



Научно-Производственная Фирма "ЭКИП"

**совместно с партнерами представляет работу
направленную в совет по присуждению Премий Правительства Россий-
ской Федерации в области науки и техники за 2004 год по теме**

**"Разработка и внедрение энергосберегающих техноло-
гий с применением тепловых насосов"**



Москва 2004 г.

ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ КООПЕРАТИВ
НАУЧНО – ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ФИРМА «ЭКИП»

Разработка и внедрение энергосберегающих технологий с применением тепловых насосов.

Калнинь Игорь Мартынович	руководитель работы, д.т.н., профессор, зав. кафедрой холодильной и криогенной техники МГУИЭ, заслуженный деятель науки и техники РФ.
Накоряков Владимир Елиферьевич	академик Российской академии наук, гл. научный сотрудник ИТ СО РАН.
Григорьева Нина Ильинична	д.т.н., гл. научный сотрудник ИТ СО РАН.
Попов Александр Васильевич	к. т. н., зав. сектором энергосберегающих технологий ИТ СО РАН.
Савицкий Анатолий Иванович	к. т. н., ген. дир. ПК НПФ «ЭКИП».
Масс Александр Михайлович	д. э. н., зам. ген. дир. ПК НПФ «ЭКИП».
Лазарев Леонид Яковлевич	к. т. н., доцент кафедры паровых и газовых турбин МЭИ.
Бараненко Александр Владимирович	д. т. н., профессор, ректор, зав. кафедрой холодильных установок СпбГУИТ и ПТ.
Тимофеевский Леонид Сергеевич	д. т. н., проф., зав. каф. холод. машин и низкопотенциальной энергетики СпбГУИТ и ПТ.
Петин Юрий Маркович	к.т.н., генеральный директор НПО «Энергия», г. Новосибирск.
Закиров Данир Галимзянович	д. т. н., профессор, Зав. отделом ФГУП МНИИЭКО ТЭК, г. Пермь.
Колпаков Виктор Иванович	ген. дир. НПФ «Тритон-Лтд», г. Н.Новгород.
Чаховский Владимир Михайлович	д. т. н., вед. науч. сотр. ОАО ВНИИАЭС Министерство РФ по атомной энергии.
Старцев Василий Васильевич	д. э. н., глава муниципального образования «Нерюнгринский район», Респ. Саха.
Бершицкий Борис Михайлович	гл. конструктор. ОАО «Московский завод холодильного Машиностроения «Компрессор».

РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Общая характеристика работы

Энергосбережение – одна из основных проблем, решаемых мировым сообществом в настоящее время. Преследуются две цели – сохранение невозобновляемых энергоресурсов и сокращение вредных выбросов в атмосферу продуктов сгорания, являющихся, в частности, основным фактором глобального потепления.

Одним из важнейших направлений решения указанной проблемы является использование энергосберегающих технологий на основе применения тепловых насосов.

Тепловые насосы, осуществляя обратный термодинамический цикл на низкокипящем рабочем веществе, утилизируют низкопотенциальную теплоту естественных, промышленных и бытовых источников, генерируют теплоту высокого потенциала, затрачивая при этом в 1,2 – 2,3 раза меньше первичной энергии, чем при прямом сжигании топлива. В настоящее время в России на теплоснабжение расходуется около 40 % от общего объема сжигаемого топлива. Согласно прогнозам Мирового энергетического комитета (МИРЭК) к 2020 году 75 % теплоснабжения (коммунального и производственного) в развитых странах будет осуществляться с помощью тепловых насосов.

Реализация этой мировой тенденции, стимулируется ростом дефицита и стоимости органического топлива. Применение тепловых насосов в мировой практике исчисляется миллионами единиц. Оно в настоящее время является основным средством замещения не возобновляемого органического топлива. Заметное практическое применение тепловых насосов началось на территории стран СНГ только после 1985 года. В это время к холодильной и теплонасосной технике международными соглашениями были предъявлены жесткие требования в отношении экологической безопасности используемых рабочих веществ, их потенциалов разрушения озонового слоя земли и глобального потепления. Это потребовало выбора и исследования свойств новых рабочих веществ и создания конструкций эффективных тепловых насосов, способных работать на новых рабочих веществах.

Настоящая работа, представляемая на соискание премии Правительства Российской Федерации, отражает результаты многолетней работы авторов в области разработки и внедрения энергосберегающих технологий с использованием тепловых насосов, работающих на экологически безопасных рабочих веществах.

Работа включает:

1. Развитие термодинамических основ тепловых насосов.
 - выбор и исследование свойств рабочих веществ;
 - разработка эффективных термодинамических циклов парокompрессионных, абсорбционных и газожидкостных тепловых насосов;
 - математическое моделирование и экспериментальное исследование процессов и характеристик тепловых насосов;
2. Научные основы выбора и рационального применения тепловых насосов:
 - методика оценки эффективности тепловых насосов;
 - разработка рациональных технологических схем теплоснабжения с различными типами тепловых насосов.
3. Разработка и внедрение тепловых насосов и технологий их применения:
 - создание тепловых насосов;
 - реализация энергосберегающих технологий на основе тепловых насосов и оценка перспективных направлений их использования.

1. РАЗВИТИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ОСНОВ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Тепловые насосы (ТН), основной задачей которых является замещение органического топлива, должны работать в чрезвычайно широком поле условий их применения.

Наибольшее применение ТН получают для теплоснабжения и горячего водоснабжения жилых, административных и производственных зданий, обеспечения тепловой энергией нужного потенциала ряда технологических процессов (сушка, дистилляция, тепловая обработка), тепло- и хладоснабжения сельскохозяйственных объектов (молочнотоварных ферм, овощехранилищ, зернохранилищ и др.). ТН, используя различные источники низкопотенциального тепла (ИНТ), с температурой от 5°C (атмосферный воздух), до 40-70 °C (высокотемпературные промышленные сбросы, геотермальные источники), способны обеспечивать нагрев высокопотенциального теплоносителя (ИВТ), в диапазоне температур от 20°C до 110°C.

Требуются различные сочетания ИНТ (теплоотдачик), ИВТ (теплоприемник) и промежуточных теплоносителей, которыми могут быть вода, незамерзающая жидкость, воздух.

К ТН предъявляются требования универсальности по уровню тепловой мощности в пределах от долей до десятков тысяч киловатт, по существу, в диапазоне, перекрывающем мощности любых существующих теплоисточников, в том числе малых и средних ТЭЦ.

Должна быть обеспечена возможность использования механической (электропривод, турбины, ДВС), и тепловой энергии (водяной пар, теплота котельных на различных топливах, непосредственный газовый подогрев, вторичные энергоресурсы).

Должны применяться компрессоры поршневого, винтового, или центробежного типа в зависимости тепловой мощности ТН.

Применяемые рабочие вещества должны быть экологически безопасными. Возможно использование разрешенных Монреальским протоколом гидро-фтор-хлор углеводородов (ГФХУ) или гидро-фтор углеводородов (ГФУ), называемых в России хладагентами.

Предпочтительно использование, так называемых, природных рабочих веществ. К ним относятся вода, аммиак, углеводороды, диоксид углерода. Эти вещества имеют практически нулевые потенциалы разрушения озонового слоя и глобального потепления.

Для работы в столь широком диапазоне условий и требований используется тепловые насосы различных типов и исполнений. В России развиваются три типа тепловых насосов, в которых реализуется обратный термодинамический цикл:

- пароконденсационные (осуществляют парожидкостный термодинамический цикл), работающие преимущественно на хладагентах;
- абсорбционные (осуществляют парожидкостный термодинамический цикл), в которых в качестве рабочих веществ используются вода и водный раствор бромистого лития;
- осваиваемые в последние годы тепловые насосы, осуществляющие газожидкостный термодинамический цикл на диоксиде углерода в качестве рабочего вещества.

Каждый тип машин имеет свою нишу предпочтительного применения.

Теоретические основы этих машин формируются в результате исследования термодинамических циклов и процессов, научного обоснования рациональных схем тепловых насосов, создания методик для выбора конструкций и расчета основных элементов тепловых насосов.

1.1. Парокомпрессионные тепловые насосы

1.1.1. Термодинамические основы

В парожидкостных циклах, реализуемых в парокомпрессионных холодильных машинах и тепловых насосах, рабочее вещество находится в виде жидкости, влажного пара, либо перегретого пара при давлениях и температурах ниже критических значений.

Парокомпрессионные тепловые насосы, работающие на хладагонах, получили наибольшее распространение. По сравнению с парокомпрессионными холодильными машинами парокомпрессионные тепловые насосы работают в более высоком диапазоне температур кипения и конденсации рабочего вещества. В парокомпрессионных ТН используются основные элементы холодильных машин (компрессоры, теплообменные аппараты и др.), а также одни и те же или родственные рабочие вещества (с температурой кипения от минус 40°C до +10°C при атмосферном давлении). Преимущественно используются рабочие вещества низкого давления с нормальной температурой кипения выше минус 10°C (например ГФХУ R142b, C2H3ClF2).

При создании тепловых насосов используется весь опыт, накопленный в холодильном машиностроении. Однако схемы и циклы тепловых насосов могут существенно отличаться от холодильных машин. Так в схему на стороне высокого давления, последовательно с конденсатором, дополнительно включаются форконденсатор и переохладитель жидкости. Первый позволяет использовать наиболее высокую температуру рабочего вещества после компрессора. Переохладитель повышает экономичность цикла, когда ИВТ нагревается на большую разность температур (более 15K).

Применение рабочих веществ с наиболее благоприятными термодинамическими свойствами имеет первостепенное значение для создания высокоэффективных холодильных машин и тепловых насосов. Работы по поиску новых рабочих веществ и эффективных термодинамических циклов ведутся под руководством и при непосредственном участии И.М. Калниня в течении 25 лет. [1.1 – 1.14]

Актуальность этих работ многократно повысилась после введения в 1985 году ограничений на производство и использование ряда широко применяемых рабочих веществ Монреальским протоколом по веществам, разрушающим озоновый слой земли в рамках Венской Конвенции об охране окружающей среды.

Поиск полноценных заменителей фтор-хлор углеводородов (ФХУ) привел к все более широкому применению наряду с моновеществами (МВ) двух- или многокомпонентных рабочих веществ.

Большинство из них является зеотропными смесями (ЗС), для которых характерна переменность температур фазовых превращений (в процессах кипения и конденсации рабочего вещества).

Термодинамические циклы на ЗС существенно отличаются от МВ и ранее изучены не были. Впервые была разработана теоретическая модель формирования характеристик термодинамических циклов для смесевых зеотропных рабочих веществ (1.8, 1.9, 1.13, 1.14). Было показано, что для ЗС имеется больше чем для МВ предпосылок для реализации эффективных термодинамических циклов. Более высокая эффективность регенеративных циклов на ЗС достигается за счет двух факторов: сокращения необратимых потерь при теплообмене в основных теплообменных аппаратах и снижения работы цикла вследствие повышения давления кипения при переохладении жидкого рабочего вещества. Влияние этих факторов тем больше, чем больше величина неизотермичности процессов фазовых превращений (ΔT_n). Разработана методика сравнительной оценки энергетической эффективности циклов на МВ и ЗС при одинаковых температурах теплоносителей. Методика базируется на определении степени обратимости базовых циклов (T_1), отвечающих единым условиям (табл. 1.1). Затем определяются коэффициенты, учитывающие изменения параметров регенеративных циклов того или иного вида по сравнению с базо-

вым, с помощью которых сопоставляется эффективность реальных циклов. Разработан комплекс уравнений зависимости показателей эффективности термодинамических циклов для простых (МВ) и смесевых зетропных рабочих веществ (ЗС) от их теплофизических свойств, позволяющий оценивать ожидаемые характеристики систем (холодильных машин ХМ, или тепловых насосов ТН), вести направленный поиск рабочих веществ с заданными свойствами (табл. 1.2).

Таблица 1.1

Коэффициенты обратимости базовых циклов

Коэффициент	Выражения для определения коэффициента $\eta_{T1 d wbrkt}$	
	T1(МВ)	T1(ЗС)
$\eta_{T1} = \varepsilon_{T1} / \varepsilon_{обр}$	$\frac{1 - [\bar{c}'_x \cdot (T_k - T_0)]}{1 - [\bar{c}'_x \cdot \frac{T_0}{2} \cdot \ln \frac{T_k}{T_0}]}$	$\frac{1 - [\bar{c}'_x \cdot (T_k - T_0)]}{1 - [\bar{c}'_x \cdot \frac{T_{ocr}}{2} \cdot \ln \frac{T_k}{T_{ocr}}]}$

Таблица 1.2

Коэффициенты эффективности регенеративных циклов

Коэффициент	Выражения для определения коэффициентов в циклах			
	T2(МВ)	T2(ЗС)	T4(ЗС)	T3(ЗС)
$\eta_{T1} = \varepsilon_{T1} / \varepsilon_{обр}$	$\eta_{T1} \Psi_{T2}$	$\eta_{T1} \Psi_{T2}$	$\eta_{T1} \Psi_{T4}$	$\eta_{T1} \chi_{T3}$
$\Psi_T = \varepsilon_T / \varepsilon_{T1}$	$\Phi_{T2} \chi_{T2}$	$\Phi_{T2} \chi_{T2}$	$\Phi_{T4} \chi_{T4}$	χ_{T3}
$\Phi_T = q_{от} / q_{от1}$	$\frac{\bar{c}_p (T_1 - T_0)}{1 - \bar{c}'_x (T_k - T_0)} + 1$	$\frac{\bar{c}_p (T_1 - T_0'')}{1 - \bar{c}'_x (T_k' - T_0)} + 1$	$\frac{\bar{c}_p (T_1 - T_0'')}{1 - \bar{c}'_x (T_k' - T_0)} + 1$	$\Phi_{T3} = 1$
$\chi_T = l_{T1} / l_T$	T_0'' / T_1	$\frac{T_0'' (\pi_{T1}^{(k-1)k} - 1)}{T_1 (\pi_{T2}^{(k-1)k} - 1)}$	$\frac{T_0'' (\pi_{T1}^{(k-1)k} - 1)}{T_1 (\pi_{T4}^{(k-1)k} - 1)}$	$\frac{\pi_{T1}^{(k-1)k} - 1}{\pi_{T3}^{(k-1)k} - 1}$
$\pi_T = p_k / p_0$	$\pi_{T2} = \pi_{T1}$	$\pi_{T2} = \pi_{T1} / \pi_{T2}^*$	$\pi_{T4} = \pi_{T1} / \pi_{T4}^*$	$\pi_{T3} = \pi_{T1} / \pi_{T3}^*$
$\lg \pi_T^* = \lg(p_0 / p_0^*)$	$\lg \pi_{T2}^* = 0$	$0,5 \bar{c}_p (T_1 - T_0'') \lg(p_n / p_n)$	$[\bar{c}'_x (T_k' - T_3) - 0,5 \bar{c}_p (T_1 - T_0'')] \lg(p_n / p_n)$	$\bar{c}'_x (T_k' - T_3) \lg(p_n / p_n)$

Особенностью термодинамических циклов на ЗС является то, что повышение давления кипения достигается путём переохлаждения жидкого рабочего вещества перед дросселем любым способом. В связи с этим при работе на ЗС возможно применение нескольких разновидностей регенеративных циклов: обычный регенеративный цикл Т2, в котором жидкое рабочее вещество перед дросселем (ДВ) переохлаждается в регенеративном теплообменнике (РТ) за счёт нагрева холодного пара перед компрессором; цикл Т3, в котором жидкое рабочее вещество (ЗС) перед ДВ переохлаждается за счёт выкипания части жидкого рабочего вещества в РТ; регенеративный цикл Т4, в котором жидкое рабочее вещество (ЗС) перед ДВ переохлаждается в РТ за счёт выкипания части жидкости и перегрева пара перед компрессором (рис. 1.1).

Для каждого вида регенеративного цикла выведены уравнения, характеризующие изменения теплопроизводительности (Φ_T), работы цикла (χ_T), коэффициента преобразования ($\Psi_T = \Phi_T \chi_T$), по сравнению с базовым в зависимости от определяющих термодинамических свойств рабочего вещества (табл. 1.2), каковыми являются приведенные средние удельные теплоёмкости насыщенной жидкости \bar{c}_x^{-1} в интервале температур кипения и кон-

денсации и перегретого пара \bar{c}_p при давлении кипения. Более высокие значения \bar{c}_x^{-1} снижают эффективность базового цикла. Более высокие значения \bar{c}_p способствуют повышению эффективности регенеративных циклов.

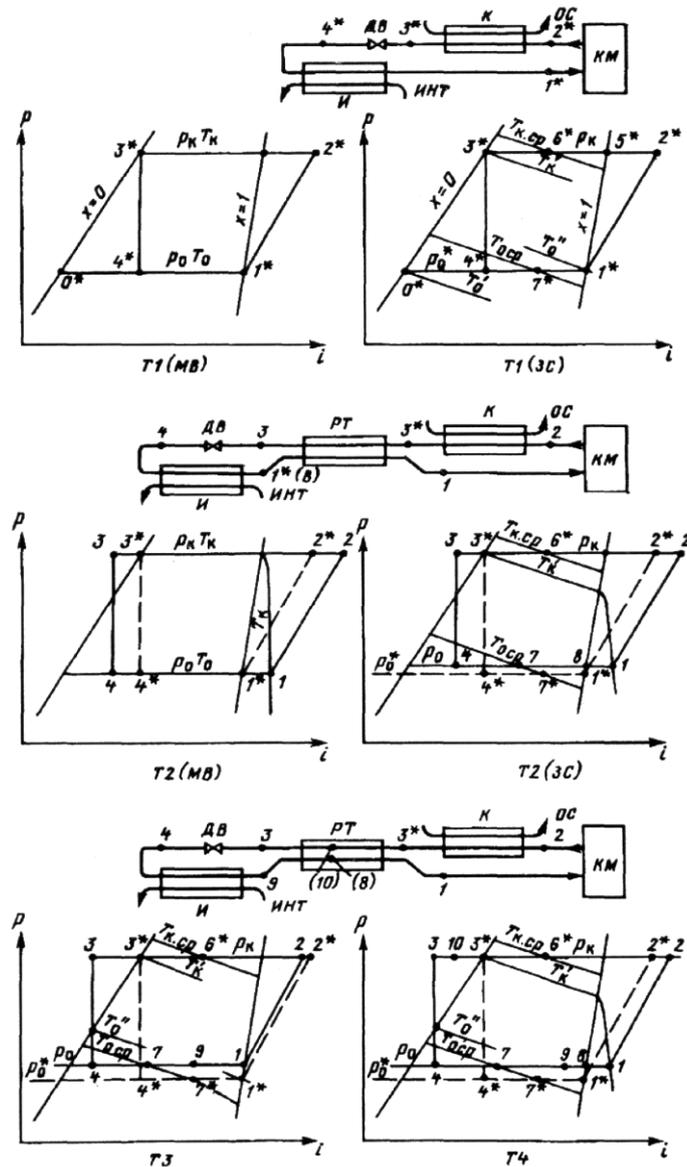


Рис. 1.1. Применяемые схемы и термодинамические циклы:

КМ – компрессор; К – конденсатор; И – испаритель; РТ – регенеративный теплообменник; ДВ – дроссельный вентиль.

Проведённое сравнительное экспериментальное исследование систем охлаждения при работе на R12 (MB) и зеотропных смесевых рабочих веществах R22/R142, R290/R600 подтвердило достоверность результатов анализа термодинамических циклов по разработанной методике [1.15].

На основании проведённых исследований разработаны рекомендации по наиболее рациональным для конкретных условий схемам и циклам тепловых насосов, работающих на ЗС. Это создало условия для разработки и выпуска тепловых насосов на зеотропных смесях хладонов R22 и R142b, компоненты которых выпускаются в России.

1.1.2. Математические модели и компьютерные программы

Разработана универсальная математическая модель функционирования многоцелевой системы [2.9], которая в общем случае может вырабатывать тепло и холод на нескольких температурных уровнях (в частном случае это одноцелевые системы -тепловой насос ТН или холодильная машина ХМ). Предусмотрено деление системы на несколько подсистем, отличающихся составом элементов, видом характеристик и параметрами оптимизации: компрессорная система; машина; установка.

На уровне «компрессорной системы» (КС), производится выбор рабочего вещества, схемы (термодинамического цикла), типов и параметров ступеней сжатия и вспомогательной аппаратуры, то есть элементов, определяющих выбранный цикл при заданных температурах кипения (T_0) и конденсации (T_k) рабочего вещества.

Характеристики компрессорной системы в зависимости от температур кипения и конденсации рабочего вещества формируются в результате взаимодействия характеристик термодинамического цикла с характеристиками элементов, входящих в КС (ступени сжатия, вспомогательные аппараты). Компьютерная программа позволяет рассчитывать характеристики КС с термодинамическим циклом любого вида по числу ступеней сжатия, составу элементов и использованному рабочему веществу (предусмотрена возможность использования 14 разновидностей рабочего вещества).

Колпаков В.И. разработал пакет прикладных программ для расчета показателей и характеристик тепловых насосов, в которых в качестве рабочего вещества используются смеси хладонов R 142b и R22. Концентрация компонентов в смеси изменяется в пределах 10...60 % для R 142b и 90...40 % для R22 с целью оптимизации параметров теплового насоса и его элементов для конкретных условий применения.

Специальная программа позволяет рассчитывать термодинамические и теплофизические свойства смесового рабочего вещества с различным соотношением компонентов, а также характеристики термодинамических циклов.

Программа А по исходным данным рассчитывает рабочие параметры всех основных элементов теплового насоса:

- тепловая мощность теплового насоса;
- расход рабочего вещества;
- максимальное потребление электроэнергии двигателем компрессора;
- расчетный коэффициент преобразования теплового насоса;
- тепловая мощность испарителя;
- расход воды (воздуха) от источника низкопотенциального тепла;
- тепловая мощность конденсатора;
- тепловая мощность фторконденсатора;
- расход теплоносителя в системе теплоснабжения;
- температура нагнетания компрессора;
- давление нагнетания и давление конденсации рабочего вещества;
- тепловая мощность переохладителя системы теплоснабжения;
- тепловая мощность переохладителя системы ГВС;
- тепловая мощность регенеративного теплообменника;
- тепловая мощность маслоохладителя (для винтовых компрессоров);
- гидравлическое сопротивление на всех участках контура теплового насоса.

Программа Б рассчитывает характеристики всех основных компонентов теплового насоса в соответствии с изменением температуры наружного воздуха и адекватного изменения температурного графика отопления. Данная программа используется для винтовых компрессоров с плавной регулировкой производительности и поршневых, оснащенных

инвертором. Дополнительно рассчитывается среднегодовой коэффициент преобразования теплового насоса.

Разработан пакет прикладных программ для расчета испарителя оригинальной конструкции с «кольцевым» кипением рабочего вещества.

Разработан пакет прикладных программ для расчета переохладителей и регенеративных теплообменников с кольцевыми каналами.

Достоверность результатов расчетов подтверждена результатами теплотехнических испытаний теплового насоса тепловой мощностью 200 кВт.

В настоящее время проводится подготовка к патентованию разработок.

Отечественные и зарубежные аналоги программ расчета термодинамического цикла на смесях с переменной концентрацией компонентов и конструкций теплообменников (испарителей) с кольцевым кипением в открытой части изобретений и патентов отсутствуют.

Выполненные работы позволили достигнуть следующих результатов:

1. Повысить надежность тепловых расчетов.
2. Сократить габаритно-весовые характеристики теплового насоса до двух раз.
3. Снизить сроки проектирования теплового насоса до пяти человеко-дней.
4. Снизить количество заправляемого рабочего вещества.
5. Применение испарителей с кольцевым кипением для тепловых насосов до 50 кВт позволит снизить цену и увеличить их конкурентоспособность в коттеджном строительстве.

1.2. Абсорбционные тепловые насосы

1.2.1. Термодинамические основы

Абсорбционные термотрансформаторы (тепловые насосы) представляют собой сложную термодинамическую систему, состоящую из совмещённых прямого и обратного циклов, и подразделяются на понижающие и повышающие. Понижающие термотрансформаторы выполняются как с паровым (или водяным) обогревом генератора, так и с генератором, обогреваемым продуктами сгорания газообразного или жидкого топлива. Повышающие термотрансформаторы выполняются с водяным или паровым обогревом генератора и испарителя.

Обратный цикл термотрансформаторов осуществляется с помощью однокомпонентного рабочего вещества (растворителя), а прямой – с помощью раствора (абсорбента).

Схема понижающего термотрансформатора полностью соответствует схеме абсорбционной холодильной машины, но при выработке тепла в испаритель подводится тепло от источника окружающей среды или сбросного низкопотенциального источника, а в абсорбере и конденсаторе отводится тепло к источнику нагреваемого объекта; генератор обогревается при этом высокопотенциальным греющим источником.

Повышающий трансформатор работает по обращённой схеме абсорбционной холодильной машины при условии, что температура источника нагреваемого объекта выше температуры греющего источника. В данном термотрансформаторе греющий источник подводится не только в генератор, но и в испаритель, источник окружающей среды (вода или воздух в холодное время года) подводится в конденсатор, а источник нагреваемого объекта – абсорбер.

В настоящее время широко применяется в абсорбционных термотрансформаторах только водный раствор бромистого лития. Однако с участием авторов был выполнен поиск новых рабочих веществ на основе водных и неводных растворов, и исследованы их свойства. Ими являются водные растворы солей хлорида кальция – нитрата кальция, хлорида лития – хлорида кальция – нитрата кальция, хлорида лития – хлорида кальция – нит-

рата цинка, хлорида лития – хлорида цезия, холинхлорида, хлористого кальция – холинхлорида и др. [1.18].

Для оценки термодинамической эффективности различных рабочих веществ абсорбционного понижающего термотрансформатора рассмотрены теоретические циклы с полной рекуперацией тепла в растворных теплообменниках. [1.18, 1.22, 1.50, 1.54]. В циклах отсутствуют необратимые потери в испарителе, генераторе, конденсаторе и абсорбере; температура нагреваемой в абсорбере среды равна низшей температуре абсорбции; температура конденсации пара равна температуре нагреваемой в конденсаторе среды, а высшая температура раствора в абсорбере равна температуре нагретой среды.

На основании сопоставлений величин теоретических коэффициентов трансформации тепла в одноступенчатых циклах абсорбционных понижающих термотрансформаторов с различными водосолевыми растворами можно сделать общий вывод о том, что в зависимости от температур сред их значения составляют 1,85 – 1,98 и отличаются от значений теоретических коэффициентов трансформации в циклах тепловых насосов с водным раствором соли бромистого лития в большую или меньшую стороны в среднем на 3-4%.

В связи с тем, что водный раствор бромистого лития является широко апробированным рабочим веществом, он и принят для применения в термотрансформаторах нового поколения.

Так как термодинамические и теплофизические свойства водного раствора бромистого лития исследованы не только различными авторами, но и в различных интервалах температур, давлений и концентраций, в данной работе было выполнено обобщение указанных свойств в области температур 0-240°C, давлений до 2 МПа и массовых концентраций 0-70% [1.20].

Сопоставление данных разных исследователей показало также, что для создания унифицированной математической модели расчёта на ЭВМ процессов бромистолитиевых термотрансформаторов в широком диапазоне изменения параметров внешних источников наиболее приемлем метод расчёта фазового равновесия водного раствора бромистого лития, предложенный Ж. Алефельдом (1991 г., Технический университет в г. Мюнхене):

$$T = A(x) + B(x) \cdot t_p, \quad (1)$$

где: t и t_p – температура соответственно водного раствора бромистого лития и насыщенного водяного пара, °C;

$A(x)$ и $B(x)$ – постоянные коэффициенты.

Для расчёта удельной энтальпии водного раствора бромистого лития Ж. Алефельд предложил следующее выражение:

$$i = \sum_{n=0}^4 a_n \xi^n + T \sum_{n=0}^3 b_n \xi^n + T^2 \sum_{n=0}^2 c_n \xi^n + T^3 d, \quad (2)$$

где: i – удельная энтальпия, кДж/кг; T – температура, К; a_n , b_n , c_n , d – постоянные коэффициенты; ξ – массовая доля бромистого лития, %.

Диапазоны изменения значений: $-10 \leq 90^\circ \text{C}$; $40 \leq \xi \leq 75 \%$; $p \leq 2$ – давление, МПа.

Однако расчётные данные по уравнению (2) имеют расхождение с данными различных авторов, которое составляет 3,5 – 7,5%.

С целью обобщения указанных данных выполнена аппроксимация разности экспериментальных и расчётных значений удельной энтальпии, и получена зависимость, позволяющая согласовать их расхождение [1.21]:

$$\Delta i = 357,492 - 204,546\xi - 240,476\xi^2. \quad (3)$$

С учётом поправки (3) выражение (2) принимает вид:

$$i^* = i + \Delta i. \quad (4)$$

Уточнённая методика в соответствии с уравнениями (1) – (4) позволяет с достаточно высокой точностью осуществить расчёты теоретических и действительных термодинамических циклов абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторов различных схемных решений.

Для оценки термодинамической эффективности понижающего термотрансформатора с двухступенчатым генератором приняты теоретические циклы [1.17, 1.18, 1.23]: с прямоточным движением раствора через ступени генератора и с параллельным движением раствора.

Величина теоретического коэффициента трансформации тепла в циклах с двухступенчатой генерацией пара для рассмотренных схем подачи раствора через ступени генераторов является достаточно высокой и в зависимости от температурных условий находится в пределах 2,3 – 2,6.

Учитывая то обстоятельство, что схема понижающего термотрансформатора с прямоточным движением является наиболее гибкой с точки зрения регулирования расходов растворов, а цикл характеризуется высоким значением коэффициента трансформации тепла, она принята в качестве базовой для одной из модификаций термотрансформатора нового поколения.

Исследования теоретических циклов повышающего бромистолитиевого термотрансформатора показали, что трансформация тепла в них с низкого температурного уровня на высокий может осуществляться с высокими значениями (0,50 – 0,55) коэффициента преобразования низкопотенциального тепла [1.17, 1.18].

Поэтому предусмотрена работа абсорбционного бромистолитиевого теплового насоса как в качестве понижающего, так и в качестве повышающего термотрансформатора.

Для оценки эффективности абсорбционных бромистолитиевых понижающих и повышающих термотрансформаторов в широком диапазоне изменения параметров внешних источников тепла необходимо дополнительно располагать экспериментальными данными по отклонениям их действительных термодинамических процессов от теоретических и уравнениями для расчёта тепломассопереноса в аппаратах.

Исследования действительных циклов и процессов абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторов первого поколения типов АБХМ-2,5 и АБХА-2500 и опытных образцов машин позволили установить следующие отклонения их действительных процессов от теоретических: слабый раствор в абсорбере не достигает своего равновесного состояния, а крепкий раствор в конце процесса кипения в генераторе не достигает своего теоретического состояния, т.е. имеют место соответственно неполнота насыщения раствора в абсорбере (недонасыщение) и неполнота выпаривания в генераторе (недовыпаривание); между испарителем и абсорбером имеют место гидравлические сопротивления прохождению пара – в межтрубном пространстве испарителя, жалюзийной решётке, в соединительном тракте между испарителем и абсорбером и в межтрубном пространстве абсорбера. Во всех типах термотрансформаторов имеет место недорекуперация тепла в теплообменниках растворов из-за конечной разницы температур между крепким и слабым растворами [1.17, 1.18, 1.52, 1.55].

В действительных циклах термотрансформатора, работающего в режиме повышения температуры, величина недонасыщения раствора из-за повышенного давления абсорбции составляет 0,5 – 1,0 масс. %.

Исследования процессов кипения раствора в генераторах термотрансформаторов первого поколения и моделях генераторов затопленного типа показали, что концентрация

раствора в них изменяется лишь в верхней зоне при высоте столба жидкости 100-150 мм [1.24, 1.25]. В зоне столба раствора ниже 100 – 150 мм раствор не кипит, хотя температура его продолжает увеличиваться. Это связано с тем, что на процесс кипения в генераторе затопленного типа отрицательно сказывается гидростатическое давление столба раствора в межтрубном пространстве аппарата. Как показали исследования, на неполноту выпаривания раствора влияют давление пара над кипящим раствором, концентрация раствора, плотность теплового потока в генераторе, схема подачи раствора в аппарат (верхняя – над трубным пучком или нижняя – под трубным пучком) и некоторые другие факторы [1.17, 1.18, 1.58].

Наибольшее влияние на величину неполноты выпаривания раствора оказывают давление кипения раствора и его концентрация. С увеличением плотности теплового потока в аппарате и с повышением давления кипения раствора неполнота выпаривания раствора снижается.

При работе АБХМ-2,5 и АБХА-2500 с одноступенчатым генератором в режимах понижающего термотрансформатора недовыпаривание составляет 2,0 – 2,5 масс.%. В условиях протекания процессов кипения раствора в ступенях генераторов высокого давления термотрансформаторов с двухступенчатой генерацией пара величина неполноты выпаривания раствора не превышает 0,5 масс.%. Величина недовыпаривания раствора в генераторе затопленного типа при работе в режимах повышающего термотрансформатора в связи со сравнительно низким давлением пара в генераторе изменяется в пределах 3,0 – 6,5 масс.% при изменении давления кипения раствора от 3,0 до 1,3 кПа. Неполнота выпаривания раствора в плёночном генераторе из-за отсутствия столба раствора в межтрубном пространстве примерно в два раза меньше неполноты выпаривания в генераторе затопленного типа при одинаковых условиях.

Наличие рециркуляции слабого раствора в абсорбере и крепкого раствора в генераторе (при выполнении термотрансформатора с плёночным генератором) приводит соответственно к снижению высшей температуры абсорбции и понижению низшей температуры десорбции пара [1.52, 1.56].

Таким образом, при создании термотрансформаторов нового поколения с целью повышения их эффективности вследствие снижения необратимых потерь действительных процессов уменьшена высота столба кипящего раствора в генераторе затопленного типа, осуществлена подача слабого раствора в нижнюю часть генератора; исключена рециркуляция слабого раствора в абсорбере вследствие выполнения его трубного пучка вытянутым по вертикали; осуществлены процессы тепломассопереноса в генераторе при высоких плотностях теплового потока; осуществлены ступенчатые процессы кипения раствора в генераторе и абсорбции пара в абсорбере; обеспечена надежная система удаления не абсорбируемых и неконденсирующихся газов [1.26, 1.51].

Применение только нижней подачи слабого раствора в генераторе затопленного типа снижает его теплообменную поверхность в понижающем термотрансформаторе нового поколения в среднем в 1,5 раза.

Одним из важных направлений интенсификации тепломассопереноса в абсорбере и конденсаторе является введение поверхностно-активных веществ (ПАВ) в водный раствор бромистого лития.

Литературные данные свидетельствуют о том, что для интенсификации тепломассопереноса в аппаратах термотрансформаторов представляет интерес использование в качестве ПАВ одноатомных спиртов, относящихся к классу низкомолекулярных неионогенных ПАВ. Результаты экспериментальных исследований массопереноса при абсорбции в статических условиях в присутствии 12 различных спиртов указали на высокую эффективность третичных и первичных фторсодержащих спиртов.

С целью оценки эффективности тепломассопереноса при пленочной абсорбции водяного пара раствором бромистого лития в присутствии ПАВ разработана математическая модель процессов [1.29, 1.30]. Задача решается на основе модели пограничного слоя.

Условия, принятые в решении, в основном соответствуют допущениям известных решений В.Е. Накорякова и Н.И. Григорьевой.

Расчеты показали, что при концентрации в растворе IH , IH , 5H – октафторпентанол – 0,01 % поля распределения температур и концентраций в пленке развиваются быстрее по сравнению с раствором без ПАВ. При этом длина участка тепловой стабилизации сокращается на порядок, а профиль температуры становится линейным уже на расстоянии $5 \cdot 10^{-3}$ м, в то время как для раствора без ПАВ на расстоянии $(4 - 6) \cdot 10^{-2}$ м.

Выполненные по полученным уравнениям расчеты коэффициентов тепло- и массоотдачи подтвердили вывод об интенсификации тепломассопереноса при абсорбции в присутствии ПАВ ($\zeta_n = 0,01$ %) [1.29 – 1.35].

