупаемости капитальных затрат на оборудование. Попытка рассчитать, проанализировать и обосновать предложенный подход установки ТН является предметом рассмотрения настоящей работы.

**Теоретические положения.** Система отопления здания в межотопительный период остается, как правило, заполненной и теплоноситель имеет температуру помещения. Более того, в летний период большинство помещений в дневное время требует охлаждения, которое в настоящее время реализуется через систему вентиляции и местного кондиционирования. В дневное время происходит и основное потребление горячей воды. Нагрев отопительной воды в приборах позволил бы производить охлаждение помещений и использовать ее для приготовления горячей воды на тепловом пункте. Фактически в межотопительный период имеет место двойная выгода – приготовление горячей воды за счет охлаждения квартир потребителей в дневное время. Главным ограничением здесь, по всей видимости, являются следующие факторы. Температура в помещениях не должна снижаться ниже законодательно установленной комфортной величины в любое время года, когда отключено отопление. Если принять в качестве нижней границы температуры в помещении  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то реально в апреле-мае или сентябре-октябре возможности использовать теплоноситель системы отопления в этот период не представляется возможным. С повышением температуры наружного воздуха повышается температура внутри помещений и появляется возможность использовать отопительную воду в качестве источника тепла для ТН и охлаждения помещений. Исходя из наблюдений за средней температурой наружного воздуха в европейской части Украины и России, реально работа ТН может начинаться с середины мая и заканчиваться в середине сентября, т.е. время работы ТН сокращается с 6 месяцев межотопительного периода до 3–4 месяцев. В этот период реально рассчитывать на температурный график воды из системы отопления  $24\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow 20\text{ }^{\circ}\text{C}$  в мае–июне и августе–сентябре и  $28\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow 24\text{ }^{\circ}\text{C}$  в июле–августе. Кроме того, работа системы отопления осуществляется за счет принудительной насосной циркуляции теплоносителя, для преодоления гидравлического сопротивления системы трубопроводов и отопительных приборов. В среднем сопротивление жилого здания стандартной серии оценивается в 20–40 кПа в зависимости от этажности. Однако в процессе эксплуатации за счет появления отложений в трубопроводах и приборах отопления величина гидравлического сопротивления возрастает и в ряде случаев может перераспределяться между ветвями и стояками системы отопления. Последнее обстоятельство может привести к тому, что при работе ТН в межотопительный период некоторые помещения будут переохлаждаться, другие перегреваться. Аналогичная ситуация наблюдается и при работе системы отопления, она преодолевается за счет гидравлической балансировки стояков системы.

Большинство установленных пластинчатых теплообменников на ЦТП и ИТП составляют разборные аппараты различных производителей. Несмотря на то, что эти аппараты дороже паяных, они позволяют производить механическую чистку поверхности теплообмена от загрязнений и отложений, и практически восстанавливать проектные параметры эксплуатации. Некоторым ограничением при использовании разборных аппаратов по отношению к паяным, можно отнести рабочее давление теплоносителей до 1,6 МПа. Также при использовании разборных аппаратов в качестве испарителя и конденсатора в системе ТН следует помнить, что компоновка таких аппаратов должна содержать только одинаковые каналы и не допускает применение каналов различного гидравлического сопротивления. Кроме того, проектирование пластинчатых испарителей и конденсаторов предполагает, что компоновка аппарата имеет на один канал по холодной стороне больше, чем по горячей стороне. Это связано с уменьшением тепловых потерь в крайних каналах аппарата, и, в принципе, может не выполняться. Также пакет пластин может быть переконструирован путем удаления или добавления пластины во время чистки аппарата после отопительного периода. При выборе теплообменников ИТП, которые должны работать в отопительный период и в ТН, естественным образом имеют место две задачи: изначальное проектирование такой схемы перед строительством и модернизация теплового пункта путем установки теплового насоса. Последняя задача представляется более сложной так, как фактически каждое здание или группа зданий являются уникальными и требуют индивидуального проектирования, которое может включать в себя и изменение компоновки и мощности теплообменников.

