

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС АГРЕГАТНО-ТЕПЛОВОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ТЕПЛОХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ

Федосов С.В., Федосеев В.Н., Емелин В.А.

ФГБОУ ВО ИВГПУ
153000 г. Иваново, Шереметевский пр, 21

Аннотация: В выполненном исследовании показан результат сравнения технологических характеристик работы термодинамического процесса теплообмена замкнутой системы с окружающей средой воздушного теплового насоса (ВТН) мощностью 7 кВт, полученных экспериментальным путем и работы рециркуляционного воздушного теплового насоса (РВТН) той же мощностью при тех же параметрах, на основе термодинамического цикла, при температуре испарения $t_{исп.} = 10^{\circ}\text{C}$ и трёх температурах конденсации 30°C , 40°C , 50°C . Результат показал, что технологические характеристики теплонасосных систем практически совпадают.

Ключевые слова: энтропия, скрытая теплота парообразования, хладагент, компрессор, испаритель, тепломассообмен, тепловая насосная система

ВВЕДЕНИЕ

В современных условиях тенденции использования возобновляемых источников энергии для теплоснабжения зданий особую актуальность приобретают воздушные тепловые насосы (ВТН), принцип действия которых – отбор рассеянного тепла из окружающего воздуха и перенос в отопительный контур помещения. Работа воздушных тепловых насосов основана на принципах термодинамической активности неравновесных процессов. Рабочей жидкостью в тепловых насосах является хладагент (фреон), особенностью которого является способность закипать при низких температурах и переходить из жидкого состояния в газообразное и наоборот. Во время фазового перехода из жидкого состояния в газообразное (испарение) происходит поглощение теплоты, а во время фазового перехода из газообразного в жидкое (конденсация) происходит передача теплоты на тех же принципах термодинамической активности. Сегодня реализуются технологии, позволяющие с помощью «тепловых насосов» концентрировать и переносить рассеянную в окружающей среде тепловую энергию [2]. Это одна из систем топливно-сберегающих технологий, которая позволяет создавать экологически чистую энергетику. Существенным недостатком современных ВТН в наших умеренно холодных климатических условиях является низкий коэффициент эффективности, определяемый как коэффициент трансформации COP (англ. COP – сокр. от coefficient of performance). Современные усовершенствованные отопительные воздушные тепловые насосы работают сверхэффективно с коэффициентом преобразования, значения которого лежат в интервале 3,5 – 7 [11]. Тепловые насосы, работающие с коэффициентом преобразования от 2 до 2,5 и ниже, считаются мало (низко) эффективными. Такой режим работы, если в этом есть необходимость, допустим, лишь в течение

относительно небольшого отопительного сезонного промежутка времени. Таким образом, актуальной является разработка воздушных тепловых насосов с коэффициентом COP равным 3 – 7 [12].

Разрабатывая теоретические основы эффективных термодинамических процессов, протекающих в испарительно-конденсаторном блоке воздушного теплового насоса, используя возможности энергоинверсии на производительность воздушных теплонасосных систем, добиваемся при этом полной автономной работы и нивелирования климатических условий используя возобновляемые источники энергоресурсов.

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ

На сегодня воздушные тепловые насосы являются более распространёнными за рубежом в европейских странах. В Российской Федерации в зимнее время наружная отрицательная температура не позволяет достаточно эффективно работать традиционным воздушным тепловым насосам. Выходом из этой ситуации является совершенствование, модернизация системы отопления, а в отдельных случаях принимают решение при совместной работе воздушного теплового насоса и электрического котла. Отличие воздушного теплового насоса от разного вида топливных источников тепла состоит в том, что для работы, кроме электроэнергии для компрессора ему нужен также источник низкопотенциального тепла, т.е. энергия атмосферного воздуха, в то время как в традиционных источниках тепла вырабатываемое тепло зависит исключительно от теплотворной способности конкретного вида топлива. Теплонасосные установки давно доказали свою эффективность благодаря тому, что передают пользователю в 3 – 5 раз больше энергии, чем затрачивают сами на ее передачу. Кроме того, в тепловых насосах используются экологически чистые технологии практически без выбросов

вредных веществ в окружающую среду. Однако тепловой насос нельзя назвать на 100% потребляющим только возобновляемые источники энергии, всё-таки он потребляет электроэнергию на реализацию привода компрессора. Основным показателем энергоэффективности – это отношение теплопроизводительности к затраченной мощности (тепловой коэффициент для теплонасосных систем).

