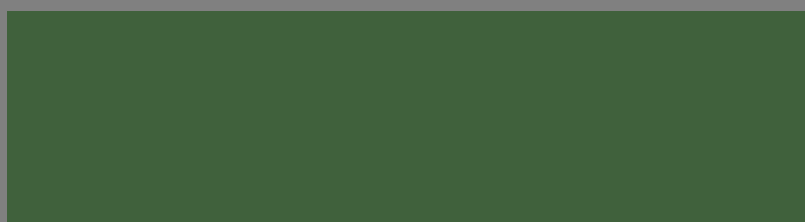
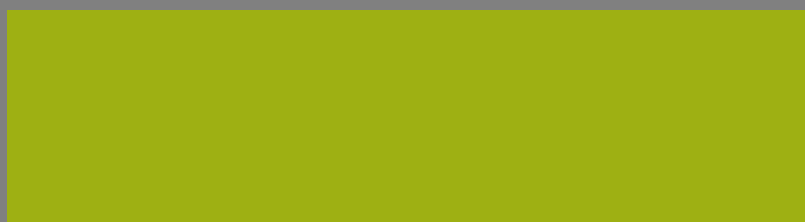


ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Журнал

№ 1 / 2011



Предисловие главного редактора 3

Новости

В Краматорске стартовала вторая часть проекта строительства теплового насоса 4

Строительство теплонасосной установки в Байкальске 4

Поликлинику Водников будут отапливать электрические тепловые насосы 4

Перспективы "будущего" тепловых насосов глазами участников рынка 4

Энергоэффективность в Украине. Перспективы на ближайшие 4 года 5

Полемика

С 2019 года все новые дома должны будут обеспечивать себя энергией 6

Какое количество первичной энергии экономят тепловые насосы? 6

В. Ф. Гершкович. Вклад тепловых насосов в украинское теплоснабжение пока ничтожно мал. Есть ли перспективы? 7

Аналитика

Кое-что из американского опыта проектирования тепловых насосов 12

Jussi Hirvonen. Обзор рынка тепловых насосов в Финляндии 20

Воздушные тепловые насосы

А. В. Суслов. Тепловые насосы для индивидуального загородного строительства 22

Fredrik Karlsson, Peter Lidbom, Monica Axell, Ulla Lindberg. Воздушные тепловые насосы в условиях холодного климата 29

Bard Vaardsen. Воздушные тепловые насосы в Норвегии 35

Теплонасосные станции

Svein Erik Pedersen, Jorn Stene. Теплонасосная станция мощностью 18 МВт, утилизирующая низкопотенциальное сбросное тепло сточных вод в Норвегии 37

Газовые реверсивные абсорбционные тепловые насосы для отопления и кондиционирования Robur 39

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Журнал № 1/2011

Учредитель и издатель:

ООО ЭСКО «Экологические Системы»

Главный редактор:

Василий Степаненко

Ответственный редактор:

Елена Ряснова

Редакционный совет:

Александр Викторович Суслов,
ведущий специалист GreenBuild, Москва, РФ.

Александр Владимирович Трубий,
специалист ООО «Сантехник ЛТД и К»,
Киев, Украина.

Виктор Федорович Гершкович,
к.т.н., член-корреспондент Украинской Академии Архитектуры, директор ЧП «Энергоминимум», Киев, Украина.

Николай Маранович Уланов,
директор ОКБ института технической теплофизики НАН Украины, г. Киев.

Константин Константинович Майоров,
главный редактор журнала «Энергосбережение», Донецк, Украина.

Сергей Викторович Шаповалов,
главный редактор журнала «Энергоаудит», Тольятти, РФ.

Виталий Дмитриевич Семенко,
генеральный директор Центра внедрения энергосберегающих технологий «Энергия планеты», заслуженный энергетик Украины, почетный энергетик Украины, почетный энергетик СНГ, Киев, Украина.

Редакция:

Виктория Артюх, Алина Ждамирова,
Александр Пруцков.

Адрес редакции:

Украина, 69035, г. Запорожье,
пр. Маяковского 11.

тел./факс: (+38061) 224-66-86

e-mail: tn@esco.co.ua

www.tn.esco.co.ua

За достоверность информации и рекламы ответственность несут авторы и рекламодатели.

Редакция может не разделять точку зрения авторов статей.

Редакция оставляет за собой право редактировать и сокращать статьи.

Все авторские права принадлежат авторам статей.



Более 10 лет наша энергосервисная компания предлагает инвестиционные проекты теплоснабжения и горячего водоснабжения городов и зданий с применением тепловых насосов. Недавно Нобуо Танака, исполнительный директор Международного Энергетического Агентства (МЭА) выступил с революционным заявлением о том, что к 2020 году мировое производство тепловой энергии на 75% будет осуществляться с помощью тепловых насосов. Эта технология настойчиво стучится в двери наших систем теплоснабжения.

Год назад у нашей компании появилась идея о выпуске специализированного журнала «Тепловые насосы». Сегодня, 1 июня 2011 года увидел свет первый номер этого журнала.

Наш журнал «Тепловые насосы» будет посвящён в основном применению тепловых насосов в энергетике, промышленности в жилищно-коммунальных хозяйствах. Во всём мире тепловые насосы переходят в наступление и вытесняют привычные нам котлы и котельные на природном газе, на жидком и твёрдом топливе.

Рост совершенства тепловых насосов и одномоментный рост цен на углеводородное топливо создают новые экономические предпосылки для массовой модернизации малых и больших систем теплоснабжения городов и зданий в Украине. В системах теплоснабжения Украины много места для тепловых насосов, особенно в Крыму и в южных областях. На-

более эффективным их применением сегодня является приготовление горячей воды для зданий и городов. Растущая цена на природный газ сделает их применение с 2013 года экономически эффективным и в системах отопления городов и зданий.

Утилизация промышленного и муниципального сбросного тепла, тепла воздуха и геотермальных источников позволит во многом вытеснить дорожающий природный газ из тепловых балансов городов и зданий Украины. Хорошим стимулом для внедрения тепловых насосов послужит дополнительное финансирование от продажи прав на выбросы парниковых газов.

Тысячи мегаватт тепловой энергии уходят сегодня в небо через чаши градирен в системах оборотного водоснабжения промышленных предприятий.

Тысячи мегаватт тепловой энергии уходят в реки вместе с очищенными стоками больших и средних городов.

Сотни мегаватт тепловой энергии теряются безвозвратно на водоотливах шахт и рудников.

Десятки тысяч мегаватт тепловой энергии мы можем извлечь из воздуха и земли, чтобы направить их в наши системы теплоснабжения.

Но сегодня мы тратим деньги на транспортировку 28 миллиардов кубометров природного газа на тысячи километров, чтобы сжечь его в наших котельных.

Пришло время повернуть эти денежные потоки на модернизацию систем теплоснабжения, сделав их и нашу страну экономически независимыми от растущих цен на исчезающее углеводородное топливо. Эта программа огромна, она подобна программе ГОЭЛРО, требует много времени сил и денег. Но эффект от внедрения тепловых насосов в Украине будет не меньше, чем от строительства электростанций, которые построили наши деды в далёких 30-х годах прошлого столетия.

Теплонасосная тематика пока является новой для нашей страны. Предвидя взрывной интерес городов и промышленности к этой теме, мы решили создать в компании собственное проектное бюро и собственный журнал. Кстати, этот номер подготовлен Еленой Рясновой, ответственным редактором нашего нового журнала. Большую роль в подготовке журнала к изданию сыграли члены редакционного совета Александр Суслов (Москва) и Виктор Гершкович (Киев).

Наша компания также начала предпроектные работы по подготовке строительства крупных теплонасосных станций в ряде городов Украины, в следующем выпуске журнала мы покажем два проекта для Запорожья.

Наша компания ведёт разработки схем теплоснабжения многих городов Украины и применение тепловых насосов позволит в значительной степени заместить природный газ местной энергией, которой так богаты наши города и наша страна.

Сегодня мы проводим анализ потенциала модернизации систем теплоснабжения городов и промышленных предприятий с применением тепловых насосов, теплонасосных пунктов и станций и ищем заинтересованных партнёров. Здесь много места для энергоменеджеров и проектантов, для инженеров и строителей, для компаний, сделавших своим бизнесом энергоэффективность и защиту окружающей среды.

Сегодня мы подготовили ТЭО для горячего водоснабжения 1000 многоэтажных зданий в Запорожье – этот проект может стать типовым для большинства городов нашей страны.

Сегодня мы подготовили два варианта ТЭО для строительства крупных теплонасосных станций на очищенных стоках - в том числе с использованием метана сточных вод для получения электроэнергии, питающей компрессоры тепловых насосов.

Сегодня мы подготовили базовое ТЭО для строительства крупной теплонасосной станции для системы оборотного водоснабжения металлургического комбината «Запорожсталь». Изюминкой этого проекта является использование доменных газов для получения электроэнергии, питающей компрессоры тепловых насосов.

Сегодня мы готовим новые ТЭО для перевода зданий бюджетной сферы на отопление и горячее водоснабжение от тепловых насосов.