Одной из значительных трудностей при подключении ТН для приготовления горячей воды, является достаточно высокие требования к ее температуре у потребителя  $55\text{--}60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Использование горячей воды с такой температурой, сопровождается ее смешиванием с холодной водопроводной водой для получения комфортной температуры. Исторически такая высокая температура принята по санитарным нормам и с целью обогрева санитарных помещений, за счет установленных полотенцесушителей, обогрева различных вспомогательных помещений и технических объемов зданий, не имеющих жилого назначения. Таким образом, главная функция высокой температуры реализуется в отопительный период. В межотопительный период обогрева перечисленных помещений не требуется и, следовательно, выходную температуру горячей воды целесообразно снизить до значений  $40\text{--}45\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Такое снижение конечной температуры горячей воды фактически означает, что холодная вода, которая подмешивается потребителем к горячей в отопительный период, должна быть подогрета до температуры горячей  $\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$  тепловым насосом. Только в таком случае будет реализовано значение максимального суточного расхода горячей воды.

Другой возможностью обеспечения расчетной температуры 55–60 °С может быть использование теплообменника 1-й ступени ГВС в качестве догревателя воды после ТН. Такая организация позволит уменьшить мощность теплового насоса, но при этом не будет полного отказа от централизованной сетевой воды. По всей видимости, в каждом конкретном случае может быть использована любая схемная реализация, которая обеспечивает бесперебойную работу системы ГВС и является экономически обоснованной.

Стабильная работа ТН в условиях суточной неравномерности потребления горячей воды в основном определяется стабильностью работы компрессора при отсутствии баков-аккумуляторов. Если аккумулярующие баки установлены, то они существенным образом сглаживают пиковую нагрузку ГВС, что обеспечивает достаточно постоянную нагрузку на тепловой насос. Бесшумность работы ТН в случае установки в подвальном помещении определяется бесшумностью работы компрессора и скоростью движения теплоносителей в трубопроводах. Эти факторы должны быть учтены при проектировании ТН корректным подбором оборудования.

**Результаты и обсуждения.** Рассмотрим, по всей видимости, самый распространенный тепловой пункт системы отопления и присоединения ГВС по двухступенчатой смешанной схеме с пластинчатыми разборными теплообменниками, рис. 1.

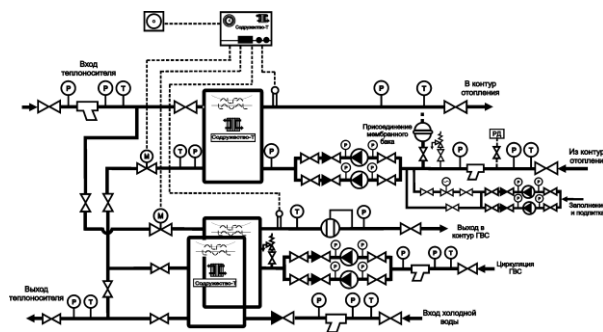


Рисунок 1 – Принципиальная схема модуля системы отопления и присоединения ГВС по двухступенчатой смешанной схеме

Приведем расчет такого модуля для следующих условий. Максимальная нагрузка системы отопления  $Q_{\text{heat}} = 545,6$  кВт, максимальная нагрузка ГВС  $Q_{\text{hws}} = 541,7$  кВт. Данные для расчета теплообменников системы отопления следующие. Входная температура сетевого теплоносителя – 130 °С, выходная – 76 °С; температура теплоносителя внутридомового контура входная 95 °С, выходная – 70 °С. Расходы теплоносителей (м<sup>3</sup>/ч): сетевого – 9,2, внутридомового – 19,2. Допустимые потери давления составляют: по сетевому теплоносителю – 20 кПа, по внутридомовому – 40 кПа. Данные для расчета теплообменников ГВС по двухступенчатой смешанной схеме присоединения к тепловой сети следующие. Входная температура сетевого теплоносителя – 70 °С, выходная – 30 °С; температура нагреваемой воды входная 5 °С, выходная – 60 °С. Расходы теплоносителей: сетевого – 8,0 м<sup>3</sup>/ч, максимальный расход горячей воды – 8,5 м<sup>3</sup>/ч. Допустимые потери давления: по сетевому теплоносителю – 50 кПа, по горячей воде – 30 кПа. При расчете теплообменников предусмотрен запас по коэффициенту теплопередачи не менее 30 %.