Теплопроизводительность, в большей степени, и потребляемая мощность, в меньшей степени, в теплонасосных системах зависят от условий эксплуатации, главным образом – от температуры окружающей среды и температуры в обслуживаемом помещении. Необходимость учёта реальных режимов работы и привела к появлению разного рода показателей энергетической эффективности. Температурный уровень теплоснабжения тепловыми насосами в настоящее время, учитывая энергоэффективность режима работы, варьируется от 35⁰С до 55⁰С, что позволяет использовать практически различную систему отопления.

Проведенный подробный анализ разработок теплонасосных установок для теплоснабжения зданий, (помещений) показал, что применение воздушных теплонасосных систем в условиях климата Центрального федерального округа реально и эффективно, о чём говорят полученные результаты [8,10,11,13].

Возможный диапазон энергоэффективного применения ВТН при проектировании малоэтажных зданий и строений с учётом ресурсосберегающих технологий, экспериментально и расчётным путём, доказал эффективность применения ВТН в умеренно-холодных районах РФ.

Результаты сравнительного анализа предлагаемых усовершенствованных режимов работы воздушных теплонасосных систем с рециркуляцией воздуха и рекуперацией отражены в авторских свидетельствах, полученных на полезную модель [19-21].

Преимуществом воздушных тепловых насосов является возможность переключения с режима отопления зимой на режим кондиционирования летом, подключая к внешнему коллектору фанкойлы.

При достижении экономия энергетических ресурсов до 70 % задача совершенствования испарительно-конденсаторного блока ВТН является крайне актуальной. Для её решения необходимо полноценно проанализировать термодинамический цикл и рамки его изменений, разработать систему нестационарного тепломассопереноса, раскрыть экспериментально - теоретическую суть самих неравновесных процессов.

ЦЕЛЬ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Цель работы: Повышение энергоэффективности системы автономного, экологически чистого и экономически эффективного теплоснабжения зданий

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ АНАЛИЗ

Известно, что при постоянной температуре, вещество может поглощать или выделять тепло путём изменения агрегатного состояния, а также иметь количественную оценку тепловых преобразований при изменении агрегатного состояния вещества [Джозеф Блэк, шотландский физик, в 1765г. ввёл понятие скрытой теплоты].

Это явление используется во всех тепловых машинах при получении тепла или холода. Обычная теплохолодильная машина использует явление поглощения тепла из окружающей среды во время перехода вещества из жидкого состояния в газообразное при постоянной температуре и давлении.

Возьмём хладагент, фреон, который находится в замкнутом контуре теплонасосной системы (ТНС) в процессе термодинамического цикла, где создаются условия для сбора испарившегося хладагента (фреона) и обратного его преобразования в жидкость, тогда этот процесс можно использовать для создания тепла или холода [2]. Схему такой термодинамической системы можно отобразить на рис. 1, а процесс, протекающий в этой системе в $P - V$ диаграмме на рис. 2.

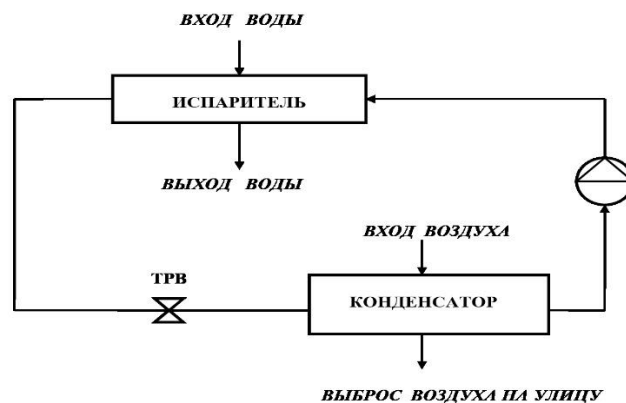


Рис.1 Блок-схема теплохолодильной насосной системы
Fig. 1 Block diagram of a heating and refrigeration pumping system