Коэффициенты тепло - и массоотдачи увеличиваются соответственно в 2,0 и 1,5 раза. Для реализации на ЭВМ математических моделей реальных процессов адсорбции и конденсации в присутствии ПАВ экспериментально исследованы основные свойства ПАВ, отсутствующие в литературе: - поверхностное натяжение σ , плотность ρ , вязкость ν , давление пара P , а также влияние ПАВ на поверхностное натяжение, вязкость водного раствора бромистого лития и давление пара над раствором в диапазоне параметров работы термотрансформаторов.

Плотность указанных фторсодержащих спиртов близка к плотности водного раствора бромистого лития при $\zeta = 55 - 60$ %, что является их большим преимуществом по сравнению с другими спиртами, поскольку они будут циркулировать вместе с раствором, в то время как для более легких спиртов требуется создание специальных устройств для обеспечения их циркуляции с раствором.

В присутствии ПАВ величина недонасыщения раствора в абсорбере снижается примерно в 2 раза. При $\zeta_n = 0,03$ % она составила 1,2 % [1.38].

При осуществлении конденсации введение в водяной пар ПАВ приводит к переходу от пленочной формы конденсации к капельной, и устойчивому ее поддержанию. Коэффициенты теплоотдачи увеличиваются при этом в среднем в 1,8 – 2,2 раза. [1.39 – 1.42].

При создании абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторов нового поколения главными задачами являются также выбор наиболее коррозионностойких конструкционных материалов, снижение благодаря этому металлоемкости машин и увеличение срока службы. Поэтому в первую очередь необходимо решать вопросы защиты металла в различных фазах раствора [1.43 – 1.45].

Исследованные ингибиторы обеспечивают степень защиты сплавов МНЖ 5-1, МНЖ Мц 30-1-1 и др. на 95 -100 % [1.46 – 1.48, 1.49, 1.53].

Добавка ПАВ усиливает действие всех ингибиторов, обеспечивая 100 % -ную защиту сплава МНЖ Мц 30-1-1 во всех фазах рабочего раствора и сплава МНЖ 5-1 в жидкой фазе и на границе раздела фаз, не изменяя степень защиты МНЖ 5-1 в паровой фазе.

Общее сокращение массы агрегата типа АБ-ХА-2500 за счет всех названных факторов составляет 25 % при толщине стенок труб 1,5мм и 20 % при 2мм. Сокращение габаритов термотрансформатора приводит к уменьшению количества раствора, требуемого для заправки агрегата.

Применение предложенных способов защиты от коррозии и ингибитора с ПАВ позволяет увеличить срок службы разработанных термотрансформаторов примерно в 2 раза.

1.2.2. Математические модели и компьютерные программы

Физические процессы, происходящие в абсорбере, являются наиболее сложными и поэтому менее исследованными по сравнению с процессами, имеющими место в других аппаратах абсорбционного теплового насоса.

Физическое и математическое моделирование процессов тепломассопереноса в абсорберах тепловых насосов является завершающей частью цикла исследований, которые начались в семидесятые годы под руководством академика В.Е. Накорякова [1.66 – 1.71].

В соответствии с технологическими особенностями различных типов абсорберов значительный интерес для приложений представляет исследование следующих характерных по виду поверхности контакта и расположению фаз простых типов абсорбции: абсорбция на стекающей по поверхности пленках жидкости [1.59 – 1.64]; абсорбция из газовых пузырьков окружающей жидкостью [1.68 – 1.71]; абсорбция находящимися в газе каплями и струями жидкости [1.65]; абсорбция пара неподвижным слоем раствора [1.72 – 1.79, 1.81].

Теоретические исследования указанных элементарных процессов послужили основой для построения методов расчета и проектирования соответствующих абсорбционных аппаратов.

Разработанная методика расчета процессов тепломассопереноса в таких абсорберах базируется на модели взаимосвязанного тепломассопереноса при абсорбции на тонкой пленке, стекающей по изотермической или адиабатической поверхности.

Наибольший интерес представляет абсорбция пара стекающей по трубам плёнкой раствора. При математической формулировке тепломассопереноса при пленочной абсорбции сохранены основные предположения классической задачи Нуссельта: рассматривается ламинарное стекание пленки раствора под воздействием силы тяжести, считается, что выделившееся на границе раздела фаз тепло идет только на нагревание раствора, неизвестная толщина пленки определяется потоком массы, а, следовательно, и потоком тепла через межфазную поверхность. В то же время модель учитывает существенные особенности процесса абсорбции: диффузию абсорбируемого вещества в растворе и изменение равновесных значений температуры и концентрации на поверхности пленки, подчиненных условиям межфазного равновесия.

Процессы переноса тепла и массы в пленке раствора в этом случае взаимосвязаны и описываются системой уравнений теплопроводности и диффузии с соответствующими условиями на входе, на стенке и сопряженными условиями на межфазной границе:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}; \quad u \frac{\partial C}{\partial x} = D \frac{\partial^2 C}{\partial y^2}$$

При $x = 0$: $T = T_0$, $C = C_0$, $\delta = \delta_0$

При $y = 0$: $\frac{\partial C}{\partial y} = 0$, а) $T(x, 0) = T_w$ - изотермическая стенка;

б) $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$ - адиабатическая стенка

$$\text{При } y = \delta(x): C_i = k_1 - k_2 \cdot T_i \quad (5)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = r_a \rho \left(u \frac{d\delta}{dx} - V \right) = 3r_a \rho u_{cp} \frac{d\delta}{dx}; \quad u_{cp} = \frac{g\delta^2}{3\nu}; \quad (6)$$

$$\rho \left(u \frac{d\delta}{dx} - V \right) = -\frac{\rho D}{1-C} \frac{\partial C}{\partial y}; \quad (7)$$

Здесь T – температура; C – концентрация воды в растворе (массовая доля); x – координата вдоль пленки; y – поперечная координата; δ – толщина пленки; a – коэффициент температуропроводности; D – коэффициент диффузии; λ – теплопроводность; ρ – плотность раствора; ν – кинематическая вязкость раствора; u – продольная составляющая скорости; V – поперечная составляющая скорости; r_a – удельная теплота абсорбции.

Индексы $_0$ – параметры на входе; $_w$ – параметры на стенке; $_i$ – параметры на межфазной поверхности.

Условие (5) является простейшим условием равновесия системы раствор-пар, справедливым, в частности, для системы водный раствор бромистого лития-водяной пар в интервале температур и концентраций, характерных для работы тепловых насосов и холодильных машин. Коэффициенты k_1 и k_2 определяются давлением пара. Равенства (6), (7) представляют собой баланс энергии и равенство потоков массы на поверхности пленки в предположении, что все тепло абсорбции выделяется на границе раздела фаз и идет только на нагревание раствора. Выражение для потока массы (7) является следствием закона Фика для случая, когда один из компонентов раствора не расходуется и не поступает в раствор. Толщина пленки, содержащаяся в уравнениях (в скорости) и в граничных условиях, не известна и подлежит определению.

Таким образом, математически взаимосвязь процессов тепломассопереноса при абсорбции проявляется в том, что во-первых, на поверхности пленки температура и концентрация связаны функцией, описывающей равновесие на межфазной границе, во-вторых, на межфазной границе связаны между собой потоки тепла и массы, и в-третьих, неизвестная толщина пленки содержится и в уравнениях (в скорости течения пленки) и в граничных условиях, связывающих потоки тепла и массы.

Такая формулировка задачи позволила выделить систему определяющих критериев, которая кроме критериев Прандтля и Галилея содержит еще число Льюиса, а также так называемый «аналог критерия фазового превращения» Ka , характеризующим тепловыделение при абсорбции и отклонение от равновесия поступающего на вход раствора.

Для равномерного распределения скорости и без учета изменения объема жидкой фазы было получено точное аналитическое решение.

Для адиабатического условия на стенке из полученных решений удалось получить простые формулы для асимптотических значений безразмерной температуры и концентрации, зависящие только от одного критерия Ka . По этим значениям можно легко оценить максимальную абсорбционную способность раствора.

Расчеты, проведенные на основе полученных решений, позволили выявить некоторые особенности процесса абсорбции в условиях работы бромистолитиевых аппаратов. Было показано, что существуют два характерных участка: начальный участок формирования тепловых слоев от стенки и от поверхности пленки и участок с линейным по толщине пленки профилем температуры. Причем в пределах начального участка равновесные значения температуры и концентрации на поверхности пленки постоянны, а вне начального участка меняются вдоль пленки, оставаясь на линии равновесия. Кроме этого на обоих участках изменение концентрации происходит внутри тонкого слоя вблизи поверхности пленки (т.к. число Льюиса $Le = D/a$ много меньше единицы). Было показано также, что выбор профиля скорости (параболический или ударный) не влияет на характер решений.

Полученные решения используются для расчета характеристик тепломассопереноса при абсорбции на одиночной трубе, а также на пакете труб, в предположении, что на каждой трубе имеет место начальный участок и участок с линейным профилем температуры. Оценки показывают, что длина начального участка может составлять от одной третьей до половины полупериметра трубы. Для расчета тепломассопереноса при абсорбции на пакете труб предложено две схемы. В одной схеме предполагается, что в межтрубном пространстве абсорбция отсутствует, а расчет тепломассопереноса на каждой трубе ведется с использованием формул для начального участка и участка с линейным профилем температур с последующим осреднением характеристик тепломассопереноса по полупериметру трубы.

Вторая схема основана на гипотезе, что в межтрубном пространстве происходит интенсивный процесс абсорбции на струях и каплях в адиабатических условиях с достижением равновесного состояния на малых расстояниях. В этом случае, на нижерасположенную трубу раствор поступает насыщенным. Поэтому на каждой нижерасположенной трубе пакета раствор сначала охлаждается, а только потом начинается абсорбция.

Так как реальные абсорберы, как правило, являются многоходовыми, то есть охлаждающая вода внутри труб проходит последовательно через несколько труб, образующих вертикально расположенный пакет и наиболее эффективной считается подача охлаждающей воды с нижерасположенных труб пакета в вышерасположенные, то в этом случае температура охлаждающей воды внутри труб, а следовательно и температура стенки на каждой трубе определяются процессами переноса как на вышерасположенных трубах, так и на ниже расположенных трубах пакета. Поэтому в расчетах аппаратов с таким способом подачи охлаждающей воды применяются две итерационные процедуры с использованием коэффициента теплопередачи.

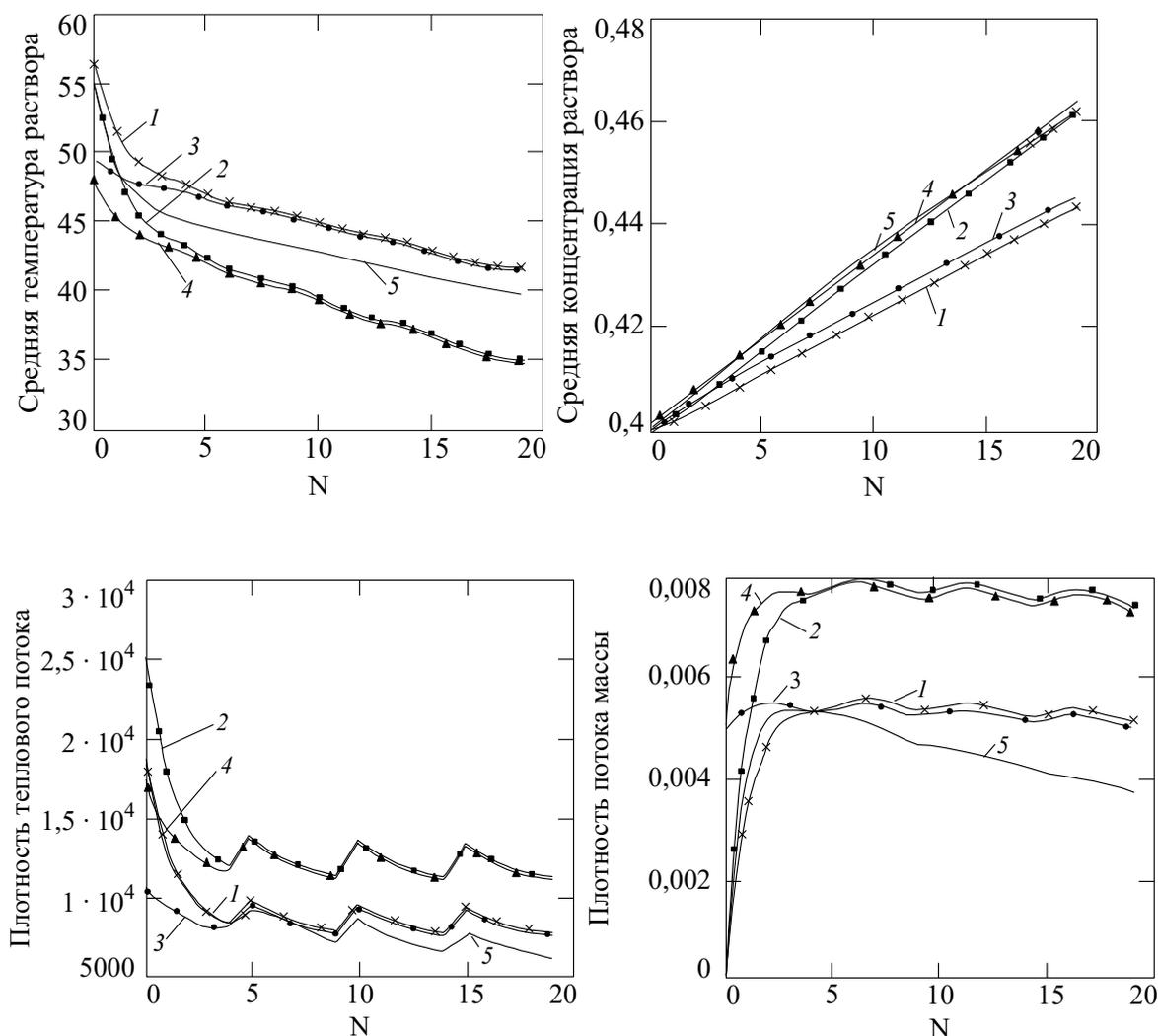


Рис. 1.2. Характеристики тепломассопереноса при абсорбции на пакете труб: 1-5 – различные входные условия; N - номер трубы.

На рис. 1.2 приведены примеры расчета характеристик тепломассопереноса при абсорбции водяного пара раствором бромистого лития для одного вертикального ряда, состоящего из двадцати горизонтальных труб, разделенных, на секции по пять труб. Охлаждающая вода подается в нижнюю секцию с одинаковой для каждой из пяти труб скоростью и температурой, после прохождения через которые, перемешивается и поступает в вышерасположенную секцию.

Предложенная методика позволяет вычислить характеристики тепломассопереноса локально на каждой трубе пакета (температуру и концентрацию раствора, плотности тепловых потоков на стенке и на поверхности пленки, плотность потока массы на границе

раздела фаз и т.д.). Это дает возможность поиска оптимальных параметров при проектировании пленочных абсорберов. Задачи о совместном тепломассопереносе при абсорбции на цилиндрических струях, каплях и из пузырей сформулированы и решены в рамках тех же основных предположений, что и задача о пленочной абсорбции.

Влияние неабсорбируемой примеси исследовалось на примере пленочной абсорбции из двухкомпонентной парогазовой смеси. Интенсивность процесса абсорбции определяется в этом случае не только переносом тепла и вещества в жидкой фазе, но и переносом тепла, массы и импульса в газовой фазе. Процессы переноса в газовой фазе аналогичны тем, что имеют место при конденсации пара в присутствии неконденсируемого газа.

Выполненные расчеты для системы водный раствор бромистого лития - водяной пар с примесью воздуха с параметрами, типичными для абсорберов тепловых насосов подтвердили существенное снижение эффективности абсорбции при малых содержаниях воздуха в паре.

С целью оценки эффективности тепломассопереноса в абсорбере промышленного бромистолитиевого термотрансформатора типа АБХА-2500 и определения путей интенсификации протекающих в нем процессов разработана математическая их модель, базирующаяся на работах В.Е. Накорякова и Н.И. Григорьевой в области теории абсорбции пара пленкой, каплями и струями раствора [1.18, 1.27, 1.64, 1.65].

Модель абсорбера включает описание внутренних процессов и внешних связей его с другими аппаратами машины. Модель процессов сводится к определению абсорбции пара пленкой водного раствора бромистого лития, стекающего по наружной поверхности участка горизонтальной трубы, внутри которого движется нагреваемая вода, и абсорбции каплями и струями раствора в их свободном падении с трубы на трубу [1.27, 1.65].

Расчетный алгоритм в процессе проектирования термотрансформатора нового поколения обеспечивает определение числа труб абсорбера с дальнейшей оптимизацией конфигурации его трубного пучка, свойств раствора и нагреваемой воды на выходе при заданных расходных и теплофизических параметрах пара, раствора и нагреваемой воды на входе в аппарат. В результате расчета тепломассопереноса определяется также и величина неполноты насыщения раствора в конце процесса абсорбции [1.18, 1.27, 1.65].

С помощью разработанной математической модели выполнена оценка влияния взаимного направления движения сред в аппарате (противоточное или прямоточное), расстояния между трубами по вертикали, схемы расположения труб в трубном пучке и других факторов.

В результате проведенного анализа оказалось, что смена направления потока нагреваемой воды с противотока на прямоток улучшает показатели работы абсорбера; увеличение расстояния между трубами по вертикали практически не влияет на работу абсорбера; увеличение средней концентрации раствора в абсорбере улучшает массоперенос, а при повышении плотности орошение за счет изменения соотношения числа труб в горизонтальном и вертикальном рядах трубного пучка с 2:1 на 1:2 повышается на 20% массовый поток абсорбируемого пара [1.28].

Последняя рекомендация положена в основу разработки более интенсивного абсорбера термотрансформаторов нового поколения.

Основные теоретические положения В.Е. Накорякова и Н.И. Григорьевой подтверждены также и при исследовании абсорбции пара водным раствором бромистого лития в присутствии ПАВ [1.30, 1.33, 1.80 – 1.82].

1.3. Тепловые насосы, работающие на диоксиде углерода

1.3.1. Термодинамические основы

В газожидкостных циклах, реализуемых в тепловых насосах, работающих на диоксид углерода (CO_2 , R744) рабочее вещество в теплой части (на стороне высокого давления) находится в газообразном состоянии при сверхкритических давлениях и температурах, а в холодной части (на стороне низкого давления) в виде жидкости и влажного пара. Газожидкостный цикл ТН на R744 показан на рис. 1.3 (а).

Применению диоксида углерода в качестве рабочего вещества холодильных машин и тепловых насосов в мире уделяется пристальное внимание. R744 абсолютно безопасен, не горюч, не ядовит, не разрушает озоновый слой, имеет самый низкий среди применяемых рабочих веществ потенциал глобального потепления (табл. 1.3)

Кроме того, он доступен в любых количествах и дешев.

Таблица 1.3

Сравнение свойств рабочих веществ

Параметр	Рабочее вещество			
	R744	R134a	R142b	R718
Химическая формула	CO_2	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	$\text{C}_2\text{H}_3\text{ClF}_2$	H_2O
Потенциал разрушения озонового слоя ODP (относительно R11)	0	0	0,1	0
Потенциал глобального потепления GWP (относительно R744)	1	1300	630	<1
Молекулярная масса μ , кг/кмоль	44,1	102,03	100,5	18,02
Критическое давление $p_{кр}$, МПа	7,38	4,06	4,12	22,1
Критическая температура $t_{кр}$, °C	31,1	101,1	137,2	374,2
Нормальная температура кипения t_s , °C	-78,4 (сублимация)	-26,1	-9,8	+100

Диоксид углерода обладает рядом уникальных термодинамических и теплофизических свойств. Низкая нормальная температура кипения, обуславливает высокий уровень давлений в системе. Высокие давления и некоторые другие свойства R744 делают невозможным использование существующего базового холодильного оборудования (компрессоров, теплообменных аппаратов, арматуры, приборов автоматики). Возникает необходимость создания оригинальных конструкций машин.

Другое свойство – низкая критическая температура – приводит к тому что, в большинстве случаев реализуются термодинамические циклы, в которых конденсация заменяется малоизученным процессом охлаждения газообразного R744 при постоянном давлении в надкритической области.

Достаточно высокая температура газа после компрессора в цикле на R744 не связана жестко с давлением, как в пароконденсационных тепловых насосах. Значительное изменение температуры при охлаждении газообразного R744 в надкритической области позволяет нагревать теплоносители на большую разность температур с минимальными потерями энергии.

Служебные свойства R744, как рабочего вещества для ТН, могут быть выявлены на основе сравнительного анализа параметров эквивалентных термодинамических циклов для нескольких рабочих веществ.

В парокомпрессионных фреоновых тепловых насосах в зависимости от требуемой температуры нагрева теплоносителя применяются вещества среднего давления (например, R134a) и, чаще, низкого давления (например R142b). R744 – рабочее вещество высокого давления, что во многом определяет специфику его свойств. Полярным по отношению к R744 рабочим веществом является вода (R718). Этому природному экологически чистому веществу сверхнизкого давления также уделяется внимание, как перспективному для ТН.

В табл. 1.4 приведены характерные параметры теоретических циклов ТН с изэнтропным сжатием и расширением для четырех упомянутых рабочих веществ.

Таблица 1.4

Параметры теоретических циклов ТН для различных рабочих веществ

Параметр	Рабочие вещества			
	R744	R134a	R142b	R718
Давление кипения $p_0, МПа$	3,97	0,35	0,17	$0,89 \cdot 10^{-3}$
Давление после компрессора $p_k(p_2), МПа$	12,7	2,93	1,57	0,059
Отношение давлений $\pi_k = p_k / p_0$	3,2	8,36	9,03	66,3
Удельная массовая теплопроизводительность $q_k, кДж / кг$	162,9	180,7	215,2	3246
Изэнтропная работа сжатия $l_s, кДж / кг$	44,6	43,2	49,7	923
Изэнтропный коэффициент преобразования $\mu_s, Дж / Дж$	5,765	4,663	4,668	3,680
Плотность насыщенного пара при $p_0, \rho'', кг / м^3$	114,0	17,14	8,00	$6,79 \cdot 10^{-3}$
Удельная объемная теплопроизводительность $q_v = q_k \rho'', кДж / м^3$	18561	3097	1722	22,1
То же, по отношению к R744 $q_v / q_{vR744}, \%$	100	16,7	9,3	0,12
Фактор соотношения массовых скоростей при $\Delta p / p = idem \quad \bar{M} = (P_0 \rho'')^{0.5}$	21,3	2,45	1,18	$2,46 \cdot 10^{-3}$
То же, по отношению к R744 $\bar{M} / \bar{M}_{R744}, \%$	100	11,5	5,5	0,01
Отношение работы расширения к работе сжатия l_{spr} / l_{scc}	0,367	0,103	0,076	0,044
Исходные температуры: теплоносителя (нагреваемой воды) $t_{w1} = 40 \text{ }^\circ\text{C}, t_{w2} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$; ИНТ (охлаждаемой воды) $t_{s1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; кипения $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; конденсации $t_k = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ (кроме R744)				

Отметим следующие особенности R744, которые можно считать его преимуществами как рабочего вещества для ТН:

- высокая плотность пара ρ'' и высокая удельная объемная теплопроизводительность q_v обуславливают малую требуемую объемную производительность и размеры компрессора;
- малое отношение давлений в цикле создает благоприятные условия для эффективной работы компрессора (так, при использовании центробежного компрессора требуется лишь одна ступень сжатия);
- высокий уровень давлений и высокая плотность газообразного R744 позволяют при одинаковом с хладагентами относительном гидросопротивлении $\Delta p/p$ в трактах иметь более высокие массовые скорости потока (соответственно сокращаются проходные сечения каналов и диаметры труб);
- высокие массовые скорости потока R744 в теплообменных аппаратах позволяют достичь высоких коэффициентов теплоотдачи и сократить массу и габариты теплообменников;
- существенно большая по сравнению с хладагентами доля работы расширения в работе цикла создает условия для использования детандера с целью повышения коэффициента преобразования ТН.

Эти свойства R744 позволяют создать ТН большой тепловой мощности. Если для пароконденсационных ТН в настоящее время предельная тепловая мощность составляет примерно 20 МВт, то для ТН на R744 она может быть 50 МВт и более в одном агрегате. Укажем также на то, что температура нагрева теплоносителя до $t_{w2}=80$ °С для хладагентных ТН близка к предельной прежде всего из-за больших отношений давлений π_k .

Параметры цикла на R718 таковы, что создание эффективных водяных ТН связано с большими трудностями из-за весьма значительных объемов пара и отношений давлений π_k , чувствительности к гидравлическим сопротивлениям в трактах, необходимости поддержания вакуума в системе и др.

На основе результатов проведения теоретических и экспериментальных исследований авторами работы предложен ряд технических решений и обобщенная принципиальная схема ТН на R744, в которой предусматриваются варианты исполнения [1.83]. Выбор вариантов схемы должен производиться на основе оптимизационных расчетов для конкретных условий работы.

С 2002 года работы по созданию ТН на R744 выполняются по Государственному контракту № 41. 003.1.24 от 26.02.2002 г., заключенному между Министерством промышленности, науки и технологий РФ и Научно-производственной кооперативной фирмой «ЭКИП» на выполнение НИР ОКР по теме № 24 «Создание технологий и оборудования для использования низкопотенциальных тепловых ресурсов для целей теплоснабжения».

Результаты теоретических и экспериментальных исследований отражены в годовых отчетах по теме за 2002 и 2003 годы, а также в ряде публикаций авторов [1.84 – 1.87].

1.3.2. Математические модели и компьютерные программы

Для оптимизации и выбора параметров действительных термодинамических циклов ТН на R744 (с реальными КПД компрессора, детандера и привода) разработаны математическая модель и компьютерные программы. Рассмотрены два класса машин:

ТН малой тепловой мощности с дроссельной схемой и охлаждаемыми компрессорами объемного принципа действия (с поршневыми компрессорами);

ТН большой тепловой мощности с детандерной или дроссельной схемой и неохлаждаемыми турбокомпрессорами (с центробежными компрессорами).

Обобщенная принципиальная схема теплового насоса и соответствующий термодинамический цикл представлены на рис. 1.3.

Температура кипения t_0 в цикле практически однозначно соответствует температуре ИНТ и лежит в пределах 0...20°С (табл. 1.5)

Источник низкопотенциальной теплоты	Температура кипения t_0 , °C
Грунтовые воды и вода водоемов ($t_{s1} = 8...12$ °C)	0...5
Оборотная вода систем охлаждения - градирни ($t_{s1} = 18...25$ °C)	10...15
Высокотемпературные тепловые сбросы ($t_{s1} > 25$ °C)	≤ 20

Наиболее показательными температурными условиями работы ТН являются $t_0 = 5^\circ\text{C}$, $t_{w2} = 80^\circ\text{C}$.

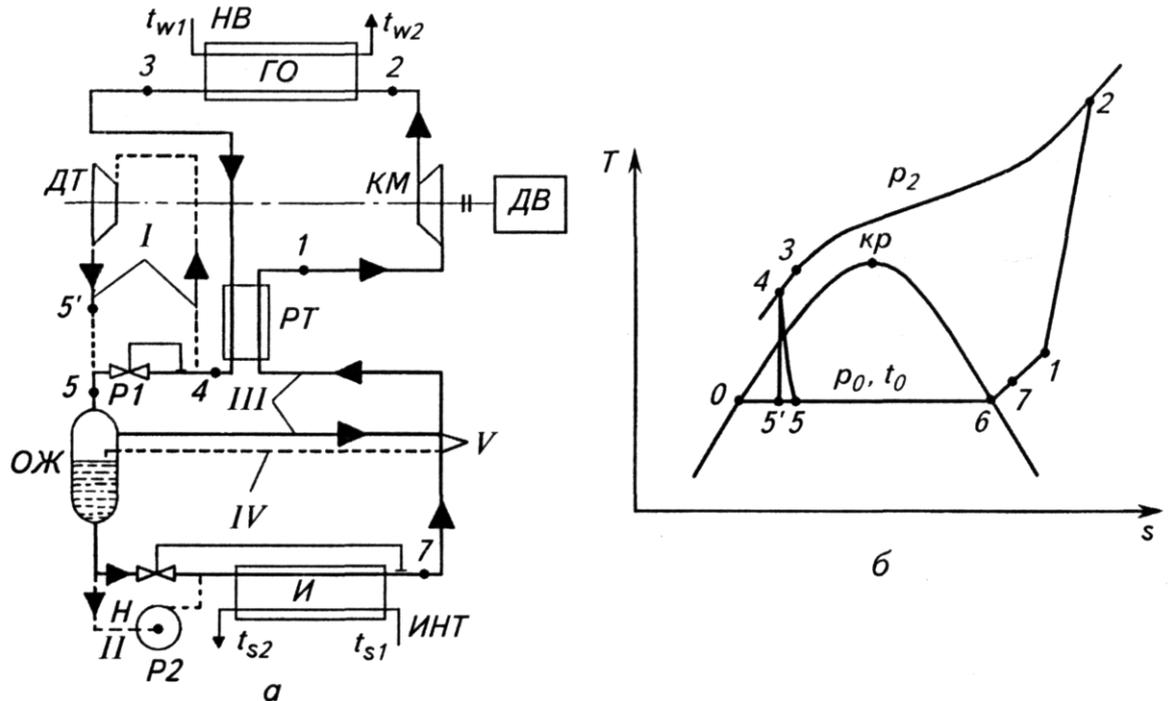


Рис. 1.3. Тепловой насос на R744:

а – обобщенная принципиальная схема:

КМ – компрессор; ДВ – приводной двигатель; ДТ – детандер; ГО – газоохладитель; РТ – регенеративный теплообменник; И – испаритель; ОЖ – отделитель жидкости; Н – циркуляционный насос жидкого R744; P1 – дроссель-регулятор высокого давления («до себя»); P2 – регулятор подачи жидкого R744 в испаритель; ИНТ – источник низкопотенциальной теплоты; НВ – нагреваемая вода.

Линии: I – включения в схему детандера (в этом случае участок линии с P1 закрыт); II – включения в схему циркуляционного насоса (в этом случае участок линии P2 закрыт); III – газообразного R744 низкого давления; IV – парожидкостное смеси при включенной линии II, в этом случае участок линии V закрыт);

б – обобщенный термодинамический цикл:

1-2 – сжатие газообразного R744; 2-3 – охлаждение газообразного R744 в ГО; 3-4 – охлаждение газообразного R744 в РТ; 4-5 – дросселирование R744; 4-5' – расширение R744 в ДТ; 5-6(5'-6) – кипение жидкого R744 в И; 6-7 – перегрев R744 в И (в схеме с P2); 7-1 – перегрев газообразного R744 в РТ (p_2 – давление газообразного R744).

В результате оптимизационного расчета по максимуму коэффициента преобразования μ_{\max} определяется давление газообразного R744 после компрессора p_2 . Значение $p_{2\text{опт}}$ зависит от температуры кипения t_0 (давления кипения p_0) температур теплоносителя на

входе и выходе t_{w1} и t_{w2} , степени регенерации в цикле $B = (T_1 - T_7) / (T_3 - T_7)$ и заданной минимальной разности температур между газообразным R744 и теплоносителем Θ_{\min} . Проведенный численный эксперимент показал, что в схемах с дросселем целесообразна максимально возможная регенерация. Напротив, в схемах с детандером μ_{\max} , как правило, соответствует минимуму перегрева пара на входе в компрессор. Выбор значения $\Theta_{\min} \rightarrow 0$ фактически относится к экономической оптимизации, так как стремление $\Theta_{\min} \rightarrow 0$ лишь повышает μ (при этом возрастает также эксэргетический КПД передачи тепла от газа к теплоносителю). Однако при этом снижается среднеинтегральная разность температур в теплообменнике и поэтому увеличиваются необходимая площадь теплообменной поверхности, масса, габариты и стоимость аппарата. Снижению $p_{2\text{опт}}$ и повышению μ способствует двухпоточный нагрев теплоносителя, что возможно при использовании в одной системе отопления двух уровней температур - высокотемпературного (традиционное отопление) и низкотемпературного (например, напольное отопление). Возможен еще третий поток - нагрев водопроводной воды для горячего водоснабжения (ГВС). На рис. 1.4 представлено поле оптимальных значений давления p_2 , в реальном диапазоне изменения температур кипения R744 и температур нагреваемого теплоносителя t_{w2} для схемы с детандером.

На рис. 1.5 показаны значения электрического коэффициента преобразования, достигаемые при оптимальных давлениях $p_{2\text{опт}}$ и тех же значениях температур t_0 и t_{w2} .

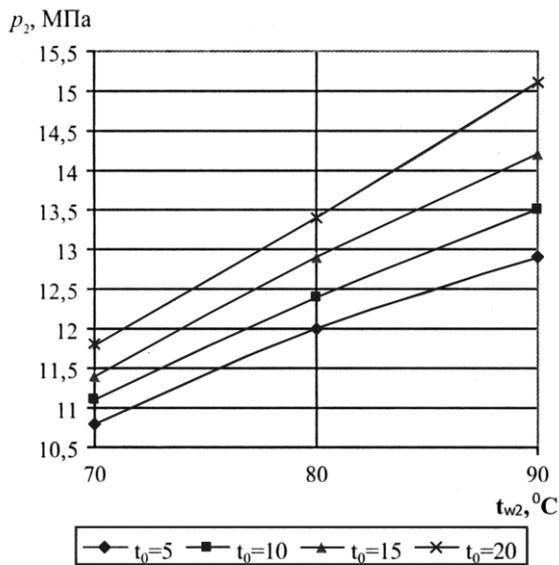


Рис. 1.4. Поле оптимальных давлений $p_{2\text{опт}}$ для ТН на R744 ($\Delta t_w = 40^\circ\text{C}$)

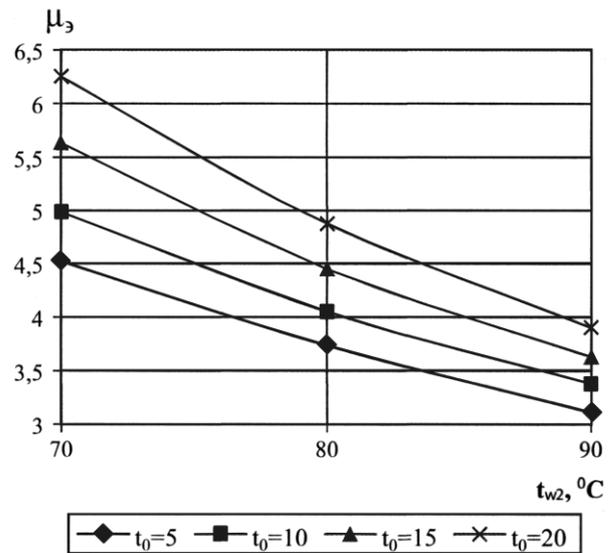


Рис. 1.5. Значения электрических коэффициентов преобразования ТН на R744 при оптимальных давлениях $p_{2\text{опт}}$

Область предпочтительного применения ТН на R744 в первую очередь определяется минимальной разностью температур $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1}$, при которой его коэффициент преобразования уравнивается с таковым для ТН, работающего на хладоне (при прочих равных условиях). При сопоставлении рассматриваются параметры действительных циклов с реальными процессами сжатия с учетом реальных коэффициентов полезного действия компрессора, различных для ТН на R744 и хладонах по условиям их работы.

На рис. 1.6 приведены графики зависимости электрического коэффициента преобразования от Δt_w для тепловых насосов большой тепловой мощности на R744 (схема с детандером) и R142b (схема с дросселем и переохлаждением жидкого хладагента после конденсатора нагреваемым теплоносителем). Конкурентная энергетическая эффективность ТН на R744 может быть достигнута только при достаточно большой разности температур теплоносителя Δt_w (на эффективность хладонных ТН эта величина влияет слабо, что свя-

зано с изотермичностью процесса конденсации). Энергетическая эффективность ТН на R744 и R142b практически равна при $\Delta t_w = 30^\circ\text{C}$. При больших значениях Δt_w ТН на R744 энергетически эффективнее: при $\Delta t_w = 40^\circ\text{C}$ коэффициент преобразования ТН на R744 на 20% выше, чем на R142b.