Как сказал известный политический лидер, правда, по другому поводу, процесс пошёл.

Василий Степаненко, главный редактор.

Планируется, что все земляные работы будут закончены за 2 месяца. Как рассказал Сергей Сухаренко, в новой системе предусмотрена циркуляция воды, а значит, горожане будут получать горячую воду сразу после открытия крана. По его словам, первые месяцы эксплуатации установки показали, что она окупится не за 8 лет, как планировалось, а за 4 года. «Тепловой насос позволяет один киловатт электрической энергии превращать в три киловатта тепловой», - рассказывает руководитель КМРТС.

По словам краматорского городского головы Геннадия Костюкова, тепловой насос – уникальная технология не только для Украины, но и для Европы. «Мы должны этим гордиться. Тем более, что тепловой насос установлен в районе, жители которого забыли, что такое горячая вода», - отметил градоначальник. Кроме того, он обратился к жителям Старого города с просьбой с пониманием отнестись к неудобствам, которые принесут земляные работы.

По словам Сергея Сухаренко, их предприятие не собирается останавливаться на достигнутом. Сейчас инвестиционную экспертизу проходит еще несколько проектов тепловых насосов, которые будут получать тепло из окружающего воздуха. «Эти устройства могут работать при температуре до минус 10. Так что нашей зимой они вполне могут вырабатывать горячую воду», - отметил руководитель КМРТС. Именно они будут вырабатывать тепло для медицинских учреждений.

Источник: www.fuelalternative.com.ua

Дмитрий Швецов

Во время VI Байкальского экономического форума ОАО «Иркутскэнерго» заключило с Газпромбанком соглашение о предварительных условиях финансирования строительства теплонасосной установки в Байкальске. Его условия будут детализированы позднее. А сам проект предполагается реализовать до начала отопительного сезона 2011–2012 годов. Как полагает генеральный директор «Иркутскэнерго», если опыт использования низкопотенциального тепла в Байкальске окажется успешным, аналогичные установки могут появиться и в других населённых пунктах Иркутской области.

Решение о строительстве нового, экологически чистого теплоисточника в Байкальске было принято в начале 2010 года. С инициативой о его создании выступил губернатор Иркутской области Дмитрий Мезенцев, в январе проект положительно оценили представители финских компаний Scancool и Avanko Capital. Позднее ОАО «Иркутскэнерго» уточнило основные параметры установки, мощность которой на первом этапе составит около 1,2 Гкал в час. В качестве источника энергии тепловой насос, кото-

рый разместится на производственной площадке ТЭЦ Байкальского целлюлозно-бумажного комбината, будет использовать низкопотенциальное тепло сточных вод городских канализационно-очистных сооружений. «Это первый проект такого рода не только в Иркутской области, но и в России», - заметил Евгений Фёдоров.

Источник: newsirk.ru

Котельная поликлиники водников – один из объектов, входящих в государственную программу энергосбережения. Недавно здесь был установлен комплекс из четырех тепловых насосов, которые будут обеспечивать горячей водой поликлинику, а также пять домов, которые подключены к системе горячего водоснабжения от этой котельной, в неотапливаемый период.

«В сутки эта котельная будет давать 50-60 кубов горячей воды с хорошими параметрами, не используя при этом ни одного кубометра газа, а только электрическую энергию, - сообщил директор «Мариупольтеплосети» Дмитрий Раус. При этом на один киловатт энергии мы можем получить три киловатта тепла». Дмитрий Раус также пояснил, что новые агрегаты окупятся не позднее, чем через четыре года.

Источник: www.mariupol-express.com.ua

« »

Участники рынка тепловых насосов рассматривают в перспективе интенсивное развитие данной отрасли. Но это скорее далекая, чем близкая перспектива в реалиях Украины.

«На сегодня уже существенным шагом в развитии отрасли будет появление нескольких крупных реализованных проектов теплонасосных станций. Цены на газ в Украине будут расти, и этот процесс стимулирует рост доли возобновляемой энергетики, в том числе и тепловой энергии, вырабатываемой тепловыми насосами. Украина стремится войти в ЕС, а одним из условий входа в Европейское сообщество является наличие как минимум 6% альтернативных источников энергии в общем энергобалансе страны. Свою часть здесь займут и тепловые насосные станции», - прогнозирует будущее тепловых насосов в Украине Николай Уланов.

«Проекты с использованием тепловых насосов и других возобновляемых источников энергии всегда влекут за собой достаточно высокие затраты на старте проекта с последующим периодом окупаемости и прибыльности. Для реализации подобных проектов у потребителей должны быть свободные собственные денежные средства или доступ к де-

шевым и длинным кредитам», - прокомментировал ситуацию на рынке тепловых насосов в Украине в интервью Алексею Бадика, генеральный директор компании Atmosfera.

«Огромную роль в развитии альтернативных источников энергии, в том числе тепловых насосов, сыграет реальная государственная поддержка этих технологий. С другой стороны, газовое и нефтяное лобби в Украине существенно тормозит внедрение этих технологий», - резюмирует Николай Уланов.

Источник: planetaklimata.com.ua

4

Государственная целевая экономическая программа энергоэффективности на 2010-2015 годы предусматривает создание условий для приближения энергосоставляющей валового внутреннего продукта Украины до уровня развитых стран и стандартов ЕС, а также повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов и усиления конкурентоспособности национальной экономики.

Основными целями Программы являются:

- До 2016 года уменьшить энергоёмкость ВВП на 20%;
- До 2015 года уменьшить потери тепловой энергии до 50% в зданиях бюджетных учреждений за счет проведения их санации;
- До 2030 года увеличить долю энергоносителей в топливно-энергетическом балансе Украины, полученных из возобновляемых источников энергии и альтернативных видов топлива до 30%;
- До 2015 года обеспечить уменьшение на 15-20% объема выбросов загрязняющих веществ;
- До 2015 года уменьшить на 50% объем расходов государственного бюджета на финансирование энергообеспечения бюджетных учреждений;
- Создать привлекательные условия для привлечения инвестиций;
- Популяризировать экономное потребление топливно-энергетических ресурсов взамен нормирования и штрафов.

По данным НАЭР потребления топливно-энергетических ресурсов в Украине в 2009 году выглядит следующим образом: природного газа - 35%, угля - 23,2%, нефти - 16,9%, атомной энергии - 15,2%, вторичных энергетических ресурсов - 5,1%, альтернативных источников энергии - 2,6%, электроэнергии, произведенной гидроэлектростанциями - 2%. По результатам реализации Программы показатели энергоэффективности должны значительно возрасти, а именно потребление топливно-энергетических ресурсов в Украине в 2014 году должно составить: природного газа - 28,6%, угля - 24,2%, нефти - 16,9%, атомной энергии - 16,8%, вторичных энергетических ресурсов - 5,1%, альтернативных источников энергии - 6,3%, электроэнергии, произведенной гидроэлектростанциями - 2%.

Крайне важным для внедрения возложенных на НАЭР задач является финансирование вышеупомянутых программ. Хотя в 2010 году на энергоэффективность из государственного бюджета выделено 910 млн. гривен (500 млн. гривен - из спецфонда госбюджета, 100 млн. гривен - от получения продажи квот на выброс парниковых газов, 310 млн. гривен - в виде помощи от Евросоюза, заложены в госбюджете), но этого не достаточно для решения всех проблем и задач развития этой сферы, поэтому необходимо привлекать параллельно заинтересованных инвесторов. Тем не менее, эти вещи между собой взаимосвязаны: если государство будет и впредь тратиться на энергоэффективность - это станет прямым сигналом для инвесторов, которые будут привлекать свои средства, понимая, что в Украину можно и необходимо вкладывать, не рискуя.

С ратификацией Рамочного соглашения был подтвержден статус НЕФКО в Украине как международной финансовой организации, что открывает новые возможности для реализации в стране новых проектов. За шесть предыдущих лет, с начала работы НЕФКО в Украине, в украинские проекты было инвестировано более 19 млн евро. С показательных примеров реализованных проектов можно назвать следующие: инвестиции в строительство биодизельного мини-завода в Ровенской области и биогазового завода во Львовской области. В настоящее время на рассмотрении находятся 84 украинских проекта в основном связанных с энергетикой, сельским хозяйством, промышленным производством и банковским сектором, в большинстве из которых предусмотрены меры по сокращению энергопотребления и выбросов углекислого газа и других парниковых газов и, многие из них сейчас могут быть выполнены благодаря новому Рамочному соглашению, на них НЕФКО планирует выделить 52,7 млн евро.

Благодаря синергии двух составляющих: совершенствованию нормативно-правовой базы и привлечению, как государственных, так и иностранных инвестиций, наше государство имеет все шансы перестроить отечественную энергосистему в сторону повышения энергоэффективности и снижения энергоёмкости ВВП, а, следовательно, усиления конкурентоспособности украинской экономики.

Источник: www.fuelalternative.com.ua



Лучшие практики энергосбережения в городах

www.misto.esco.co.ua

2019

Начиная с 31 декабря 2018 года все новые дома в Европейском Союзе должны будут обеспечивать все свои потребности в энергии на месте. Соответствующие поправки к директиве об энергопотреблении зданий выдвинул Комитет Европарламента по промышленности, сообщает пресс-служба ЕП.