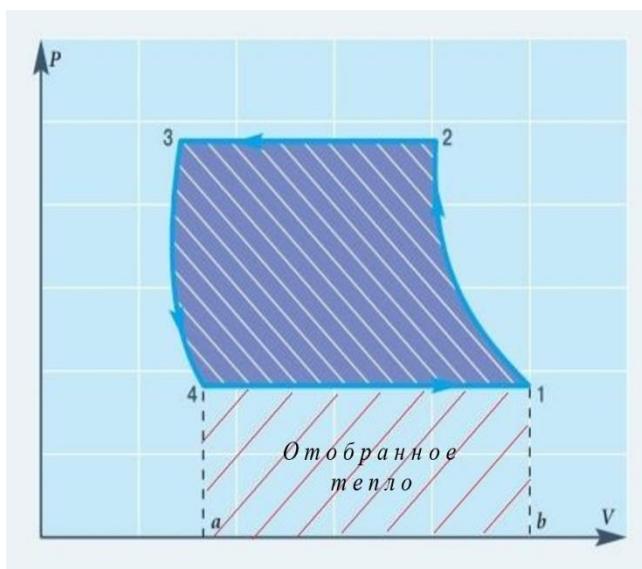


Рис. 2 Теплохолодильный цикл в $P - V$ координатах
Fig. 2 Heating and cooling cycle in $P - V$ coordinates

Регулируя давление устройством ТРВ (терморегулирующий вентиль → дроссель) можно управлять количественно процессом превращения хладагента в пар при требуемой температуре и давлении. Отобранное хладагентом тепло, направляясь по контуру теплонасосной системы, сжимают компрессором и направляют в теплообменник - конденсатор, где отдают его на отопление/охлаждение помещений. Согласно диаграмме рис. 2., кривая 1-2 – компрессор сжимает и превращает в пар, кривая 2-3 – конденсатор отдает тепло в работу, газ превращается в жидкий хладагент кривая 3-4. Получаем замкнутый цикл. Площадь $b-1-4-a$ – тепло, отобранное испарителем, $b-1-2-3-4-a$ – тепло, отданное конденсатором. Вся работа теплохолодильной машины идёт на выполнение термодинамического цикла →1-2-3-4.

По $P - V$ диаграмме теплохолодильного цикла можно определить производительность

теплохолодильной машины и затраченную энергию измеряя площадь между линиями процессов. Цикл с максимальным коэффициентом полезного действия (КПД) лучше определять по диаграмме «температура – энергия» ($T - S$ диаграмма) это точнее и проще.

Для количественной оценки обратимых процессов существует понятие «энтропия» [Клаузиус, 1865 г.], сущность которого характеризует направление протекания процесс «теплообмена» между системой и внешней средой. Следует напомнить, что воздушный тепловой насос, рассматривая как пример получения «механической энергии» через процесс сжатия в компрессоре в $P - V$ диаграмме можно представить, как элемент площади, равный $dW = p \cdot dv$.

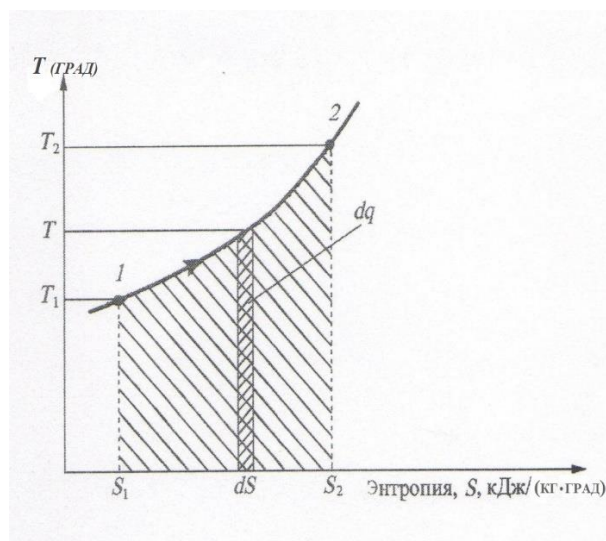


Рис. 3. Графическое представление элементарной энтропии
Fig. 3. Graphical representation of elementary entropy

По той же аналогии оценку тепловой энергии, согласно диаграмме $T-S$ можно определить, как $dq = T \cdot dS$

→ T , тогда энтропия будет $S = \int_{S_1}^{S_2} \frac{dq}{T}$, рис. 3.

Элементарное количество тепла (dq) есть произведение абсолютной температуры T на изменение состояния, называемого энтропией. В тепловых процессах важно изменение (прирост теплообмена) энтропии рабочего тела в процессе теплового цикла.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_{S_0}^{S_2} \frac{dq}{T} - \int_{S_0}^{S_1} \frac{dq}{T} = \sum \frac{Q_{\text{поглощ./отдача}}}{T}$$

Где $Q_{\text{поглощ./отдача}}$ – поглощенная, отдаваемая энергия;

T – абсолютная температура при поглощении /отдачи.