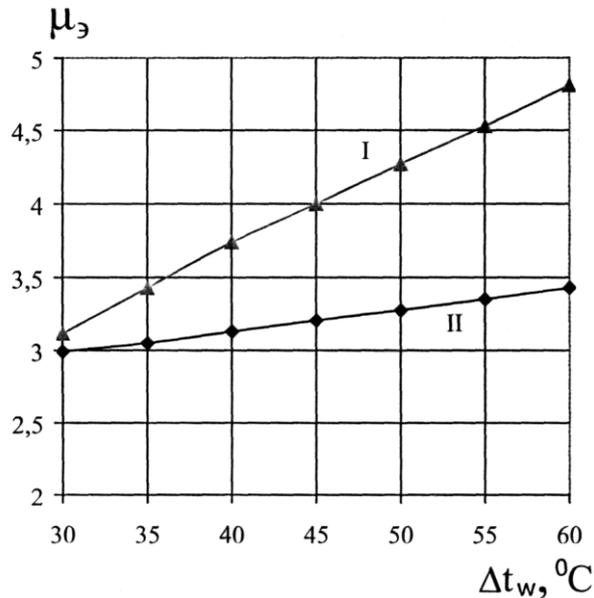


Рис.1.6. Зависимость электрического коэффициента преобразования ТН от разности температур Δt_w : при $t_{w2} = 80^\circ\text{C}$ и $t_0 = 5^\circ\text{C}$; I – R744; II – R142b

Однако даже в случае близкой энергетической эффективности фреоновых ТН и ТН на R744 применение последних, может оказаться более предпочтительным, если учесть характерные для хладоновых ТН негативные факторы:

- технические трудности обеспечения температур нагрева теплоносителя выше $t_{w2} = 60^\circ\text{C}$ (применение рабочих веществ низкого давления, высокие отношения давлений конденсации и кипения хладагента и др.);
- большие габариты и масса оборудования, прежде всего компрессоров, что оказывает влияние на его стоимость и весьма существенно для ТН большой тепловой мощности;
- ограничение применения хладонов по их экологическим характеристикам (потенциалам разрушения озонового слоя и глобального потепления);
- высокая стоимость хладонов, на порядок превышающая стоимость R744.

При весьма большой тепловой мощности в одном агрегате хладоновые ТН не смогут конкурировать с ТН на R744 при любых условиях работы.

Важной задачей является создание интенсивных теплообменных аппаратов. С учётом высоких давлений в ТН на R744 рабочее вещество в теплообменниках (газоохладителях, испарителях и др.) должно проходить внутри труб аппаратов змеевикового (малые аппараты) или витого (большие аппараты) типов. Охлаждаемая или нагреваемая вода проходит в межтрубном пространстве, конструкция которого должна обеспечить достаточно высокую скорость воды, необходимую для интенсивной теплоотдачи.

Условия теплоотдачи со стороны рабочего вещества отличаются рядом существенных особенностей. В процессе охлаждения газообразного R744 при постоянном давлении в надкритической области резко меняются его теплофизические свойства. Процессы кипения R 744 в близкритической области экспериментально не исследованы.

В настоящее время разработана методика и программа расчёта всех теплообменных аппаратов тепловых насосов на R744 указанных выше типов.

Проведено экспериментальное исследование процессов теплообмена в аппаратах реальной конструкции на натурном стендовом тепловом насосе при работе на R744. Эти результаты позволили откорректировать разработанные компьютерные программы для расчёта теплообменных аппаратов. С помощью откорректированных программ проведены расчёты теплообменных аппаратов для ТН большой тепловой мощности (20 МВт). Установлено, что интенсивность теплообменных аппаратов теплового насоса на R744 намного выше, чем интенсивность аппаратов, применяемых в ТН на хладагонах, прежде всего благодаря реализуемым в них высоким массовым скоростям потока R744 (2000 кг/(м² *с) в газоохладителе и 1300 кг/(м² *с) в испарителе). Сравнение проведено с ТН на R142b. Масса, габариты, а следовательно и стоимость теплообменных аппаратов на R744 значительно ниже, чем на R142b (таблица 1.6).

Таблица 1.6

Удельные показатели теплообменных аппаратов

Параметр	Обозн.	Размерн.	Газоохл.-конденсат.			Испаритель		
			R744	R142b	Соотн. R744 R142b	R744	R142b	Соотн. R744 R142b
Масса трубки на 1 м ² внутренней поверхности	$\gamma_{тр}$	кг/м ²	15,44	20,15	0,766	15,44	20,15	0,766
Коэффициент теплопередачи по внутренней поверхности	K_1	$\frac{кВт}{м^2К}$	3,57	2,23	1,66	2,4	1,83	1,31
Интегральная разность температур (температурный напор)	θ	К	7,44	16,6	0,448	9,1	9,1	1,0
Коэффициент полной массы аппарата	a_a	-	1,5	1,8	0,83	1,5	2,0	0,75
Удельная масса трубок	$m_{тр}$	кг/кВт	0,582	0,764	0,761	0,72	1,66	0,44
Удельная масса аппарата	$m_{ап}$	кг/кВт	0,87	1,375	0,632	1,1	3,3	0,33

Соотношения металлоёмкости аппаратов могут быть выражены через удельную массу теплообменных труб и аппарата в целом, поскольку тепловые нагрузки соответствующих аппаратов одинаковы:

- удельная масса труб
$$m_{тр} = \frac{\gamma_{тр}}{K_1 \Theta_{инг}}, \frac{кг}{кВт}$$
- удельная масса аппарата
$$m_{ап} = m_{тр} \cdot a_{ап} = \frac{\gamma_{тр} a_{ап}}{K_1 \Theta_{инг}}, \frac{кг}{кВт}$$

где $a_{ап}$ – отношение массы аппарата в целом к массе теплообменных трубок.

С помощью разработанных программ определены основные параметры всех элементов теплового насоса тепловой мощностью 20 МВт: компрессора, детандера, газоохладителя, испарителя и др.

2. НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ ВЫБОРА И РАЦИОНАЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

2.1. Оценка эффективности тепловых насосов

Оценка целесообразности применения теплонасосных технологий возможна только для конкретных условий и базируется на сравнении энергетической и экономической эффективности традиционных генераторов тепла и тепловых насосов различных типов [2.1 – 2.4]. Для объективной оценки разработана методика и проведен анализ разнообразных факторов, влияющих на энергетическую и экономическую эффективность тепловых насосов [1.9].

Первичным и общепринятым критерием энергетической эффективности тепловых насосов является коэффициент преобразования μ - отношение отданного потребителю тепла к затраченной энергии.

Величина коэффициента преобразования зависит от требуемой температуры для потребителя ($T_{ИВТ}$) и температуры холодного источника ($T_{ИНТ}$), термодинамических свойств рабочего вещества и особенностей термодинамического цикла ТН, технического совершенства конструкции теплового насоса. В первом приближении можно считать, что коэффициент μ зависит в основном от разности температур ($T_{ИВТ} - T_{ИНТ}$). Чем меньше эта разность, тем выше коэффициент μ . Для высокой эффективности ТН необходимо иметь ИНТ с наиболее высокой температурой и по возможности более низкую требуемую температуру ИВТ.

Наличие удобных источников низкопотенциального тепла, которые обладали бы зимой и летом достаточно высокой температурой, не требовали бы больших затрат на их перекачку и не вызывали бы коррозии теплообменных аппаратов и труб - одно из важнейших условий рационального применения ТН для теплоснабжения.

Источники низкопотенциального тепла для тепловых насосов можно условно разделить на два вида.

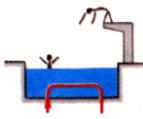
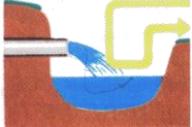
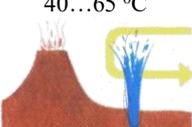
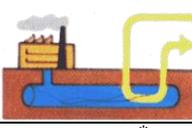
Во первых, это естественные источники тепла: вода (поверхностная и глубинная, включая термальные воды), воздух, грунт, солнечная радиация и т.п.. К второму виду относятся источники тепла, возникшие в результате деятельности человека, т.е. вторичные низкопотенциальные энергоресурсы (ВЭР): выбросной воздух систем вентиляции, очищенная вода станций аэрации, вода, подлежащая охлаждению в системах технического водоснабжения промышленных предприятий, сбросное тепло систем охлаждения машин (гидрогенераторов, трансформаторов и синхронных компенсаторов на электрических подстанциях и т.п.).

Искусственным источником ИНТ может быть также тепло, отводимое в процессе термостатирования (охлаждения) технологического процесса. Одновременная выработка холода и полезно используемого тепла термотрансформаторами – наиболее энергетически и экономически выгодные варианты применения. Удачное сочетание параметров ИНТ и требуемых параметров теплоты у потребителя – второе важнейшее условие эффективного применения ТН. Характерные параметры ТН с электроприводом приведены в табл. 2.1. Сближение температур ИНТ и ИВТ достигается совершенствованием систем использования тепла. Так, например, для современной системы напольного отопления достаточно температуры 25°-35°С, тогда как для традиционной системы отопления ИВТ должен иметь температуру 70°-100°С.

Сравнение коэффициентов преобразования достаточно для оценки энергетической эффективности тепловых насосов одного типа.

Таблица 2.1

Источники и потребители тепла

Потребители теплоты ТН	Плаватель- ный бассейн, вода 27...30 °С	Отопление напольное, вода 25...35 °С	Отопление нагретым воздухом 25...30 °С	Отопление с интенсивными теплообмен- никами, вода 40...55 °С	Отопление традиционное, вода ** 70...100 °С	Горячее водо- снабжение вода 50...80 °С (45 °С)
						
Источники Низкопотен- циальной теплоты						
Воздух -5...+15 °С 	$\frac{4,15^*}{1,37}$	$\frac{4,0}{1,32}$	$\frac{3,9}{1,3}$	$\frac{3,15}{1,04}$	—	$\frac{2,65}{0,87}$ $\left(\frac{3,15}{1,04}\right)$
Грунт 5...10 °С 	$\frac{4,15}{1,32}$	$\frac{4,0}{1,32}$	$\frac{3,9}{1,3}$	$\frac{3,15}{1,04}$	$\frac{2,4}{0,8}$	$\frac{2,65}{0,87}$ $\left(\frac{3,15}{1,04}\right)$
Грунтовые воды 8...15 °С 	$\frac{4,2}{1,55}$	$\frac{4,4}{1,45}$	$\frac{4,0}{1,32}$	$\frac{3,6}{1,19}$	$\frac{2,7}{0,9}$	$\frac{2,9}{0,96}$ $\left(\frac{3,6}{1,19}\right)$
Реки, озёра, моря 4...17 °С 	$\frac{4,15}{1,37}$	$\frac{4,4}{1,45}$	$\frac{4,0}{1,32}$	$\frac{3,6}{1,19}$	$\frac{2,7}{0,9}$	$\frac{2,9}{0,96}$ $\left(\frac{3,6}{1,19}\right)$
Сточные воды 10...17 °С 	$\frac{5,0}{1,65}$	$\frac{4,7}{1,55}$	$\frac{4,2}{1,38}$	$\frac{3,8}{1,25}$	$\frac{2,7}{0,9}$	$\frac{3,15}{1,04}$ $\left(\frac{3,8}{1,25}\right)$
Оборотная вода 25...40 °С 	—	—	—	$\frac{4,5}{1,48}$	$\frac{3,3}{1,1}$	$\frac{3,35}{1,1}$ $\left(\frac{4,5}{1,48}\right)$
Геотермальные воды 40...65 °С 	—	—	—	—	$\frac{4,3}{1,42}$	—
Высокотемпературные сбросы 40...70 °С 	—	—	—	—	$\frac{4,3}{1,42}$	—

Примечание: * в числителе – коэффициент преобразования μ , в знаменателе коэффициент использования первичной энергии $K_{ТН}$ при $K_{ЭЛ} = 0,33$;

** сюда относится также тепло для технологических нужд.

Для сопоставления эффективности ТН и традиционных генераторов тепла, например, котельных, а также сравнения ТН разных принципов действия, например, парокompрессионного с приводом компрессора от электродвигателя и абсорбционного, потребляющего тепловую энергию, предложено использование более обобщенного критерия - коэффициента использования первичной энергии K [2.5 – 2.8]. Он определяется как отношение полезного тепла ТН к теплотворной способности израсходованного топлива.

Представление об энергетической эффективности альтернативных вариантов теплоснабжения дает их сопоставление по степени использования первичной энергии (рис. 2.1).

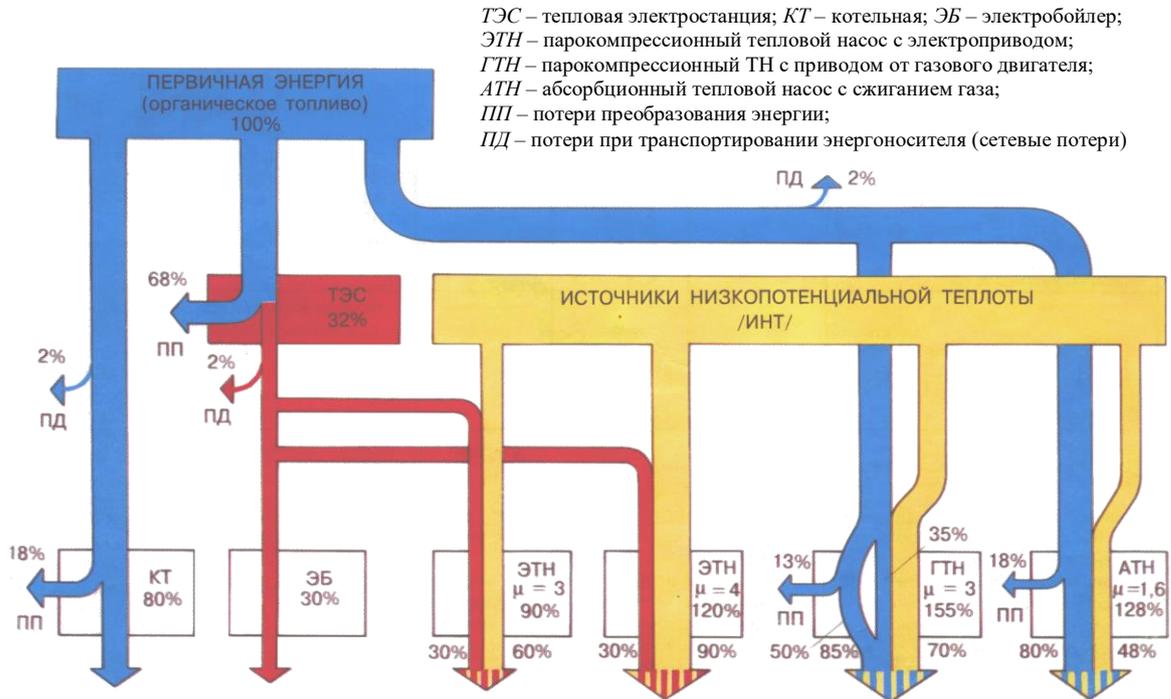


Рис. 2.1. Использование первичной энергии при теплоснабжении.

Наименее эффективен прямой электрический обогрев ($K_{ЭЛ} = 0,27...0,34$), так как на тепловой электростанции при выработке энергии, и ее транспортировке по сетям теряется около 70 % первичной энергии.

Теплоснабжение прямым сжиганием топлива в котельной приводит к потере около 20 % первичной энергии. Коэффициент использования первичной энергии примерно равен КПД котельной: $K_{КТ} = 0,75...0,85$.

При рациональном применении ТН обеспечивается экономия первичной энергии, $K_{ТН} > 1$.

Для ТН с электроприводом коэффициент использования первичной энергии ($K_{ТН}$) равен произведению коэффициента преобразования μ и коэффициента использования первичной энергии при выработке электроэнергии ($K_{ЭЛ}$).

При $K_{ЭЛ}=0,33$ эффективность ТН уравнивается с котельной уже при $\mu=2,5$. При этом разность температур ($T_{ивт} - T_{инт}$), как правило, не превышает 60 °С.

Парокompрессионные тепловые насосы с приводом от теплового двигателя, например, газовой турбины или дизельного двигателя, оказываются более экономичными. Хотя КПД этих двигателей не превышает 35 %, при работе в составе ТН может быть утилизирована и направлена в общий поток нагреваемой ТН среды большая часть потерь, которые воспринимаются смазкой, охлаждающей двигатель жидкостью и выхлопными газами. В

результате коэффициент использования первичной энергии привода по сравнению с электрическим возрастает в 1,5 раза, а экономичность ТН обеспечивается и при $\mu > 2,0$.

В абсорбционных ТН используется тепловая энергия. Это может быть прямое сжигание топлива, а также различные сбросные потоки тепла в виде горячей воды, отработанного пара и т.п. Эти машины имеют более низкий коэффициент преобразования (коэффициент трансформации) по сравнению с парокompрессионными ТН. Однако использование топлива с КПД не ниже, чем у котельной, обеспечивает экономию 50...60% первичной энергии по сравнению с котельной.

Количество органического топлива, замещенного при использовании тепловых насосов, предложено рассчитывать через расход условного топлива при его сжигании с коэффициентом полезного действия, равном единице (0,1428 ТУТ/Гкал):

$$\Delta G = 0.1428 \cdot Q_G \cdot (1/K_{АЛБТ} - 1/K_{ТН}), \quad ТУТ / год$$

Здесь: ΔG - разность расходов топлива при годовой выработке тепла Q_G при традиционной (альтернативной) технологии и с помощью ТН; $Q_G = 0,86 Q_{ТН} t_G$, (Гкал); $Q_{ТН}$, кВт – тепловая мощность ТН, t_G , час – продолжительность работы ТН в течение года; $K_{АЛБТ}$, $K_{ТН}$ - коэффициент использования первичной энергии альтернативного способа и ТН.

Для укрупненных расчетов при $K_{АЛБТ} = 0,8$ (примерное значение КПД котельных) и $K_{ТН} = 1,2$:

$$\Delta G = 0.06 \cdot Q_G, \quad ТУТ$$

Целесообразность применения теплонасосных технологий в конечном счете определяется их экономической эффективностью и сроком окупаемости. В качестве критерия экономической эффективности предложены удельные приведенные годовые затраты на эксплуатацию теплового насоса:

$$Z_0 = \frac{Z_G}{Q_{ТН} \cdot t_G}, \quad \frac{руб}{кВт \cdot ч}$$

Здесь Z_G , руб. – годовые приведенные затраты на эксплуатацию теплового насоса. При выработке тепла на нескольких температурных уровнях или одновременной выработке системой полезно используемого тепла и холода, для оценки экономической эффективности предложено использовать отношение годовых приведенных затрат к количеству выработанной в течении года эксэргии [2.9].

Энергетическую эффективность многоцелевой системы предложено оценивать с помощью эксэргетического КПД, равному отношению суммы эксэргии к затраченной на ее производство энергии (Nэ).

Важным слагаемым является экономический эффект от замещенного (сэкономленного) топлива. Если ТН использует тепловую энергию, то экономический эффект (ΔZ) определяют умножением величины ΔG на стоимость топлива (с коррекцией стоимости топлива, если они не одинаковы для ТН и альтернативной системы).

Для электроприводных ТН экономия может быть оценена как:

$$\Delta Z = Z_{АЛБТ} \left(1 - \frac{\xi_{ЭЛ}}{\xi_{ТП}} \frac{K_{АЛБТ}}{\mu}\right), \quad руб,$$

где: $Z_{\text{альт}}$, руб. – затраты на расходуемую энергию (топливо) при альтернативном способе теплоснабжения; $\xi_{\text{эл}}$, руб./($\text{кВт}\cdot\text{ч}$) – тариф на электроэнергию; $\xi_{\text{тп}}$ – стоимость топлива в пересчете на его теплотворную способность, руб./($\text{кВт}\cdot\text{ч}$).

Экономия средств ($\Delta Z > 0$) возможна лишь при условии $\frac{\xi_{\text{эл}} K_{\text{альт}}}{\xi_{\text{тп}} \mu} < 1$

Его выполнение в большей степени определено соотношением тарифов $\xi_{\text{эл}} / \xi_{\text{тп}}$.

В тех районах, где стоимость электроэнергии относительно стоимости органического топлива (природного газа) высока, создаются условия для предпочтительного применения ТН, потребляющих тепловую энергию (так называемые теплоиспользующие ТН): абсорбционных и компрессионных с приводом от газовых двигателей или турбин.

Для оценки экономического эффекта от применения теплонасосной технологии необходимо располагать величиной приведенных годовых затрат для альтернативного (традиционного) генератора тепла.

Достижимый экономический эффект может быть связан не только с экономией топлива. Может повлиять и ряд других факторов, например исключение затрат, связанных с транспортировкой и хранением топлива (мазута, угля и т. п.). Необходимо, однако, учитывать, что стоимость теплонасосного оборудования, как правило, выше, чем оборудования традиционных генераторов тепла.

В целом экономичность, целесообразность и практическая возможность реализации проекта теплоснабжения с помощью тепловых насосов зависит от сочетания ряда факторов:

- вид и параметры (прежде всего температурные) источника низкопотенциального тепла (ИНТ);
- наличие потребителя высокопотенциального тепла с приемлемыми параметрами ИВТ, прежде всего температурными;
- наличие эффективного ТН необходимого типа;
- целесообразность реализации проекта с точки зрения получаемой экономии топлива, что целиком зависит от сочетания первых трех факторов;
- экономическая эффективность проекта, которая кроме целесообразности по предыдущему пункту зависит от многих стоимостных показателей: необходимых капитальных вложений, тарифов на электроэнергию, топливо, воду и др.;
- наличие средств на реализацию проекта на предприятии или в регионе;
- действительная заинтересованность заказчика в реализации проекта и его решимость осуществить идею.

В России имеются опыт и производственная база для создания и выпуска, высокоэффективных ТН любых типов. Имеется также методическая база и набор компьютерных программ для подбора оборудования, расчета и оптимизации параметров тепловых насосов и теплонасосных технологий на их базе.

Выпускающие кафедры ряда вузов по специальностям «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование», «Техника и физика низких температур» готовят специалистов в области создания и эксплуатации теплонасосных установок различных типов.

2.2. Компьютерные программы подбора и расчета характеристик теплового насоса

Программа для оптимизации и расчёта характеристик многоцелевых систем

Разработана универсальная математическая модель и компьютерная программа для анализа эффективности, расчета характеристик и оптимизации многоцелевых парокомпрессионных систем, вырабатывающих в общем случае тепло и холод на нескольких температурных уровнях [2.9].

Анализ эффективности базируется на рассмотрении сложных систем как совокупности подсистем и входящих в них элементов, технико-экономическая эффективность которых оценивается с помощью удельных показателей. Удельные показатели элементов и подсистем формируют комплексный (охватывающий), тоже удельный, критерий эффективности, который учитывает максимум влияющих факторов. Использование удельных (а не абсолютных) показателей позволяет сравнивать между собой эффективность систем различных исполнений и комплектующих элементов различных конструкций.

Предусмотрено деление многоцелевой системы на несколько уровней подсистемы (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Структура систем тепло-(холодо-) снабжения

Уровень системы	Состав системы	Вид теплотехнических характеристик	Основной критерий эффективности
Установка	Машина плюс теплообменные аппараты в помещениях для нагрева или охлаждения	Внешние характеристики в функции $T_{об}$ $T_{ос}$	Экономический
Машина	КС плюс основные теплообменные аппараты для нагрева или охлаждения теплоносителей	Внешние характеристики в функции T_s T_w	Экономический
Компрессорная система (КС)	Компрессоры (ступени сжатия), вспомогательные теплообменные и емкостные аппараты, объединенные в схему, определяющую вид термодинамического цикла для выбранного рабочего вещества	Внешние характеристики в функции T_o , T_k	Энергетический
Элементы	Компрессоры, вспомогательные аппараты, основные теплообменные аппараты машины, теплообменные аппараты установки	Внутренние, в т.ч. безразмерные характеристики элементов	Удельные показатели эффективности
Температуры: T_o , T_k – кипения и конденсации рабочего вещества; T_s , T_w – низкотемпературного и высокотемпературного теплоносителя; $T_{об}$, $T_{ос}$ – объекта и окружающей среды.			

Основным является уровень «компрессорной системы» (КС), на котором производится выбор рабочего вещества, схемы (термодинамического цикла), типов элементов, определяющих выбранный цикл при заданных температурах T_o , T_k .

Суммирование разнородных потоков энергии может быть произведено только с учетом их термодинамической ценности, т.е. путем определения эксэргии каждого потока тепла (E).

$$\sum E_{\text{эс}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{охл}} \cdot \tau_{\text{охл}} + Q_{\text{отоп}} \cdot \tau_{\text{отоп}} + \dots + Q_{\text{ГВС}} \cdot \tau_{\text{ГВС}}, (\text{кВтм})$$

Эксэргетическая температурная функция $\tau_{ei} = 1 - \frac{T_{oc}}{T_i}$ для каждого потока отличается рабочей температурой T_i процесса (кипения, конденсации рабочего вещества, нагрева или охлаждения теплоносителя).

Отношение суммы эксэргий $\sum E$ к затраченной на её производство механической (электрической) энергии ($N_{э}$) принято в качестве критерия энергетической эффективности системы (эксэргетический КПД):

$$\eta_e = \frac{\sum E}{N_{эл}}$$

Отношение приведенных годовых затрат ($Z_{г}$) на эксплуатацию системы к выработанной эксэргии принято в качестве комплексного (охватывающего) критерия экономической эффективности системы (стоимость эксэргии):

$$Z = \frac{Z}{\sum E \cdot t_{г}}, \frac{\text{руб}}{\text{кВтм} \cdot \text{ч}}$$

Критерий экономической эффективности формируется как сумма ряда слагаемых, отражающих отдельные виды удельных затрат, разделенных на три группы – энергетические, на оборудование, на обслуживание и ремонт.

Математическая модель базируется на взаимодействии характеристик элементов и систем различных уровней. Характеристики компрессорной системы (КС) формируются как результат взаимодействия характеристик входящих в нее элементов с параметрами термодинамического цикла для выбранного рабочего вещества. Для расчетов процессов сжатия в системе КС используются аппроксимированные зависимости рабочих коэффициентов компрессоров.

Использованы универсальные уравнения, описывающие тепловые и расходные параметры термодинамического цикла. Термодинамические свойства рабочих веществ описываются уравнениями состояния Бенедикта – Вебба – Рубина с индивидуальными константами для 14 веществ. Поиск экстремума при заданных T_0 , T_k ведется изменением параметров цикла, варьированием элементами схемы. В результате расчета характеристик КС с выбранными параметрами и составом получают внешние характеристики: зависимость тепловой (Q_k), холодильной (Q_0) мощности и потребляемой электрической мощности от температур T_0 и T_k .

Характеристики машины формируются в результате взаимодействия внешних характеристик КС с характеристиками основных теплообменных аппаратов (испарителей и конденсаторов). Характеристики последних в большинстве случаев описываются степенными зависимостями коэффициентов теплоотдачи от плотности теплового потока, массовой скорости, критерия Рейнольдса, теплофизических свойств веществ, геометрических параметров.

Поиск экстремума при заданных значениях T_s, T_w, T_{oc} и соотношениях вырабатываемых системой тепловых потоков ведется путем изменения площади теплообменной поверхности аппаратов и варьированием типов (конструкций) аппаратов. В результате расчета с выбранным составом элементов получают внешние характеристики машины: $Q_{охл}$; $Q_{отоп}$; $Q_{ГВС}$; $\sum E$; $N_{э}$; Z_0 ; $\eta_e = f(T_s, T_w)$.

Характеристики установки формируются в результате взаимодействия характеристик машины с характеристиками теплообменных аппаратов в зданиях для нагрева или охлаждения помещений. Экономические расчеты базируются на базе данных о выпускаемых промышленностью элементах.

Программа для оптимизации и расчёта характеристик абсорбционных тепловых насосов

Разработка абсорбционных бромистолитиевых тепловых насосов нового поколения осуществлена с помощью математической модели, состоящей из головной программы и 27 подпрограмм (автор Попов А.В.). Головная программа включает блок исходных данных и блок вызова различных программ.

В прямых (проектировочных) расчетах по заданным исходным данным рассчитываются параметры цикла, определяются величины теплопередающих поверхностей аппаратов.

В обратных (проверочных) расчетах для теплового насоса с известными значениями теплопередающих поверхностей аппаратов, расходов сред, температур воды на входе в испаритель и входе в абсорбер определяются теплопроизводительность теплового насоса и температура нагретой в нем воды. При этом программой предусмотрены расчеты тепловых насосов с генераторами, обогреваемыми продуктами сгорания жидкого или газообразного топлива, а также паром или горячей водой. Расчет выполняется до момента достижения заданной невязки величин теплопередающих поверхностей аппаратов.

Адекватность результатов расчетов, полученных с помощью математической модели подтверждена результатами промышленных испытаний головного образца теплового насоса АБТН – 2000Г с газовым обогревом генератора [1.16].

С помощью математической модели разработан типоразмерный ряд абсорбционных бромистолитиевых тепловых насосов с паровым и газовым обогревом генераторов, в диапазоне теплопроизводительности от 1725 кВт до 11000 кВт в одном агрегате.

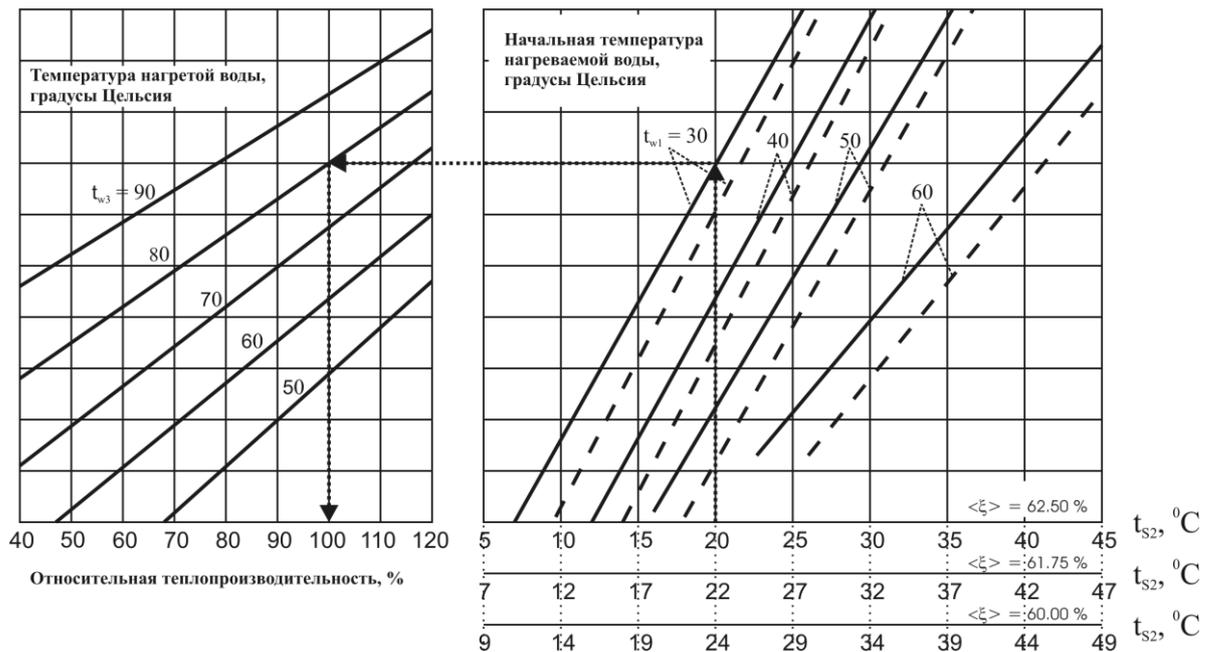


Рис. 2.2. Зависимость относительной теплопроизводительности абсорбционного бромистолитиевого теплового насоса от t_{s2} , t_{w1} , и t_{w3} при различных значениях Δt_s (... $\Delta t_s = 15K$, ... $\Delta t_s = 10K$)

$\langle \xi \rangle$ - средняя концентрация раствора в цикле.

Рассчитаны характеристики теплового насоса АБТН – 2000Г, представляющие собой зависимости его относительной теплопроизводительности от температур t_{w1} – нагреваемой воды на входе в абсорбер, t_{w3} – нагретой воды на выходе из конденсатора (схема движения нагреваемой воды последовательная, сначала в абсорбер, затем в конденсатор), t_{s2} – охлажденной в испарителе воды и величины ее охлаждения Δt_s , приведена на рис. 2.2.

Номинальный режим работы АБТН – 2000Г (при относительной теплопроизводительности 100 %) осуществляется при $t_{w1} = 30$ °С, $t_{w3} = 80$ °С, $\Delta t_s = 10$ К и $\langle \xi \rangle = 62,5$ %

Программа оптимизации выбора типа, единичной мощности и числа источников и производителей тепловой и электрической энергии

Методика и компьютерная программа разработана авторами работы В.М. Массом, А.И. Савицким и Л.Я. Лазаревым.

Обеспечение населенного пункта теплом и электроэнергией может осуществляться дизельными установками (ДУ), тепловыми насосами (ТН) и ветросиловыми установками (ВУ). Стоимости и эксплуатационные расходы для этих установок различны. Задача состоит в том, чтобы подобрать число каждого из перечисленных агрегатов для безусловного обеспечения населения теплом и электроэнергией. При этом необходимо учитывать экономические показатели, которые определяются как инвестиционными вложениями, так и текущими расходами на эксплуатацию оборудования.

Известными являются следующие параметры:

1. Потребность в тепловой энергии по месяцам года: Q_j (j - номер месяца, $j = 0 \dots 11$).
2. Потребность в электроэнергии по месяцам - N_j .
3. Мощность ВУ - kv_j .
4. Стоимость тепловой или электрической энергии для ДУ, ТН и ВУ.

Мощность ВУ (kv_j) определяется скоростью ветра, которая является случайной величиной и оценивается по среднему значению.

В каждом месяце наилучшие результаты будут получены при разном числе ДУ (nd_j), ТН (nt_j) и ВУ (nv_j), которые рассматриваются как показатели качества системы. В процессе оптимизации необходимо стремиться к минимуму каждого показателя. Однако при определении экономического показателя необходимо учитывать долговременные затраты, поэтому инвестиции зависят от максимальных значений каждого из этих частных минимальных показателей качества. Таким образом, для определения инвестиций следует учесть максимальное число каждого из перечисленных агрегатов - N_d , N_t , N_v .

$$N_d = \max nd_j$$

$$N_t = \max nt_j$$

$$N_v = \max nv_j.$$

Три показателя качества системы для каждого месяца (число агрегатов) могут быть связаны между собой путем записи соотношений потребных электрической и тепловой мощности - Q_j и N_j . Эта связь описывается двумя уравнениями с тремя неизвестными. Возможно множество решений этой системы или решений может не быть. В дальнейшем определяются условия приемлемости каждого варианта.

В том случае, когда решений множество, сужение области решений может происходить путем ужесточения ограничений и требований к системе. Во-первых, это требование минимума показателей качества, во-вторых, показатели качества могут быть только целыми числами (решается задача дискретного выбора систем). И, наконец, в-третьих - минимизация по экономическому показателю. Выбор экономического показателя в значительной степени произволен и определяется заказчиком проектируемой системы.

В случае если экономическим показателем является срок окупаемости системы, G_0 его можно оценить выражением

$$G_0 = I / (D - R_{\text{exp}} - \sum rd \cdot nd_j)$$

где I - инвестиции в систему,

D - доходы в процессе эксплуатации,

R_{exp} - эксплуатационные расходы на обслуживание,

rd - расходы на топливо для ДУ.

Примем для примера, что ДУ и ТН вырабатывают по 1 МВт тепловой мощности (к другим мощностям нетрудно перейти простым умножением на соответствующий коэффициент) и их удельные стоимости составляют id и it (\$/МВт). ВУ максимально вырабатывают 0,5 МВт электрической мощности и ее удельная стоимость составляет iv (\$/МВт).