Согласно поправкам, уже в 2019 году все новые здания в ЕС должны быть оборудованы солнечными батареями, тепловыми насосами и прочими устройствами, позволяющими производить энергию на месте. Предполагается, что требования ЕК не будут распространяться на маленькие дома (площадь менее 50 кв. метров), здания религиозного характера, временные строения (со сроком работы менее 18 месяцев), промышленные и сельскохозяйственные строения с низким потреблением энергии, а также, находящиеся под защитой, исторические здания, которые могут пострадать от мер по улучшению их энергоэффективности.

Кроме того, комитет выступает с предложением, согласно которому страны ЕС на национальном уровне должны установить минимальные требования к улучшению энергоэффективности зданий. План действий по улучшению энергоэффективности зданий странам ЕС нужно подготовить к 30 июня 2011 года. Комитет отмечает, что в плане должны быть установлены финансовые инструменты, которые позволят решить задачу - в частности, кредиты с низкой процентной ставкой, скидки по подоходно-

му налогу или налогу на имущество, а также требование от поставщиков энергии оказывать финансовую помощь клиентам.

Кроме того, с 30 июня 2010 года ЕК планирует предоставить дополнительные финансовые инструменты для реализации программы. Доля средств Европейского фонда регионального развития, предназначенных для улучшения энергоэффективности, должна вырасти по меньшей мере до 15%. В 2014 году должен быть основан Фонд эффективности энергетики, который будет финансироваться из бюджета ЕК, Европейского инвестиционного банка и национальных бюджетов стран ЕС. Наконец, к товарам и услугам, имеющим отношение к энергоэффективности и обновляемой энергии, будет применяться пониженная ставка НДС.

Комитет предлагает размещать датчики потребления энергии во всех новых зданиях, а также строениях, в которых был проведен капитальный ремонт. С помощью таких приборов можно будет регулировать потребление энергии в зависимости от времени суток.

Доклад, подготовленный румынским депутатом ЕП Сильвией-Адрианой Тичу, был принят комитетом 31 марта (36 голосов за, 11 против, трое воздержались).

Источник: www.ivt.com.ua

?

Продажи тепловых насосов испытывают сегодня настоящий бум: в 2008 году количество этих систем, реализованных на территории Германии для отопительных целей, увеличилось – по сравнению с предыдущим годом – более чем на треть, приблизительно до 62.500 устройств. Однако, снижаются ли – благодаря увеличению числа тепловых насосов для отопления домов – потребление первичной энергии и выбросы CO₂, и является ли это решение экономически и экологически оправданным?

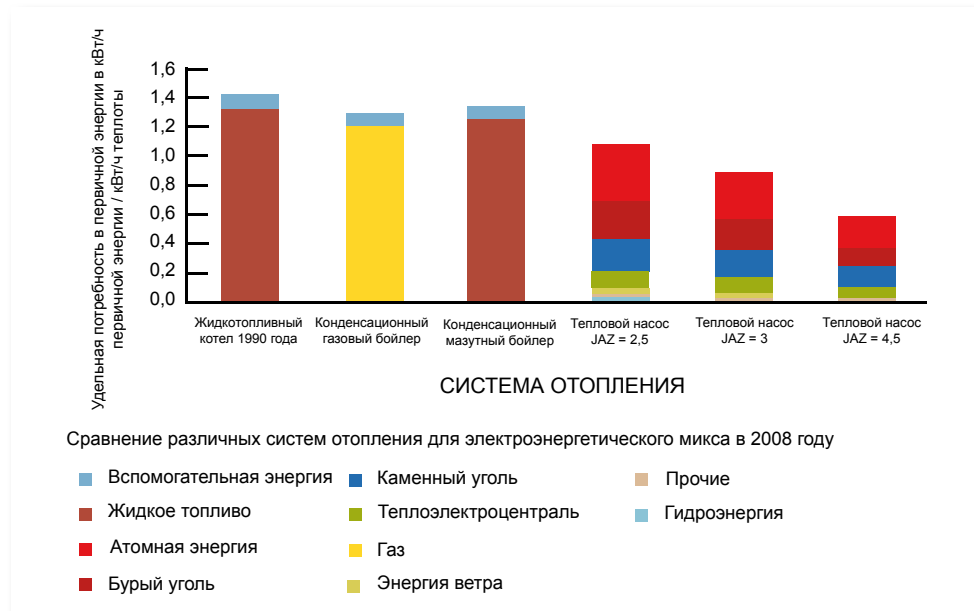
Именно эти вопросы анализирует доктор технических наук, профессор Ульрих Вагнер (Ulrich Wagner), кафедра энергетики и прикладной методики (IfE) при Мюнхенском Техническом Университете, в своем научном изыскании под названием «Энергопромышленная оценка теплового насоса в отоплении зданий». Данное исследование сравнивает потребление первичной энергии и эмиссию CO₂ тепловых насосов с газовыми и мазутными конденсационными отопительными котлами и ранними жидкотопливными системами – с точки зрения энергетических составляющих электрогенерирующего микса (Strommix) для 2008 и 2030 года соответственно, на

основе суммарного годового коэффициента эффективности (Jahresarbeitszahl, JAZ). Детально изучены были также воздействия дальнейшего количественного прироста тепловых насосов на существующий парк электростанций.

Экономия первичной энергии уже с JAZ=2,2

По расчетам Вагнера, тепловой насос экономит первичную энергию – с нынешним соотношением энергоносителей для выработки электроэнергии и по отношению к высокоэффективному газовому конденсационному отопительному котлу с природным газом без биогазового компонента – начиная уже со значения показателя JAZ=2,2, а при JAZ=4,5 требует менее половины энергии.

При этом, экологический баланс теплового насоса на протяжении всего срока эксплуатации улучшается почти сам по себе. Причины – ожидаемые повышения эффективности существующих электростанций и возрастающая доля возобновляемых источников энергии при генерации электроэнергии. К 2030 году, согласно сценарию, представленному в



исследовании, тепловые насосы продемонстрируют более высокие результаты, уже начиная с JAZ=1,8 – по отношению к наиболее эффективным системам отопления на ископаемых энергоносителях. В общей сложности, прогнозируемый 1 млн дополнительных тепловых насосов сэкономят в Германии с 2030 года ежегодно 9,49 ТВт/ч (1 ТВт/ч = 1 млрд кВт/ч) первичной энергии.

Примечание: уже с 2020 года, все новостройки в Германии должны отапливаться без ископаемых энергоносителей, а с 2019 года Европейский Союз допускает к строительству лишь здания с "чистым" нулевым потреблением энергии (Netto-Nullenergiegebäude). При этом, речь идет о постройках, в которых совокупное годовое потребление первичной энергии благодаря очень высокой энергоэффективности здания не превышает выработку энергии на данном объекте от возобновляемых источников.

CO₂

В 2008 году, тепловые насосы снижали уровень эмиссии CO₂ – по сравнению с высокоэффективным газовым конденсационным отопительным котлом на природном газе без биогенного компонента – начиная с годового коэффициента эффективности JAZ>2,0. При JAZ=4,0 выбросы CO₂ уменьшались вдвое. И хотя, по причине отказа от строительства

новых АЭС и закрытия существующих мощностей к 2020 году, предполагается первоначальное повышение уровня эмиссии CO₂ на кВт/час при выработке электроэнергии, возрастающая эффективность электростанций и увеличение доли возобновляемых источников энергии должны благоприятно отразиться также и на выбросах CO₂ тепловых насосов до 2030 года. Исследование прогнозирует для 1-млн. увеличения тепловых насосов к 2030 году экономию в 2,3 млн тонн CO₂ по сравнению с отоплением при помощи газового конденсационного котла.

В дальнейшем, исследование проанализировало эффект 1-млн прироста тепловых насосов до 2030 года на все электрогенерирующие мощности: для работы понадобится некоторое количество дополнительного электричества, соответствующего 0,7% чистого потребления электроэнергии 2006 года. В наиболее холодные дни, все эти тепловые насосы потребуют лишь незначительную мощность, приблизительно равную 1,3 ГВт, что примерно соответствует производительности двух энергоблоков на каменном угле. Для сравнения: в настоящий момент в Германии установлены ветряные электростанции общей мощностью 24 ГВт.

Источник: www.ivik.ua

?

В. Ф. Гершкович

В то время как в большинстве стран мира наблюдается активный рост потребления тепловых насосов, Украина все еще остается на обочине этого процесса. Движение в направлении широкого применения тепловых насосов идет пока туго, и, самое удивительное, что сколько-нибудь убедительного объяснения этому найти трудно. Можно было бы

предположить, что Украина не столь богата, чтобы массово применять достаточно дорогую технику, если бы в области применения совсем не дешевых автономных кондиционеров, часто называемых сплит-системами, мы не были впереди планеты всей. Ни в одной европейской столице нет такого количества уродливых наружных блоков кондиционеров, бесцеремонно выплывших на фасады зданий, сколько их установлено в Киеве. Техническая сложность тепловых насосов тоже не должна была бы

служить препятствием для их широкого применения, поскольку украинские технические службы давно и успешно справляются с установкой и эксплуатацией различного рода холодильных установок, в том числе и автономных кондиционеров, работающих по сходному с тепловым насосом принципу. Еще несколько лет назад можно было бы говорить о недостаточной информированности общества, мало знающего о тепловых насосах. Действительно, не каждому было известно, что можно нагреть жилище теплом холодного грунта, и до недавнего времени никто и не пытался рассказать простому человеку о такой возможности. Но теперь о тепловых насосах ничего не знает только тот, кому ничто не интересно.