На $T-S$ диаграмме идеальный цикл Карно отображается прямоугольником, рисунок 4.

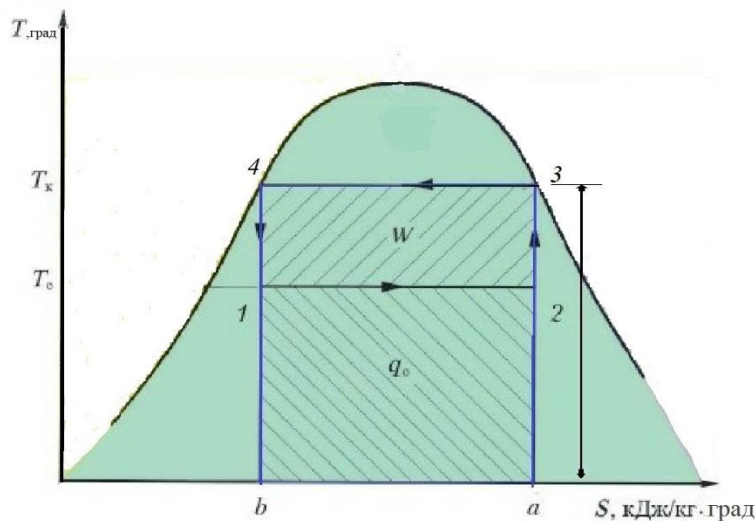


Рис. 4. Цикл Карно на $T-S$ диаграмме
Fig. 4. Carnot cycle on the T-S diagram

Энтропийное сжатие хладагента – прямая 2-3, изотермическая конденсация 3-4, адиабатическое расширение 4-1, изотермическое парообразование 1-2. Площадь прямоугольника, $a-3-4-b$ на диаграмме $T-S$, есть количество тепла отданного конденсатором (dq), что для теплонасосной системы является конечным итоговым результатом. Площадь прямоугольника, $a-2-1-b$ на диаграмме $T-S$, соответствует количеству тепла отбираемого хладагентом (q_0). Разность этих площадей 1-2-3-4 затраченная работа (W). Из $T-S$ диаграммы следует, что количество тепла, отданное конденсатором $q_k = q_0 + W$ есть отданное тепло в теплонасосную систему.

«Теплохолодильный коэффициент» или показатель энергоэффективности ε , есть отношение теплохолодопроизводительности к затраченной работе и равен:

$$\varepsilon = \frac{q_0^k}{W} = \left(\frac{T_k}{T_0 - T_k} \right)$$

Где T_0 - поглощает тепло; T_k - отдаёт тепло.

Тогда значения теплохолодильного коэффициента ε термодинамического цикла теплонасосной системы, в зависимости от температуры на испаритель, можно выразить через температуру конденсации 30°C, 40°C и 50°C, показанные на рисунке 5. при условии $t_{\text{исп}} = 10^\circ\text{C}$.

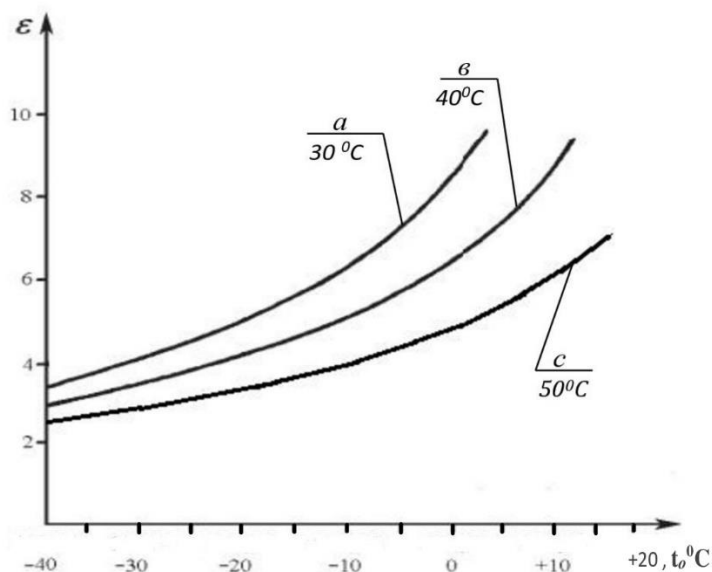


Рис. 5. Зависимость теплохолодильного коэффициента от температуры конденсации на выходе ТНС, $t_{\text{конд}} = 30^{\circ}\text{C}, 40^{\circ}\text{C}, 50^{\circ}\text{C}$