Тогда инвестиции оцениваются величиной

$$I = id \cdot (Nd + Nt) + iv \cdot Nv$$

Ежегодные расходы складываются из эксплуатационных расходов R_{exp} и из расходов на дизельное топливо для ДУ Rdt . Доходная часть, D , складывается из дотаций местного бюджета и оплаты услуг населением. Таким образом, число лет, за которые будут возмещены инвестиции можно оценить (без учёта дисконтирования) как

$$G_0 = I / (D - R_{exp} - \sum Rdt \cdot nd_j) \quad (1)$$

Задачей оптимизации является выбор системы энергоснабжения, которая характеризуется числом установок для каждого месяца. Совокупность этих чисел можно рассматривать как некоторый векторный показатель качества K системы в целом. Чем меньше составляющие этого показателя, тем лучше система. Система, удовлетворяющая исходным данным, называется *допустимой*. В общем случае существует не одна такая система, а некоторое их множество.

Если пользоваться безусловным критерием предпочтения (критерием Парето), то из множества всех допустимых систем надо выбрать единственную, имеющую наименьший показатель качества, т.е. такую, у которой все показатели, входящие в вектор K , являются наименьшими по сравнению с другими системами. Однако выбрать единственную систему часто не представляется возможным, поэтому из всего множества допустимых систем выделяются так называемые *не худшие системы*. Для их сравнения вводится условный критерий предпочтения. В нашей задаче таким условным критерием является обобщенный показатель качества - срок окупаемости G_0 .

Для того чтобы в нашей задаче определить множество *не худших систем*, надо обратиться к соотношениям, которые определяют связь требуемых тепло- и энергозатрат с элементами показателя качества K , т.е. с числом различных установок.

Для любого месяца года справедливы соотношения:

$$Q_j = kd \cdot nd_j + kt \cdot nt_j$$

$$N_j = kd \cdot nd_j + kv_j \cdot nv_j - 0.3 \cdot kt \cdot nt_j$$

где kd - мощность ДУ в МВт,

kt - мощность ТН в МВт,

kv_j - мощность ВУ в МВт.

Отсюда

$$kt \cdot nt_j = Q_j - kd \cdot nd_j \quad (2)$$

$$kv_j \cdot nv_j = N_j + Ch \cdot Q_j - (Ch + 1) \cdot kd \cdot nd_j \quad (3)$$

или

$$kt.nt_j = (kd.nd_j - N_j + kv_j.nv_j)/Ch$$

Эти соотношения графически выглядят так, как показано на рис. 2.3 и 2.4. Из рисунков видно, что в зависимости от соотношения величин N_j и Q_j , возможны два варианта взаимного расположения прямых, определяемых соотношениями (2) и (3): они могут пересекаться или в области положительных значений nd и nt , или при отрицательных значениях какого-либо из параметров. Очевидно, что решение может быть найдено только в первом случае (рис. 2.3).

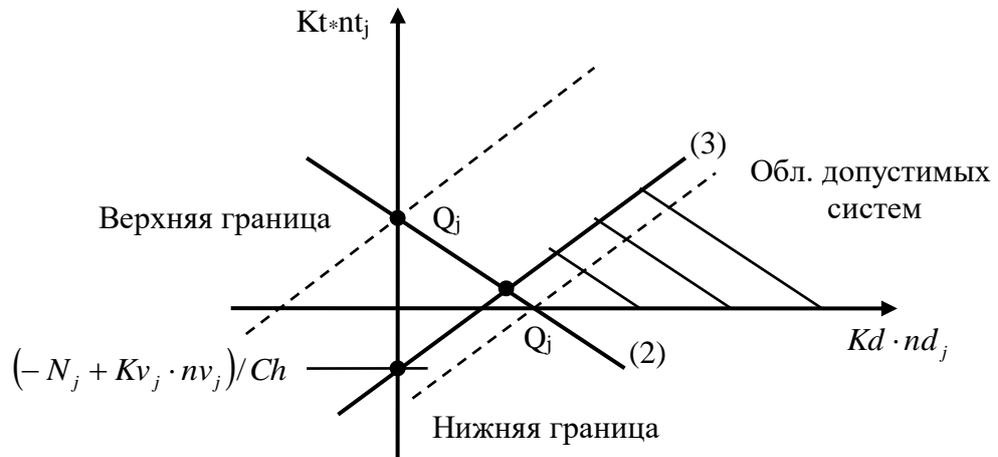


Рис. 2.3. Область допустимых систем

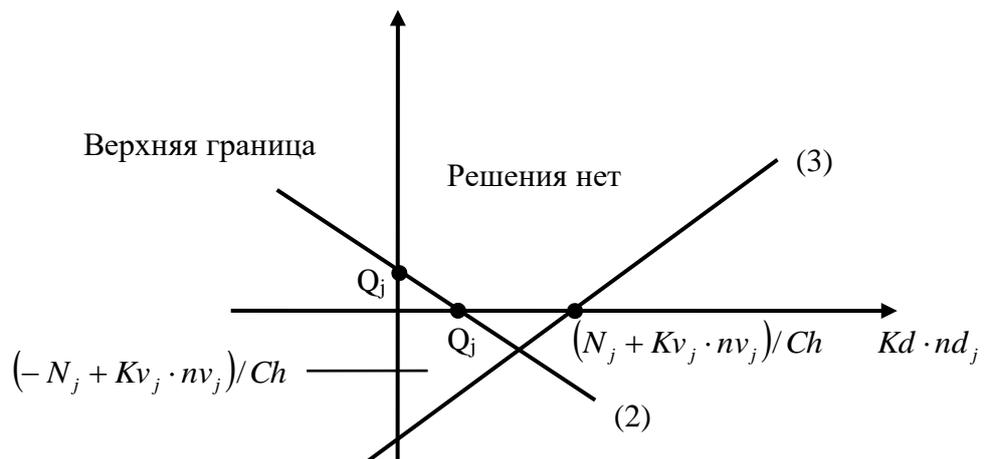


Рис. 2.4. Пример соотношения параметров, при котором решения нет

Прямые (2) и (3) соответствуют границам между допустимыми и недопустимыми системами. Всем системам, допустимым по соотношению (2), соответствуют точки, лежащие выше этой прямой или на ней. Системы, допустимые по соотношению (3), располагаются справа от соответствующей прямой. Таким образом, допустимым системам по всем параметрам соответствуют точки в заштрихованной области рис. 2.3.

Аналитически эти ограничения можно записать следующим образом:

$$kv_j nv_j \geq N_j - Q_j - \text{нижняя граница,}$$

$$kv_j nv_j \leq N_j + Ch * Q_j - \text{верхняя граница.}$$

При этом *не худшим системам* соответствуют точки на границе раздела допустимых и недопустимых систем. Для каждого конкретного числа ВУ получаются свои значения чисел ДУ и ТН, соответствующие точке пересечения прямых (2) и (3). Для выбора безусловно лучшей системы из множества *не худших* надо воспользоваться безусловным критерием предпочтения, которым в нашем случае является минимальное число лет окупаемости G_0 .

Поиск *не худших систем* ведется при заданных значениях Q_j , N_j и kv_j .

Полученные в результате данные представляются Заказчику, который и должен делать окончательный выбор варианта проекта.

Описанная выше методика была апробирована при разработке проекта энергообеспечения труднодоступного населённого пункта с производственными и коммунальными объектами (пос. Корф, Корякский национальный округ, Камчатка).

Модель и алгоритм оптимизации эколого-энергетических параметров теплоснабжения угольной шахты с утилизацией низкопотенциального тепла тепловыми насосами

Источником теплоснабжения шахт угольной промышленности, как правило, является котельная, работающая на твердом топливе (уголь).

Шахтная котельная обычно оборудуется несколькими котлоагрегатами. Для выработки тепловой энергии могут использоваться только те котлы, которые могут обеспечить необходимую в данных условиях тепловую мощность. В зависимости от сезонных, климатических и производственных факторов тепловая нагрузка может варьироваться, поэтому управление тепловой мощностью, подключаемой к потребителю, является одним из важных параметров оптимизации системы теплоснабжения.

Регулирование подключаемой тепловой мощности источника позволяет получить экономию угля и, как следствие, уменьшить вредные выбросы в атмосферу.

Другой важный фактор, влияющий на оптимизацию параметров теплоснабжения, – использование имеющихся на угольном предприятии вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) [2.11, 2.14]. Основными источниками низкопотенциальных тепловых ВЭР на шахте являются шахтные воды [2.12, 2.13], оборотная вода системы охлаждения технологического оборудования (компрессоры, вентиляторы, подъемники и др.) [2.10], а также хозяйственные сточные воды. Утилизация низкопотенциального тепла этих источников с помощью ТН дает возможность произвести замещение тепловых ресурсов, вырабатываемых котельной, что позволяет улучшить энергетические и экологические параметры теплосистемы [2.15].

Разработан алгоритм оптимизации энергетических и экологических параметров системы теплоснабжения угольной шахты, а на Рис. 2.5 показана функциональная объектная модель системы теплоснабжения, реализующая этот алгоритм.

Указанный алгоритм и модель системы теплоснабжения разработаны на основании экспериментальных исследований. В модели используются тепловые насосы (ТН), в испарители которых подается низкопотенциальное тепло от разных источников: шахтная вода, оборотная вода системы охлаждения технологического оборудования, хозяйственная сточная вода. В конденсатор ТН для нагревания подается холодная вода (ХВ), если выход ТН подключается к системе горячего водоснабжения, либо химически очищенная вода (ХОВ) в случае необходимости подключиться к системе отопления.

Таким образом, использование энергосберегающей технологии на базе ТН с использованием низкопотенциального тепла шахтных ВЭР позволяет регулировать уровень замещения тепловых ресурсов, подаваемых в систему теплоснабжения от котельной, сократить расход органического топлива и снизить выбросы вредных веществ в атмосферу [2.14].

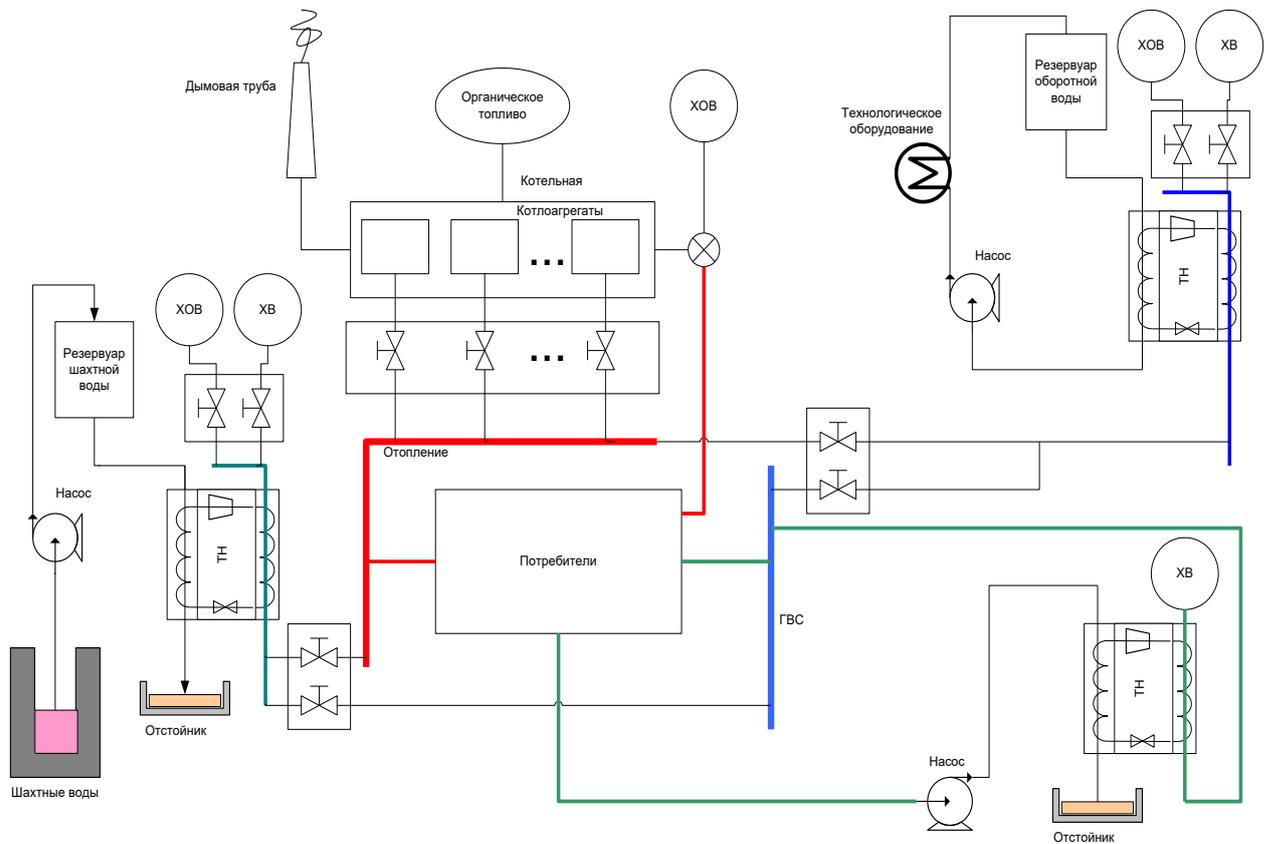


Рис. 2.5 Функциональная модель системы теплоснабжения угольной шахты с тепловыми насосами.

2.3. Разработка рациональных технологических схем теплоснабжения с различными типами тепловых насосов

Первостепенным вопросом при формировании технологических схем теплоснабжения является выбор типа теплового насоса применительно к условиям конкретного объекта.

Специализация типов тепловых насосов в основном определяется следующим:

- парокompрессионные ТН наиболее универсальны, применяются, как правило, при использовании электрического привода, разность температур источников ($T_{\text{ивт}} - T_{\text{инт}}$) не должна превышать 60К;
- абсорбционные бромистолитиевые ТН применяются в случае возможности использования греющего тепла, требуют для эффективной работы источники низкопотенциального тепла с температурой выше 20 °С;
- применение тепловых насосов, работающих на диоксиде углерода, предпочтительно при большой требуемой теплопроизводительности (15...50МВт) и высоких температурах нагреваемой среды ($T_{\text{ивт}} = 70...100$ °С).

Исполнение каждого типа ТН и другие специфические технические решения зависят от особенностей, условий и требований объекта. Выполнение указанных условий предопределяет создание рациональной технологической схемы.

Авторами работы разработан ряд технологических схем с различными типами тепловых насосов, приведенные ниже.

Схемы подогрева подпиточной сетевой воды на ТЭЦ.

Наиболее эффективным и очевидным вариантом применения ТН непосредственно на ТЭЦ (ТЭС) является утилизация тепла циркуляционной воды и использование его для нагрева сырой подпиточной сетевой воды (рис. 2.6).

На большинстве крупных ТЭЦ подогрев подпиточной воды в настоящее время осуществляется отборным паром с давлением 0,12 МПа. В предлагаемой схеме сырая вода нагревается в ТН до требуемых 95 °С. Для повышения эффективности в ТН использована схема “двух давлений” с двумя компрессорами, работающими параллельно, и с двумя газоохладителями ТО1 и ТО2. В качестве рабочего вещества в ТН выбран диоксид углерода (СО₂, R744), обеспечивающий получение достаточно высокой температуры и большой тепловой мощности. Расчёт центробежных компрессоров ТН проводился по компьютерным программам, разработанным под руководством И.М. Калниня (МГУИЭ) при участии Л.Я.Лазарева по методике [2.16]. Суммарный коэффициент преобразования ТН равен $\mu_3=4,5$. Тепловая мощность (например, для расхода подпиточной воды, характерного для ТЭЦ-22 г. Москвы) установки составляет 38,0 МВт; электрическая мощность, потребляемая компрессорами, составляет 8,44 МВт, а тепловая мощность, снимаемая с циркуляционной воды в градирне – около 29,6 МВт. Расчёты показывают, что при этом удельный расход условного топлива на выработку единицы энергии для ТЭЦ-22 снизится на 0,5 %, что приведёт к экономии около 65000 тонн условного топлива за отопительный сезон. Удельный расход условного топлива в системе подогрева подпиточной сетевой воды при ТН-технологии составит всего 48,6 кг/Гкал (вместо 134 кг/Гкал при подогреве отборным паром), а коэффициент использования первичной энергии $K_{тн}$ достигает значения 2,94.

Аналогичная задача в [2.17] была решена Чаховским В.М. с использованием тепловых насосов меньшей мощности на традиционных рабочих веществах.

Схемы подогрева сетевой воды для коммунального теплоснабжения с использованием тепла обратной сетевой воды

Преодоление с помощью ТН факторов, снижающих эффективность теплоснабжения от ТЭЦ, в полной мере возможно только во вновь сооружаемых системах централизованного теплоснабжения (СЦТ) и при новом строительстве жилых и промышленных зданий. В новых проектах предусматриваются повышенные требования к тепловой и звуковой изоляции. Применяются окна повышенной герметичности. Внутри помещений предусматривается обязательная установка приборов учёта тепла и регулирования температуры в помещениях, устанавливаются отопительные приборы с более интенсивной передачей тепла от сетевой воды (оребрённые радиаторы с обдувом, “тёплые полы” и др.), использование которых помогает снижать как температуру прямой сетевой воды, так и (за счёт интенсивного отбора тепла) уменьшать температуру обратной сетевой воды. Так для “тёплых полов” температура прямой и обратной сетевой воды может лежать в пределах 45 ÷ 30 °С.

В этих условиях возможно коренное изменение графика температур прямой и обратной воды – снижение этих температур до уровня, достаточного для отопления помещений, и благоприятного для работы ТН с высоким коэффициентом преобразования. При этих условиях возможен полный переход СЦТ на ТН (система ТЭС + ТН).

В настоящее время сетевая вода возвращается на ТЭЦ с температурой 45 ÷ 70 °С. Для достижения повышенных значений коэффициента преобразования ТН необходимо понижение этой температуры до 25 ÷ 30 °С. Это возможно не только путём совершенствования конструкции зданий и их системы отопления, о котором говорилось выше. Кроме этих решений, возможно (и целесообразно) понижение температуры обратной сетевой воды за счёт установки на центральных тепловых пунктах (ЦТП) тепловых насосов, источником низкопотенциального тепла которых служит обратная сетевая вода.

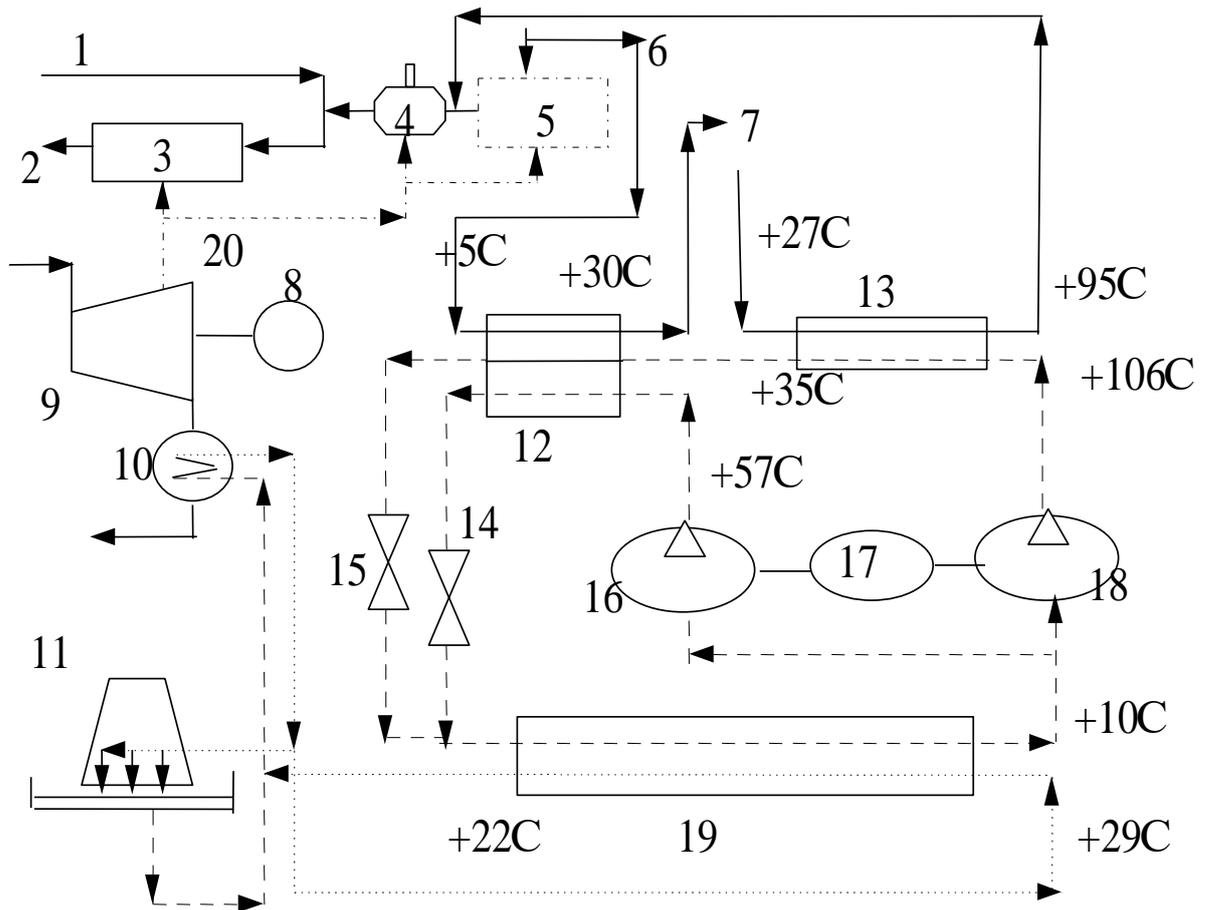


Рис. 2.6. Тепловая схема подогрева подпиточной сетевой воды с использованием теплового насоса

1,2 – обратная и прямая сетевая вода; 3 – сетевой подогреватель; 4 – деаэрактор подпиточной сетевой воды; 5 – система подогревателей сырой и химочищенной подпиточной сетевой воды (заменяемая система); 6 – линия подачи сырой воды; 7 – химводоочистка; 8 – электрический генератор теплофикационной турбины; 9 – теплофикационная турбина; 10 – конденсатор; 11 – градирня; 12,13 – теплообменники-газоохладители теплового насоса (ТН); 14,15 – дроссели ТН; 16,18 – компрессора ТН; 17 – турбо(-электро)привод ТН; 19 – испаритель ТН; 20 – отбор пара 0.12 МПа.

Группа ученых и инженеров: Чаховский В.М., Бершицкий Б.М., Галежа В.Б. (Московский 3-д Компрессор), Горюнов И.Т.(Мосэнерго) и др., в начале 90-х годов XX века впервые выдвинула идею использования магистральных и распределительных тепловых сетей существующей развитой системы ЦТС, в крупных городах России, для вовлечения НПП, сосредоточенной на ГРЭС-ТЭЦ, с помощью теплонасосных установок, которые размещаются при централизованных и индивидуальных тепловых пунктах (ЦТП, ИТП), входящих в состав СТЦ [2.18, 2.19]

Известно, что в СТЦ, отпуск тепла от ТЭЦ, как и от РТС, осуществляется по зависимой и независимой схемам присоединения внешних теплопотребителей. Это обстоятельство, в свою очередь, предопределяет появление многообразия схем и способов подключения тепловых насосов в систему теплоснабжения с размещением ТН как на ЦТП, так и в непосредственной близости от потребителей.

В случае использования независимой схемы отпуска тепла от ТЭЦ наиболее рационально подключение ТН в систему ЦТС на ЦТП согласно приведенной схеме на рис. 2.7. Поток обратной сетевой воды квартального контура отопления (ОСВ ККО) разделяется на

два потока, один из которых поступает на вход конденсатора ТН, в котором нагревается за счет отбираемой НПТ от потока обратной сетевой воды основного первичного контура (ОСВ ОПК) и электроэнергии, затраченной на привод компрессора. Захолаженный поток ОСВ ОПК после конденсатора ТН возвращается в основную магистраль обратной сетевой воды и далее поступает на ТЭЦ. Одновременно другая часть потока ОСВ ККО направляется на подогрев по традиционной схеме в водо-водяной теплообменник и только за тем оба потока ОСВ ККО поступают в смеситель. В дальнейшем все происходит в соответствии с температурным графиком отпуска тепла потребителям на отопление и ГВС.

Таким образом, за счет применения ТН обеспечивается захолаживание потока ОСВ ОПК, что влечет за собой сокращение расхода подаваемой прямой сетевой воды от ТЭЦ на ЦТП с ТН. Данная схема встраивания ТН в технологический цикл теплоснабжения является наиболее универсальной для независимой схемы отпуска теплоты внешним теплотребителям.

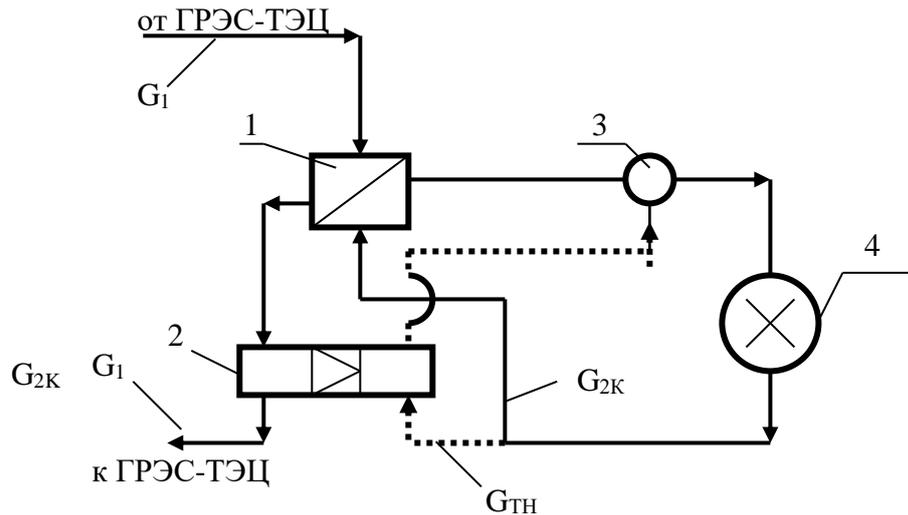


Рис. 2.7. Тепловая схема ЦТП с ТН при независимой схеме отопления

1- водо-водяные теплообменники контура отопления (пластинчатые), 2- тепловой насос (ТН), 3- смеситель, 4- внешний тепловой потребитель системы отопления; G_1 -расход прямой сетевой, поступающей на ЦТП от ТЭЦ; $G_2 = G_1$ -расход обратной сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ; $G_{ТН}$ - расход обратной сетевой воды квартального контура отопления, подаваемой на подогрев в ТНУ; $G_{2к}$ - расход обратной сетевой воды квартального контура отопления, подаваемой на подогрев в водо-водяной теплообменник (ВВТО) традиционной схемы теплоснабжения.

При использовании зависимой схемы отпуска тепла (через ВВТО контуров отопления и ГВС на ЦТП) допустимы разновидности вариантов подключения ТНУ в систему теплоснабжения. При этом ТН может быть подключен между секциями водо-водяного подогревателя системы отопления.

Схемы подогрева сетевой воды для коммунального теплоснабжения с использованием тепла загрязненных хозяйственно-бытовых стоков и шахтных вод

В 2000 г. впервые в России под руководством и непосредственным участии Д.Г.Закирова и Ю.М.Петина разработана и внедрена технология утилизации низкопотенциального тепла загрязненных хозяйственно-бытовых стоков и шахтных вод с применением тепловых насосов для отопления и горячего водоснабжения на МП «Пермводоканал» и для шахт «Зенковская» АО УК «Прокопьевскуголь» и «Степановская» АО «Ростовуголь».

Технологическая схема содержит приемный колодец сточных вод сети канализации с размещенным в нем теплообменником и вибратором, промежуточный контур, тепловой насос, включающий испаритель, конденсатор, компрессор с приводом, систему отопления, технический водопровод, насосы, гребенки, скоростной водонагреватель системы ГВС.

Технология работает следующим образом. Вода промежуточного циркуляционного контура, проходя через теплообменник забирает тепло от источника низкопотенциального тепла – сточных вод поступающих в приемный колодец сети канализации. При этом температура воды циркуляционного контура повышается, а температура сточных вод понижается.

Механический вибратор, который включается по программе, предназначен для предотвращения оседания загрязнений, присутствующих в сточной воде на теплопередающих поверхностях теплообменника и разрушения ламинарного слоя, тем самым повышая теплообмен между водой промежуточного контура и сточной водой канализационной сети. На РНС-3 «Гайва» МП «Пермводоканал» Опытная установка успешно работает 4-й отопительный сезон.

Схема утилизации тепла охлаждающей воды технологических печей для промышленного теплоснабжения

Опытный экземпляр теплового АБТН-2000 Г (руководитель проекта – А.В. Попов) был установлен в цехе горячей прокатки новосибирского металлургического завода, где были проведены его испытания [2.20]. Схема испытательного стенда показана на рис. 2.8.

В качестве низкопотенциального источника тепла использовалась охлаждающая вода технологических печей, нагреваемой средой была вода системы отопления и горячего водоснабжения завода, топливо - природный газ.

Температура охлаждаемой воды на входе изменялась от 28 до 35 °С, на выходе от 28 до 22 °С, температура нагреваемой воды на входе составляла – 39 – 49 °С, на выходе – 59 – 72 °С. Теплопроизводительность машины менялась от 1,2 до 1,6 МВт, а коэффициент трансформации от 1,4 до 1,7.

Испытания АБТН – 2000Г подтвердили удовлетворительное совпадение экспериментальных и рассчитанных с помощью математической модели характеристик. Не совпадение не превышало 5 – 8 % как в большую, так и в меньшую сторону [2.21]. Разница между расчетными и фактическими значениями коэффициента трансформации не превысила 2 %. Состав дымовых газов удовлетворял требования (СО – не более 50 мг/м³, No_x – не более 200 мг/м³).

Схемы утилизации тепла воды, охлаждающей конденсаторы турбин на ТЭЦ и ТЭС.

ООО «ОКБ Теплосибмаш» (руководитель проекта – А.В. Попов) был спроектирован и изготовлен опытный абсорбционный бромистолитиевый тепловой насос нового поколения с паровым обогревателем номинальной мощностью 2000 кВт АБТН – 2000 П. Тепловой насос был установлен в турбинном цехе Новосибирской ТЭЦ – 4. Схема установки теплового насоса показана на рис.2.9.

В качестве низкопотенциального источника тепла использовалась охлаждающая вода на выходе из конденсаторов турбин, нагреваемой средой была вода после химводоочистки перед деаэратором. В качестве греющего источника использовался пар из расширителей продувочной воды котлов.

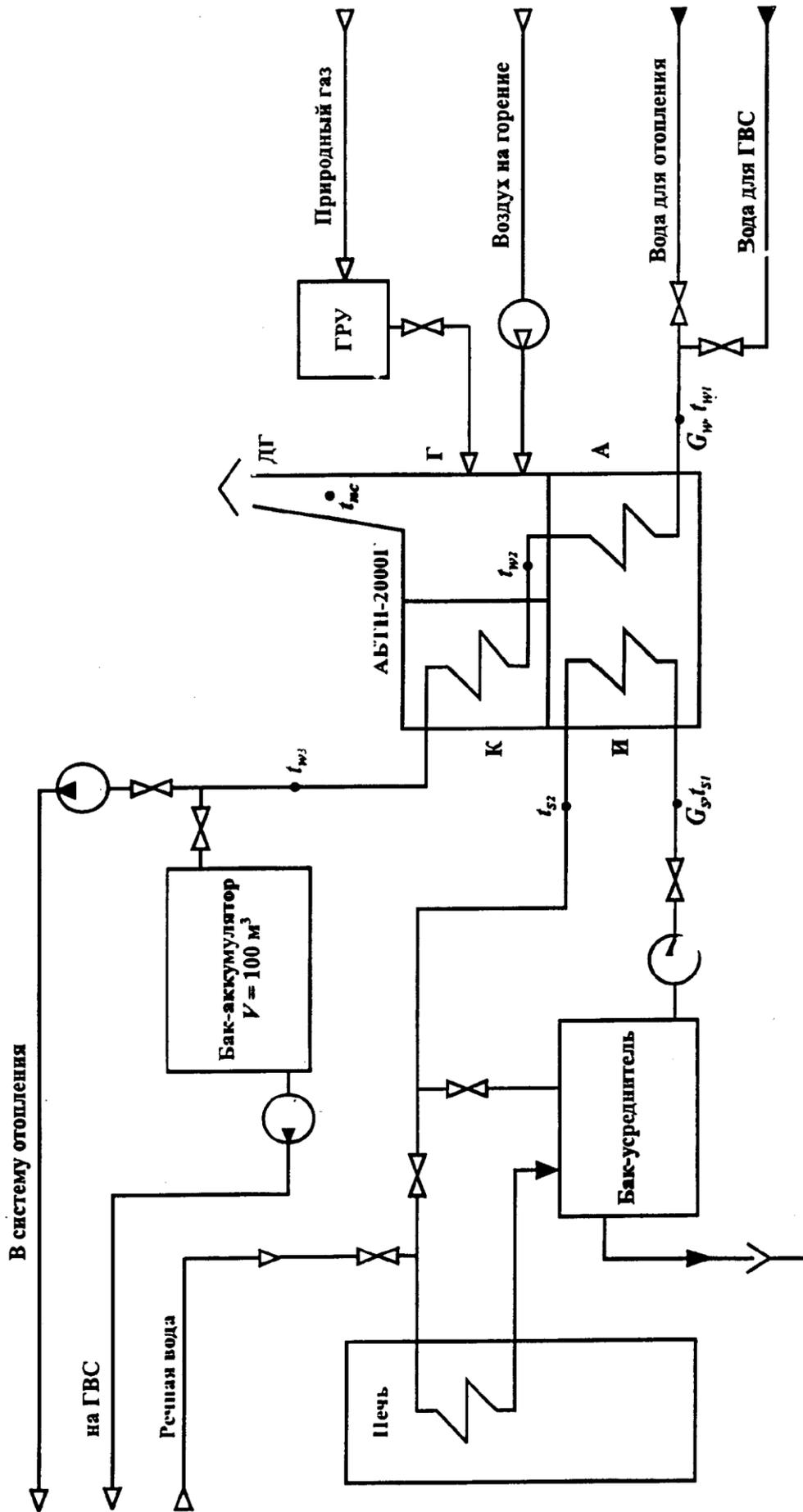


Рис. 2.8 Схема испытательного стенда АБТН-2000Г.