Единственным фактором, объективно сдерживавшим применение тепловых насосов в Украине, была относительно невысокая цена природного газа. Простому и недорогому газовому котлу, к которому из далеких подземных месторождений подается по трубопроводу недорогое топливо, сжигаемое без видимого дыма и сухого остатка, долгое время не было экономически обоснованной альтернативы. Теперь, когда газ по мере истощения природных его запасов постоянно дорожает, ситуация с применением тепловых насосов может измениться.

-
?

Для того, чтобы попытаться ответить на этот вопрос, следовало бы определить, прежде всего, области наиболее эффективного применения тепловых насосов. Для начала обратимся к европейскому опыту, а, точнее, к принятой в 2010 году Директиве [1] европейского парламента, опирающейся на имеющийся в Европе опыт. Согласно этой директиве, вновь строящиеся здания должны проектироваться с использованием только четырех источников энергии, а именно:

- Возобновляемые источники энергии,
- Когенерационные установки,
- Централизованные системы, работающие на возобновляемых источниках,
- Тепловые насосы.

Взвешенный подход к источникам энергии, характерный для Европы, вероятно, еще не слишком скоро будет принят у нас, но будет принят непременно, потому что этот подход основан не на конъюнктурных предпочтениях тех или иных деятелей, а на объективных реалиях, учитывающих неизбежно надвигающиеся на все страны мира топливные проблемы. Поэтому на постулатах европейской директивы можно строить, пока безотносительно ко времени, и украинские прогнозы. Как видим, тепловые насосы занимают последнее, четвертое место в очень коротком перечне допустимых для зданий нового строительства источников энергии. В этом перечне вообще нет котлов на ископаемом топливе, и централизованные системы теплоснабжения от районных котельных, работающих на газе или на любом другом ископаемом топливе, согласно директиве, применяться не должны.

Несмотря на четвертое место в европейском перечне энергетических источников, на самом деле,

тепловые насосы во многих случаях в будущем будут применяться практически безальтернативно. Например, в сельской местности, где даже в перспективе не будет места ни когенерационным установкам, ни централизованным системам теплоснабжения, конкуренцию зданиям с тепловыми насосами могут составить только достаточно дорогие дома с нулевым потреблением энергии. Да и в городах, применительно к украинским условиям, единственной альтернативой тепловым насосам могут быть системы теплоснабжения от ТЭЦ, от местной когенерационной установки или от котельной, в которой сжигается биомасса или мусор. Перспективы широкого применения систем теплоснабжения от тепловых насосов в Украине нужно рассматривать отдельно для индивидуальных жилых домов и городских зданий. Область применения тепловых насосов при строительстве и реконструкции индивидуальных жилых домов, скорее всего, будет расширяться достаточно быстро. Этому процессу будут содействовать два фактора.

Первый из этих факторов, экономический, заставит владельцев индивидуальных жилых домов искать альтернативу природному газу, стоимость которого постоянно возрастает, в то время как надежность системы газоснабжения понижается. Чем быстрее будут расти цены на газ, тем активнее будут применяться тепловые насосы в этом секторе экономики. Второй фактор, технический, характеризуется хорошо отработанными конструктивными решениями, дающими вполне удовлетворительный результат. Нет никаких технических проблем в решении задачи теплоснабжения относительно небольшого дома при помощи устройств, отбирающих теплоту грунта на прилегающей к этому дому территории.

Оба этих фактора и впредь будут работать на увеличение доли индивидуальных жилых домов, получающих тепло от тепловых насосов. При этом не потребуются ни бюджетные инвестиции, ни новые научные разработки. Процесс уже пошел, и, чем дальше, тем активнее он будет проходить. Катализатором этого процесса могло бы стать государственное стимулирование домовладельцев, намеренных установить у себя тепловые насосы. Методов стимулирования много, и в разных странах они применяются по-разному. Экономистам стоило бы основательно изучить эти методы, чтобы применить у нас самые оптимальные.

Гораздо больше проблем с применением тепловых насосов при строительстве и реконструкции зданий городской застройки, для теплоснабжения которых теперь сжигается больше всего природного газа. Главная проблема состоит в том, что экономические и технические факторы, которые будут работать на широкое применение тепловых насосов в индивидуальном жилищном строительстве, в городском коммунальном хозяйстве пока работают против них. Экономическая проблема состоит в том, что в современном коммунальном хозяйстве не обойтись без централизованных инвестиций там, где должен работать тепловой насос вместо традиционной системы теплоснабжения. Еще более серьезными выглядят технические проблемы, суть которых состоит в том, что сегодня нет еще отработанных решений по обеспечению городских зданий и крупных систем

теплоснабжения тепловой энергией от тепловых насосов.

Европейский опыт применения тепловых насосов тоже не дает нам много примеров использования тепловых насосов для теплоснабжения крупных городов. Опыт Стокгольма, где значительная часть города обогревается тепловыми насосами, не показателен, поскольку там, в качестве источника тепла используется морская вода, а на украинском морском побережье расположено не так уж много городов. Это не означает, что в типичных условиях крупных городов нет места тепловым насосам. Но, следует иметь в виду, что предстоят серьезные научно-исследовательские работы и экспериментальные проекты, после реализации которых можно будет эффективно развивать эту отрасль.

При плотной городской застройке многоэтажными домами теплота грунта не может в полной мере обеспечить потребности систем теплоснабжения этих домов, если не применять многокилометровых скважин, возможность бурения которых проблематична как с экономической, так и с экологической точки зрения. Только хорошо утепленные малоэтажные (до 5 - 6 этажей) дома после соответствующей их реконструкции могли бы быть обеспечены тепловой энергией от тепловых насосов, использующих теплоту грунта, канализационных стоков и вытяжного воздуха. Частично такой проект был реализован [1] в КиевЗНИИЭПе в 2006 году. Проектом предусмотрено завершение модернизации системы теплоснабжения здания [2], но реализация проекта пока откладывается.

Более перспективным местом применения тепловых насосов в условиях городской застройки, возможно, станут районные котельные, эффективность использования которых можно существенно повысить, если в теплое время года использовать в качестве источника тепла наружный воздух. Это позволило бы не сжигать газ в котлах не только летом, когда работает только система горячего водоснабжения, но и в переходной период, когда отопи-

тельные нагрузки относительно невелики, а температура наружного воздуха не опускается до расчетных значений.

При сильных морозах, когда коэффициент преобразования теплового насоса понижается до значений 2,75* и ниже, такая система теплоснабжения могла бы работать в обычном режиме.

На рис. 1 представлена схема использования теплового насоса в отопительной котельной.

* При значениях коэффициента преобразования теплового насоса с электрическим приводом ниже 2,75 энергетическая система, включающая в себя тепловую электростанцию и тепловой насос, будет потреблять больше топлива, чем котел, вырабатывающий с коэффициентом полезного действия 0,9 то же количества тепла, что и тепловой насос. Поэтому тепловые насосы, работающие с коэффициентом преобразования ниже 2,75, считаются энергетически неэффективными.

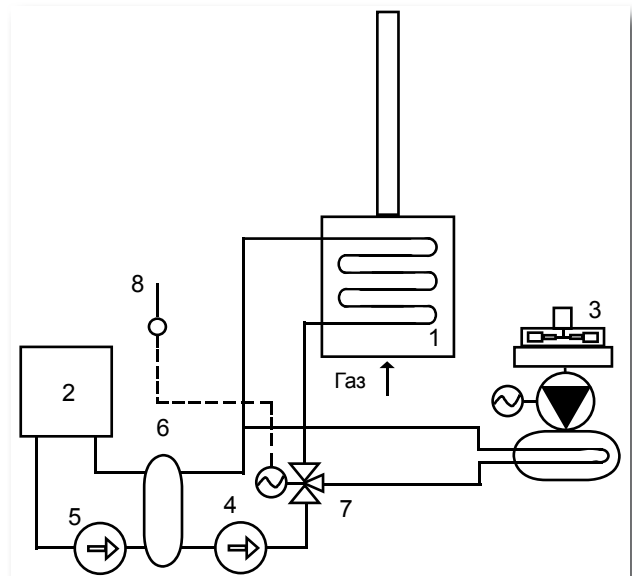


Рисунок 1. Схема котельной с тепловым насосом «воздух-вода»

- 1 - котел,
- 2 - система теплоснабжения,
- 3 - тепловой насос «воздух-вода»,
- 4 - насос теплогенератора,
- 5 - циркуляционный насос системы теплоснабжения,
- 6 - промежуточная ёмкость,
- 7 - 3-ходовый поворотный клапан с электроприводом,
- 8 - датчик температуры наружного воздуха.