Fig. 5. Dependence of the heat-cooling coefficient on the condensation temperature at the outlet of the HPS, $t_{\text{cond}} = 30^{\circ}\text{C}, 40^{\circ}\text{C}, 50^{\circ}\text{C}$

Для подтверждения данных характеристик был проведён эксперимент в реальном режиме при следующих условиях.

Имеем строение $S=100\text{м}^2$, типовой ВТН, тепловая выходная мощность-7кВт (A20/W35), потребляемая электрическая мощность 1,75 кВт, COP - 4.

где A20/W35 → A – окружающий воздух, $t_{\text{окр.возд.}} = +20^{\circ}\text{C}$;

W – теплоноситель (вода) для тёплого пола, $t_{\text{тепл.пол.}} = 35^{\circ}\text{C}$.

$$COP = Q_{\text{тепл.эн.}} / P_{\text{затр. мощн.}}$$

COP – коэффициент эффективности.

Реальный COP или КПД будет отличаться от идеального на величину низкопотенциальной энергии воздуха. Поясним, имея в этом случае следующие соотношения:

$P_{\text{ВТН}} = 7\text{кВт/ч}$; $COP = 4$; $P_{\text{эл.дв.}} = 1,75\text{кВт/ч}$, тогда $P_{\text{ВТН}} - P_{\text{эл.дв.}} = 7\text{кВт/ч} - 1,75\text{кВт/ч} = 5,25\text{ кВт/ч} \rightarrow Q_{\text{тепл.эн.}} = 5,25\text{ кВт/ч}$

Q – низкопотенциальная тепловая энергия из воздуха, т.е.:

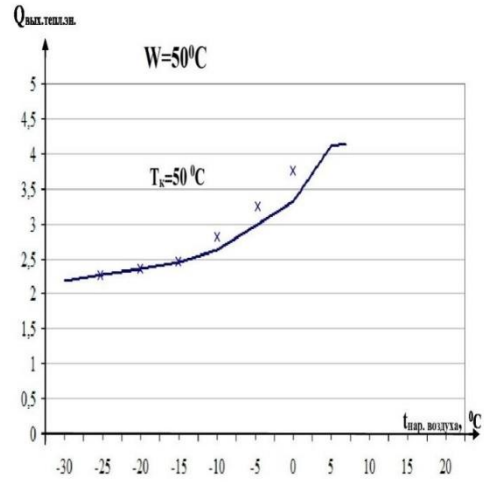
$$COP = Q_{\text{тепл.эн. на вых.}} / (P_{\text{двиг.}} + P_{\text{низкопот.эн.}})$$

Чисто физически – это процесс поглощения тепла из окружающей среды (воздуха) происходит за счёт использования явления перехода вещества из жидкого состояния в газообразное при обдувании испарителя при постоянной температуре и давлении, тем самым получая добавочную «даровую» энергию теплого воздуха.

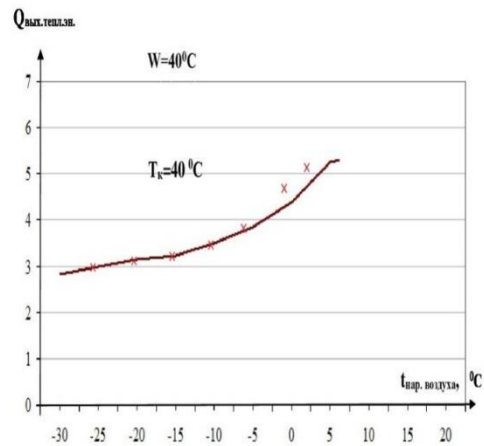
Таким образом, термодинамический процесс теплообмена замкнутой системы воздушного насоса с окружающей средой, учитывая затраты электрической энергии на компрессор, позволил получить экспериментальным путём технологические характеристики ВТН практически с такими же выходными данными.