В результате расчетов, с учетом использования теплообменников в тепловом насосе [7], к установке были приняты теплообменники марки М6 производства «Альфа Лаваль», характеристика которых приведена в табл. 1. Суммарная стоимость теплообменника отопления и теплообменников ГВС составляет 39 % от полной стоимости всего теплового пункта с учетом транспортировки, монтажа и пуска.

Таблица 1 – Теплообменники марки М6 производства «Альфа Лаваль», принятые к установке

Позиция	Тепловая нагрузка, кВт	Площадь теплообменной поверхности, м <sup>2</sup>	Компоновка
Отопление	545,6	8,7	1×29Н / 1×30Н
1-я ступень	346,6	9,3	1×31Н / 1×32Н
2-я ступень	195,1	5,1	1×17Н / 1×18Н

**Суточный график нагрузки ГВС и расчет часовой нагрузки.** Потребление горячей воды имеет ярко выраженную неравномерность по часам суток и дням недели. Типичное изменение расхода воды

$G_{HWS}^i / G_{HWS}^{\max}$  по часам суток в будний день приведено на рис. 2. Характерной особенностью графиков водопотребления является наличие общей закономерности изменения водоразбора по часам суток при резкой неравномерности в пределах суток. Имеется два максимума: утренний с 7 до 10 ч и вечерний с 18 до 23 ч. По данным [4,5] в отдельные часы вечернего максимума водоразбор может иногда быть выше среднего в рабочие дни в 2,2–2,4 раза, а в воскресенье – 2,6–2,8 раза.

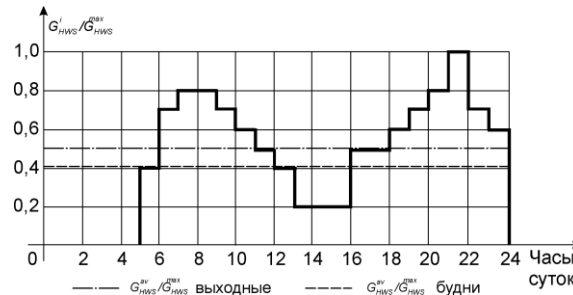


Рисунок 2 – Усредненный график изменения расхода воды в системе ГВС

Таблица 2 – Усредненные значения часового расхода

Параметр	Отношение часового расхода, $g_i = G_{HWS}^i / G_{HWS}^{\max}$						
	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
Расход $G_{HWS}^i$ , м <sup>3</sup> /ч	1,7	3,4	4,25	5,1	5,95	6,8	8,5
Число часов в сутки, $\Delta t_i$	3	2	3	3	4	3	1

Таблица 3 – Суммарные потери давления в теплообменниках

Параметр	Отношение часового расхода, $g_i = G_{HWS}^i / G_{HWS}^{\max}$						
	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
Суммарные потери давления $\Delta P_{HWS}^i$ , кПа	2,2	9,1	15,2	19,1	26,2	33,7	53,3
Отношение $\Delta P_{HWS}^i / \Delta P_{HWS}^{\max}$	0,04	0,2	0,3	0,4	0,5	0,65	1

В табл. 2 и 3 приведены усредненные значения часового расхода потребления горячей воды и суммарные потери давления при прокачивании нагреваемой и сетевой воды через теплообменники двухступенчатой схемы ГВС.