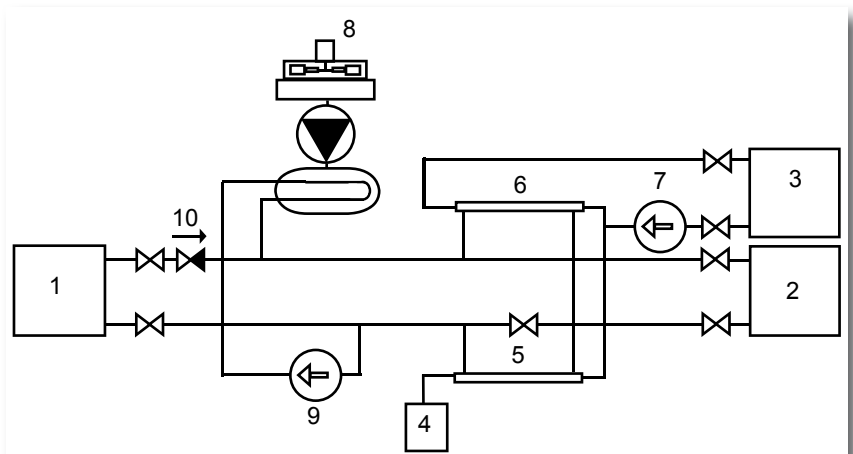


Рисунок 2. Схема ЦТП с тепловым насосом «воздух-вода»

- 1 - теплосеть от котельной,
- 2 - квартальная сеть системы отопления,
- 3 - квартальная сеть системы ГВС,
- 4 - водопровод,
- 5 - водоподогреватель ГВС первой ступени,
- 6 - водоподогреватель ГВС второй ступени,
- 7 - циркуляционный насос ГВС,
- 8 - тепловой насос «воздух-вода»,
- 9 - насос конденсатора теплового насоса,
- 10 - обратный клапан

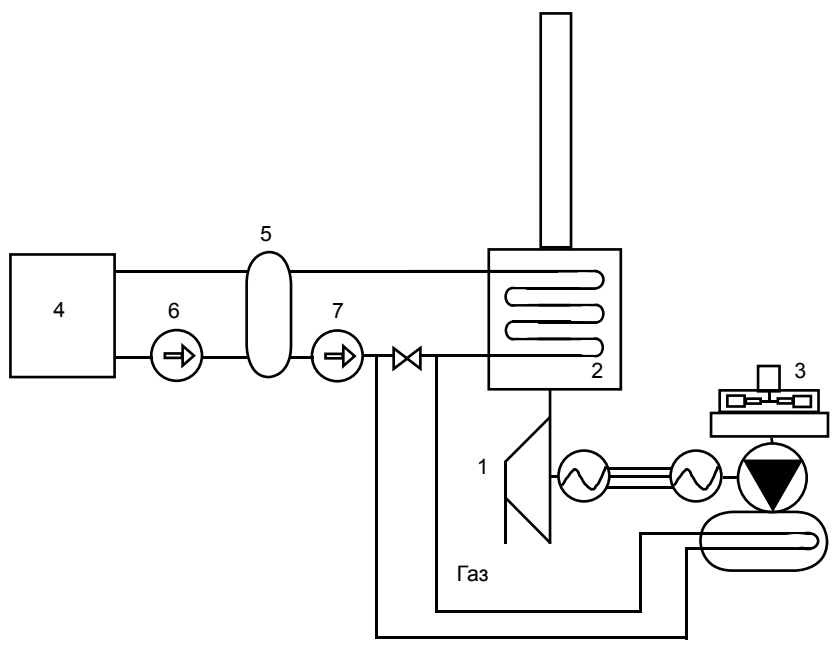


Рисунок 3. Схема когенерационной установки с тепловым насосом «воздух-вода»

- 1 – газовый двигатель,
- 2 – теплогенератор когенерационной установки,
- 3 – тепловой насос «воздух-вода»,
- 4 – система теплоснабжения,
- 5 – промежуточная ёмкость,
- 6 – насос системы теплоснабжения,
- 7 – насос теплогенератора

При разветвленной системе централизованного теплоснабжения, когда теплоноситель котельной подается потребителям через центральные тепловые пункты (ЦТП), целесообразно устанавливать компрессор теплового насоса «воздух-вода» в помещении ЦТП (рис. 2).

В обычном режиме теплоноситель тепловой сети 1 подается через ЦТП в квартальную сеть 2, к которой подключаются системы отопления зданий. Теплоноситель из обратного трубопровода квартальной теплосети используется для подогрева воды в водоподогревателе 5 первой ступени горячего водоснабжения, а часть теплоносителя из подающего трубопровода теплосети подогревает воду в водоподогревателе 6 второй ступени. Горячая вода подается в квартальную сеть горячего водоснабжения 3.

При благоприятных для теплового насоса 8 погодных условиях включается насос 9 и компрессор теплового насоса. Благодаря обратному клапану 10, циркуляция теплоносителя от нового теплогенератора 8 к обычным потребителям тепла 2 и 3 обеспечивается в нужном направлении без применения трехходового поворотного клапана, без которого нельзя обойтись в предыдущей схеме. Если к одной котельной присоединено много ЦТП, их работа должна быть синхронизирована с тем, чтобы при работе тепловых насосов на ЦТП можно было отключить котлы в котельной.

Многие западные эксперты рекомендуют устанавливать на центральных газовых котельных когенерационные установки, которые превращают эти котельные в мини-ТЭЦ, способные подавать в город не только тепловую, но и электрическую энергию. В общем случае, это выгодно, поскольку для выработки электрической энергии сжигается природный газ, который до установки газопоршневого или газотурбинного двигателя, используемого для привода электрогенератора, сжигался в котлах котельной. Вместе с тем, нельзя не учитывать особенностей украинской энергетической системы, в которой основное количество электрической энергии производится в ядерных реакторах, электрическую мощность которых уменьшить практически невозможно. Поэтому, если на мини-ТЭЦ будет вырабатываться дополнительное количество электрической энергии, то она может быть востребована только в часы пикового её потребления.

В течение большей части суток она не нужна, потому что избыточная выработка энергии может привести к аварийной остановке реактора, а это связано со значительными потерями энергетических и финансовых ресурсов.

Вот почему украинские энергетические компании всячески сопротивляются включению когенерационных установок в энергосистему. И делают они это технически совершенно обоснованно, хотя и вопреки некоторым нормативным актам и постановлениям. Даже, если удастся, опираясь на эти акты и постановления, все же включить когенерационную установку в энергетическую систему и продать выработанную энергию энергетическим компаниям, нужно понимать, что реальным энергосбережением здесь и не пахнет.

Другое дело, если когенерационная установка в котельной вырабатывает электрическую энергию, которую продавать не нужно, а можно использовать для собственных нужд, например, для привода компрессора теплового насоса. Схема такой установки показана на рис. 3

Газовый двигатель 1 (на схеме условно показан газотурбинный двигатель, но это может быть и поршневой) когенерационной установки соединен с электрогенератором, вырабатывающим электроэнергию, которую потребляет двигатель теплового насоса 3. Отработанные в газовом двигателе продукты сгорания направляются в теплогенератор 2 когенерационной установки, где вырабатывается тепловая энергия. Теплоноситель из обратного трубопровода тепловой сети 4 насосом 7 прокачивается последовательно через конденсатор теплового насоса 3 и через теплогенератор 2 когенерационной установки, после чего подается в верхнюю часть промежуточной ёмкости 5, откуда циркуляционным насосом системы централизованного теплоснабжения подается потребителям.

Эта схема имеет много преимуществ перед другими схемами эффективного использования топлива.

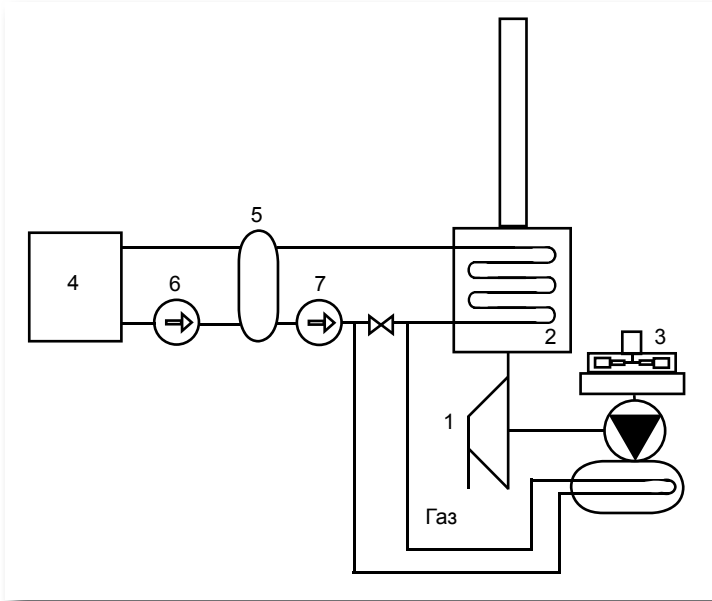


Рисунок 4. Схема когенерационной установки с газовым двигателем, механически связанном с компрессором теплового насоса

- 1 – газовый двигатель,
- 2 – теплогенератор когенерационной установки,
- 3 – тепловой насос «воздух-вода»,
- 4 – система теплоснабжения,
- 5 – промежуточная ёмкость,
- 6 – насос системы теплоснабжения,
- 7 – насос теплогенератора

Поскольку тепловой насос и теплогенератор соединены последовательно, конденсация холодильного агента теплового насоса происходит при относительно низких температурах, и это позволяет достичь высоких значений коэффициента преобразования. С другой стороны, совместное использование когенерации и теплового насоса обеспечивает высокую энергетическую эффективность системы. Даже при минимально допустимом в обычных системах коэффициенте преобразования теплового насоса 2,75, установка с когенерацией способна подать примерно 1,45 единицы тепла на одну единицу энергии топлива, и это в полтора раза больше, чем способен обеспечить такой тепловой насос сам по себе. Только в связке с когенерацией тепловой насос остается эффективным при коэффициентах

трансформации от 1,5 и выше. Это обстоятельство, а также низкая температура конденсации создают благоприятные условия для эффективного круглогодичного использования теплового насоса «воздух-вода» даже в климатических условиях севера Украины.