РВТН – рециркуляционный воздушный тепловой насос с выходной тепловой мощностью (энергией) при температуре $t_{\text{конд}} = 50^{\circ}\text{C}, 40^{\circ}\text{C}, 30^{\circ}\text{C}$ для обогрева помещения, рисунок 6.

7 кВт	T на улице	t/п кВт/ч	Q _{выкл.тепл.энергии} кВт/ч-т/п	кВт/ч-э/к
РВТН W50	-30	10,8	2,1875	8,6125
	-25	9,8	2,275	7,525
	-20	8,8	2,3625	7,525
	-15	7,8	2,45	7,525
	-10	6,8	2,625	7,525
	-5	5,8	2,975	7,525
	0	4,8	3,325	-
	5	3,8	4,1125	-
	10	2,8	4,2	-
	15	1,8	4,2875	-
20	0,8	4,375	-	



7 кВт	T на улице	t/п кВт/ч	Q _{выкл.тепл.энергии} кВт/ч-т/п	кВт/ч-э/к
РВТН W40	-30	10,8	2,84375	7,95625
	-25	9,8	2,975	6,825
	-20	8,8	3,15	5,65
	-15	7,8	3,325	4,475
	-10	6,8	3,5	3,3
	-5	5,8	3,85	0,425
	0	4,8	4,375	-
	5	3,8	5,25	-
	10	2,8	5,425	-
	15	1,8	5,6	-
20	0,8	5,775	-	



7 кВт	T на улице	t/п кВт/ч	Q _{выкл.тепл.энергии} кВт/ч-т/п	кВт/ч-э/к
РВТН W30	-30	10,8	3,675	7,13
	-25	9,8	3,85	5,95
	-20	8,8	4,095	4,705
	-15	7,8	4,375	3,425
	-10	6,8	4,55	2,25
	-5	5,8	5,075	0,725
	0	4,8	5,775	-
	5	3,8	6,825	-
	10	2,8	7,0525	-
	15	1,8	-	-
20	0,8	-	-	

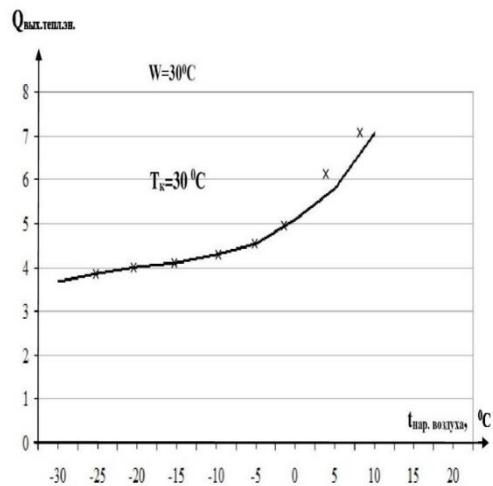


Рис. 6.
Fig: 6.

Полученные характеристики, рис. 7, не отличаются значительно от характеристик на рис. 5.