Средние значения коэффициентов суточной неравномерности принимаем: в рабочие дни 0,91, в выходные – 1,22 по отношению к среднему за неделю. Исследования, представленные в [6], показали, что наибольший расход горячей воды наблюдается в предпраздничные дни. Также будем считать, что в межотопительный период температура водопроводной воды на подогрев составляет в среднем  $t_{w\_in} = 15$  °С, температура отопительных приборов в помещении не может опускаться ниже  $t_{in} = 20$  °С. Средняя стоимость одной ГКал тепла равна 750 грн., средняя стоимость 1 кВт·ч электроэнергии – 0,75 коп.

Общий суточный расход для представленного на рис. 2 потребления горячей воды составит  $G_{HWS}^{day} = G_{HWS}^{\max} \cdot \sum_{i=1}^{24} g_i \cdot \Delta t_i \approx 10,9 \cdot G_{HWS}^{\max}$  для максимального расхода 8,5 м<sup>3</sup>/ч суточный расход тепла равен 4,169 Гкал, и суточная оплата за тепло на нагрев горячей воды составит  $C_{net} = 3127$  грн/сут.

Другой статьей эксплуатационных расходов является стоимость электроэнергии на прокачивание холодного и горячего теплоносителей через теплообменники. Расчет этих затрат проводится по среднему значению расхода воды на ГВС  $G_{HWS}^{av} = G_{HWS}^{day} / 19 = 4,88$  м<sup>3</sup>/ч и сетевой воды  $G_{net}^{av} = G_{net}^{day} / 19 = 4,59$  м<sup>3</sup>/ч. Рассчитанные для среднего расхода потери давления в теплообменниках обеих ступеней составляют по сетевому теплоносителю  $\Delta P_n = 8,7$  кПа и по нагреваемой воде  $\Delta P_c = 9,4$  кПа. Тогда мощность, затрачиваемая на прокачивание теплоносителей через теплообменники, составит

$$Q_{pump} = (G_{HWS}^{av} \cdot \Delta P_c / \eta + G_{net}^{av} \cdot \Delta P_h / \eta) / 3,6 \approx 34,0 \text{ Вт},$$

где  $\eta = 0,7$  – средний КПД установленных насосов. Средняя суточная стоимость электроэнергии на работу насосов составит  $C_{pump} = Q_{pump} \cdot 19 \cdot 0,75 \cdot 10^{-3} \approx 0,485$  грн/сут. При расчетах не учитывалась стоимость водопроводной воды для подогрева.

Если принять, что межотопительный период составляет 180 дней, среди которых полностью летних дней 90. Примем, что в среднем число рабочих дней 65, выходных и праздничных – 25, тогда общие эксплуатационные расходы на работу системы ГВС за 3 месяца составят

$$C_{all\_net} = (C_{net} + C_{pump}) \cdot 65 \cdot k_{hw} + (C_{net} + C_{pump}) \cdot 25 \cdot k_{hs} \approx 280\,373 \text{ грн},$$

где  $k_{hw} = 0,91$  – средний коэффициент расхода в будние дни;  $k_{hs} = 1,22$  – средний коэффициент увеличение расхода горячей воды в выходные и предпраздничные дни. Таким образом, средняя стоимость работы системы ГВС за 3 месяца межотопительного периода составит 280 373 грн. В расчетах предполагалось, что значение максимального расхода горячей воды в зимний и летний период одинаково. Хотя достаточно очевидно, что максимальный и средний расход в летний период будет ниже, за счет отпусков и проживания жителей дома за городом. Последнее обстоятельство играет немаловажную роль при выборе мощности теплового насоса.