Схему, показанную на рис. 3, можно технически упростить, исключив из неё электрогенератор когенерационной установки и электродвигатель теплового насоса (рис. 4). Для этого газовый двигатель 1 должен непосредственно приводить в действие компрессор теплового насоса 3 при помощи механического их соединения. Тепловые насосы, работающие от двигателей внутреннего сгорания, применяются редко, но для такого рода энергетически эффективных систем стоило бы разработать надлежащие механические связи. Преобразование электрической энергии в механическую и обратно всегда связано с потерями энергии, которых в данном случае можно было бы избежать.

Тепловые насосы – это совершенно новый пласт технических решений, который во всем мире только начинает разрабатываться. Думать, что удачно выполненный коттедж с грунтовыми теплообменниками вокруг него – это вершина достижений техники, связанной с тепловыми насосами – значит не видеть перспективы. Чем шире кругозор специалистов, вовлеченных в решение проблемы, тем эти перспективы заманчивее. Заимствовать зарубежный опыт применения тепловых насосов безусловно нужно, но этот опыт пока не дает ответа на многие вопросы, связанные с широким применением тепловых насосов в условиях плотной городской застройки. Здесь есть место для творческого поиска, новых изобретений и интересных экспериментов. И не нужно ждать, пока этот поиск совершат ученые и инженеры в других странах с тем, чтобы потом покупать чужие знания и импортную технику.

1. Directive 2010/31/EU of the European parliament and of Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings

2. Исследование работы теплового насоса, использующего теплоту канализационных стоков и грунта. «Энергосбережение в зданиях» №3 (№34) за 2007 год.

3. От централизованного теплоснабжения к тепловым насосам. «Энергосбережение в зданиях» №6 (№49) за 2009 год.

Мир энергосбережения

Портал информационных проектов по энергосбережению энергосервисной компании «Экологические Системы»
www.esco.co.ua

В. Ф. Гершкович

1.

О тепловых насосах, способных отобрать тепло окружающей среды для отопления зданий, теперь уже знают почти все, и, если еще недавно потенциальный заказчик, как правило, задавал недомыслимый вопрос «как это возможно?», то теперь все чаще звучит вопрос «как это правильно сделать?». Ответить на этот вопрос непросто. В поисках ответа на многочисленные вопросы, которые неизбежно возникают при попытке проектировать системы отопления с тепловыми насосами, целесообразно обратиться к опыту специалистов тех стран, где тепловые насосы на грунтовых теплообменниках применяются уже давно.

Посещение американской выставки AHR EXPO-2008, которое было предпринято, главным образом, с целью получения информации о методах инженерных расчетов грунтовых теплообменников, прямых результатов в этом направлении не принесло, но на выставочном стенде ASHRAE продавалась книга [1], некоторые положения которой послужили основой для этой публикации.

Следует сразу сказать, что перенос американской методики на отечественную почву – дело непростое. У американцев все не так, как принято в Европе. Только время они измеряют в тех же единицах, что и мы. Все остальные единицы измерения – чисто американские, а точнее – британские. Особенно не повезло американцам с тепловым потоком, который может измеряться как в британских тепловых единицах, отнесенных к единице времени, так и в тоннах охлаждения, которые придуманы, вероятно, в Америке.

Главная проблема, однако, состояла не в техническом неудобстве пересчета принятых в США единиц измерения, к которым со временем можно и привыкнуть, а в отсутствии в упомянутой книге четкой методической основы построения алгоритма вычислений. Рутинным и широко известным расчетным приемам там уделяется слишком много места, в то время как некоторые важные положения остаются вовсе нераскрытыми.

В частности, таким физически связанными исходными данными для расчета вертикальных грунтовых теплообменников, как температура циркулирующей в теплообменнике жидкости и коэффициент преобразования теплового насоса, нельзя задаваться произвольно, и, прежде чем приступить к вычислениям, связанным с нестационарным теплообменом в грунте, необходимо определить зависимости, связывающие эти параметры.

Критерием эффективности теплового насоса служит коэффициент преобразования η , величина которого определяется отношением его тепловой мощ-

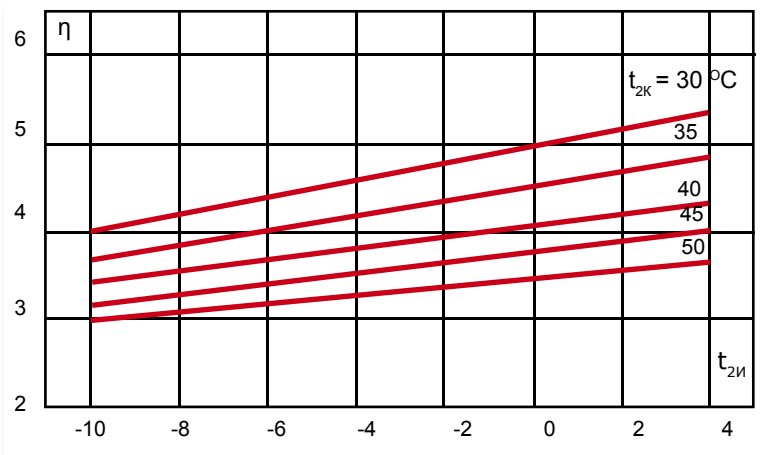


Рисунок 1. Зависимость коэффициента преобразования теплового насоса «вода-вода» от температуры гликоля на выходе из испарителя $t_{2И}$ и температуры теплоносителя на выходе из конденсатора $t_{2К}$

ности к мощности электропривода компрессора. Эта величина является функцией температур кипения в испарителе t_u и конденсации t_k , а применительно к тепловым насосам «вода-вода» можно говорить о температурах жидкости на выходе из испарителя $t_{2И}$ и на выходе из конденсатора $t_{2К}$:

$$\eta = f(t_{2И}, t_{2К}). \quad (1)$$

Анализ каталожных характеристик серийных холодильных машин и тепловых насосов «вода-вода» позволил отобразить эту функцию в виде диаграммы (рис. 1).

При помощи диаграммы нетрудно определиться с параметрами теплового насоса на самых начальных стадиях проектирования. Очевидно, например, что, если система отопления, присоединенная к тепловому насосу, рассчитана на подачу теплоносителя с температурой в подающем трубопроводе 50°C , то максимально возможный коэффициент преобразования теплового насоса будет около 3,5. При этом температура гликоля на выходе из испарителя не должна быть ниже $+3^\circ\text{C}$, а это означает, что потребуются дорогой грунтовый теплообменник.

В то же время, если дом обогревается посредством теплого пола, из конденсатора теплового насоса будет поступать в систему отопления теплоноситель с температурой 35°C . В этом случае тепловой насос сможет работать более эффективно, например, с коэффициентом преобразования 4,3, если температура охлажденного в испарителе гликоля будет около -2°C .

Пользуясь электронными таблицами Excel, можно выразить функцию (1) в виде уравнения:

$$\eta = 0,1729 \cdot (41,5 + t_{2И} - 0,015t_{2И} \cdot t_{2К} - 0,437 \cdot t_{2К}) \quad (2)$$

Если при желаемом коэффициенте преобразования и заданном значении температуры теплоносителя в системе отопления, работающей от теплового насоса, нужно определить температуру охлажденной в испарителе жидкости, то уравнение (2) можно представить в виде:

$$t_{2и} = \frac{\eta + 0,0755 \cdot t_{2к} - 7,175}{0,1729 - 0,0026 \cdot t_{2к}} \quad (3)$$

Выбрать температуру теплоносителя в системе отопления при заданных величинах коэффициента преобразования теплового насоса и температуры жидкости на выходе из испарителя можно по формуле:

$$t_{2к} = \frac{0,1729 \cdot t_{2и} - 7,175 - \eta}{0,0026 \cdot t_{2к} + 0,1755} \quad (4)$$

В формулах (2)...(4) температуры выражены в градусах Цельсия. Определив эти зависимости, можно теперь перейти непосредственно к американскому опыту.