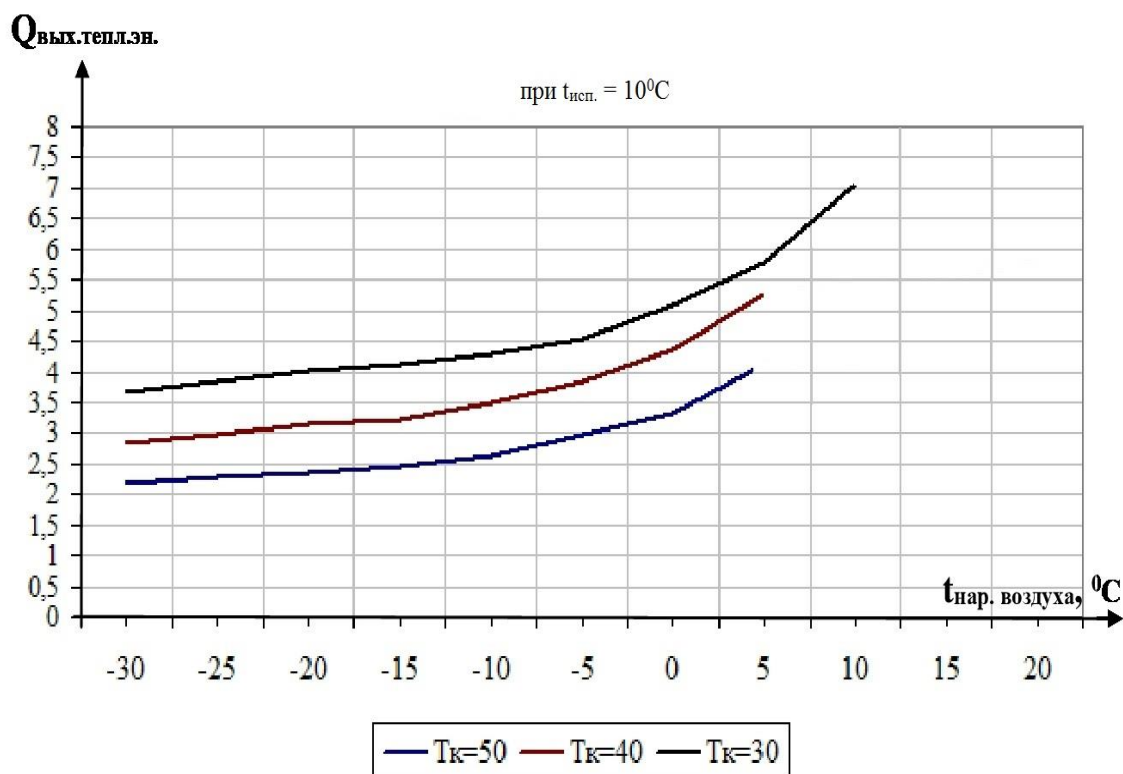


Рис. 7.

Fig: 6.

ВЫВОДЫ

1. Повысить эффективность воздушных тепловых насосов можно путём усложнения (модернизации) термодинамического цикла и соответственно тепловой схемы установки.
2. Возможен вариант промежуточного «нагрева – охлаждения» после дросселирования (процесс изотермического сжатия).
3. Как вариант впрыск в компрессор парообразного хладагента.
4. Использовать процесс двухступенчатого сжатия в компрессоре.
5. Разработать новые рабочие тела.

ПЕРСПЕКТИВЫ ДАЛЬНЕЙШИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В дальнейшем предполагается провести теоретические исследования основ эффективных термодинамических процессов, протекающих в режиме фазового превращения скрытой теплоты парообразования в зависимости от температуры и давления, при которых происходит это фазовое превращение, с использованием метода математического моделирования процессов теплопереноса и метода анализа иерархий, как математического инструмента прогнозирования системного и необходимого подхода для анализа сложных проблем при поддержке принятия

управленческих решений. Применение этих методов позволит получить новые знания о процессах теплопереноса для воздушных теплонасосных систем и достичь требуемой цели исследования, а использование полученных результатов исследования позволит, совершенствуя испарительно-конденсаторный блок ВТН, повысить его энергоэффективность, что будет способствовать в дальнейшем решению актуальных научных вопросов и проблем.

Работа выполнена по заданию №13.11322.2018/11.12 по теме «Разработка технологии использования возобновляемой энергии изотермических рециркуляционных воздушных тепловых насосов со встроенными рекуператорами», выполняемой в рамках государственного задания на 2018 год.

ЛИТЕРАТУРА

1. Black J. Lectures on the Elements of Chemistry. Ed. By J. Robison. Vols. 1-Edinburg, 1803.
2. Ощепков П.К. «Жизнь и мечта», 4-е изд., доп. и испр., ил. - М.: Московский рабочий, 1984.- 320с.
3. Бармасов, А.В. Курс общей физики для природопользователей. Молекулярная физика и термодинамика /А.В.. Бармасов. – СПб.: ВНУ, 2012.- 512с.
4. Мирам, А.О. Техническая термодинамика. Теплообмен. Учебное издание /А.О. Мирам, в.В. Павленко. – М.: АСВ, 2016.- 352с.