**Выбор хладагента.** В качестве хладагента ТН предлагается использовать R600 или изобутан, который представляет собой природный газ, не разрушающий озоновый слой ( $ODP = 0$ ) и не способствует образованию парникового эффекта ( $HGWP = 0,001$ ). R600 в 2 раза тяжелее воздуха, масса хладагента, циркулирующего в холодильном агрегате или ТН, по сравнению с R134a или R12 меньше примерно на 30 %. R600 хорошо растворяется в масле и имеет более высокий, чем R12 холодильный коэффициент. При этом удельный объем холодопроизводительности R600 в два раза меньше, чем у R12, что компенсируется использованием более мощных компрессоров. Хладагент R600 работает с низким давлением. Главный недостаток – воспламеняется и взрывоопасен при соединении с воздухом при объемной доле хладагента 1,3–8,5% (нижняя граница взрывоопасности –  $31 \text{ г/м}^3$ , верхняя –  $205 \text{ г/м}^3$ ). В табл. 4 приведена зависимость температуры кипения R600 от давления.

Европейским международным стандартом Amendment 1 to EC 60335-2-24, Ed.4 разрешено использование горючих хладагентов (в том числе изобутана) в бытовых холодильниках. По итогам 2005 года около 10 % всех бытовых холодильников в мире и 35 % в Европе работало на R600.

Таблица 4 – Зависимость температуры кипения R600 от давления (приборное давление)

T, °C	0	10	20	30	40	50	60	70
P, бар	0,57	1,21	2,02	3,05	4,32	5,86	7,72	9,91

**Конструктивное исполнение и функции теплообменников.** Основным оборудованием ТН являются: испаритель, конденсатор, компрессор, система управления и редуцирующий узел. В качестве испарителя будем использовать теплообменник системы отопления, в качестве конденсатора – теплообменник 2-й ступени ГВС. Теплообменник 1-й ступени будет использоваться в качестве догревателя горячей воды, когда для нагрева большого расхода не хватает мощности ТН. Данные для расчета испарителя ТН принимались следующие: давление R600 на входе в испаритель 2,51–2,56 бар; температура внутримдомового контура на входе  $t_{in} = 20$  °C, на выходе – от 21 °C до 26 °C; максимальный расход теплоносителя R600 – 1390 кг/ч, воды внутримдомового контура –  $19,2 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Расчет конденсатора ТН производился для следующих данных: давление R600 на входе в конденсатор 11,0 бар; температура нагреваемой воды на входе 15 °C, на выходе – в зависимости от нагрузки.

Расчетная нагрузка на ГВС в летний период составляет  $Q_{hws}^{max} = G_{hws}^{max} \cdot 4,1868 \cdot (60 - 15) / 3,6 = 444,8$  кВт, где плотность воды принята равной  $1000 \text{ кг/м}^3$ . Нагрузка нагрева воды во внутримдомовом контуре (табл. 2)  $Q_{bild} = G_{bild} \cdot 4,1868 \cdot (t_{out} - t_{in}) / 3,6$ . Выходная температура горячей воды из конденсатора теплового насоса является функцией температуры нагрева воды в системе отопления в помещениях –  $t_{out}$ . Эта температура может быть рассчитана приблизительно по среднему значению расхода воды на ГВС  $G_{HWS}^{av} = G_{HWS}^{day} / 19 = 4,88 \text{ м}^3/\text{ч}$  из соотношения  $t_{out} = Q_{bild} / 4,1868 \cdot 3,6 / G_{HWS}^{av} + t_{w\_in}$ .

При этом возникает необходимость нагреть воду до значений температуры 55–60 °С. Это можно сделать с использованием сетевой централизованной воды в теплообменнике 1-й ступени ГВС, который используется как догреватель. Фактически, в такой комплектации ТН выполняет функции аналогичные использованию обратной воды из системы отопления для двухступенчатой смешанной схемы ГВС при ее работе в отопительный период.