2.

Длина вертикального грунтового теплообменника (ВГТ) зависит от свойств грунта и от характеристик теплонасосной системы. Рассмотрим принципиальную схему использования ВГТ в системе теплоснабжения с тепловым насосом (рис. 2).

ВГТ 1 содержит U-образный полиэтиленовый трубопровод, по которому циркулирует водный раствор гликоля, прокачиваемый циркуляционным насосом 6 через испаритель 3 теплового насоса. Кипящий в испарителе холодильный агент сжимается компрессором 2. Теплота конденсации отводится в конденсаторе 4 теплоносителем системы отопления 5, подаваемым насосом 7.

Влияние на интенсивность теплообмена в грунте оказывают такие его свойства как температура t_g в естественном состоянии, плотность ρ , теплопроводность λ , температуропроводность α и влажность w .

Не менее важную роль при определении длины теплообменника L_c играет величина его эквивалентного диаметра D_e , а также тепловая мощность Q теплового насоса. В случае использования ВГТ для отвода тепла в режиме кондиционирования необходимо учитывать холодильную мощность Q_x и электрическую мощность N . Интенсивность теплообмена в грунте в значительной степени определяется температурами жидкости t_{u1} и t_{u2} на входе в ВГТ и на выходе из него, а температура на выходе из конденсатора t_k является определяющей при определении коэффициентов преобразования теплового насоса η и холодильного коэффициента ϵ , которыми характеризуется энергетическая эффективность системы.

Задача расчета усложняется тем, что в грунте происходит нестационарный теплообмен. Теоретически процессы нестационарного теплообмена в грунтовом массиве изучались [2, 3, 4] многими исследователями. Хорошо отработан [5] метод расчета замораживающих скважин, применяющихся при проходке тоннелей в водоносных грунтах, но инженерные методы расчета ВГТ применительно к за-

дачам теплоснабжения от тепловых насосов отечественным проектировщикам неведомы.

Западные фирмы, предлагающие свои услуги по оборудованию зданий тепловыми насосами, не спешат делиться своими секретами, хотя можно предположить, что в большинстве случаев они сами этими секретами не обладают и бурят скважины, исходя из круглой цифры 50 Вт теплосъема с каждого метра длины ВГТ. При этом величина такого важнейшего энергетического показателя, как коэффициент преобразования теплового насоса, в действительности будет такая, какая получится, и этот результат не может считаться удовлетворительным.

Самые продвинутые западные фирмы даже у себя на родине не утруждают себя сложными расчетами, поступая вполне прагматично. На месте строительства бурят небольшую контрольную скважину, устанавливают пробный ВГТ и оборудуют его переносным источником холода или тепла, оснащенным необходимыми измерительными приборами. Непродолжительная пробная эксплуатация такого устройства дает ответы на все вопросы, связанные с устройством стационарного ВГТ. Достоинства такого метода не вызывают сомнений, но применим он не везде. Кроме того, даже наличие необходимого оборудования для предварительного исследования и средств на его оплату, не исключает необходимости иметь надежную методику инженерных расчетов ВГТ в различных грунтах при самых разнообразных внешних условиях.

В основу расчета положена [1] простая физическая зависимость в которую входят величина теплового потока q , длина скважин L_c , температуры грунта в естественном состоянии t_g и жидкости, циркулирующей в ВГТ t_w , а также линейное (отнесенное к одному метру длины скважины) сопротивление теплопередаче R от грунта к жидкости.

$$q = L_c - (t_g - t_w)/R, \quad (5)$$

Наибольшие проблемы возникают при определении величины R , поскольку перенос теплоты происходит в неоднородном поле при нестационарных режимах. Этот процесс был теоретически исследован [6] еще в 1949 году, а через пять лет на основе этого исследования была создана [7] американская методика инженерных расчетов.

Общая длина скважин L_c , м, используемых для теплообмена с грунтом в системах теплоснабжения с тепловыми насосами, определяется по формуле (6), где используются следующие символы:

$$L_c = \frac{q_a g R_{ga} + (g_H - N_{HP})g(R_b + k_m g R_{gm} + R_{gb} g k_{HL})}{t_g - 0,5g(t_{u1} + t_{u2}) - \Delta t} \quad (6)$$

$$q_a = 10^9 g \frac{-Q_c g \frac{\epsilon + 1}{\epsilon} - Q_H g \frac{\eta - 1}{\eta}}{31536000} = 31,71 (-Q_c g \frac{\epsilon + 1}{\epsilon} - Q_H g \frac{\eta - 1}{\eta}) \quad (7)$$

q_a – усредненная за год величина теплового потока, Вт, из грунта;

R_{ga} – линейное термическое сопротивление грунта, м • К/Вт;

q_n – проектная тепловая мощность, Вт, системы отопления;

NHP – электрическая мощность, Вт, теплового насоса;

R_b – линейное термическое сопротивление, м • К/Вт, скважины;

k_m – коэффициент, усредняющий пиковую тепловую нагрузку;

R_{gm} – линейное термическое сопротивление, м • К/Вт, грунта в течение расчетного месяца;

R_{gd} – линейное термическое сопротивление, м • К/Вт, грунта в течение расчетного дня;

K_{HL} – коэффициент, учитывающий тепловые потери, который принимают равным 1,04;

$t_{2И}, t_{1И}$ – температуры, °С, жидкости на входе в скважину и на выходе из нее;

t_g – естественная температура, °С, грунта;

Δt – поправка, °С, учитывающая влияние на теплообмен соседних скважин, если расстояние между ними менее 6 метров.

Усредненная за год величина теплового потока q_a , Вт, в грунт определяется по формуле (7),

где Q_c – годовая потребность в холоде, ГДж;

Q_n – годовая потребность в тепле, ГДж;

31536000 – количество секунд в году.

ϵ и η – холодильный коэффициент и коэффициент преобразования теплового насоса, определяемые по каталогам оборудования при расчетных температурах кипения и конденсации холодильного агента.

При обсуждении преимуществ использования ВГТ совместно с тепловым насосом всегда обращают внимание на возможность использования грунтового массива летом при отведении в него теплоты конденсации от холодильных машин системы кондиционирования. То, что при этом тепловой поток из грунта зимой возрастает, очевидно, но зависимость (7) позволяет оценить это возрастание количественно.

Линейное термическое сопротивление грунта R_{ga} , м • К/Вт, определяется по формуле:

$$R_{ga} = G/\lambda, \quad (8)$$

где λ – теплопроводность грунта, Вт/(К • м),

G – фактор, учитывающий нестационарность теплообмена в грунте при сменяющихся циклах направления теплового потока от цилиндрического теплообменника в грунт и от грунта к теплообменнику. Величина этого фактора связана с критерием Фурье Fo :

$$G=f(Fo) \quad (9)$$

Как известно, число Фурье – это один из критериев подобия нестационарных тепловых процессов, которым характеризуется соотношение между скоростью изменения тепловых условий в окружающей среде и скоростью перестройки температурного поля внутри рассматриваемой системы. Число Фурье зависит от размеров тела и коэффициента его теплопроводности. Применительно к рассматриваемой задаче:

$$Fo = (\alpha - \tau)/d^2, \quad (10)$$

где α – коэффициент температуропроводности грунта, м²/сут;

τ – цикл в сутках, в течение которого происходит изменение направления теплового потока;

d – эквивалентный диаметр, м, одного U-образного трубопровода ВГТ, определяемый по табл. 1.

Эквивалентный диаметр одиночного U-образного трубопровода грунтового теплообменника

Таблица 1

Диаметр, мм, условного прохода U-образного трубопровода грунтового теплообменника	20	25	32	40
Эквивалентный диаметр, d, мм	0,045	0,054	0,066	0,075

Работая с формулой (6), нужно вычислять число Фурье трижды, поскольку оно влияет на величины R_{ga} , R_{gm} и R_{gd} . Авторы методики рекомендуют при этом задаваться значениями $\tau = 3650, 30$ и $0,25$ суток соответственно, что отвечает интервалам времени в десять лет, один месяц и шесть часов. Логике такой рекомендации понять трудно, хотя можно отметить, что каждый последующий временной интервал короче предыдущего в 120 раз. Приходится предположить, что авторы методики используют теоретически подходящее число Фурье, манипулируя им с целью подогнать вычисления под практически проверенный результат. Мы смело последуем их примеру, поскольку результат, который практически проверен – это как раз то, что нас более всего интересует.

Данные о теплопроводности и о температуропроводности песчаного и глиняного грунтов представлены в табл. 2. Все остальные типы грунтов могут рассматриваться по признаку термических свойств как комбинация в различных пропорциях песка и глины, и соответствующие величины определяют, пользуясь данными табл. 2, посредством интерполяции.

Коэффициенты теплопроводности λ , Вт/(К • м) и температуропроводности α , м²/сут, песчаного и глиняного грунтов [1].