5. Квасников, И.А.. Термодинамика и статистическая физика. Теория равновесных систем: Термодинамика / И.А. Квасников.- М.: КД Либроком, 2012-328с.
6. Квасников, И.А.. Термодинамика и статистическая физика. Теория неравновесных систем: / И.А. Квасников.- М.: УРСС, 2016 - 450 с.
7. Жмакин, Л.И. Теплообменные процессы и оборудование в легкой и текстильной промышленности.. Учебное пособие /Л.И. Жмакин.- М.: Инфра-М, 2018.-192с.
8. Воронов В.А., Емелин В.А., Федосеев В.Н., Зайцева И.А. Климатические условия и факторы, влияющие на производительность воздушного теплового насоса // *Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений*. Сборник научных трудов. - 2015. С. 241-251.
9. Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Емелин В.А., Воронов В.А., Зайцева И.А. Энергоэффективность рабочего тела (хладона) воздушного теплового насоса в режиме обогрева автономного текстильного цеха (производства) // *Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений*. Сборник научных трудов. Иваново, 2016. с.186-194.
10. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Алоян С.М., Зайцева И.А., Виноградова Н.В. Возможный диапазон работы воздушного теплового насоса в отопительный период // *Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности*. - 2017. № 4 (370). С. 278-281
11. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Виноградова Н.В., Ткачев В.М., Емелин В.А. Термодинамическая эффективность воздушных тепловых насосов, используемых в малоэтажных текстильных строениях // *Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности*. 2017. № 5 (371). С. 314-318.
12. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Зайцева И.А., Виноградова Н.В. Количественный анализ конфигурации коэффициента эффективности и тепловой мощности воздушного теплового насоса при отоплении малоэтажных текстильных строений // *Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности*. 2017. № 5 (371). С. 319-323.
13. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Зайцева И.А., Виноградова Н.В., Емелин В.А., Воронов В.А. Сравнительный анализ комбинированных режимов работы ВТН для малоэтажных строений в текстильной отрасли // *Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности*. 2017. № 5 (371). С. 324-328.
14. Федосеев В.Н., Зайцева И.А., Острякова Ю.Е., Целовальникова Н.В., Емелин В.А., Воронов В.А. Эффективное управление системой теплогенерации в автономных производственных помещениях // *Международный научно-исследовательский журнал*. 2017. 4-4 (58). С.109-113.
15. Федосов С.В., Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Мартынов И.А., Опарина Л.А. Тепловой насос как элемент энергосберегающей политики для энергоёмких предприятий текстильной и лёгкой промышленности // *Текстильная и легкая промышленность*. 2018. № 2. С. 10-12.
16. Федосов С.В., Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Опарина Л.А. Некоторые вопросы конвертации рассеянного тепла окружающего воздуха, используемого для отопления автономных текстильных производств. // *Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений*. Сборник научных трудов. Иваново, 2018. С.112-118.
17. Федосов С.В., Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Опарина Л.А., Мартынов И.А. Анализ условий при проектировании энергосберегающих теплонасосных систем для автономных текстильных производств // *Вестник Поволжского государственного технологического университета*. Серия: Материалы. Конструкции. Технологии. 2018. № 2. С. 84-91.
18. Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Опарина Л.А., Станкевич Е.Л. Возможности производства и реализации низкопотенциальной тепловой и электрической энергии с целью утилизации для малых текстильных производств // *Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений*. Сборник научных трудов. Иваново, 2018. С.118-124.
19. Патент РФ 174083. *Тепловой насос* / Федосеев В.Н., Емелин В.А., Воронов В.А., Острякова Ю.Е., Свиридов И.А.; Заявл. от 09.01.2017. Оpubл. 29.09.2017. Бюл. №28.
20. Патент РФ № 185689. *Средство для смешения газовых потоков* / Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Емелин В.А., Воронов В.А., Свиридов И.А.; Заявл. От 24.01. 2018, Оpubл. 13.12.2018. Бюл. № 35.
21. Патент РФ16603. *Теплообменник теплового насоса*/ Федосеев В.Н., Емелин В.А., Воронов В.А., Свиридов И.А.; Заявл. от 03.02.2016. Оpubл.10.11.2016. Бюл. № 31.

THE THERMODYNAMIC PROCESS OF AGGREGATE-THERMAL CONVERSION
ТЕПЛОПOTЕРJAH SYSTEMS

Fedosov S.V., Fedoseev V.N., Emelin V.A.
Ivanovo state Polytechnic University

Annotation: The performed study shows the result of comparing the technological characteristics of the thermodynamic process of heat exchange of a closed system with the environment of an air heat pump (VTN) with a power of 7 kW obtained experimentally and the work of a recirculation air heat pump (RVTN) with the same power at the same parameters, on the basis of a thermodynamic cycle, at the evaporation temperature of the 10⁰C and three condensation temperatures 30⁰C, 40⁰C, 50⁰C. The result showed that the technological characteristics of the heat pump systems are almost the same.

Key words: entropy, latent heat of vaporization, refrigerant, compressor, evaporator, heat and mass transfer, heat pump system