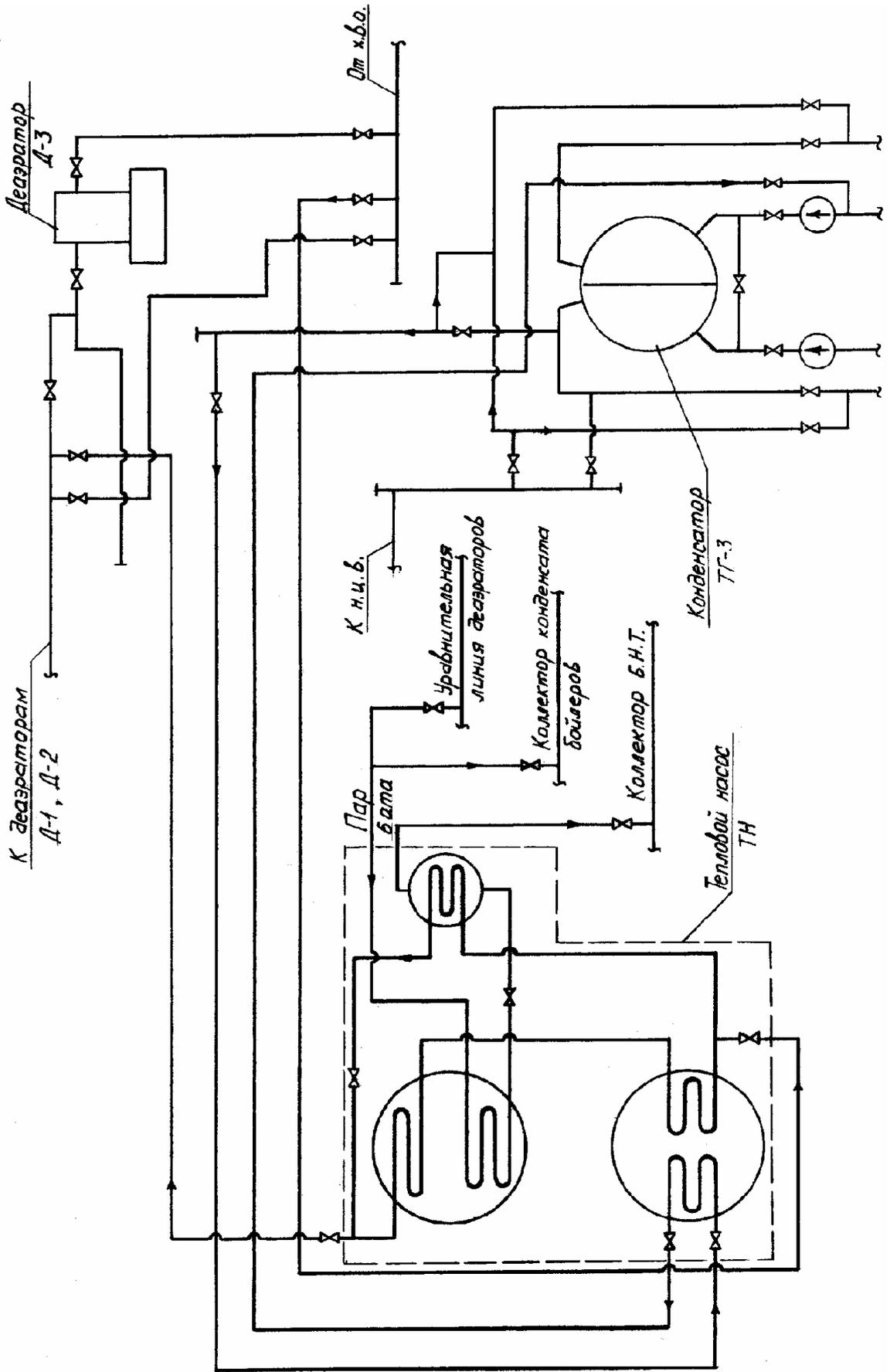


Рис.2.9. Схема установки теплового насоса АБТН-2000П на Новосибирской ТЭЦ 4

Температура охлаждаемой воды на входе в ТН составляла – 18 -27 °С, на выходе – 15 – 23°С. Температура нагреваемой воды составляла на входе в ТН – 35 – 42°С, на выходе из ТН – 62 – 68 °С. При фактических параметрах внешних источников теплоты, полученные показатели работы ТН соответствовали расчетным. Невязка составляла не более 5 ÷ 7%. Эксплуатация АБТН – 2000П в течение более 2^х лет показала его высокую надежность и экономичность. Выбранное материальное исполнение и состав ингибированного бромиды лития позволяет прогнозировать срок службы ТН не менее 20 лет. Конструкция АБТН – 2000П была рекомендована в качестве базовой модели для промышленной серии тепловых насосов.

Схема централизованного использования теплоснабжения с ТН на КЭС и ЦТП

Разработана схема централизованного теплоснабжения от крупной теплонасосной установки, установленной на конденсационной электрической станции (КЭС) - КЭС+ТНУ при температуре прямой сетевой воды 80 °С, с исключением на ЦТП промежуточного теплообменника и с использованием на ЦТП ТН на обратной сетевой воде (рис.2.10). (руководитель проекта А.И.Савицкий, А.М.Масс, Л.Я.Лазарев)

Результирующий коэффициент преобразования используемых тепловых насосов составляет $\mu_3=3,35$. При этом, для ТН на КЭС $\mu_3>4,0$. (более низкое результирующее значение связано с низкой температурой обратной воды). Однако система остаётся на термодинамически эффективном уровне – коэффициент использования первичной энергии $K_{ТН}=1,36$. Отметим, что понижение температуры прямой сетевой воды снижает пропускную возможность существующих тепловых сетей, но использование ТНУ на ЦТП компенсирует это влияние, и для этого случая сохраняется примерно 20 % рост пропускной способности сети по сравнению с централизованным теплоснабжением от ТЭЦ.

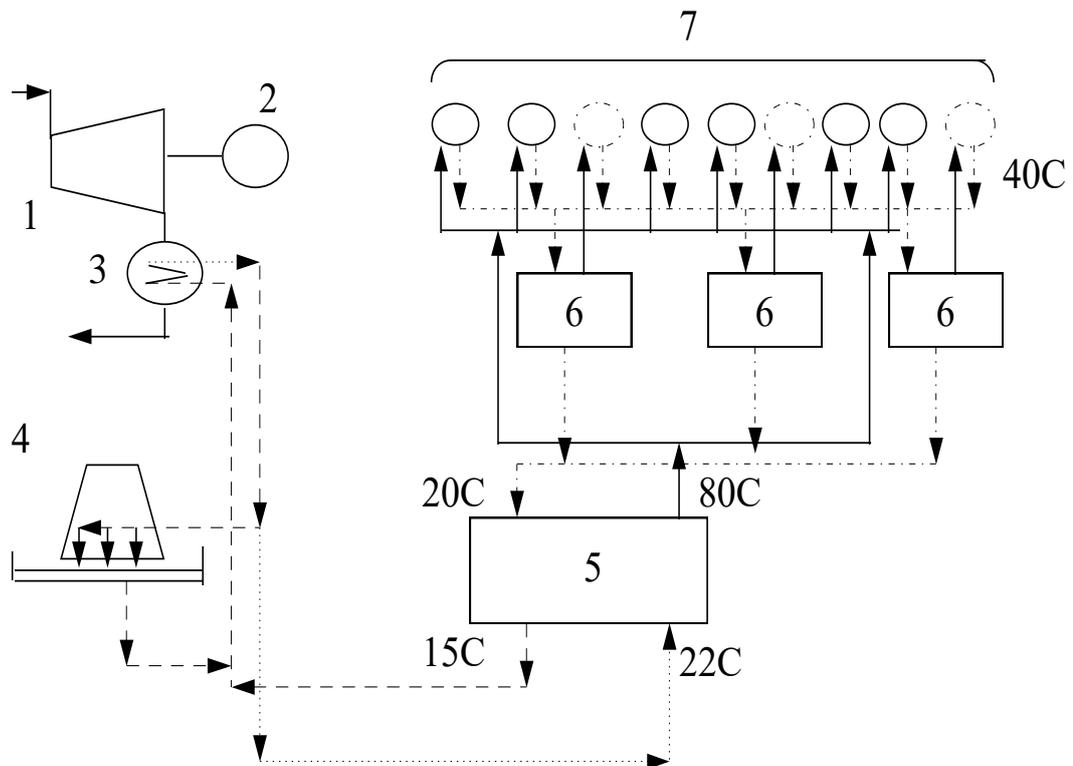


Рис 2.10 Принципиальная схема централизованного теплоснабжения с применением ТН на КЭС и ЦТП

1 - конденсационная турбина; 2 - электрический генератор; 3- конденсатор турбины КЭС; 4 - градирня; 5 - "большая" ТНУ на КЭС; 6 - "малые" ТНУ на ЦТП; 7 - "старые" и дополнительные тепловые потребители от ТНУ на ЦТП.

Схема использования энергетических ресурсов зоны кольцевой автодороги (МКАД) для обогрева дорожного полотна и теплоснабжения жилищно-коммунальных объектов.

Проект посвящён анализу теряющихся энергетических ресурсов зоны Московской кольцевой автодороги (МКАД) и эскизную проработку отдельных разделов по их рациональному использованию с целью решения ряда экономических, экологических и социальных проблем города [2.22].

Строительство и модернизация МКАД принесли городскому хозяйству, прежде всего транспорту, существенные качественные изменения: значительно разгрузился поток автомобилей внутри города, что снизило их вредное влияние на состояние среды. Менее известны проблемы, возникшие у города в результате эксплуатации МКАД. Например, чтобы освободить дорогу от снега, которого за зимние месяцы выпадает до 950 млн. тонн, применяют химические вещества, отнюдь не полезные для окружающей среды (рис. 2.11). В результате вблизи МКАД для растений и животных сложилась крайне неблагоприятная обстановка. Образование гололеда на поверхности дороги при увеличенных скоростях движения приводит к значительному росту аварий с тяжёлыми последствиями.

Для зоны МКАД характерны следующие качества:

- наличие зоны отчуждения вблизи дороги, где могут быть размещены нежилые хозяйственные объекты, например, городские холодильники;
- размещение в зоне дороги большинства ТЭЦ города, располагающих большими ресурсами неиспользуемого низкопотенциального тепла оборотной охлаждающей воды;
- размещение в зоне дороги большого числа газораспределительных станций (ГРС) с практически не используемой энергией давления газа;
- расположение в зоне дороги таких неиспользуемых источников низкопотенциального тепла, как река Москва, другие реки, канализационные коллекторы.

Эти особенности позволяют осуществить систему обогрева полотна МКАД для повышения безопасности движения, улучшения экологической обстановки, удешевления эксплуатации дороги в зимнее время. В предлагаемом проекте рассчитаны (рис. 2.12) удельные и суммарные тепловые нагрузки, условия работы и параметры системы обогрева, в которой используются комбинированные теплонасосные системы (КТНС), способные вырабатывать холод с уровнем температур до минус 40⁰С и горячую воду с температурой до 70⁰С, используя электроэнергию, полученную за счет утилизации энергии сжатого газа, при его расширении на ГРС и низкопотенциальное, бросовое тепло с температурой от 4 до 25⁰ С. Установлено, что имеющихся нетрадиционных источников энергии с избытком хватит для этой цели. При этом для работы КТНС не требуется сжигание органического топлива.

Выбрано местоположение и проведено эскизное проектирование пилотного участка (рис. 2.12) обогреваемой дороги (15 км), для которого оценены затраты на строительство (около 20 млн.\$) и срок окупаемости (около 4 лет).

Авторами проекта разработаны предложения по использованию избыточной энергии, выработанной КТНС. В частности для горячего водоснабжения жилых и производственных объектов вблизи МКАД, а также для энергоснабжения размещённых вблизи МКАД продовольственных холодильников всех типов (плодоовощных, мясомолочных, рыбных) с их полным холодоснабжением от КТНС. Это позволит постепенно вывести за черту города аммиачные холодильники, улучшить экологическую обстановку в городе, повысить безопасность, сократить грузопотоки в городе. Большие избыточные холодильные мощности (охлаждаемый объект является источником низкопотенциального тепла для теплового насоса) позволяют обеспечить холодом другие социальные объекты, например, ледяные поля, лыжные и конькобежные беговые дорожки и т.п.

Часть производимого тепла позволит решить проблему вывоза снега с улиц Москвы. Горячая вода от тепловых насосов позволяет сравнительно просто создать пункты, где вывозимый с улиц снег будет растапливаться и очищаться от мусора и нефтяных остатков.

Реализация проекта создаст значительное количество рабочих мест и будет, таким образом, благоприятной не только в плане изменения городской инфраструктуры, но и в социальном отношении.

Схема организации теплоснабжения городского квартала с использованием низкопотенциального тепла речной воды.

Одним из возможных вариантов использования ТН в условиях города Москвы является использование в качестве мощного источника низкопотенциального тепла воды реки Москвы. В проекте теплоснабжения нового жилого комплекса, размещенного в пойме р. Москвы, предусмотрено сооружение на берегу р. Москвы теплонасосных установок тепловой мощностью по 58 МВт (на диоксиде углерода CO_2). Источником низкопотенциального тепла (ИНТ) служит речная вода.

Имея в виду небольшую протяжённость тепловых сетей от теплонасосной установки до потребителя предлагается снизить температуру прямой сетевой воды до $+90^{\circ}\text{C}$ и на тепловых пунктах, расположенных непосредственно в подвальных этажах, снабжаемых теплом зданий, использовать прямую сетевую воду для непосредственной подачи в системы отопления отдельных квартир после необходимой (по условиям погоды) регулирования расхода либо температуры. После системы отопления обратная сетевая вода с температурой 45°C используется для первичного подогрева воды горячего водоснабжения и подогрева воздуха для системы вентиляции помещений, в результате чего её температура снижается до 30°C . После этого сетевая вода возвращается в газоохладитель основного ТН. Принципиальная схема установки представлена на рис. 2.14.

Для суммарной тепловой мощности установки 58 МВт (50 Гкал/час) потребуется электрическая мощность привода компрессоров ТН, равная 20670 кВт. Коэффициент преобразования электрической энергии в тепло для всей системы будет составлять – 2,80.

Если электрическую энергию для привода тепловых насосов брать от московских ТЭЦ с блоками Т-100 и Т-250, средний удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии и тепла которых равен $0,260 \text{ кг/кВт}\cdot\text{час}$, то для работы установки в течение 1 часа и получения тепловой мощности 58 МВт будет затрачено 5,374 тонн условного топлива. Следовательно, удельный расход условного топлива на выработку 1 Гкал тепла составит 107,7 кг, тогда как среднее значение этого показателя по ТЭЦ АО «Мосэнерго» составляло (в 2001 году) 134 кг/Гкал.

Аналогичную схему теплоснабжения для г. Москвы целесообразно применить, используя в качестве источника низкопотенциального тепла тепло сточных вод. Известно, что на поля орошения в сутки поступает до 6 млн. тонн воды с температурой не ниже $15-20^{\circ}\text{C}$ даже в зимний период. Если в испарителе ТН эту воду охладить на 10°C , то можно получить до 1500 Гкал/час тепловой мощности для коммунального теплоснабжения. Причём, это тепло будет получено без сжигания органического топлива в месте потребления тепла.

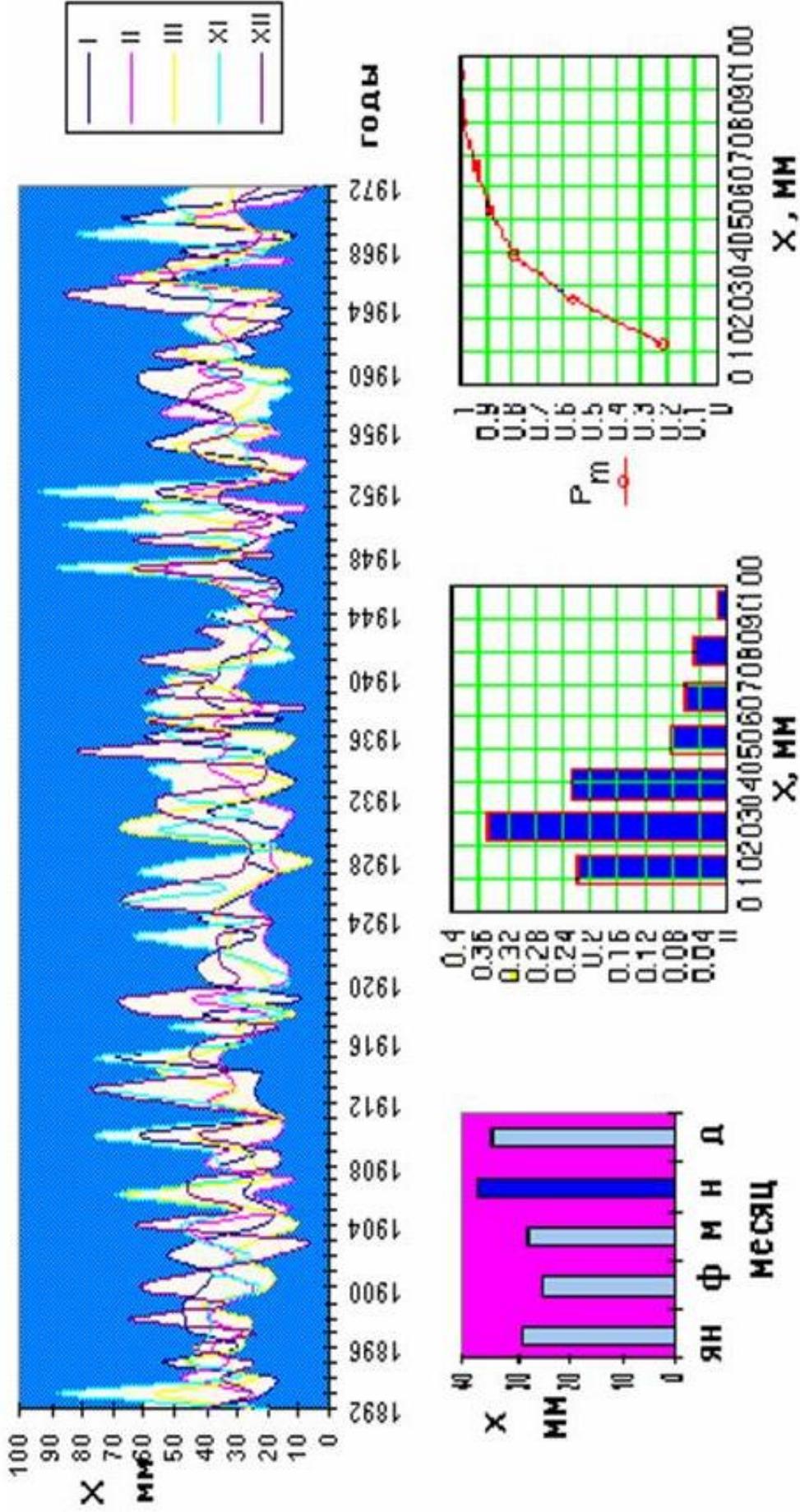


Рис.2.11. К определению расчётной интенсивности осадков в зимнее время

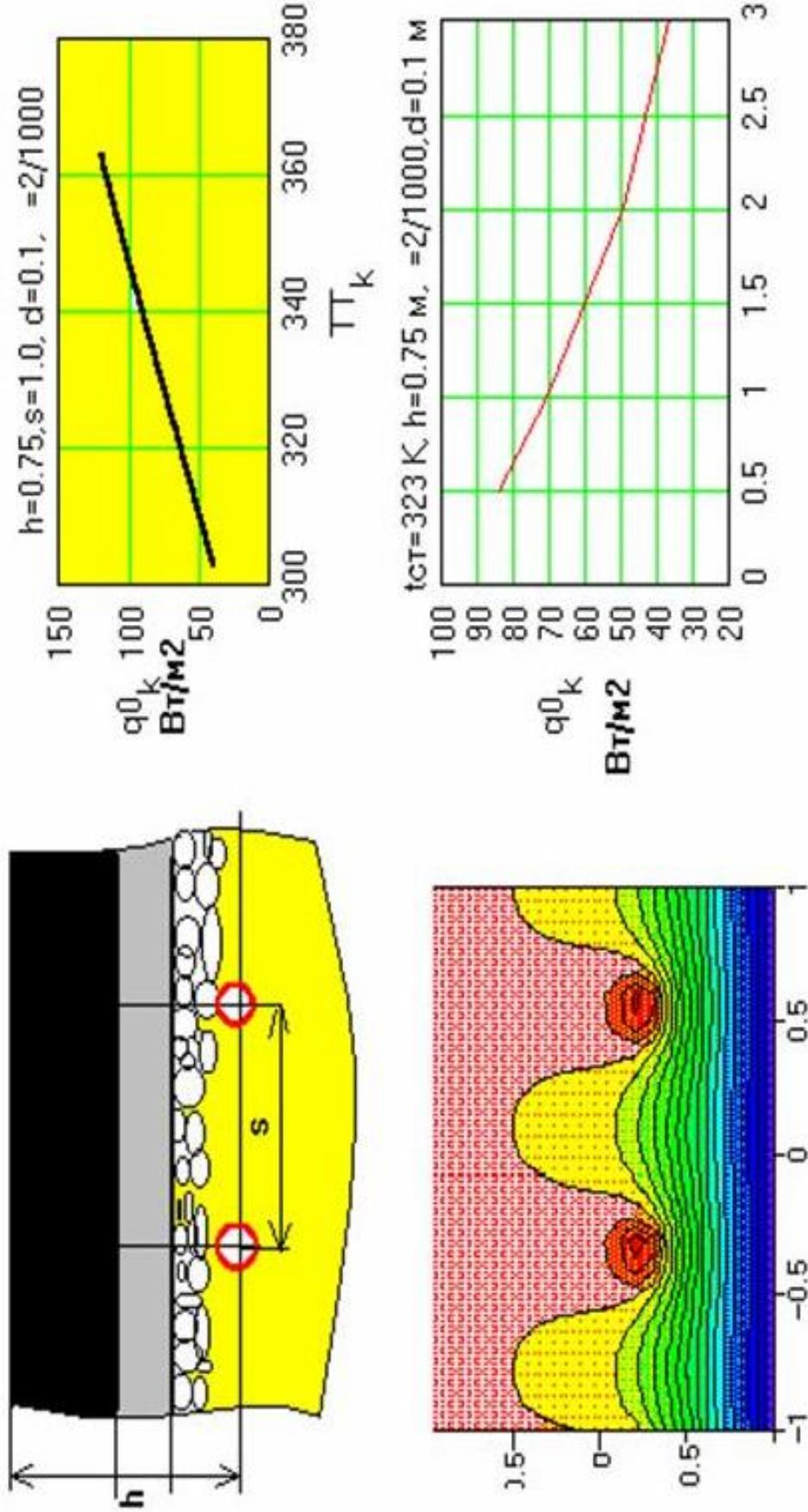
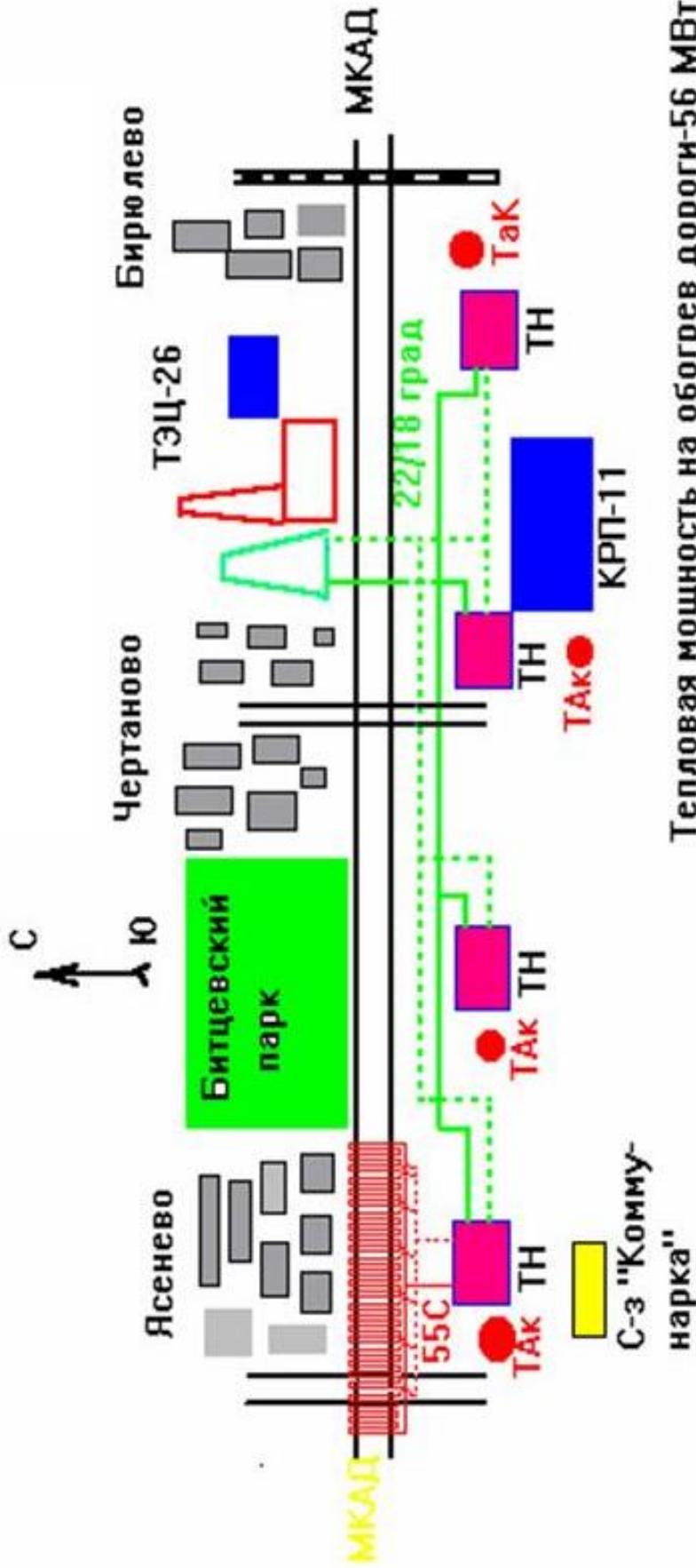


Рис. 2.12. К определению величины теплового потока к полотну дороги



Тепловая мощность на обогрев дороги-56 МВт
 Электрическая мощность на привод ТН-15 МВт
 Холодильная мощность -3.2 МВт;
 Электрическая мощность (резервная)-10 МВт;
 Тепловая мощность (для горячего водоснабжения-летом)- 30 МВт (100000 чел.)

Рис. 2.13. Схема «пилотного» участка МКАД

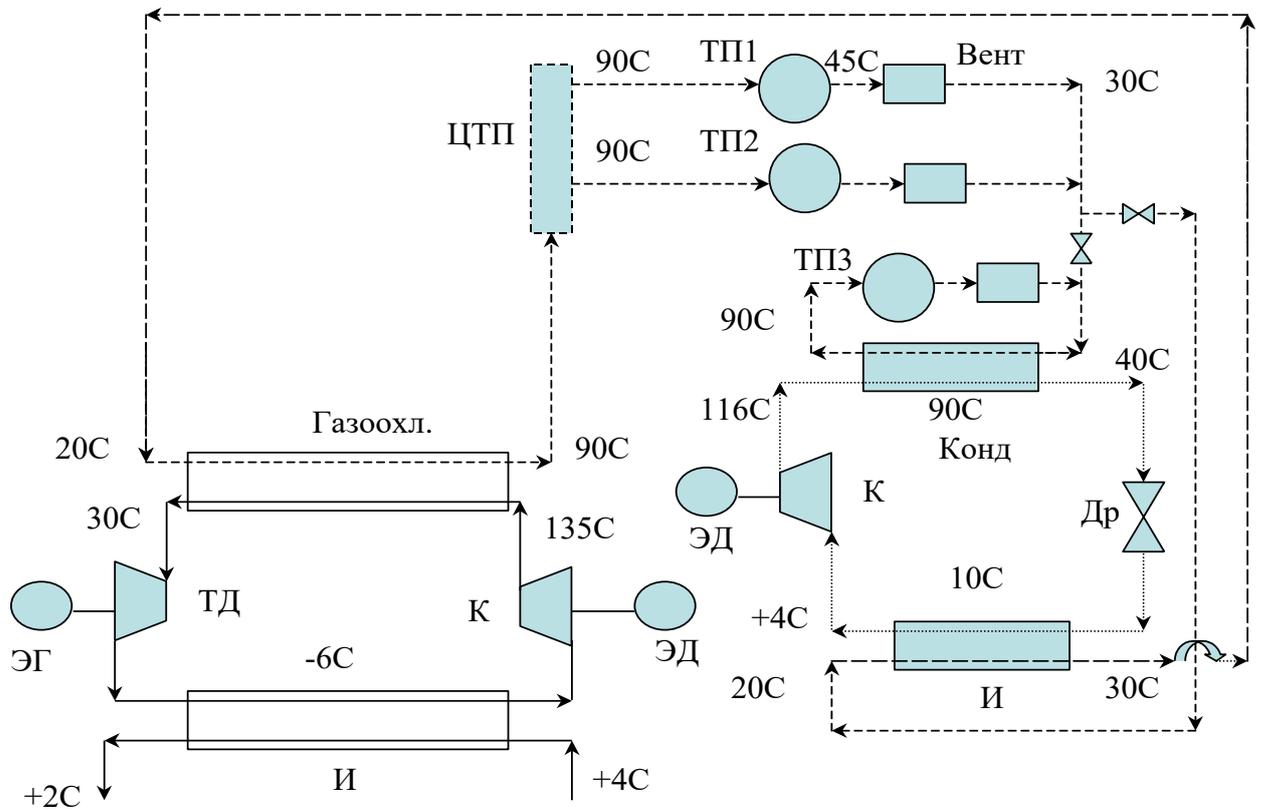


Рис. 2.14. Принципиальная схема коммунального теплоснабжения жилого комплекса в пойме р.Москвы

Схема использования теплонасосных систем для уменьшения теплового загрязнения прудов-охладителей АЭС.

Одной из проблем функционирования атомных электростанций (АЭС) является чрезмерное тепловое загрязнение охлаждающих прудов и водохранилищ. В летнее время температура в некоторых из них поднимается до 35-40⁰С. Существенного оздоровления обстановки вокруг АЭС можно достигнуть, применяя для охлаждения прудов теплонасосные установки (авторы проекта А.И. Савицкий, Л.Я. Лазарев).

В настоящее время с использованием диоксида углерода в качестве рабочего тела веществ принципиально возможно создание теплонасосных установок единичной тепловой мощностью до 100 МВт с коэффициентами преобразования механической энергии привода компрессора ТН в тепло на уровне 3.0-3.5. Температуру циркуляционной воды после конденсатора принципиально можно снизить до +5⁰С. Если поставить 5 таких установок на блок К-1000, то либо можно на 25 % снизить расход нагретой до 30-35⁰С циркуляционной воды в пруд-охладитель, либо, подмешивая к ней охлажденную воду после ТН понизить её температуру на 6-7⁰С.

Принципиальная схема установки представлена на рис.2.15. В качестве источника низкопотенциального тепла (ИНТ) используется циркуляционная вода, охлаждающая конденсатор турбины. Охлажденная циркуляционная вода либо сбрасывается в пруд-охладитель, понижая среднюю температуру воды в нём, либо возвращается на вход в конденсатор, тем самым, ограждая пруд-охладитель от теплового загрязнения. В конденсаторе с рабочего вещества ТН необходимо снять тепло среднего температурного потенциала (+80-95⁰С), которое может быть использовано для коммунального теплоснабжения, горячего водоснабжения, для сушки лесоматериалов, в аграрном хозяйстве и пр.

3. РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ И ТЕХНОЛОГИЙ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

3.1. Создание тепловых насосов и их элементов.

Создание абсорбционных бромистолитиевых тепловых насосов

В начале 90^х годов были начаты научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию АБТН нового поколения (руководитель проекта – А. В. Попов). Работы велись совместно институтом теплофизики СО РАН, СПбГУНиПТ, ООО «ОКБ Теплосибмаш» и рядом других организаций по следующим основным направлениям:

1. создание и исследование опытных образцов наиболее перспективных типов АБТН;
2. анализ эффективности различных типов АБТН;
3. разработка АБТН нового поколения и новых типов, организация их промышленного производства.

На основе выполненных НИОКР в 1995 году был впервые в России разработан и изготовлен АБТН с топкой на газообразном топливе мощностью 2000 кВт (рис. 3.1) [3.1, 3.2].



Рис. 3.1. Абсорбционный бромистолитиевый тепловой насос АБТН-2000 Г

Техническая характеристика АБТН-2000 Г (номинальный режим)

1. Тепловая мощность, кВт	1900
2. Холодильная мощность, кВт	720
3. Расход природного газа, м ³ /ч.....	140
4. Расход нагреваемой воды, м ³ /ч	34,4
5. Расход охлаждаемой воды, м ³ /ч	43
6. Температура нагреваемой воды, °С	
а. на входе.....	30
б. на выходе.....	77,5
7. Температура охлаждаемой воды, °С:	
а. на входе.....	35
б. на выходе.....	20
8. Коэффициент трансформации.....	1,65
9. Расход электроэнергии.....	10
10. Габариты, м	5 х 4,2 х 3,9
11. Масса (сухая), кг	11100

Тепловой насос АБТН-2000Г был установлен в цехе горячей прокатки новосибирского металлургического завода, где были проведены его испытания. Схема испытательного стенда показана на рис. 2.8.

В дальнейшем был спроектирован и изготовлен опытный абсорбционный бромистолитиевый тепловой насос нового поколения с паровым обогревателем номинальной мощностью 2000 кВт АБТН – 2000 П (рис. 3.2).

Техническая характеристика АБТН – 2000 П (номинальный режим):

1. Тепловая мощность, кВт	2000;
2. Расход нагреваемой воды, м ³ /ч.....	35;
3. Температура нагреваемой воды, °С.....	30;
4. Температура нагретой воды, °С.....	80;
5. Расход охлаждаемой воды, м ³ /ч.....	43;
6. Температура охлажденной воды, °С.....	20;
7. Коэффициент трансформации.....	1,65

Тепловой насос был установлен в турбинном цехе Новосибирской ТЭЦ – 4. Схема установки теплового насоса показана на рис. 2.9.

Выполненные научно- исследовательские и опытно- конструкторские работы, длительные испытания опытных образцов (более 3^х лет) позволили разработать концепцию создания отечественных АБТН нового поколения, определить их основные параметры, модификацию и типоразмерный ряд.

В таблице 3.1 приведены основные (номинальные) показатели АБТН, принятых к разработке промышленных образцов.

Отечественные АБТН нового поколения имеют высокую надежность, длительный срок службы, низкую удельную металлоёмкость, высокую компактность, полную заводскую готовность. Теплообменные поверхности аппаратов выполнены из тонкостенных медно-никелевых труб специального профиля, что существенно снижает требуемую поверхность теплообмена, массу, габариты и стоимость аппаратов. С целью обеспечения длительного срока службы (не менее 20 лет) применяются отечественные ингибиторы коррозии (разработка СПбГУНиНТ), обеспечивающие практически 100 % защиту от кор-

розии всех элементов машин во всех рабочих фазах (жидкой, паровой, границе раздела фаз). Для интенсификации теплообмена используются поверхностно- активные вещества.



Рис. 3.2. Абсорбционный бромистолитиевый тепловой насос АБТН-2000 П

Таблица 3.1

	Тип теплового насоса			
	АБТН - П	АБТН2 - П	АБТН - Т	АБТН - 2Т
Холодопроизводительность, кВт	350 - 4 260		350 – 3 200	
Теплопроизводительность, кВт	850-11000	630-7800	850-8300	630-5860
Температура охлаждаемой воды, °С	30 / 25			
Температура нагреваемой воды, °С	40/70	30/55	40/70	30/55
Греющая среда или топливо	пар		природный газ	
Давление греющего пара, МПа	0,4	0,7	-	-
Удельный расход пара на выработку теплоты, кг/МВт	920	675	-	-
Удельный расход газа на выработку теплоты, м ³ /МВт	-	-	68	54

Для перекачивания раствора бромистого лития и воды используются специальные герметичные насосы отечественного производства с малым кавитационным запасом.

Машины имеют исключительную вакуумную плотность, что существенно увеличивает их эффективность и надёжность [3.3, 3.4].

Отечественные АБТН нового поколения конструкции ООО «ОКБ Теплосибмаш» аналогов в России не имеют, по основным параметрам соответствуют мировому уровню (табл. 3.2).

Таблица 3.2

**Сравнительные характеристики абсорбционных
бромистолитиевых тепловых насосов**

Сравнительные параметры	Зарубежный аналог “SANYO” модель DUH-230V	АБТН – 600Г
Теплопроизводительность, кВт	1958	1725
Температура нагреваемой воды, °С:		
- вход	40	40
- выход	70	70
Температура охлаждаемой воды, °С:		
- вход	30	30
- выход	20	20
Коэффициент трансформации теплоты сжигания природного газа	1,35	1,45
Габариты (длина, ширина, высота), м	4,55×3,1×3,35	5,1×2,5×2,7
Масса (сухая), т	9,8	9,0

В таблице 3.3 приведена техническая характеристика разработанных и подготовленных к промышленному производству АБТН. Данные машины разработаны ООО «ОКБ Теплосибмаш», а их производство освоено на ООО «КемеровоХиммаш».

Основные результаты и выводы данного этапа работ.

1. Впервые разработана математическая модель тепловых и газогидродинамических процессов абсорбционного бромистолитиевого термотрансформатора с прямым сжиганием топлива в генераторе.

2. С использованием разработанной математической модели впервые в России спроектированы и изготовлены абсорбционные бромистолитиевые тепловые насосы мощностью 2000 кВт с прямым сжиганием топлива в генераторе и с паровым обогревом. Построены их характеристики в широком диапазоне изменения параметров внешних источников теплоты.