Стоимость сетевой воды можно рассчитать, воспользовавшись соотношением

$$C_{net\_hp} = 10,9 \cdot G_{HWS}^{max} \cdot (60 - t_{out}) \cdot 10^{-3} \cdot 750 \text{ грн/сут.}$$

Суммарные средние потери давления в теплообменниках, при их использовании в ТН, считаем постоянными и они составляют. В испарителе: по стороне хладагента – 41,4 кПа, по стороне воды – 10,0 кПа. В конденсаторе: по стороне хладагента – 0,6 кПа, по воде – 4,0 кПа. В догревателе: по сетевому теплоносителю – 0,5 кПа, по горячей воде – 1,0 кПа. Потеря давления во внутримоновом контуре при прокачивании через него отопительной воды принимались равной 20 кПа. Стоимость электроэнергии на прокачивание холодного и горячего теплоносителей через теплообменники и внутримоновую систему отопления

$$C_{pump\_hp} = \left( G_{HWS}^{av} \cdot \Delta P_{c\_hp} / \eta + G_{net}^{av} \cdot \Delta P_{h\_hp} / \eta + G_{bild} \cdot \Delta P_{bild} / \eta \right) / 3,6 \cdot 0,75 \cdot 19 \cdot 10^{-3} \approx 3,7 \text{ грн/сут,}$$

где  $\Delta P_{c\_hp} = 42,5$  кПа – суммарные потери давления в теплообменниках по нагреваемой стороне;  $\Delta P_{h\_hp} = 15,0$  кПа – суммарные потери давления в теплообменниках по греющей стороне;  $\Delta P_{bild} = 40$  кПа – потери давления при прокачивании теплоносителя через систему отопления здания. Общие эксплуатационные расходы на работу системы ГВС с тепловым насосом составят

$$C_{net\_hp} = (C_{net\_hp} + C_{pump\_hp}) \cdot 65 \cdot k_{hw} + (C_{net\_hp} + C_{pump\_hp}) \cdot 25 \cdot k_{hs}, \text{ грн.}$$

Примем, что на выработку 1 Гкал теплоты в тепловом насосе расходуется 0,33 МВт·ч электроэнергии (на привод компрессора). Тогда общая стоимость работы компрессора при условии, что его нагрузка составляет  $Q_{bild}$  в течение 19 часов 90 дней в году  $C_{com} = Q_{bild} \cdot 19 \cdot 90 \cdot 750 \cdot 0,33 / 1163$  грн. Эксплуатация теплового насоса с использованием теплообменников двухступенчатой смешанной схемы ГВС, в течение 3 месяцев, дает экономию денежных средств в межотопительный период  $\Delta C = C_{net} - C_{net\_hp} - C_{com}$ . Зависимость  $\Delta C$  от температуры воды, выходящей из системы отопления, представлен на рис. 3.

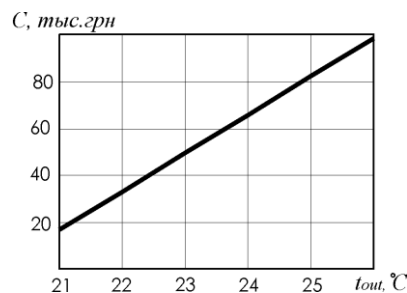


Рисунок 3 – Зависимость разности эксплуатационной стоимости работы системы ГВС без ТН и с использованием ТН от температуры воды отопительного контура

Из графика видно, что уже при нагреве воды отопительного контура до 22 °С экономия может достигать около 33 тыс. грн. за три летних месяца. При этом не учитывалось:

- потери тепла при транспортировке и работе всего оборудования;
- снижение среднесуточного расхода горячей воды в летний период;
- повышение температуры нагреваемой воды в летний период выше 15 °С за счет уменьшения остывания и циркуляции;
- расходы на подпиточную воду в системе отопления;
- экономия средств за счет меньшего потребления электроэнергии на охлаждение помещений.

Экономия достигается за счет меньшего потребления централизованной сетевой воды и централизованного охлаждения помещений. Никаких дополнительных требований к модернизации за счет выделения дополнительных площадей, насосного и регулирующего оборудования не предъявляется.

**Заключення.** Рассмотрена возможность применения теплового насоса в системе ГВС жилого многоэтажного дома с использованием системы отопления здания в качестве источника тепла в межотопительный период. Показано, что встраивание ТН в имеющийся тепловой модуль системы отопления и ГВС с присоединением по двухступенчатой смешанной схеме использованием имеющихся пластинчатых теплообменников, может дать среднюю годовую экономию до 100 тыс. грн.