3. Испытания тепловых насосов показали соответствие их действительных параметров расчетным с допустимой погрешностью.

4. Определено, что примененные методы интенсификации теплообмена позволяют:
– в трубном пучке генератора увеличить коэффициент теплоотдачи в 2 – 2,5 раза, что соответствует снижению требуемой площади теплообмена в 1,8 – 2,3 раза по сравнению с трубами без интенсификации (без вставок);
– в конденсаторе и теплообмене растворов уменьшить поверхность теплообмена 1,8 – 2 раза.

5. Состав дымовых газов на выходе из генератора ТН соответствует экологическим требованиям (содержание СО – не более 50 мг/м³, NO_x – не более 200 мг/м³).

6. Длительный опыт эксплуатации опытных образцов АБТН показал, что примененные конструкционные материалы и ингибиторы коррозии позволяют обеспечить срок службы машин не менее 20 лет.

7. Установлено, что удельный расход топлива на выработку теплоты в АБТН в 1,7–2,2 раза ниже по сравнению с котлом на аналогичном топливе.

8. Определена зависимость удельного расхода топлива на выработку тепла в различных типах тепловых насосов в зависимости от температур внешних источников теплоты.

9. На основании экспериментальных исследований и эксплуатации опытных образцов разработаны различные модификации и типоразмеры абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин и тепловых насосов, организовано их промышленное производство. Созданные машины аналогов в России не имеют.

10. Отечественные абсорбционные бромистолитиевые тепловые насосы по основным параметрам соответствуют мировому уровню и могут составить конкуренцию зарубежным аналогам, как на внутреннем, так и внешнем рынках.

11. Создана база для широкого применения в народном хозяйстве высокоэффективного экологически чистого энергосберегающего оборудования – абсорбционных бромистолитиевых тепловых насосов.

Таблица 3.3

марка машины	тепло/ холодо- производи- тельность	греющая среда: пар, кг/ч; прир. газ, м ³ /ч	расход нагревае- мой/охлаж- даемой воды, м ³ /ч	потреб- ляемая электриче- ская мощность, кВт	габаритные размеры: длина, ширина, высота, м	масса (сухая) т
с паровым обогревом						
АБТН – 600П	1725/660	1540	45/115	4,5	5,1x1,55x2,9	8
АБТН – 1000П	3300/1260	2900	87/217	8	6,5x2,0x3,0	12
АБТН – 1500П	5000/1860	4300	128/320	12	7,5x2,3x3,2	18
АБТН – 3000П	8300/3200	7400	225/550	14	7,5x2,8x3,75	29
АБТН – 4000П	11000/4260	9900	300/610	16	9,5x2,8x3,75	37
с газовым обогревом						
АБТН – 600Г	1725/660	105	45/115	6,5	5,1x2,5x2,7	9
АБТН – 1000Г	3300/1260	200	87/217	11	6,5x2,7x2,9	13
АБТН – 1500Г	5000/1860	295	128/320	17,5	7,5x3,2x3,0	20
АБТН – 3000Г	8300/3200	510	300/610	23,5	7,5x3,8x3,3	31
Номинальные параметры теплоносителей:						
- температура на входе/выходе охлаждаемой воды 30/25 °С, нагреваемой воды 40/70 °С;						
- давление греющего пара – 0,5 МПа (абс.).						

Как показывает зарубежный и отечественный опыт, для успешного применения тепловых насосов АБТН необходимо обеспечить не только их высокое качество, но и создание специализированных организаций по оказанию всего комплекса необходимых услуг потребителю (выбор оптимальных вариантов систем хладо- и теплоснабжения, разработка широкой номенклатуры машин по заявкам потребителя, пусконаладочные работы, обучение обслуживающего персонала, сервисное обслуживание эксплуатируемого оборудования и т. д.). В настоящее время такие функции выполняет ООО «ОКБ Тепло-сибмаш» (г.Новосибирск), в ряде регионов России (Москва, Санкт- Петербург, Чебоксары, Кемерово) создаются инженерные центры по осуществлению аналогичных функций.

Создание парокомпрессионных тепловых насосов (ПКТН)

Как было указано в разделе 1, в парокомпрессионных тепловых насосах (ПКТН) используются базовые элементы холодильных машин, конструкции которых развивались в течение десятилетий и достигли высоких технико-экономических показателей. Однако специфика условий работы тепловых насосов требует создания специальных модификаций базового оборудования с целью достижения высоких эксплуатационных качеств.

Основные направления научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в области создания ПКТН нового поколения следующие:

1. проектирование новых моделей компрессоров, обеспечивающих возможность работы ПКТН, при более высоких давлениях нагнетания (более 1,8 МПа);
2. применение рабочих веществ с наиболее благоприятными термодинамическими свойствами;
3. создание новых теплообменных аппаратов в большей степени приспособленных для работы в составе ТН, рассчитанных на работу с высокотемпературными и загрязнёнными теплоносителями;
4. применение автоматических дросселирующих устройств, пригодных для новых аппаратов и новых рабочих веществ;
5. расширение сферы применения тепловых насосов путём создания специальных исполнений машин.

По результатам исследований и развития конструкций тепловых насосов в ЗАО «Энергия» (г.Новосибирск) разработан параметрический ряд тепловых насосов (руководитель работ Ю.М.Петин), поставляемых серийно (табл. 3.4).

Параметрический ряд из шести типоразмеров тепловых насосов разработан с использованием полученных авторами патентов [3.5].

В 1996-2003 годах авторским коллективом под руководством В.И.Колпакова, ЗАО НПФ «Тритон Лтд» выполнены научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по разработке и внедрению энергосберегающих технологий на базе парокомпрессионных тепловых насосов с использованием зеотропных смесевых рабочих веществ.

Работы проводились по следующим основным направлениям:

1. разработка оптимальных схем ПКТН различной мощности для работы с поршневыми и винтовыми полугерметичными компрессорами;
2. создание и исследование высокоэффективных теплообменников с кольцевым кипением;
3. повышение эффективности работы ПКТН при условии использовании ПКТН одновременно для теплоснабжения и горячего водоснабжения.

По результатам исследований и развития конструкций тепловых насосов в ЗАО НПФ «Тритон Лтд», г. Н.Новгород разработан параметрический ряд тепловых насосов (табл.3.5 и табл. 3.6). Машины ряда поставляются серийно.

Колпаковым В.И. созданы и исследованы высокоэффективные теплообменники с кольцевым кипением.

Для исследования теплообмена при кипении зеотропных смесей хладонов R142b и R22 в вертикальных кольцевых каналах была сконструирована опытная установка с испарителем с кольцевым кипением. Испаритель представляет собой набор соосных трубок, установленных параллельно на распределительный коллектор. Внутренняя трубка (Ø 16 мм) – металлическая, наружная (Ø 18...19 мм) – стеклянная, зазор (ширина щели) между трубками – 1,0 – 1,5 мм.

Источник низкопотенциального тепла – вода, имел температуру на входе от +5°C до + 25°C. Температура конденсации рабочего вещества изменялась в пределах 35 - 65°C. Состав смесей варьировался во всём диапазоне с шагом 5% от чистого R22 до чистого R142b. Компрессор - поршневой.

Таблица 3.4

Тип теплового насоса (ТН)	НТ-110	НТ-300	НТ-500	НТ-1000	НТ-3000	НТ-9000
Теплопроизводительность, кВт						
для воды 8°C	150	300	500	905	1810	6150
для воды 25°C	233	467	685	1358	2716	7500
Потребляемая электрическая мощность, кВт						
для воды 25°C	55	90	150	315	630	1250
Температура (конденсации) хладагента, °C						
для R-142	80	80	80	80	80	80
для R-134	60	60	60	60	60	60
Заправочная масса, кг хладагона						
(хладон)		430	1000	1600	2400	5600
масла		40	200	400	800	1600
масса ТН, кг	4500	4500	9700	15000	24000	60500
Расходы, (куб.м/ч)						
горячей воды	12,5	25	35	85	140	340
воды низкопотенциального источника	25	50	70	165	310	810
габаритные размеры ТН и отдельных агрегатов, м	3,9x2,1 x1,5	4,5x2,1 x2,1				
компрессорного агрегата			2,8x2,2 x1,1	4,1x1,74 x2,3	5,2x2,0 x3,0	8,1x4,9 x3,75
агрегата конденсаторно-испарительного			3,95x1,73 x2,75	3,8x1,5 x2,6	5,5x1,9 x2,95	
Габаритные размеры: длина x высота x ширина						

Результаты исследований теплообмена при кипении хладонов в вертикальных кольцевых каналах показали, что коэффициент теплоотдачи в кольцевых щелевых каналах, по сравнению с вертикальными трубами, возрос в 2,5...4,5 раза.

Разработана формула для расчёта коэффициента теплоотдачи с использованием поправочного коэффициента, учитывающего ширину щели.

На основе выполненных НИОКР в 2000 году был впервые в России разработан и изготовлен испаритель с кольцевым кипением и проведены его натурные испытания в составе теплового насоса мощностью 200 кВт. Результаты натурных испытаний проводились в течение года и полностью подтвердили результаты исследований. Данные теплообменники не имеют зарубежных аналогов, а коэффициенты теплопередачи в них не уступают пластинчатым теплообменникам зарубежных компаний. Стоимость разработанных теплообменников в два раза ниже зарубежных, в текущих ценах.

В настоящее время разработана конструкторско-технологическая документация на 5 типоразмеров теплообменников – испарителей с холодопроизводительностью 10, 15, 20, 25 и 30 кВт и проведена технологическая подготовка производства. Данные испарители будут применяться в тепловых насосах для отопления коттеджей.

Колпаковым В.И. разработаны эффективные схемы ПКТН, используемые для теплообеспечения и горячего водоснабжения [3.6].

Для повышения коэффициента преобразования были проведены исследования по использованию дополнительного переохладителя для предварительного нагрева и теплооб-

менника вода-вода для окончательного нагрева воды горячего водоснабжения объекта. Разработана газогидравлическая схема теплового насоса с указанными теплообменниками (рис. 3.3), уточнена компьютерная программа расчёта термодинамического цикла.

Энергетическая эффективность теплового насоса, работающего по этой схеме повышается на 15%.

Таблица 3.5

Тепловые насосы на базе поршневых полугерметичных компрессоров

Тип теплового насоса (ТН)	Потребляемая электрическая мощность, кВт		Теплопроизводительность, кВт		Габариты, м	Масса, кг
	+8°C	+25°C	+8°C	+25°C		
Температура низкопотенциального тепла	+8°C	+25°C	+8°C	+25°C		
Температура теплоносителя системы отопления	+60°C	+65°C	+60°C	+65°C		
Рабочее вещество	Смесь хладонов R142b=20% R22 = 80%	Смесь хладонов R142b=30% R22 = 70%	Смесь хладонов R142b=20% R22 = 80%	Смесь хладонов R142b=30% R22 = 70%		
НТПБ-7	2,3	2,8	7	12	0,45x0,5x0,56	125
НТПБ-17	5,5	6,7	16,5	28	0,6x0,65x0,7	156
НТПБ-35	11,6	14,5	35	60	0,85x0,9x1,1	190
НТПБ-60	17,7	22	53	91	1,0x1,1x1,1	224
НТПБ-80	26,5	33	80	137	1,1x1,1x1,1	300
НТПБ-110	36	44	110	187	1,2x1,2x1,2	346
НТПБ-135	44	55	135	230	1,25x1,2x1,2	405
НТПБ-160	53	65	156	266	1,3x1,3x1,25	523
НТПБ-185	61	76	185	314	1,35x1,3x1,3	657
НТПБ-220	73	90,6	220	375	1,36x1,3x 1,3	824
НТПБ-320	106	132	320	540	1,6x1,4x 1,3	917
НТПБ- 500	159,5	198	481	820	1,7x1,55x 1,4	1121
НТПБ-1000	319	396	960	1640	2,0x1,55x1,4	1990
Габаритные размеры: длина x высота x ширина						

В 1990-2003 годах авторским коллективом под руководством Д.Г.Закирова и Ю.М.Петина выполнены научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по решению крупной научно-технической проблемы по разработке и внедрению энергосберегающих технологий на базе парокомпрессионных тепловых насосов с утилизацией тепла загрязненных источников в промышленности, энергетике и жилищно-коммунальной сфере.

Анализ физико-химического состава шахтных, хозяйственно-бытовых вод и существующих методов их очистки показал, что для утилизации тепла сбросных вод необходимы эффективные незасоряющиеся теплообменные аппараты и технологии.

Разработаны технические средства: спиральный и кожухотрубный теплообменные аппараты, тонкослойный отстойник, которые эффективно решают проблему утилизации

загрязненных стоков в разработанных технологиях в комплексе с тепловыми насосами. Новизна разработок подтверждена полученными патентами на изобретения [3.7, 3.8].

Таблица 3.6

Тепловые насосы на базе винтовых полугерметичных компрессоров

Тип теплового насоса (ТН)	Потребляемая электрическая мощность, кВт		Теплопроизводительность, кВт		Габариты, м	Масса, кг
	+8°C	+25°C	+8°C	+25°C		
Температура низкопотенциального тепла	+8°C	+25°C	+8°C	+25°C		
Температура теплоносителя системы отопления	+60°C	+65°C	+60°C	+65°C		
Рабочее вещество	Смесь хладонов R142b=40% R22 = 60%	Смесь хладонов R142b=60% R22 = 40%	Смесь хладонов R142b=40% R22 = 60%	Смесь хладонов R142b=60% R22 = 40%		
НТВ-105	35	37	104	145	1,45x1,3x1,1	650
НТВ-125	5,4	6,7	126	175	1,45x1,3x1,1	700
НТВ-190	64	68	191	266	1,8x1,4x1,2	900
НТВ-270	90	95	267	370	2,0x1,5x1,3	1250
НТВ-305	102	109	304	423	2,2x1,6x1,4	1450
НТВ-400	134	141	397	552	2,4x1,6x1,4	2055
НТВ-520	175	185	520	722	2,7x1,8x1,5	2255
НТВ-1000	351	370	1040	266	4,25x3,6x1,8	4500
Габаритные размеры: длина x высота x ширина						

Утилизация тепла шахтных вод с использованием спиральных теплообменников.

В большинстве случаев, по количеству взвешенных веществ, рН и другим характеристикам, подача шахтной воды непосредственно в испарители теплонасосной установки (ТНУ) представляется невозможной. Для повышения долговечности и надежности использования ТНУ необходимо было создать промежуточный контур. Утилизация низкопотенциального тепла загрязненных шахтных вод осуществляется установкой в контуре шахтной воды спиральных теплообменников с дискретными турбулизаторами. Оценка эффективности применения дискретных турбулизаторов была проведена в лабораторных условиях на экспериментальной установке. На основе результатов исследований разработаны: принципиальная схема и конструкция теплообменного аппарата с высокой теплоэнергетической эффективностью. Работа теплообменника в условиях низкого теплового напора потребовала проведения комплекса расчетов по выбору его оптимальных параметров. Теплообменный аппарат благодаря наличию турбулизаторов потока позволяет использовать неочищенную шахтную воду. Теплообменник с дискретными турбулизаторами запатентован [3.9].

Утилизация тепла шахтных вод с использованием кожухотрубных теплообменников.

Специфической особенностью утилизации низкопотенциального тепла загрязненных шахтных вод является необходимость защищать испарители ТН от воздействия на них

агрессивных примесей, содержащихся в штатных водах. С этой целью была разработана схема утилизации низкопотенциального тепла загрязненных шахтных вод с промежуточным контуром с использованием кожухотрубных теплообменников [3.10].

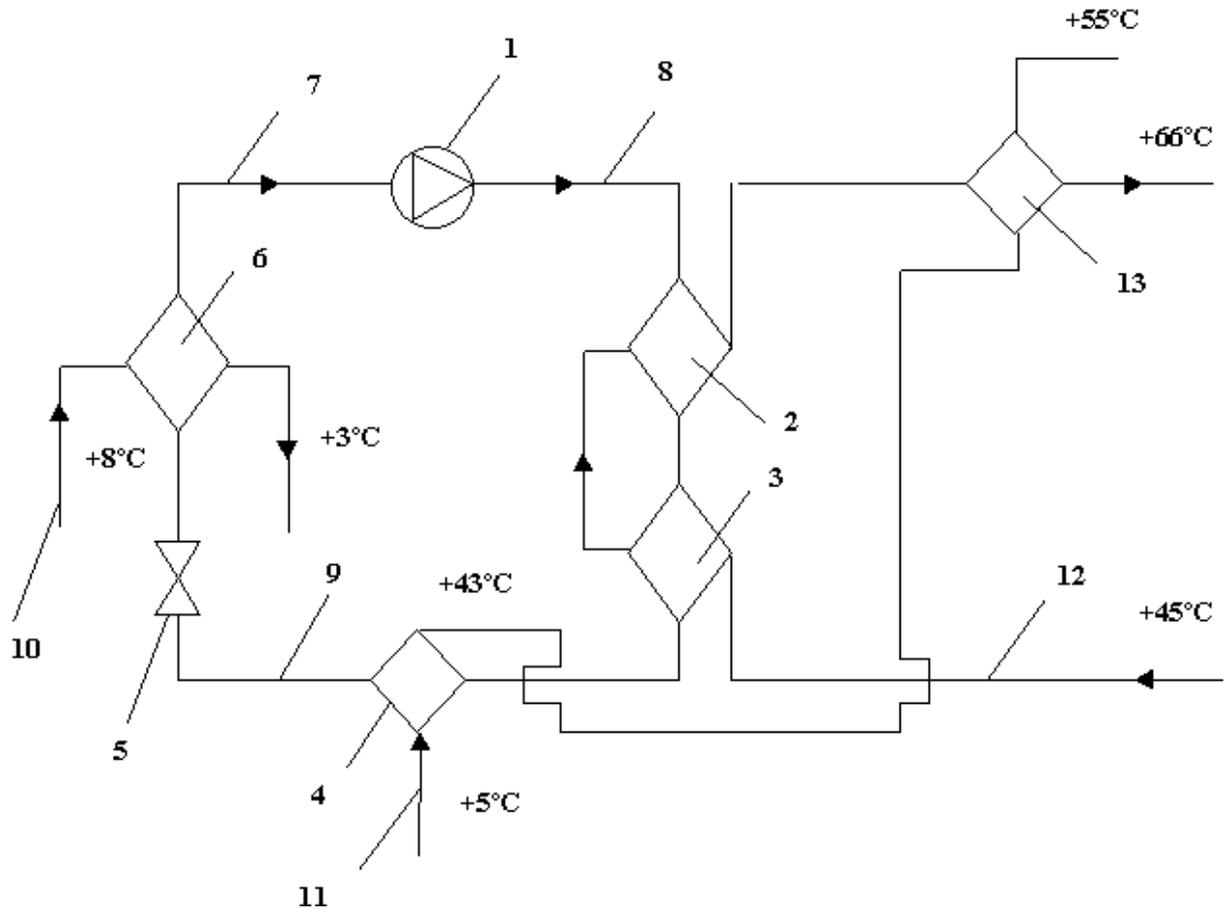


Рис.3.3. Газогидравлическая схема теплового насоса с использованием дополнительного переохладителя для нагрева воды ГВС.

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – переохладитель; 4 – дополнительный переохладитель; 5- дроссельный вентиль; 6 – испаритель; 7 – линия всаса; 8 – линия нагнетания; 9 – линия возврата жидкого хладагента; 10 – трубопровод подачи воды от источника низкопотенциального тепла; 11 – трубопровод подачи холодной воды для горячего водоснабжения; 12- трубопровод подачи теплоносителя в систему теплоснабжения; 13 – теплообменник для догрева воды системы горячего водоснабжения.

Утилизация тепла шахтных вод с использованием тонкослойных отстойников.

Наличие промежуточного циркуляционного контура с теплообменниками снижает коэффициент преобразования теплового насоса. Установлено, что экономически целесообразным является очистка шахтных вод от механических примесей непосредственно в подземных условиях, с тем, чтобы, при выходе на поверхность направлять их непосредственно в испарители тепловых насосов. Разработана и запатентована [3.11] схема очистки шахтных вод с использованием тонкослойных отстойников.

Технология утилизации низкопотенциального тепла загрязненных хозяйственных стоков с использованием тепловых насосов.

Разработанная технологическая схема (рис. 3.4) включает:

1 – канал сточных вод; 2 – теплообменник; 3 – вибратор; 4 – промежуточный циркуляционный контур; 5 – испаритель ТН; 6 – конденсатор ТН; 7 – компрессор ТН; 8 – потребитель тепла; 9 – подпитка водяных контуров; 10, 11 – водяные насосы; 12, 13 – коллекторы; 14 – теплообменник вода – вода для нагрева воды ГВС; 15 – дроссельный вентиль ТН.

Механический вибратор, который включается по программе, предназначен для предотвращения оседания загрязнений, на теплопередающих поверхностях теплообменника и разрушения ламинарного слоя.

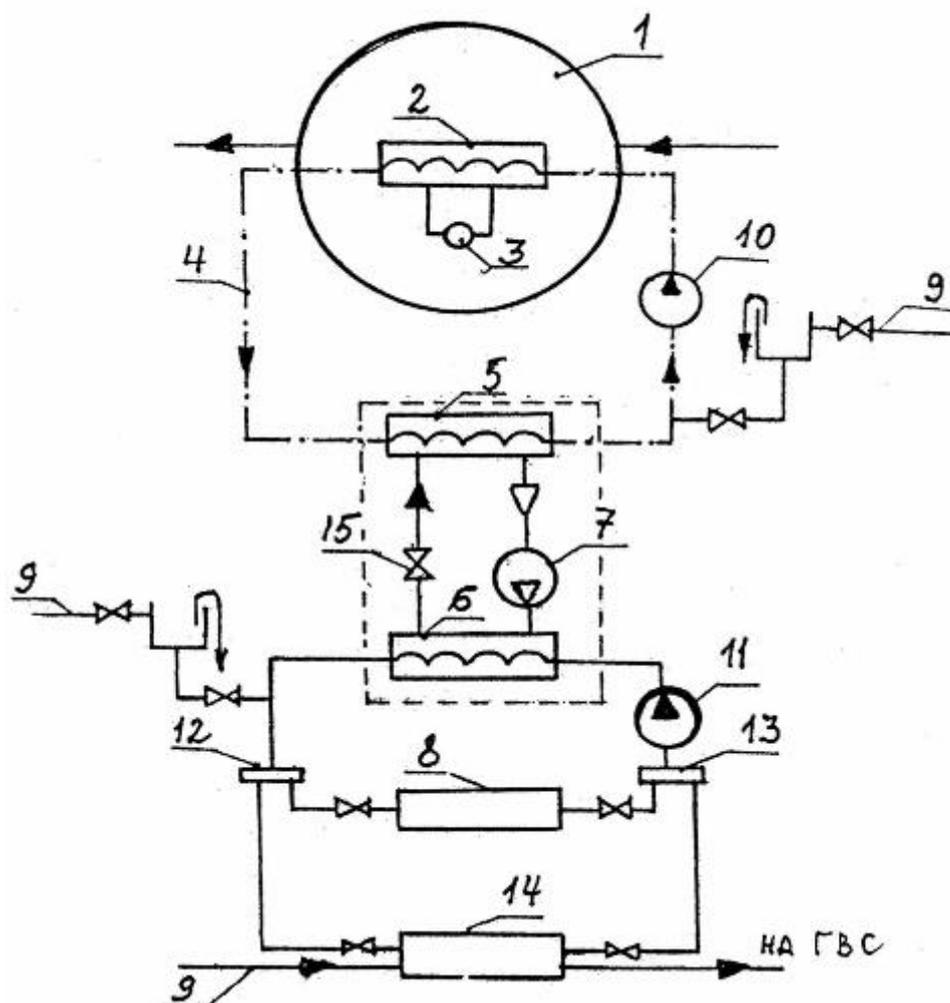


Рис.3.4. Технологическая схема использования тепла сточных вод

3.2. Реализация энергосберегающих технологий на основе тепловых насосов и оценка перспективных направлений их использования.

При непосредственном участии авторов работы в период с 1990 г. по 2003 г. в Российской Федерации были реализованы энергосберегающие технологии на 85 объектах, в которых использованы 147 тепловых насосов отечественного производства. Общая тепловая мощность действующего парка этих машин в настоящее время составляет 70000 кВт, а годовая экономия первичной энергии (условного топлива) превышает 10000 ТУТ. С учётом сроков ввода мощностей за указанный период теплонасосные установки заменили (сэкономили) 360000 ТУТ (табл. 3.7).

Таблица 3.7

Год внедрения	Количество ТН	Мощность тепловая, кВт	Годовая экономия топлива, ТУТ	Экономия топлива (нарастающим итогом), ТУТ
1	2	3	4	5
Парокомпрессионные тепловые насосы				
1990	6	1200	184,97	
1991	18	4600	709,05	1078,99
1992	18	3750	578,03	2551,05
1993	13	8900	1371,86	5394,97
1994	11	3000	462,43	8701,32
1995	3	1650	254,33	12262,00
1996	7	2700	416,18	16238,86
1997	12	8000	1233,14	21448,86
1998	8	3416	526,55	27185,41
1999	11	6685	1030,44	33952,40
2000	17	14371	2160,87	42880,25
2001	11	5735	884,00	52438,14
2002	4	4360	672,06	62668,08
2003	8	2936	452,56	73350,58
ИТОГО	147	71303	10936,48	359388,96

Замещение органического топлива сопровождается снижением выбросов в атмосферу продуктов сгорания и их вредных компонентов, в том числе диоксида углерода, являющегося основным парниковым газом.

В табл.3.8 даны результаты ориентировочного расчёта сокращения годовых выбросов в атмосферу, которые характеризуют экологический эффект от внедрения теплонасосных установок.

Объектами внедрения энергосберегающих технологий на базе тепловых насосов являются:

- Система отопления и ГВС, вентиляции и кондиционирования:
 - коттеджи;
 - многоквартирные дома;
 - объекты социальной сферы (детские сады, школы, поликлиники и больницы, дома культуры, клубы и театры, санатории и профилактории).
- Теплицы, молочные фермы, животноводческие хозяйства.

С помощью энергосберегающих технологий обеспечивается реализация экономических процессов сушки (древесины, зерна, чая), охлаждения промышленного оборудования с последующей утилизацией тепла и др.

Ниже приведены данные по ряду объектов, на которых реализованы энергосберегающие технологии с применением тепловых насосов.

Таблица 3.8

Год внедрения	Количество ТН	Мощность (кВт)	Годовое сокращение выбросов, (тонн)					
			1	2	3	4		
Виды выбросов			Nox	SO ₂	CO	Твёрдые частицы	Суммарные выбросы	Выбросы CO ₂
1990	6	1200	0,314	1,605	0,786	0,408	3,111	264,011
1991	18	4600	1,204	6,152	3,012	1,562	11,925	1012,043
1992	18	3750	0,981	5,015	2,455	1,273	9,721	825,035
1993	13	8900	2,329	11,903	5,827	3,022	23,072	1958,083
1994	11	3000	0,785	4,012	1,964	1,019	7,777	660,028
1995	3	1650	0,432	2,207	1,080	0,560	4,277	363,015
1996	7	2700	0,707	3,611	1,768	0,917	6,999	594,025
1997	12	8000	2,093	10,700	5,238	2,717	20,739	1760,075
1998	8	3416	0,894	4,569	2,237	1,160	8,855	751,552
1999	11	6685	1,749	8,941	4,377	2,270	17,330	1470,763
2000	17	14371	3,237	16,546	8,100	4,201	32,070	2721,736
2001	11	5735	1,501	7,670	3,755	1,948	14,867	1261,754
2002	4	4360	1,141	5,831	2,855	1,481	11,303	959,241
2003	8	2936	0,768	3,927	1,922	0,997	7,611	645,947
ИТОГО	147	71303	124,1	634,24	310,5	161,04	1229,32	104331,96

Теплонасосная установка на шахте «Осинниковская» ОАО УК «Кузнецкуголь»

В 2001 г. на шахте «Осинниковская» ОАО УК «Кузнецкуголь» в Кемеровской области, впервые в России, внедрена опытно-промышленная технология утилизации низкопотенциального тепла шахтных вод для горячего водоснабжения шахты. В технологическую схему включен тепловой насос производства ЗАО «Энергия», теплопроизводительность которого составляет 110 кВт. Внешний вид установленного теплового насоса представлен на рис. 1.5.

Установка экологически чистым способом дает 100 м³ в сутки горячей воды, решает проблему горячего водоснабжения шахты и исключает из работы шахтную котельную в летнее время года. [3.12, 3.13] В качестве источника низкопотенциального тепла используются шахтная вода водоотлива шахты, которая подается в теплообменник промежуточного контура. Через этот теплообменник, приспособленный для работы на загрязненной воде, и испаритель теплового насоса по замкнутому контуру циркулирует промежуточный теплоноситель (очищенная вода), которая переносит низкопотенциальное тепло шахтной воды к рабочему веществу, кипящему в испарителе теплового насоса. Тепловой насос, выполненный на базе поршневого компрессора, работает на хладоне R142b.

Рабочие параметры:

-температура теплоносителя на выходе из конденсатора, °С	45;
-температура воды на входе в конденсатор, °С	8;
-температура воды на входе в испаритель, °С	13;
Теплопроизводительность на номинальном режиме, кВт	110;
Установленная мощность электродвигателя, кВт	55;
Напряжение силовых цепей, В	380;
Напряжение цепей управления, В	220;
Частота тока, Гц	50;
Коэффициент преобразования теплового насоса	3,52

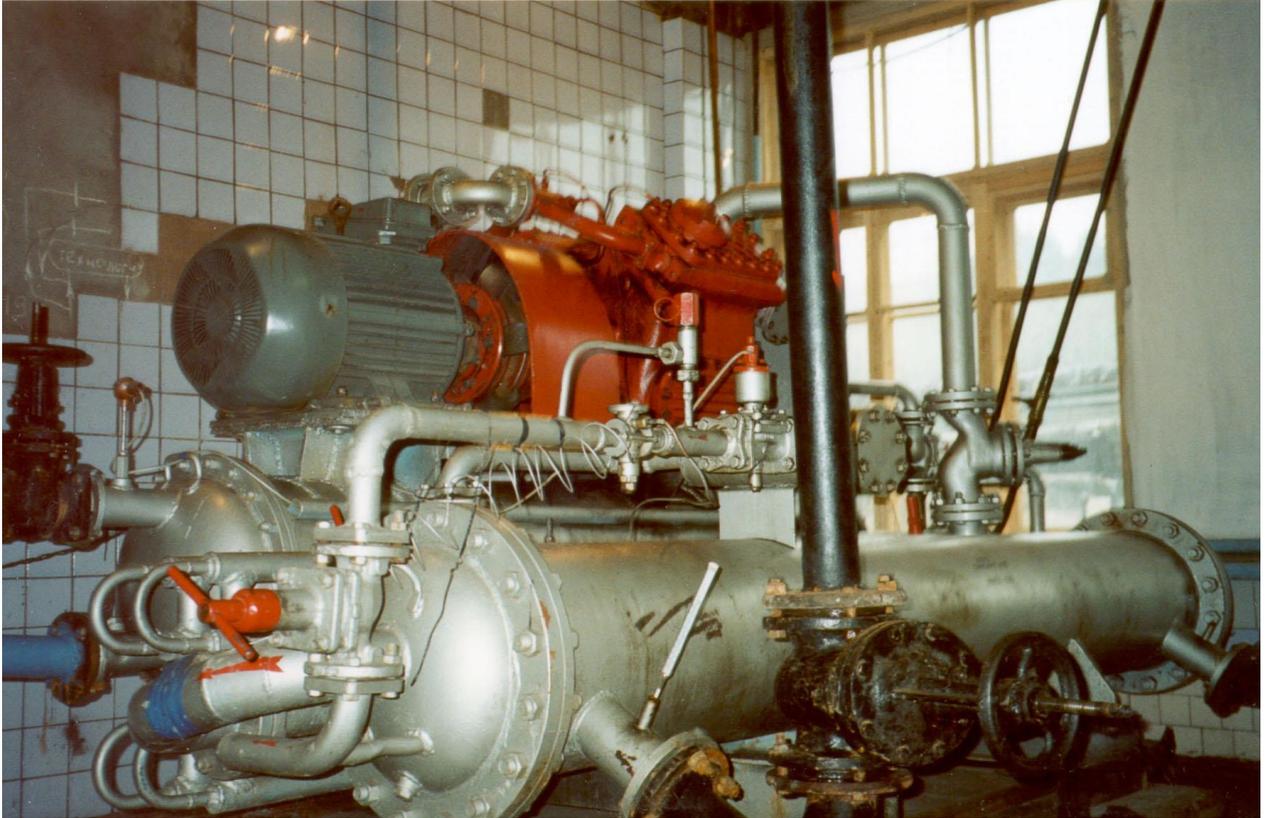


Рис. 1.5 Тепловой насос НТ-110, установленный на шахте «Осинниковская» ОАО УК «Кузнецкуголь».

Экономические показатели внедрения данной технологии с применением ТН приведены в таблице 3.9.

Авторским коллективом разработан и подготовлен к внедрению ряд энергосберегающих проектов:

Технологический комплекс утилизации вторичных энергетических ресурсов с применением тепловых насосов шахты «Зенковская» АО «Угольная компания Прокопьевскуголь» с большим экономическим и экологическим эффектом (табл.3.10). Использование ТН предотвращает сжигание не менее 3095 т угля в год на котельной. Сокращается количество выбросов в окружающую среду (золы, сажи – 87 т/год, окислов углерода – 52 т/год, окислов серы – 17 т/год, окислов азота – 16 т/год) [3.14].

Автоматизированная система управления тепловым режимом процесса биологической очистки хозяйственных стоков в установках ТАБС-15 с применением тепловых насосов для ДАО шахта «Степановская» АО «Ростовуголь» с высокими экономическими показателями (табл. 3.11).

Таблица 3.9

№ п/п	Показатели	Единица измерения	До внедрения ТНУ	После внедрения ТНУ
1	2	3	4	5
1.	Годовой расход эл. энергии на выработку тепла	Тыс. кВт*ч	1 441	1 156
2.	Годовые эксплуатационные затраты на эл. энергию	Тыс. руб.	800	574
3.	Себестоимость выработки 1 Гкал	Руб.	387	184
4.	Экономический ущерб, за выбросы в атмосферу вредных веществ	Тыс. руб.	640	----
5.	Экономия денежных средств	Тыс. руб.	----	1 119
6.	Срок окупаемости	лет		1,5

Таблица 3.10

№ п/п	Показатели	Единица измерения	До внедрения ТНУ	После внедрения ТНУ
1	2	3	4	5
1	Среднегодовой коэффициент преобразования	б/р	--	2,59
2	Годовой расход первичного топлива на выработку тепла	ТУТ	2750	1705
3	Годовая экономия первичного топлива в системе теплоснабжения	ТУТ		1045
4	Годовые эксплуатационные издержки: - на топливо - на электроэнергию	Млн. руб.	128,5	58,4
5	Годовая экономия эксплуатационных издержек	Млн. руб.		59,1
6	Срок окупаемости	лет		2

Таблица 3.11

№ п/п	Показатели	Единица измерения	До внедрения ТНУ	После внедрения ТНУ
1	2	3	4	5
1	Среднегодовой коэффициент преобразования	б/р	--	6,0
2	Годовой расход эл. энергии на выработку теплоты	Тыс. кВт*ч/год		34,7
3	Годовой расход первичного топлива на выработку эл. энергии	ТУТ	11,8	
4	Годовая экономия топлива на котельной: - условного - натурального	ТУТ/год ТУТ/год		41,2 57,3
5	Годовая экономия первичного топлива в энергосистеме	ТУТ/год		29,4
6	Срок окупаемости	лет		2

Технологический комплекс утилизации тепла шахтных вод шахты «5 – 6» АО «Угольная компания Прокопьевскуголь» с экономическими показателями по табл.3.12 [3.17,3.18].

Таблица 3.12

№ п/п	Показатели	Единица измерения	До внедрения ТНУ	После внедрения ТНУ
1	2	3	4	5
1	Годовой расход электроэнергии на выработку тепла	кВт·ч		764·10 ⁴
2	Годовые эксплуатационные издержки на получение тепла в котельной (с учетом амортизационных отчислений) - штрафы за вредные выбросы всего	тыс. руб. тыс. руб. тыс. руб.	3490 61 3551	
3	Годовые эксплуатационные издержки на получение тепла с помощью тепловых насосов - на электроэнергию - амортизационные отчисления всего	тыс. руб. тыс. руб. тыс. руб.		1107 503 1610
4	Годовая экономия эксплуатационных издержек	тыс. руб.		1941
5	Годовой предотвращенный экологический ущерб	тыс. руб.		5670
6	Годовая экономия с учетом предотвращенного экологического ущерба	тыс. руб.		7611
7	Стоимость вырабатываемой 1 Гкал тепла	руб.	138	60,4
8	Срок окупаемости	лет		1

Теплонасосная установка для отопления жилого дома пос. Большое Орловское, Борского района, Нижегородской области

В связи с неэффективной работой теплоснабжения жилого дома площадью 350 м² от центрального отопления (температура теплоносителя на входе в систему отопления в дома не превышала 35°С с периодическим отключением из-за аварийности угольной котельной посёлка) в подвальном помещении дома была установлена теплонасосная установка разработанная и поставленная ЗАО НПФ «Тритон Лтд», г.Н.Новгород.(Рис 3.6)

Состав установки:

- парокompрессионный тепловой насос, тепловой мощностью 16 кВт;
- электрический котел, мощностью 3,8 кВт, подключённый последовательно с тепловым насосом.
- система автоматики;
- система подачи теплоносителя от источника низкопотенциального тепла;
- система теплоснабжения;
- система горячего водоснабжения.

Источник низкопотенциального тепла – грунтовые воды с температурой 8°С.

Электрический котел, мощность которого составляет 20% от тепловой нагрузки объекта, обеспечивает заданный режим отопления при температуре окружающего воздуха ниже минус 25°C, а также поддержание минимального уровня температуры теплоносителя при отключении теплового насоса по каким-либо причинам.

Показатели продолжительности температурных режимов, г.Нижний Новгород приведены в табл.3.13.

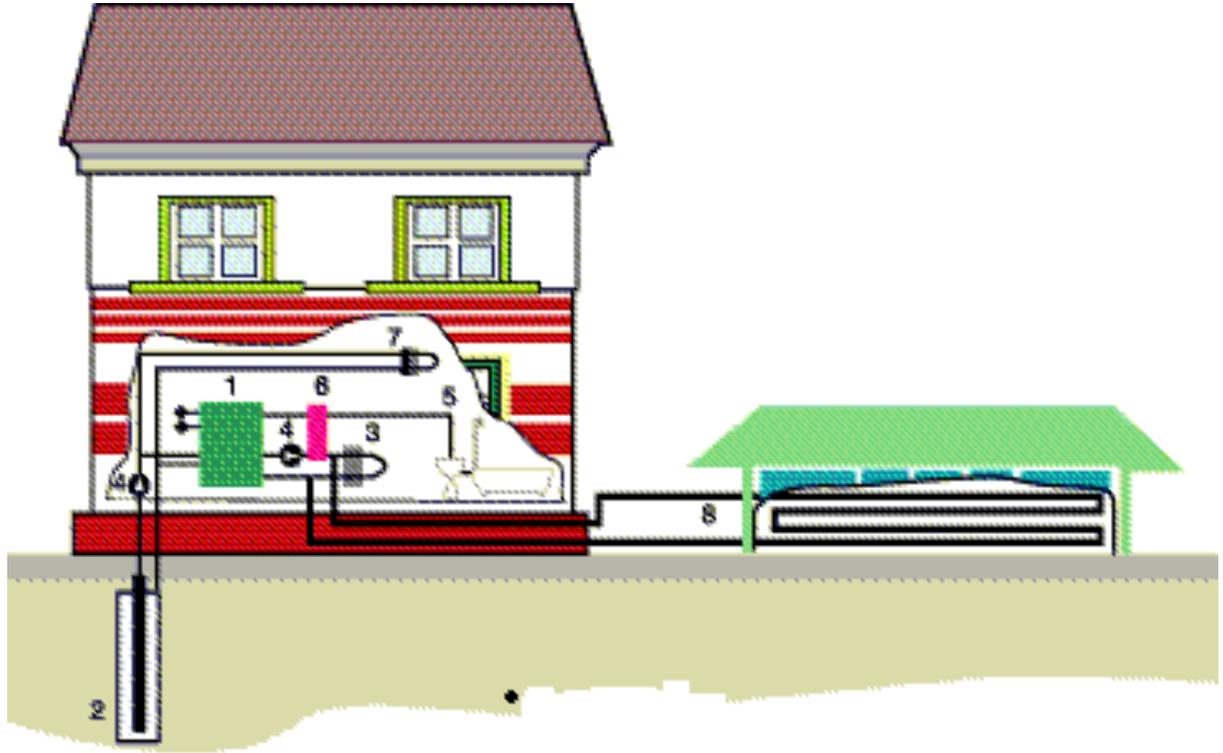


Рис.3.6 Схема теплонасосной установки для отопления жилого дома.

1 – тепловой насос; 2 – скважина; 3 – батарея отопления; 4 – циркуляционный насос системы теплоснабжения и погружной насос системы низкопотенциального тепла; 5 – горячее водоснабжение; 6 – теплообменник для горячего водоснабжения; 7 – система кондиционирования; 8 – система отопления подсобных помещений.

Таблица 3.13

Показатели	Ед. изм.										Итого
Температура наружного воздуха	°С	-(40-30)	-(30-25)	-(25-20)	-(20-15)	-(15-10)	-(10-5)	-(5-0)	+(0-5)	+(5-8)	
Расчётная температура наружного воздуха	°С	-32	-27,5	-22,5	-17,5	-12,5	-7,5	-2,5	2,5	6,5	
Температура в помещении	°С	20									
Продолжительность температурного периода	час	24	74	183	407	668	970	1189	1139	578	5232

Технические характеристики теплонасосной установки:

- Теплопроизводительность - 16 кВт,
- Температура сетевой воды:
 - Прямая - +58°C;
 - Обратная - +52°C;
- Температура теплоносителя системы НИТ:
 - Прямая - +8°C;
 - Обратная - +3°C
- Максимальная потребляемая мощность – 5,19 кВт
- Температура конденсации фреона - 63°C.
- Температура кипения фреона - 0°C
- Установленная мощность двигателя компрессора – 9 кВт
- Объемный расход воды через испаритель – 1,98 м³/час
- Объемный расход сетевой воды – 0,9 м³/час
- Электроснабжение: напряжение силовых цепей - 380 В, напряжение цепей управления - 220 В, частота тока - 50 Гц.
- Система автоматизации обеспечивает: автоматическую защиту оборудования в аварийных режимах, регулирование температуры воды на входе в конденсатор ТН.

Отбор тепла на горячее водоснабжение производится с использованием пластинчатого теплообменника, установленного в помещении на входном трубопроводе сетевой воды.

Впервые в России в 1999 году был спроектирован и изготовлен высокоэффективный тепловой насос НТПГ-16 для теплоснабжения жилого дома, в котором в качестве рабочего вещества использована зеотропная смесь хладонов R142b и R22 в процентном соотношении 80 и 20 соответственно. Тепловой насос НТПГ-16 поставляется в виде единого агрегата полной заводской готовности (Рис 3.7). Использован герметичный поршневой компрессор ХГВ-28 Минского завода «Ломо», Белоруссия. Агрегат оснащен испарителем оригинальной конструкции с кольцевым кипением рабочего вещества, а также конденсатором и переохладителем малогабаритного пластинчатого исполнения.

В процессе эксплуатации теплового насоса в течение ноября 1999 г. по декабрь 2003 г. установлены следующие результаты теплоснабжения дома.

Стоимость 1 Гкал тепла, вырабатываемого на угольной котельной	434руб./Гкал
Стоимость электроэнергии отпускаемой для жителей сельской местности : 1 кВт*ч	0,35 руб.
Продолжительность отопительного периода	5232 ч
Коэффициент преобразования (μ) теплового насоса	3,42
Стоимость 1 Гкал тепла, вырабатываемого на ТН	119 руб/Гкал

Тепловой насос для теплоснабжения зданий ООО «Символ», г. Нижний Новгород.

В 1997 г. был разработан, изготовлен и установлен тепловой насос взамен эксплуатируемых шести электрических котлов общей тепловой мощностью 48 кВт. Тепловая нагрузка всех помещений здания составляет 46,5 кВт*ч.

На территории организации к административному зданию был сделан пристрой, в котором установлена теплонасосная установка в составе:

- парокompрессионный тепловой насос НТПБ -45, тепловой мощностью 45 кВт;
- электрический котел, мощностью 16 кВт, подключённый последовательно с тепловым насосом (оставлен Заказчиком из ранее действующих);
- система автоматизации;

- система подачи теплоносителя от источника низкопотенциального тепла;
- система теплоснабжения;
- система горячего водоснабжения.

Источник низкопотенциального тепла – грунтовые воды. Температура грунтовых вод - 8°C. Для получения низкопотенциального тепла пробурены две скважины, одна для добычи воды, другая для приёма охлажденной, до температуры +3°C, воды после испарителя теплового насоса. Расстояние между скважинами выбрано таким образом, что температура воды, добываемая из первой скважины в течении всего отопительного периода не опускалась ниже 8°C.

Назначение электрического котла:

- обеспечить заданный режим отопления при температуре окружающего воздуха ниже минус 25°C;
- обеспечить поддержание минимального уровня температуры теплоносителя при отключении теплового насоса по каким-либо причинам.

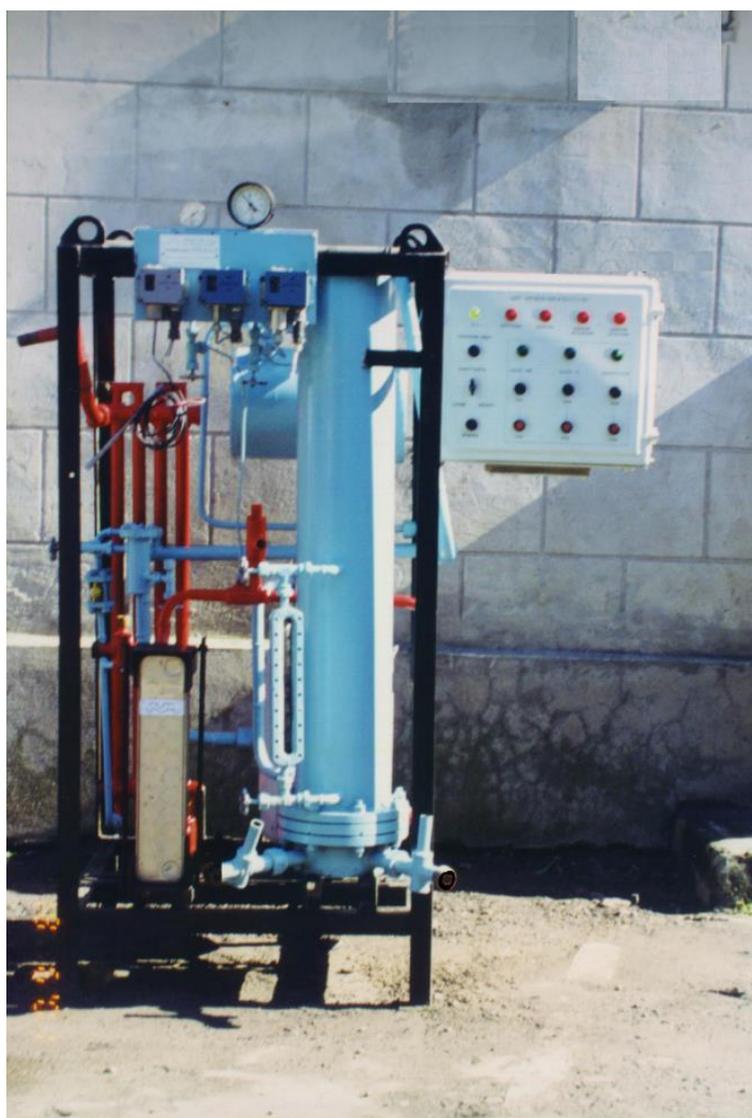


Рис 3.7 Теловой насос НТПГ-16 в сборе.

Технические характеристики теплонасосной установки :

- Теплопроизводительность - 45 кВт,
- Температура сетевой воды:
 - Прямая - +58°C;

- Обратная - +48°C;
 - Температура теплоносителя системы ИНТ:
 - Прямая - +8°C;
 - Обратная - +3°C
 - Максимальная потребляемая мощность – 14,2 кВт
 - Температура конденсации хладагона - 63°C.
 - Температура кипения хладагона - 0°C
 - Установленная мощность двигателя компрессора – 20 кВт
 - Объемный расход воды через испаритель – 5,3 м³/час
 - Объемный расход сетевой воды – 2,6 м³/час
 - Электроснабжение: напряжение силовых цепей - 380 В, напряжение цепей управления - 220 В, частота тока - 50 Гц.
 - Система автоматизации обеспечивает: автоматическую защиту оборудования в аварийных режимах, поддерживает температуру воды на входе в конденсатор ТН путем плавного регулирования производительности с использованием инвертора.
- Габаритные размеры: длина 900 мм, ширина 940 мм, высота 1160 мм, сухая масса 380 кг.
- Тепловой насос НТПБ-45 поставляется в виде единого агрегата полной заводской готовности (Рис 3.8).

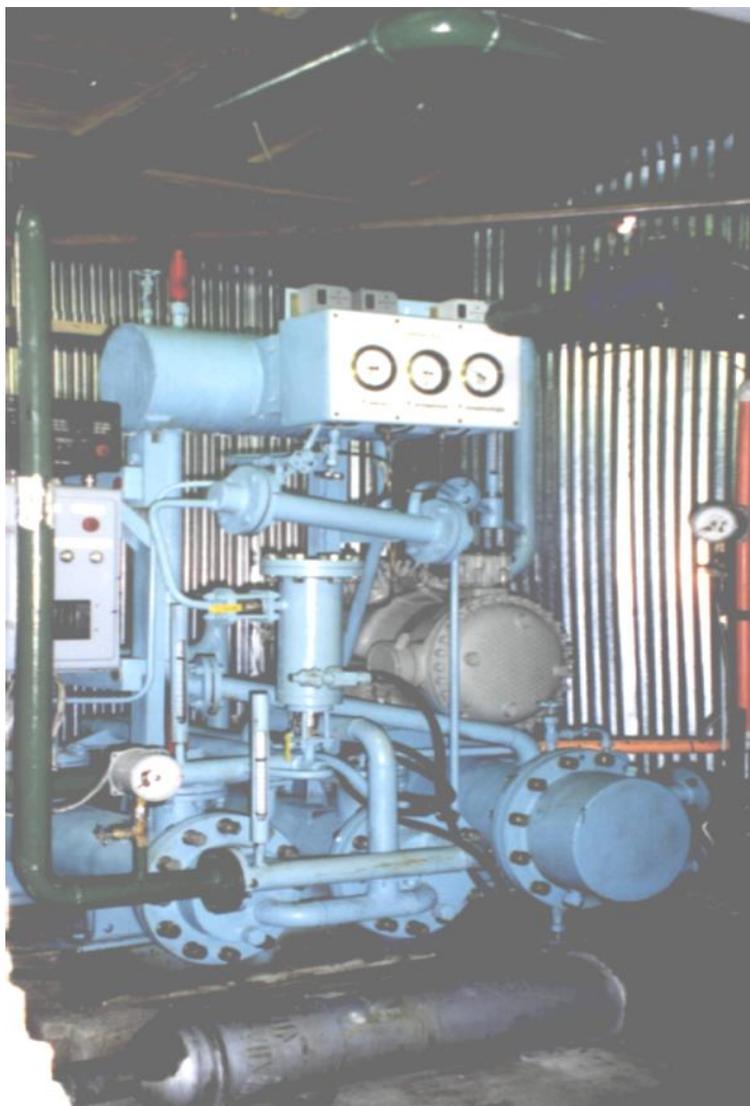


Рис 3.8. Общий вид теплонасосной установки НТПБ-45

Использованы полугерметичный поршневой компрессор 4ПБ-35 Мелитопольского завода «Рефма», Украина и инвентор фирмы “Hitachi”, Япония.

Габаритные размеры агрегата: длина - 1300 мм, ширина - 1140 мм, высота - 1460 мм, масса сухая - 670 кг.

В процессе эксплуатации теплового насоса с декабря 1997 г. по декабрь 2003 г. установлены следующие результаты теплоснабжения дома:

Стоимость 1 Гкал тепла, вырабатываемого на угольной котельной	1122 руб./Гкал
Стоимость электроэнергии: 1 кВт*ч	0,85 руб.
Продолжительность отопительного периода	5232 ч
Коэффициент преобразования (μ) теплового насоса	3,6
Стоимость 1 Гкал тепла, вырабатываемого на ТН	265 руб/Гкал

Теплонасосная установка утилизации тепла канализационных стоков

Очистные сооружения Медикоинструментального завода, расположенного в г.Ворсма Нижегородской области отапливались от котельной на жидком топливе - мазуте. Оборудование эксплуатировалось более 12 лет. Годовые затраты на эксплуатацию составляли 1,76 млн.рублей.

В 2001 году на очистных сооружениях установлена теплонасосная станция в составе:

- парокompрессионный тепловой насос НТПБ -20 тепловой мощностью 20 кВт;
- электрический котел мощностью 4 кВт, подключённый последовательно с тепловым насосом.
- система автоматики;
- система подачи теплоносителя от источника низкопотенциального тепла;
- система теплоснабжения;
- система горячего водоснабжения.

Источник низкопотенциального тепла – очищенные канализационные стоки. Температура сточных вод - 14°C. Вода от источника низкопотенциального тепла подаётся непосредственно в испаритель теплового насоса. Для очистки отложений солей спроектирована и изготовлена промывочная установка. Практика эксплуатации показала, что правильно выбранный скоростной режим потока внутри теплообменника-испарителя обеспечивает достаточно хорошее самоочищение. Очистка отложений выполняется один раз в год в летнее время. Время очистки всех теплообменников составляет 45- 60 минут.

Технические характеристики теплонасосной установки:

- Теплопроизводительность - 20 кВт,
- Температура сетевой воды:
 - Прямая - +60°C;
 - Обратная - +50°C;
- Температура теплоносителя системы ИНТ:
 - Прямая - +14°C;
 - Обратная - +9°C
- Максимальная потребляемая мощность – 5,8 кВт
- Температура конденсации хладона – 65°C
- Температура кипения хладона – 5°C
- Установленная мощность двигателя компрессора – 8 кВт
- Объемный расход воды через испаритель – 2,5 м³/час
- Объемный расход сетевой воды – 1,2 м³/час

- Электроснабжение: напряжение силовых цепей - 380 В, напряжение цепей управления - 220 В, частота тока - 50 Гц.
- Система автоматизации обеспечивает: автоматическую защиту оборудования в аварийных режимах, регулирует температуру воды на входе в конденсатор ТН.

Тепловой насос НТПГ-20 поставляется в виде единого агрегата полной заводской готовности (Рис 3.9). В нем использован герметичный компрессор МТ-125 фирмы «Maniepur», Франция.



Рис 3.9 Тепловой насос НТПГ-29

Габариты агрегата: длина 900 мм, ширина 840 мм, высота 1030 мм, масса сухая 370кг.

Рабочее вещество – зеотропная смесь хладонов R142b (70%), R22(30%), масса заправки 4.2 кг.

На очистных сооружениях г.Ворсма Нижегородской области в процессе эксплуатации теплового насоса с сентября 2001 г. по декабрь 2003 г. установлены следующие результаты теплоснабжения объекта:

Стоимость 1 Гкал тепла, вырабатываемого на мазутной котельной	1670 руб./Гкал
Стоимость электроэнергии, за 1 кВт*ч	1,02 руб.
Продолжительность отопительного периода	5232 ч
Коэффициент преобразования (μ) теплового насоса	3,6
Стоимость 1 Гкал тепла, вырабатываемого на ТН	265 руб/Гкал

Тепловой насос на УМП «Водоканал» г. Малоярославец (Калужская область)

Тепловой насос мощностью 10 кВт (рис. 3.10), разработанный НПФ «ЭКИП» (авторы Сухих А.А., Савицкий А.И.), установлен в системе теплоснабжения хлораторной УМП «Водоканал» с целью определения его энергетической эффективности, а также проверки работоспособности разработанных авторами интенсифицированных теплообменных аппаратов – конденсатора и испарителя с оребрѐнной поверхностью трубок, выполненной по технологии деформирующего резания.

При изготовлении аппаратов реализована технология, основанная на одновременном подрезании и деформировании поверхностных слоев материала заготовки с формированием рельефа в виде ребер, шипов, ячеек или выступов треугольного профиля, что позволяет увеличить площадь поверхности теплообменников до 8 раз, сокращает вес теплообменников в $1,3 \div 3$ раза, увеличивает в $3 \div 4$ раза коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента по сравнению с гладкотрубными аппаратами.

Энергетическая эффективность ТН оценивалась по среднему коэффициенту преобразования за время работы.

Полезное тепло, отданное в систему отопления за 5 суток при температурах наружного воздуха минус 15°C и в хлораторной $+10^{\circ}\text{C}$, составило 1194,48 кВт*ч, затраченная электрическая энергия 314 кВт*ч; коэффициент преобразования 3,80.

Интенсифицированные теплообменные аппараты (конденсатор и испаритель) - обеспечивали герметичность фреонового и водяного контуров и передачу полезной тепловой мощности ТН (10 кВт) при заданных температурных напорах. Успешные результаты испытаний данного ТН позволили НПФ «ЭКИП» создать аналогичный ТН большой мощности (130 кВт) использованный в системе теплоснабжения насосной станции.

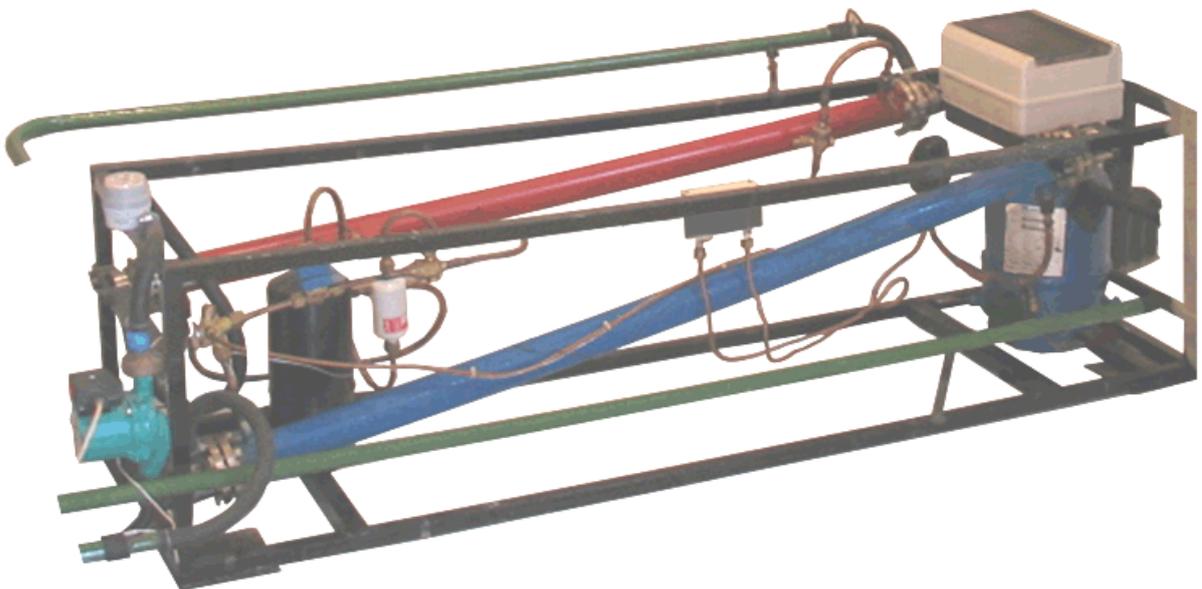


Рис. 3.10. Тепловой насос, установленный в УМП «Водоканал», г. Малоярославец

Теплонасосная установка подогрева питательной воды на Новосибирской ТЭЦ-4

На Новосибирской ТЭЦ-4 с января 1999г. эксплуатируется тепловой насос абсорбционного типа - АБТН-2000П (рис 3.2).

Он включен в технологическую схему ТЭЦ (рис. 2.9) подогрева питательной воды котлов перед деаэраторами. Утилизируется теплота охлаждающей воды после конденсаторов турбин. Греющий источник - пар из расширителей с давлением 0,3...0,4 МПа.

Тепловой насос оснащен электронной системой контроля, регулирования аварийной защиты.

В течение 2-х лет эксплуатации проводились наладочные и доводочные работы, в процессе остановок устранялись неполадки электронной системы управления, системы газоотделения, регулирующей арматуры внешних коммуникаций. Внутренние осмотры теплового насоса подтверждают высокую степень его защиты от коррозионного воздействия растворов абсорбента - бромистого лития на теплообменные трубки и корпус. В процессе эксплуатации были подтверждена надежность в работе, удобство обслуживания, не требующего постоянного контроля обслуживающего персонала. Вредные и экологически опасные выбросы, шум и вибрация при работе теплового насоса отсутствуют.

Тепловой насос показал высокую эффективность, обеспечил рабочие параметры охлаждения, теплоснабжения и энергопотребления, близкие к расчетным.

Основные технико-экономические показатели работы теплового насоса период 1999-2001 г.:

- Количество часов работы -15000.
- Количество утилизированного тепла конденсаторов турбин - 5200 Гкал
- Экономия топлива на ТЭЦ за счет применения АБТН – 760 ТУТ.

Теплонасосная установка на ЦТП-15 больничного комплекса г. Нерюнгри (Республика Саха)

В пристройке к ЦТП-15 больничного комплекса г. Нерюнгри смонтированы и сданы в эксплуатацию два тепловых насоса НТ-410 (рис. 3.11), каждый теплопроизводительностью 0,5-0,7 Гкал/ч. Теплопроизводительность ТНУ составляет 1,340 Гкал/ч. На рис. 2.7 приведена принципиальная схема подключения теплонасосных установок в тепловую схему отопления на ЦТП. Согласно приведенной схеме поток прямой сетевой воды (ПСВ) от Нерюнгринской ГРЭС (НГРЭС) поступает на традиционные теплообменники ТО-1 подогрева обратной квартальной воды контура отопления, в которых происходит нагрев части потока обратной квартальной воды (потока $G_{2к}$) и далее поступает на испарители теплонасосных установок. В испарителях ТНУ происходит захолаживание потока обратной сетевой воды ($G_2=G_1$) после чего она сбрасывается в основной коллектор обратной сетевой воды и далее возвращается на НГРЭС.

Другой поток обратной квартальной воды контура отопления (поток $G_{тн}$) поступает в конденсаторы ТНУ-2, где происходит частичный его нагрев (не более чем на 10^0C) и далее поток $G_{тн}$ подается на смеситель СМ-3 и смешивается с потоком $G_{2к}$, предварительно нагретым в ТО-1. После СМ-3, нагретая квартальная вода контура отопления по внутренним распределительным тепловым сетям поступает на отопление объектов больничного комплекса г. Нерюнгри, после которых возвращается на нагрев в ТНУ-2 и ТО-1 по вышеописанной схеме.

За счет захолаживания потока ОСВ сокращается расход прямой сетевой воды от НГРЭС пропорционально количеству отобранного тепла от ОСВ в испарителях ТНУ-2. Именно на величину отведенного низкопотенциального тепла (НПТ) от ОСВ снижаются сбросы НПТ в холодном источнике на НГРЭС [3.19], что, в конечном итоге, приводит к

снижению расхода топлива непосредственно на НГРЭС и одновременно к сокращению потребления тепла от НГРЭС на ЦТП-15 больничного комплекса г.Нерюнгри. Это обеспечивает снижение платы из бюджета города на теплоснабжение больничного комплекса.

При длительности отопительного сезона в 2004 году 6500 часов (270 суток) и работе двух тепловых насосов ожидаемая годовая выработка тепла с помощью ТНУ составит 7800 Гкал, расход электроэнергии на привод ТНУ - 1560 Мвт.ч.

При принятых тарифах на тепловую и электрическую энергии для объектов социального назначения: выручка от реализации отпуска тепла 3.40 млн. руб.(при тарифе 436,7 руб/Гкал); затраты на электроэнергию - 1,85 млн. руб. (при тарифе 1.183 руб./кВт.ч); ожидаемый годовой экономический эффект от использования ТНУ на больничном комплексе составит 1,55 млн.руб.

Экономический эффект за IV квартал 2003 г. от использования ТНУ на больничном комплексе составил 302732 руб.

Полученная от экономии сумма направляется на улучшение материально – технической базы Нерюнгринской городской больницы.

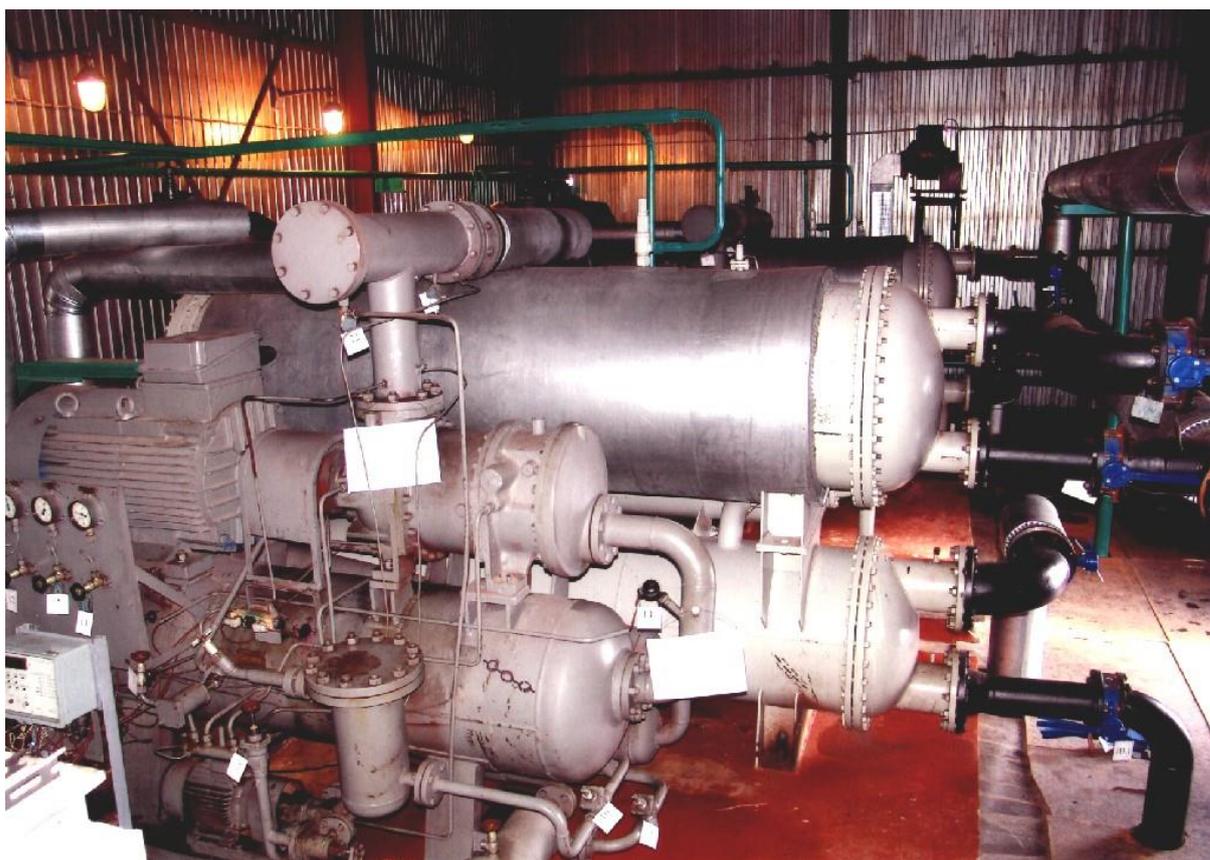


Рис 3.11. Установка 2-х тепловых насосов в г.Нерюнгри

Теплонасосная установка для отопления и горячего водоснабжения индивидуального дома, работающая на диоксиде углерода

Впервые разработан и изготовлен тепловой насос ТНСО₂-20 тепловой мощностью 20 кВт, работающий на диоксиде углерода (СО₂, R744) для установки отопления и горячего водоснабжения (ГВС) индивидуального дома (авторы Калнинь И.М., Савицкий А.И., Масс А.М.).

Диоксид углерода это экологически безопасное рабочее вещество, которое в современных холодильных машинах и тепловых насосах нашло применение лишь в последние

года (о выборе рабочего вещества см.раздел 1.3, а также [1.83,1.87]). Тепловой насос обеспечивает отопление дома на двух температурных уровнях:

- Высокотемпературном (традиционное отопление), температура сетевой воды 85°C;
- Низкотемпературном (напольное отопление), температура сетевой воды 45°C.

В качестве источника низкопотенциального тепла используется грунтовая вода с температурой 8°C.

Выработка тепла на двух температурных уровнях обеспечивает высокий коэффициент преобразования теплового насоса при высоких температурах сетевой воды (85°C) и воды ГВС (60°C).

Теплотехнические параметры ТНСО2-20

- Общая тепловая мощность, кВт.....20;
- Сетевая вода высокотемпературного контура:
 - Расход, кг/с0,051;
 - Температура прямого потока °С.....85;
 - Температура обратного потока °С.....45;
- Сетевая вода низкотемпературного контура:
 - Расход, кг/с0,154;
 - Температура прямого потока °С45;
 - Температура обратного потока °С30;
- Вода ГВС:
 - Расход, кг/с0,015;
 - Температура на входе °С10;
 - Температура на выходе °С60;
- Вода ИНТ:
 - Расход, кг/с0,912;
 - Температура на входе °С.....8;
 - Температура на выходе °С4;
- Потребляемая компрессором электрическая мощность, кВт6,1;
- Коэффициент преобразования теплового насоса, μ_3 3,28

Схема ТНСО2-20 в составе теплотехнического испытательного стенда представлена на рис. 3.12.

Основные элементы теплового насоса:

- КП - поршневой компрессор итальянской фирмы «Dorin», специализированный для работы на диоксиде углерода, давление нагнетания до 40 МПа;
- ТО1 - газоохладитель высокотемпературного контура;
- ТО2 – газоохладитель низкотемпературного контура;
- ТО3 – регенеративный теплообменник;
- ТО4, ТО5 – испарители;
- РР – отделитель жидкости;
- ВРЗ – автоматический регулятор давления «до себя»;
- ТО6, ТО7, ТО8 – пластинчатые разборные теплообменники «вода-вода» для нагрева воды ГВС.

Теплообменники ТО1...ТО5 кожухотрубного типа, поток диоксида углерода проходит внутри труб. Все оборудование теплового насоса смонтировано в одном блоке.

Тепловой насос ТНСО2-20 проходит испытание на теплотехническом стенде с целью проверки всех принятых технологий для данного нового типа тепловых насосов.