Потенциал рынка составляют практически все подключенные к системе централизованного теплоснабжения жилые здания, тепловые пункты которых подключены по двухступенчатой смешанной схеме ГВС. Климатические условия для такой модернизации достаточно широкие и включают в себя жилые здания практически всей Европы. Основное потребление электроэнергии приходится на дневное время, когда ее стоимость достаточно высока. Поэтому перспективным направлением развития предложенного подхода к использованию ТН в системе ГВС является применение в такой схеме баков-аккумуляторов горячей воды, которые заряжаются в ночное время.

Работа выполнена при поддержке Европейской Комиссии seventh Programmed managed by REA- Research Executive Agency <http://ec.europa/rea> (FP7/2007-2013) under Grant agreement PIRSES-GA-2011-294933 (DISKNET project).

#### Литература

1. Жидович И.С. Системный подход к оценке эффективности тепловых насосов / И.С. Жидович, В.И. Трутаев // Новости теплоснабжения, 2001.– №11.– С.44–49.
2. Смирнова Е.Г. Теплотехнический анализ совместной работы существующих систем отопления и тепловых насосов / Е.Г. Смирнова, Л.М. Тростенецкий // Пром. теплотехника, 1998.– т.20.– №3.– С.38–41.
3. Энергосбережение в зданиях / Спец. выпуск, посвященный возможностям применения тепловых насосов. – Киев, 1997.– №4.
4. Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения / [Н.Н.Чистяков, М.М. Грудзинский, В.И. Ливчак и др.] – М.: Стройиздат, 1988.– 314 с.
5. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.2. Водоснабжение и канализация / [В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканава и др.]; Под ред. И.Г. Староверова и Ю.И. Шиллера.– М.: Стройиздат, 1990. – 405 с.
6. Павлов И.И. Котельные установки и тепловые сети / И.И. Павлов, М.Н. Федоров – М.: Стройиздат, 1986.– 232 с.
7. Arsenyeva O. Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries / O. Arsenyeva, L. Tovazhnyansky, P. Kapustenko, G. Khavin // Energy, 2011.– 36.– P. 4588–4598.

УДК 644.62+621.577

Товажнянський Л.Л., Бабак Т.Г., Дуїч Н., Крайчич Г., Хавін Г.Л.

#### **МОЖЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ЯК ДЖЕРЕЛА ТЕПЛА ДЛЯ ТЕПЛОВОЇ ПОМПИ СИСТЕМИ ГВП У МІЖОПАЛЮВАЛЬНИЙ ПЕРІОД**

Розглянуто задачу модернізації теплового пункту (ТП) опалення з двохступеневою змішаною схемою приєднання системи гарячого водопостачання у міжопалювальний період. Як джерело тепла теплового насосу (ТН) використовується опалювальна вода внутрішнього контуру системи опалювання. У літній період можливе централізоване охолодження помешкань за допомогою квартирних опалювальних пристроїв. Для роботи у системі ТН обрано хладагент R600, як екологічно безпечний та такий, що має низький тиск випаровування та конденсації. Проведено економічний розрахунок роботи ТП у міжопалювальний період з ТН та без нього.

Tovazhnyansky L., Babak T., Duic N., Kraycic G., Khavin G.

#### **THE ABILITY TO USE THE HEATING SYSTEM AS SOURCE OF HEAT PUMP FOR THE HOT WATER SUPPLY IN INTERHEATING PERIOD**

The problem of modernization of the heating module (HM) with two-stage mixing scheme of the hot water supply by installing a heat pump (HP) meant for to work in interheating period. As a heat source is used water of the heating system of the building. During the summer, perhaps district cooling facilities in apartment heaters. The refrigerant R600 is selected as most environmentally friendly and low-pressure evaporation and condensation. An economic calculation is made for HM working with HP and without HP.