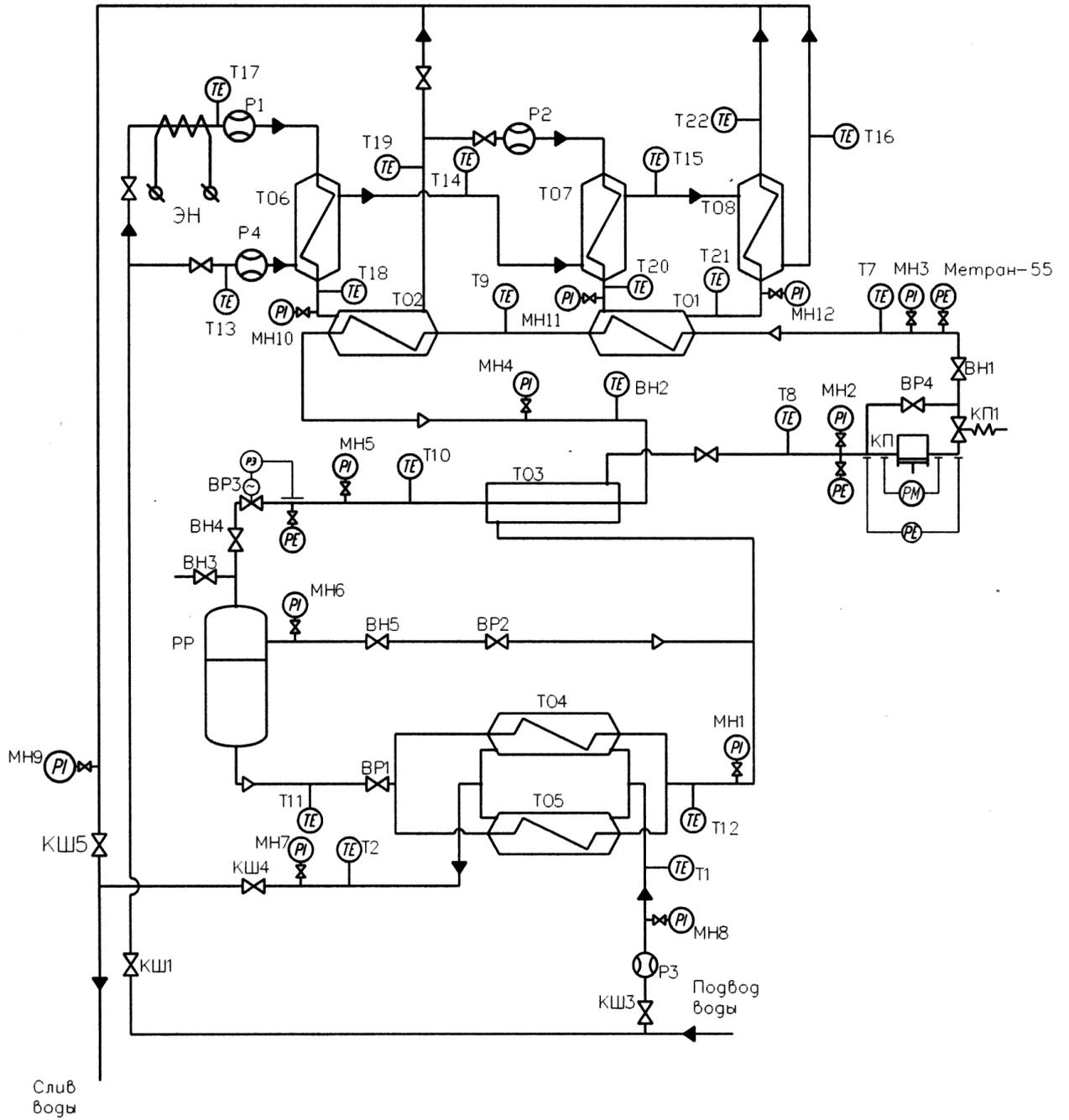


Рис. 3.12. Схема THCO2-20 в составе теплотехнического испытательного стенда.

Заключение.

В результате многолетних исследовательских и опытно-конструкторских работ авторами разработаны эффективные энергосберегающие технологии на базе созданных тепловых насосов различных типов, работающих на экологически безопасных рабочих веществах, и осуществлена их практическая реализация.

Основные результаты работы включают:

1. Разработаны и использованы: рациональные термодинамические циклы и методики оценки их эффективности; математические модели и пакеты компьютерных программ для расчета тепловых свойств рабочих веществ, параметров термодинамических циклов и характеристик тепловых насосов; методика оценки эффективности тепловых насосов, позволяющие сравнивать показатели тепловых насосов различных типов и традиционных генераторов тепла.

2. Созданы конструкции тепловых насосов нового поколения парокompрессионного и абсорбционных типов а также принципиального типа, осуществляющего газодинамический цикл на диоксиде углерода.

Организовано производство тепловых насосов парокompрессионного и абсорбционного типов нового поколения.

3. Разработаны технологические схемы на базе тепловых насосов, обеспечивающие существенное снижение потребление топлива и загрязнение окружающей среды, применительно к различным условиям по температурам охлаждаемой и нагреваемой сред, располагаемым источником энергии, действующим тарифам на электроэнергию и топливо и другим параметрам.

4. В период с 1990 по 2003 годы в Российской Федерации были реализованы энергосберегающие технологии на 85 объектах, в которых использованы 147 тепловых насосов отечественного производства.

В том числе теплонасосные установки:

- Для теплоснабжения Новосибирского металлургического завода, с утилизацией тепла охлаждения печей, на базе абсорбционного теплового насоса.
- Для горячего водоснабжения шахты «Осинниковская» ОАО УК «Кузнецкуголь» с утилизацией тепла шахтных вод на базе парокompрессионных тепловых насосов.
- Для теплоснабжения медико-инструментального завода города Ворсма Нижегородской области, с утилизацией тепла канализационных стоков города, на базе парокompрессионных тепловых насосов.
- Установка теплоснабжения и горячего водоснабжения больничного комплекса города Нерюнгри (Республика Саха) с использованием тепла обратной сетевой воды централизованной системы отопления от Нюрингринской ГРЭС, на базе парокompрессионных тепловых насосов.

Общая тепловая мощность действующего парка этих машин составляет 70000 кВт, а годовая экономия топлива превышает 10000 ТУТ. С учетом срока ввода мощностей за период с 1990 по 2003 годы теплонасосные установки заместили 360000 ТУТ.

Результаты работы авторов широко представлены в опубликованных монографиях и научных статьях. Авторами получено 15 патентов.

Список опубликованных трудов:

По разделу 1.

- 1.1. Калнинь И.М., Марьямов А.Н., Серова С.Л., Лебедев А.А. Пакет прикладных программ теплофизических свойств хладагентов и хладоносителей. Холодильная техника, 1980, №8, 3с.
- 1.2. Калнинь И.М. Быков А.В., Сапронов В.И. Эффективность и области применения холодильных агентов. Холодильные компрессоры. Справочник. М.: Пищевая промышленность, 1981, 2,0 п.л.
- 1.3. Калнинь И.М., Быков А.В., Сапронов В.И. Альтернативные озонобезопасные хладагенты. Холодильная техника, 1989, №3, 6с.
- 1.4. Калнинь И.М., Быков А.В., Сапронов В.И. Программа перехода на озонобезопасные хладагенты. Холодильная техника, 1991, №10, 12с.
- 1.5. Калнинь И.М., Савицкий И.К., Катерухин В.В., Смыслов В.И. Стратегия перехода на озонобезопасные хладагенты в России. Тезисы докладов Международной научно-технической конференции «Холод и пищевые производства», Санкт-Петербург, 1996, 8с.
- 1.6. Калнинь И.М., Катерухин В.В., Савицкий И.К., Смыслов В.И., Шаталов В.В. Переход на озонобезопасные хладагенты в условиях России. Холодильная техника, 1997, №1, 4с.
- 1.7. Калнинь И.М., Быков А.В., Цирлин Б.Л. Выбор термодинамических циклов и рабочих веществ для тепловых насосов. Тезисы докладов II Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1978, 2с.
- 1.8. Калнинь И.М., Быков А.В. Об эффективности термодинамических циклов на неазеотропных смесях хладагентов. Холодильная техника, 1980, №12, 10с.
- 1.9. Калнинь И.М., Быков А.В., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы (повышение эффективности). Монография М.: Агропромиздат, 1988, 287с.
- 1.10. Калнинь И.М., Галежа В.Б., Нечипоренко С.В., Цирлин Б.Л. Исследования по выбору экономичных циклов и режимов эксплуатации тепловых насосов на базе винтовых компрессоров. Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Холод - народному хозяйству", Ленинград, 1991, 1с.
- 1.11. Калнинь И.М. Анализ энергетических потерь холодильных компрессоров большой и средней производительности // Холодильная техника, 1982, №4.
- 1.12. Калнинь И.М., Плотников В.Т., Пекарев В.И., Филаткин В.Н. Исследование процессов и анализ эффективности циклов пароводяных тепловых насосов с контактными аппаратами и винтовым компрессором. Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Холод народному хозяйству", Ленинград, 1991, 1 с.
- 1.13. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Эффективность применения альтернативных хладагентов. Холодильная техника, 1991, №4, 4с.
- 1.14. Kalnin I.M. Investigation of peculiarities of thermodynamic cycles of refrigerating machines using zeotrop refrigerant mixtures. Twentieth International Congress of Refrigeration. Sydney, Australia, 1999, September 19 to 24. Proceeding, Theme 3, Thermodynamic and Heat Transfer. 3p.
- 1.15. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Экспериментальное исследование системы охлаждения бытового холодильника. Холодильная техника, 2002, №2, 3с.
- 1.16. Попов А.В., Богданов А.И., А.Г. Паздников. Опыт разработки и создания абсорбционных бромистолитиевых тепловых насосов // Промышленная энергетика. 1999. № 8.
- 1.17. Холодильные машины / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев, И.А. Сакун, Л.С. Тимофеевский; под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. - СПб.: Политехника, 1997.

- 1.18. Орехов И.И, Тимофеевский Л.С, Караван С.В. Абсорбционные преобразователи теплоты. - Л.: Химия, 1989.
- 1.19. Бараненко А.В, Попов А.В, Тимофеевский Л.С. Энергосберегающие абсорбционные бромистолитиевые водоохлаждающие и водонагревательные преобразователи теплоты // Инженерные системы, АВОК, Северо-Запад. 2001. №4.
- 1.20. Тимофеевский Л. С, Рожко В.Ф, Долотов А. Г. Аппроксимационные зависимости для определения термодинамических и теплофизических свойств водного раствора бромистого лития в области высоких температур / Процессы холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики // под ред. Л.С. Тимофеевского. Л.: ЛТИХП, 1991.
- 1.21. Долотов А.Г, Тимофеевский Л.С, Пятко В.Ю. Уточнение расчета термодинамических свойств водного раствора бромистого лития на ЭВМ // Холодильная техника. 1995. №2.
- 1.22. Тимофеевский Л.С, Канева Е.Н. Метод расчета на ЭВМ теоретических циклов абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов с различными рабочими веществами // Повышение эффективности холодильных машин. - Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1980.
- 1.23. Тимофеевский Л.С., Долотов А.Г. Эффективность получения холода в абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторах // Вестник международной академии холода. 1998. Вып. 1.
- 1.24. Тимофеевский Л.С, Швецов Н.А, Шмуйлов Н.Г. Влияние направления движения раствора на эффективность работы генератора абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины // Холодильная техника. 1983. №9.
- 1.25. Кошкин Н.Н, Тимофеевский Л.С, Швецов Н.А. Экспериментальное исследование процессов в генераторе абсорбционной холодильной машины при кипении водных растворов солей // Холодильная техника. 1979. №8.
- 1.26. Абсорбционные бромистолитиевые преобразователи теплоты нового поколения / Бараненко А.В, Попов А.В, Тимофеевский Л.С. и др. // Холодильная техника. 2001. №4.
- 1.27. Тимофеевский Л.С. Математическая модель действительных процессов тепло- и массопереноса в горизонтальном пленочном абсорбере // Повышение эффективности холодильных машин. Л.: ЛТИ им. Ленсовета. 1982.
- 1.28. Анализ работы абсорбера бромистолитиевой холодильной машины с помощью математической модели / Л.С. Тимофеевский, А.Г. Корольков, В.С. Черкасский и др. // Процессы переноса в аппаратах энергохимических производств. Новосибирск: Институт теплофизики СО АН. 1985.
- 1.29. Бараненко А.В. Интенсивность теплообмена при пленочной абсорбции в условиях поверхностной неустойчивости // Сибирский физико-технический журнал. 1991. вып.1.
- 1.30. Бараненко А.В, Орехов И.И, Шевченко А.Л. Теплообмен при абсорбции водяного пара пленкой раствора в присутствии поверхностно-активных веществ // Энергетика. Минск. №1. 1991.
- 1.31. Бараненко А.В, Зюканов В.М, Асиновский Л.Е. Эффективность абсорбционных процессов в присутствии поверхностно-активных веществ // Теплофизические свойства рабочих тел и процессы криогенной техники. Л.: ЛТИ им. Ленсовета. 1988.
- 1.32. Бараненко А.В, Зюканов В.М, Шевченко А.Л. Повышение эффективности теплообмена в абсорбере бромистолитиевой холодильной машины // Химическое и нефтяное машиностроение. 1990. №9.
- 1.33. Бараненко А.В, Шевченко А.Л, Орехов И.И. Влияние поверхностно-активных веществ на теплообмен при пленочной абсорбции пара // Холодильная техника. 1990. №3.
- 1.34. Зюканов В.М, Бараненко А.В, Орехов И.И. Интенсивность абсорбции водяного пара раствором бромида лития с добавками поверхностно-активных веществ // По-

вышение эффективности холодильных машин. Л.: ЛТИ им. Ленсовета. 1983.

1.35. Бараненко А.В, Шевченко А.Л. Влияние поверхностно-активных веществ на эффективность циклов абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин // Повышение эффективности паровых и газовых холодильных машин и процессов теплообмена. Л.: ЛТИХП. 1989.

1.36. Бараненко А.В, Матвеева Н.А, Фоменко Н.И. Растворимость системы LiBr - LiOH - Li₂CrO₂ - H₂O при 40°C // Повышение эффективности холодильных машин. Л.: ЛТИ им. Ленсовета. 1983.

1.37. Зюканов В.М, Бараненко А.В, Орехов И.И. Поверхностное натяжение водного раствора бромида лития с поверхностно-активными веществами // Холодильные машины и термотрансформаторы. Термогазодинамические процессы холодильных машин. Л.: ЛТИ им. Ленсовета. 1984.

1.38. Бараненко А.В, Шевченко А.Л. Результаты опытно-промышленных испытаний абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины АБХМ - 0,35 // Исследование и совершенствование конструкций холодильных машин. Л.: ЛТИХП. 1990.

1.39. Бараненко А.В. Теплообмен при капельной конденсации неподвижного пара на вертикальной поверхности // Известия СО АН СССР. 1990. Вып. №3.

1.40. Бараненко А.В, Шевченко А.Л. Конденсация водяного пара с добавками поверхностно-активных веществ на пучке горизонтальных труб // Исследование теплофизических свойств рабочих веществ и процессов теплообмена в холодильной технике. Л.: ЛТИХП. 1989.

1.41. Бараненко А.В, Шевченко А.Л. Расчет капельной конденсации водяного пара на пучке горизонтальных труб // Холодильная техника. 1990. №5.

1.42. Бараненко А.В., Шевченко А.Л., Орехов И.И. Влияние поверхностно - активных веществ на интенсификацию теплоотдачи при конденсации водяного пара // Холодильная техника. 1988. №11.

1.43. Бараненко А.В., Волкова О.В., Будневич А.П. Коррозионная стойкость конструкционных материалов в водном растворе бромида лития // Повышение эффективности компрессорных и теплоиспользующих холодильных машин. Л.: ЛТИХП. 1987.

1.44. Бараненко А.В., Волкова О.В., Ишевский А.Л. Щелевая коррозия конструкционных материалов в водном растворе бромистого лития // Совершенствование процессов машин и аппаратов холодильной техники. Л.: ЛТИХП. 1988.

1.45. Бараненко А.В., Волкова О.В., Орехов И.И. Ингибиторы для защиты от коррозии сталей в водосолевых растворах // Холодильная техника. 1988. №8.

1.46. Волкова О.В., Бараненко А.В., Тимофеевский Л.С. Повышение эксплуатационной надежности абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин и термотрансформаторов путем использования новых ингибиторов коррозии // Известия СПбГУНПТ. 2000. №1.

1.47. Волкова О.В., Бараненко А.В., Тимофеевский Л.С. Повышение эксплуатационной надежности абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин и термотрансформаторов // Холодильная техника. 2000. № 11.

1.48. Волкова О.В., Бараненко А.В., Тимофеевский Л.С. Исследование контактной и щелевой коррозии конструкционных материалов в водном растворе бромида лития // Холодильная техника. 2001. № 5.

1.49. Бараненко А.В., Тимофеевский Л.С., Волкова О.В., Попов А.В. Патент на изобретение № 2173692. Рабочее тело для абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов // Бюл. № 26. 2001.

1.50. Сравнительная оценка термодинамической эффективности теоретических циклов одноступенчатой абсорбционной бромисто-литиевой холодильной машины / Тимофеевский Л.С., Дзино А.А., Цимбалист А.О. и др. // Холодильная техника. 1985. №8.

1.51. Оценка термодинамической эффективности действительных циклов абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины / Тимофеевский Л.С., Дзино А.А.,

Рожко В.Ф. и др. // Холодильная техника. 1984. № 7.

1.52. Тимофеевский Л.С., Дзино А.А., Ковалевич Д. А. Экспериментальное исследование абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с отдельными процессами тепло- и массопереноса в абсорбере и генераторе // Исследование и совершенствование конструкций холодильных машин. Л.: ЛТИХП. 1990.

1.53. Авторское свидетельство № 1685970. СССР. Рабочее тело для абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов / Бараненко А.В., Орехов И.И., Волкова О.В., Шевченко А.Л., Зюканов В.М, Шмуйлов Н.Г. //Бюл.№39. 1991.

1.54. Дзино А.А., Тимофеевский Л.С., Ковалевич Д.А. Синтез термодинамических циклов одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины // Холодильная техника. 1992. № 6.

1.55. Дзино А. А., Тимофеевский Л. С., Ковалевич Д. А. Физико-математическая модель абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с отдельным тепло- и массопереносом // Холодильная техника. 1992 . № 9 - 10.

1.56. Чепурной Е.В, Бараненко А.В. Оценка эффективности абсорбционного бромистолитиевого повышающего термотрансформатора // Известия СПбГУНиПТ. СПб.: СПбГУНиПТ. 2001.№1.

1.57. Чепурной Е.В, Бараненко А.В. Математическая модель расчета равновесных характеристик абсорбционного бромистолитиевого повышающего термотрансформатора // Известия СПбГУНиПТ. СПб.: СПбГУНиПТ. 2001. №1.

1.58. Миневцев Р.М, Бараненко А.В, Волкова О.В. Исследование процесса кипения водного раствора бромистого лития на одиночной гладкой трубе из медноникелиевого сплава// Известия СПбГУНиПТ. СПб.: СПбГУНиПТ. 2003. №1.

1.59. Nakoryakov V.E., Grigoryeva N.I. Heat and Mass Transfer at Nonisothermal Film Absorption (Desorption). Russian Journal of Engineering Thermophysics, 1992, v.2, N1, 1-16.

1.60. В.Е. Накоряков, Н.И. Григорьева, С.И. Лежнин, Л.В. Потатуркина Процессы совместного тепло- и массопереноса при пленочной абсорбции и пузырьковой десорбции. Препринт N 266, ИТ СО РАН, Новосибирск, 1993, 1-36.

1.61. Nakoryakov V.E., Grigoryeva N.I. Film absorption and Nusselt problem .Russian Journal of Engineering Thermophysics, 1994, v4, N1, 5-17.

1.62. В.Е. Накоряков, Н.И. Григорьева Теплообмен при пленочной абсорбции с изменением объема жидкой фазы. Теоретические основы химической технологии (ТОХТ), 1995, т.29, №3, с. 242-248.

1.63. V.E. Nakorykov, N.I. Grigoryeva Heat and mass transfer processes study in film absorption in connection with heat pumps and refrigerating machines. International seminar and workshop "Heat pumps, refrigerator ", September, 12-15, 1995, Minsk, Belarus.

1.64. В.Е. Накоряков, Н.И. Григорьева, Л.В. Потатуркина Тепло- и массоперенос при пленочной абсорбции в двухфазных бинарных системах. Теплообмен ММФ-96, Минск, 1996, т. IV, ч.2, с.215-221.

1.65. В.Е. Накоряков, Н.И. Григорьева, Л.В. Потатуркина Анализ точных решений задач тепло- и массопереноса при абсорбции на пленках и струях. Теоретические основы химической технологии (ТОХТ), т.31, №2, 1997, с.141-148.

1.66. Н.И. Григорьева, В.Е. Накоряков. Расчет процессов тепло- и массопереноса в бинарных двухфазных системах, используемых в абсорбционных термотрансформаторах. Труды Второй Российской национальной конференции по теплообмену, Москва, 1998г. Т.5, стр. 37-41.

1.67. Н.И. Григорьева, В.Е. Накоряков. Моделирование процессов тепло- и массопереноса при абсорбции в бинарных двухфазных системах. Теплообмен ММФ-2000, Том 5, Минск, 2000, стр. 223-232.

1.68. Н.И. Григорьева, В.Е. Накоряков. Моделирование процессов тепло- и массопереноса при абсорбции в бинарных двухфазных системах. Вестник Международной Академии Холода, вып. 3, 2000г. с. 8-12.

1.69. Н.И. Григорьева, В.Е. Накоряков Моделирование тепло- и массопереноса при абсорбции в бинарных двухфазных системах, используемых в тепловых насосах. Прикладная механика и техническая физика, том 42, №1, 2001г. с. 115-123.

1.70. N. I. Grigor'eva and V. E. Nakoryakov Calculation of Heat and Mass Transfer Processes in Binary Two-Phase Systems Used in Absorption Thermo transformers. Begell House, Inc. Heat Transfer research, 2001, v.32, N.4-6, P251-258.

1.71. V.E. Nakoryakov, N.I. Grigorieva Vapor absorption by stagnant layer of solution. Journal of Engineering Thermophysics, 2002.V.11, N 1.P115-127.

1.72. Накоряков В.Е., Григорьева Н.И. Моделирование тепло- и массопереноса при абсорбции пара неподвижной жидкостью. Тезисы докладов XXVI Сибирского теплофизического семинара, 17 -19 июня 2002г., Новосибирск, С. 177-178.

1.73. Накоряков В.Е., Григорьева Н.И. Тепло- и массоперенос при абсорбции пара неподвижной жидкостью. Труды Третьей Российской Национальной конференции по теплообмену (РНКТ 3, 21-25 октября 2002 г.), Москва, том 4, С. 312 - 316.

1.74. N. I. Grigor'eva and V. E. Nakoryakov Calculation of Heat and Mass Transfer Processes in Binary Two-Phase Systems Used in Absorption Thermotransformers. Begell House, Inc. Heat Transfer research, 2002, v.33, N.5-6, 9 p.

1.75. Накоряков В.Е., Буфетов Н.С., Григорьева Н.И., Дехтярь Р.А. Тепло - и массоперенос при абсорбции пара неподвижным слоем раствора. Прикладная механика и техническая физика (ПМТФ) №2,2003, С. 111-118.

1.76. Nakoryakov V.E., Bufetov N.S., Grigorieva N.I., Dekhtyar R.A. Non-stationary heat and mass transfer for vapor absorption by immobile solution layer. Journal of Engineering Thermophysics, 2003., N 2.

1.77. Накоряков В.Е., Григорьева Н.И. Тепло- и массоперенос при абсорбции пара неподвижной жидкостью. Труды Института Перспективных Исследований, выпуск 1, Новосибирск, 2003, стр.3-25-3-33.

1.78. Накоряков В.Е., Буфетов Н.С., Григорьева Н.И., Дехтярь Р.А. Исследование нестационарного тепло- и массопереноса при абсорбции пара неподвижным слоем раствора. Труды Института Перспективных Исследований, выпуск 1, Новосибирск, 2003, стр.3-42 - 3-54.

1.79. Nakoryakov V.E., Bufetov N.S., Grigoryeva N.I., Dekhtyar R.A., Marchuk I.V. Vapor absorption by immobile solution layer / Proceedings V International Seminar Heat pipes, heat pumps, refrigerators. Minsk, Belarus, Sept. 8-11. 2003. - P. 248-256.

1.80. Накоряков В.Е., Буфетов Н.С., Дехтярь Р.А. Экспериментальное исследование влияния ПАВ на неизотермическую абсорбцию / Труды III-ей международной конференции «Проблемы промышленной теплотехники», Киев, 29 сент.- 4 окт. 2003. - С. 329-331.

1.81. Nakoryakov V.E., Bufetov N.S., Grigoryeva N.I., Dekhtyar R.A., Marchuk I.V. Vapor absorption by immobile solution layer. Intern. J. Heat Mass Transfer, 2004, V. 47, No. 6-7, P. 1525-1533

1.82. В.Е. Накоряков, Н.С. Буфетов, Р.А. Дехтярь Экспериментальное исследование влияния малых добавок ПАВ на неизотермическую абсорбцию. Прикладная механика и техническая физика (ПМТФ), 2004, № 2(принята к печати).

1.83. Патент на изобретение "Теплонасосная установка (варианты)" по заявке № 2002113818, дата поступления :29.05.2002г. Приоритет от 29.05.2002г. Авторы изобретения Калнинь И.М., Савицкий А.М., Масс А.М.

1.84. Калнинь И.М., Рябов И.В., Пустовалов С.Б. Сравнительный анализ докритического и надкритического циклов теплового насоса. Труды МГУИЭ, М.- 1998. - Т2 - С265-269.

1.85. Калнинь И.М., Васютин В.А., Пустовалов С.Б. Условия эффективного применения диоксида углерода в качестве рабочего вещества тепловых насосов. Холодильная техника, 2003, №7.

1.86. Калнинь И.М., Масс А.М., Савицкий А.И. Создание тепловых насосов боль-

шой мощности. Международный Геотермальный Семинар - МГС - 2003, г. Сочи, 6 - 10 октября 2003 г.

1.87. Калнинь И.М., Лазарев Л.Я., Масс А.М., Савицкий А.И. Тепловые насосы большой мощности, работающие на диоксиде углерода в качестве рабочего вещества. МНПК "Инженерное искусство в развитии цивилизации", М., Россия, 2003.

По разделу 2

2.1. Калнинь И.М., Быков А.В., Цирлин Б.Л., Шмуйлов Н.Г. Основные условия эффективности тепловых насосов. В кн.: "Исследовательские работы по совершенствованию холодильного и компрессорного оборудования". Тематический сборник трудов ВНИИхолодмаш, М, 1984, 16с.

2.2. Калнинь И.М., Славуцкий Д.Л., Шмуйлов Н.Г. Парокомпрессионные и абсорбционные установки для теплохладоснабжения промышленных и жилищно-коммунальных объектов. Тезисы докладов семинара общества "Знание" Энергосберегающие системы теплохладоснабжения на промышленных и гражданских объектах. Москва 1992г. 2с.

2.3. Калнинь И.М. Применение тепловых насосов для нужд теплоснабжения. Энергетическое строительство. 1994, №8, 6с.

2.4. Kalnin I.M. The outlook for heat pumps in Russia. Perspectives in Energy 1995, Volume 3, Numbgr 2,7p.

2.5. Калнинь И.М. Техника низких температур на службе энергетики. Холодильное дело, 1996, № 1, 4с.

2.6. Калнинь И.М., Савицкий И.К Тепловые насосы: вчера, сегодня, завтра. Холодильная техника 2000, №10, 6с.

2.7. Калнинь И.М. Энергосберегающие теплонасосные технологии. Труды МГУ-ИЭ, 2000, 14с.

2.8. Калнинь И.М. Основы анализа эффективности и оптимизации холодильных систем. Учебное пособие. МГУИЭ, 2001, 50с.

2.9. Калнинь И.М., Эль Садек Хассан, Сиденков Д.В. Комплекс программ "HoICon" для расчета характеристик и оптимизации параметров систем теплохолодоснабжения // Холодильная техника, 2003. №3. С.20-24

2.10. Закиров Д.Г., Петрушевский В.Е Природоохранная и энергетическая эффективность утилизации низкопотенциального тепла шахтных компрессорных установок. / Сборник научных трудов: Проблемы защиты окружающей среды от техногенных загрязнений в угольной промышленности // ВНИИОСуголь. - Пермь, 1992. -С. 24-30.

2.11. Закиров Д.Г., Нехороший И.Х. Утилизация тепловых отходов промышленных предприятий - один из перспективных источников повышения эффективности использования энергии и экологической безопасности // Международная научно- практическая конференция : Энергопотребление и энергосбережение: проблемы, решения - Пермь, 1998.- С.93-96.

2.12. Закиров Д.Г., Нехороший И.Х., Малахов А.Н., Дружинин Л.Ф. Утилизация низкопотенциального тепла шахтных вод - перспективное направление энергосбережения угольной отрасли // Журнал "Уголь" № 11, 2000.

2.13. Закиров Д.Г., Зайденварг В.Е., Нехороший И.Х., Малахов А.Н. Утилизация низкопотенциального тепла шахтных вод - перспективное направление энергосбережения в угольной промышленности // Журнал "Промышленная энергетика", №5, 2001

2.14. Закиров Д. Г. Модель управления природоохранной деятельностью угольных предприятий на базе комплексного использования энергосберегающих и природоохранных технологий // Журнал "Уголь", №7, 2001.

2.15. Экономическая эффективность и результаты внедрения тепловых насосов на предприятиях России / Петин Ю.М., Деменева В.С., Петин А.Ю. // Администрация Ир-

кутской обл., институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН ОГУ "Центр Энергоресурсосбережения", г. Иркутск, 2003г.

2.16. И.М. Калнинь. Расчёт центробежных холодильных компрессоров. Москва-2000, 76с.

2.17. Чаховский В.М. Опыт применения энергосбедающей технологии в системе городского теплоснабжения. ЦЭП, АО "ТОСПО"/РЭС ИНФОРМ, Ежедн. инф. бюл., №2, 1999., с.25-28

2.18. Чаховский В.М., Бершидский Б.М., Галеха В.Б. и др. "Компрессор", Патент на изобретение «Система теплоснабжения» №2095581 Приоритет 05.04.1993г.

2.19. Чаховский В.М. Теплонасосная технология в системе централизованного теплоснабжения Мосэнерго. / Общество ограниченной ответственности "ТОСПО-М", Москва, 2001г.

2.20. Попов А.В., Богданов А.И., Паздников А.Г. Опыт разработки и создания абсорбционных бромистолитиевых тепловых насосов// Промышленная энергетика, 1999, №8. - с. 38 -42.

2.21. Попов А.В. Результаты испытаний абсорбционного бромистолитиевого теплового насоса с топкой // Холодильная техника России. Состояние и перспектива на кануне XXI века. Санкт - Петербург. 1998. -с. 95-96.

2.22. Калнинь И.М., Савицкий А.И., Лазарев Л.Я., Славуцкий Д.Л. Холодильная техника, 1998, №3, с.23-24.

2.23. Калнинь И.М., Савицкий А.И., Лазарев Л.Я. Энергосберегающие, экологически чистые технологии теплоснабжения производственных и жилых помещений. "Химическое и нефтеперерабатывающее машиностроение", 1999г., №3, с.26-30.

2.24. Калнинь И.М., Савицкий А.И., Масс А.М, Лазарев Л.Я. Создание тепловых насосов большой мощности. Межд. научно-практ. конф. "Инженерное искусство в развитии цивилизации", Москва, Россия, 2003.

2.25. Калнинь И.М., Савицкий А.И., Масс А.М, Лазарев Л.Я. Тепловые насосы. Перспективы развития в России. Межд. научно-техн. конф., Сочи, Россия, 2003.

По разделу 3.

3.1. Попов А.В., Богданов А.И., Корольков А.Г., Абсорбционный бромистолитиевый тепловой насос на газообразном (жидком) топливе //Холод и пищевые технологии. Санкт – Петербург, 1966.-с.11

3.2. Попов А.В. Абсорбционные бромистолитиевые тепловые насосы, работающие на газообразном (жидком) топливе // Новосибирск, ИТ СО РАН, 1994, 11с.

3.3. Попов А.В., Богданов А.И., Паздников А.Г. Опыт разработки и создания абсорбционных бромистолитиевых тепловых насосов // Промышленная энергетика, 1999, №8. – с.38-42.

3.4. Бараненко А.В., Попов А.В., Тимофеевский Л.С., Волкова О.В. Абсорбционные бромистолитиевые преобразователи теплоты нового поколения // Холодильная техника, 2001, №4.-с.-18-20.

3.5. Петин Ю.М., Зубков В.А., Деменева В.С., Засимов М.В., Горшков В.Г. Патент №2152568, ЗАО «Энергия», Опубликовано в Б.И. №8, 2000.

3.6. Kalnin I.M., Ozorovich Y., Kolpakov V. The Russian concept for heat pumps technologies and possibilities of Russian market. Stn Int. energy agency of heat pumping technologies. Toronto, Ontario, Canada, September 22 to 26 1996/ Conference proceeding V.II, 6p.

3.7. Закиров Д.Г., Рыбин А.А. «Спиральный теплообменник». Патент РФ №2130155, опубликовано в Б.И. №13, 1999

3.8. Закиров Д.Г., Боринских И.И., Закиров Д.Д., Нехороших И.Х. «Теплообменный модуль». Патент РФ №2186309. Опубликовано в Б.И. №21.2002

- 3.9. Закиров Д.Г., Рыбин А.И., Рыбин А.А. «Теплообменник». Патент РФ №2150644, опубликовано в Б.И №14, 2000
- 3.10. Закиров Д.Г., Рыбин А.А. «Теплообменник» Патент РФ №2121122 Опубликовано в Б.И. №30 1998.
- 3.11. Закиров Д.Г., Рыбин А.А., Закиров Д.Д., Петин Ю.М., Деменева В.С. «Установка отопления и горячего водоснабжения». Патент РФ №2178542. Опубликовано в Б.И. №2, 2002
- 3.12. Закиров Д.Г., Нехороших И.Х., Янцен А.П., Гринников Ю.А., Петин Ю.М., Васильев Ю.В. «Внедрение опытной технологии утилизации низкопотенциального тепла шахтных вод» (статья). Журнал Уголь, №9 2001
- 3.13. Закиров Д.Г., Суханов В.С., Закиров Д.Д. «Пути решения проблемы теплоснабжения в коммунальном хозяйстве с использованием тепловых насосов» (статья). Журнал Новости теплоснабжения, №4-2001, с.53-55.
- 3.14. Закиров Д.Г., Нехороших И.Х. «Энергосберегающая технология с утилизацией низкопотенциальной теплоты» (статья). Промышленная энергетика. 1994 №6.-с.6-8.
- 3.15. Закиров Д.Г. «Тепловые отходы предприятий угольной промышленности, их классификация и возможность утилизации» (статья). Уголь – 1997 №6 –с.39-40
- 3.16. Закиров Д.Г., Бурков В.В., Закиров Д.Д., Петин Ю.М., «Разработка энергосберегающих технологий на базе тепловых насосов опыт их внедрения для утилизации тепла сбросных вод (на примере шахтных вод хозяйственных стоков)» (статья). Журнал «Энергосбережение и проблемы энергетики Западного Урала» 4(7) 2000, с.44-45.
- 3.17. Закиров Д.Г., Суханов В.С., Закиров Д.Д. «Проблемы теплоснабжения в коммунальном хозяйстве и пути их решения с использованием тепловых насосов» (статья). Журнал Жилищно-коммунальное хозяйство, №5-2002.
- 3.18. Закиров Д.Г., Закиров Д.Д., «Утилизация вторичных ресурсов и использование возобновляемых источников энергии с применением тепловых насосов – основной путь снижения энергоемкости производства» (статья). Журнал Промышленная энергетика, №5-2002, с.15-19.
- 3.19. Чаховский В.М., Бершицкий Б.М., Галежа В.Б. и др. «Система теплоснабжения» Патент РФ №2095581, Опубликовано в Б.И. №13, 1998.

Оглавление

	Стр.
Общая характеристика работы.....	3
1. Развитие термодинамических основ тепловых насосов.....	4
1.1. Парокомпрессионные тепловые насосы.....	5
1.2. Абсорбционные тепловые насосы.....	9
1.3. Тепловые насосы, работающие на диоксиде углерода.....	18
2. Научные основы выбора и рационального применения тепловых насосов.....	26
2.1. Оценка эффективности тепловых насосов.....	26
2.2. Компьютерные программы подбора и расчета характеристик тепловых насосов.....	31
2.3. Разработка рациональных технологических схем теплоснабжения с различными типами тепловых насосов.....	38
3. Разработка и внедрение тепловых насосов и технологий их применения.....	53
3.1. Создание тепловых насосов и их элементов.....	53
3.2. Реализация энергосберегающих технологий на основе тепловых насосов и оценка перспективных направлений их использования.....	64
Заключение.....	80
Список основных опубликованных трудов.....	81
Оглавление.....	89