После того, как вычислен критерий Fo , нужно определить вспомогательную величину G , зависимость которой от Fo в книге [1] представлена графически в виде диаграммы в логарифмических осях координат. Пользуясь Excel, нетрудно представить эту эмпирическую зависимость аналитически:

$$G = 0,0756 - \ln(Fo) + 0,0927 \quad (11)$$

Линейное термическое сопротивление R_b , м • К/Вт, материала, заполняющего скважину, принимают по табл. 4, если скважина заполнена грунтом, вынутым из скважины при бурении. К величине R_b , определенной по табл. 4, вводят поправку (табл.5), если скважина заполнена раствором, теплопроводность которого отличается от теплопроводности окружающей скважину грунта.

Таблица 2

Тип грунта	Плотность, кг/м ³ , сухого грунта	Влажность грунта, %							
		5		10		15		20	
		k	a	k	a	k	a	k	a
Песок	1582	2,1	0,09	2,4	0,09	2,7	0,08	-	-
	1318	1,4	0,07	2,1	0,08	2,2	0,08	2,4	0,08
	1054	0,9	0,06	1,0	0,06	1,0	0,05	1,2	0,05
Глина	1582	1,0	0,04	1,2	0,04	1,4	0,04	-	-
	1318	0,9	0,04	0,9	0,04	1,0	0,04	1,1	0,04
	1054	0,5	0,03	0,6	0,03	0,7	0,03	0,7	0,03

В табл. 3 приведены данные о грунтах, полученные при изысканиях на строительстве Харьковского метрополитена [5].

Плотность ρ , влажность w , коэффициенты теплопроводности λ , и температуропроводности a грунтов, характерных для г. Харькова [5].

Таблица 3

Грунт	ρ , кг/м ³	$w/\%$	λ , Вт (К • м)	a , м ² /сут.
Мергель	1800	31	1,62	0,035
	1850	37	1,94	0,070
Глина	1770	19	1,53	0,056
	2070	38	2,6	0,059
Суглинки	1680	10	1,59	0,070
	2050	45	2,52	0,055
Песок	1620	2	0,78	0,055
	1970	13	1,21	0,047
	2060	22	2,65	0,080

Величину коэффициента k_r , усредняющего пиковую тепловую нагрузку, определяют по формуле:

$$k_m = 10^9 \cdot \frac{Q_H}{q_H \cdot z} \quad (12)$$

где z – количество секунд отопительного периода.

Величины эффективного линейного термического сопротивления, R_{gm} и R_{gd} , м • К/Вт, грунта в течение расчетного месяца и расчетных суток определяют по формулам (8)...(10) при соответствующих значениях $t = 30$ и $t = 0,25$.

Линейное термическое сопротивление R_b , м • К/Вт, скважины [1].

Таблица 4

Условный проход, мм, U-образной трубы	Наружный и внутренний диаметры, мм	Линейное термическое сопротивление R_b , м • К/Вт, скважины при расходах, л/с, жидкости по трубе			
		0,126	0,378	0,63	1,26
20	26,7/21,8	0,052	0,069		
	26,7/20,9	0,058	0,081		
25	33,4/27,4	0,052	0,081	0,058	
	33,4/26,6	0,058	0,088	0,064	
32	42,2/34,5	0,052	0,088	0,069	0,052
	42,2/35,1	0,052	0,088	0,069	0,052
40	48,3/39,4	0,052	0,092	0,088	0,052
	48,3/40,9	0,046	0,081	0,081	0,046

Поправка к величине линейного термического сопротивления скважины [1].

Таблица 5

Условный проход, мм		Теплопроводность, Вт/(м • К) окружающего грунта				
		1,55			2,25	
Скважины	Трубы	Поправка к величине линейного термического сопротивления скважины, м • К/Вт, при теплопроводности, Вт/(м • К) заполняющего скважину раствора				
		0,865	3,46	0,5	1,73	3,46
100	20	0,064	- 0,029	0,081	0,017	- 0,012
	25	0,040	- 0,017	0,052	0,012	- 0,012
125	20	0,081	- 0,035	0,104	0,023	- 0,023
	25	0,064	- 0,023	0,081	0,017	- 0,012
	32	0,035	- 0,017	0,052	0,012	- 0,012
150	20	0,104	- 0,040	0,121	0,023	- 0,029
	25	0,081	- 0,035	0,098	0,017	- 0,023
	32	0,052	- 0,023	0,069	0,017	- 0,012
	40	0,040	- 0,017	0,052	0,012	- 0,012

Значения тепловых нагрузок q_H и q_C , а также температур грунта t_g принимают по данным проекта. Температуру $t_{2и}$ и охлажденной в испарителе теплового насоса гликоля рекомендуется рассчитывать по формуле (3), исходя из заданных значений коэффициента преобразования и температуры теплоносителя в системе отопления, а температуру $t_{1и}$ гликоля на выходе из ВГТ принимают на 5°C выше.

Таким образом, все символы основной расчетной формулы (6) объяснены. Убедиться в достоверности этих объяснений и в корректности самой зависимости можно на примере расчета.

Необходимо рассчитать поле вертикальных грунтовых теплообменников (ВГТ) для отопления и кондиционирования воздуха офисного здания, построенного на местности, в которой естественная температура грунта на глубине более 6 метров $t_g = 10^\circ\text{C}$, а продолжительность отопительного периода составляет 170 суток ($z = 14688000$ с).

ВГТ проектируется из полиэтиленовых труб условным проходом 25 мм, установленных в скважинах диаметром 150 мм. Плотность грунта, в котором устанавливаются ВГТ, $\rho = 1318$ кг/м³, влажность 15%, коэффициенты теплопроводности и температуропроводности составляют, соответственно, 2,076 Вт/(К • м) и 0,087 м²/сут.

Проектом установлено, что пиковая тепловая мощность системы отопления $q_H = 500$ кВт, а холодильная мощность системы кондиционирования $q_C = 800$ кВт. Годовое потребление тепла системой отопления оценивается величиной $Q_H = 3230$ ГДж, а холод вырабатывается в количестве $Q_C = 1556$ ГДж за летний период.

Принято, что коэффициент преобразования η не должен быть ниже 4, а средний за летний период холодильный коэффициент $\varepsilon = 4,2$.

Система отопления здания рассчитана с учетом температуры воды на выходе из конденсатора $t_{2к} = 35^\circ\text{C}$.

Усредненная за год величина теплового потока q_a от теплового насоса в грунт определяется по формуле (7):

$$q_a = 31,71 \cdot (-1556 \cdot (4,2 + 1) / 4,2 + 3230 \cdot (4,0 - 1) / 4,0) = 15796 \text{ Вт.}$$

Критерий Фурье Fo десятилетнего (3650 суток) цикла определяется по формуле (10):

$$Fo = (0,087 \cdot 3650) / 0,054^2 = 106030.$$

Фактор G , учитывающий нестационарность теплообмена в грунте, определяется по формуле (11):

$$G = 0,0756 \cdot 2,3 \cdot \lg 106030 + 0,0927 = 0,967.$$

Величина эффективного линейного термического сопротивления грунта R_{ga} определяется по формуле (8):

$$R_{ga} = 0,967 / 2,076 = 0,466 \text{ м} \cdot \text{К/Вт.}$$

Электрическую мощность двигателя теплового насоса N_{HP} определим, исходя из заданной минимальной величины коэффициента преобразования $\eta = 4,0$:

$$N_{HP} = 10^3 \cdot (q_H / \eta) = 125000 \text{ Вт.}$$

Величина R_b линейного термического сопротивления скважины зависит от скорости движения жидкости по трубопроводу, погруженному в эту скважину. Для того, чтобы предварительно определить эту скорость, нужно задаться количеством параллельно включенных скважин, не вдаваясь пока в тонкости гидравлического расчета.

При тепловой мощности теплового насоса 500 кВт и разности температур воды (свойства этиленгликоля в этом расчете можно не учитывать) на входе в испаритель и на выходе из него 5°C через скважины должно циркулировать:

$$(500 - 125) \cdot 0,86 / 5 = 64,5 \text{ т/ч жидкости.}$$

Если задаться количеством ВГТ, например 80, то через каждый из них будет циркулировать $64,5 / 80 = 0,81$ т/ч.

Внутренний диаметр полиэтиленовой трубы Ду25 равен 27,4 мм. Скорость движения жидкости в ней равна: $(0,81 / 3600) / (\pi \cdot 0,0274^2 / 4) = 0,382$ м/с.

По табл. 4 и 5 определяем линейное термическое сопротивление R_b , скважины с учетом ее заполнения теплопроводным бетоном:

$$R_b = 0,081 - 0,012 = 0,069 \text{ м} \cdot \text{К/Вт.}$$

Величина коэффициента k_r , усредняющего пиковую тепловую нагрузку, определяется по формуле (12):

$$10^9 \cdot 3230 / (500000 - 14688000) = 0,44.$$

Величины эффективного линейного термического сопротивления, R_{gm} и R_{gd} м \cdot К/Вт, грунта определяются по формулам (8)...(10).

Критерий Фурье для месячного цикла (30 суток) определяется по формуле (10):

$$Fo = (0,087 \cdot 30) / 0,054^2 = 871.$$

Фактор G определяется по формуле (11):

$$G = 0,0756 \cdot 2,3 \cdot \lg 871 + 0,0927 = 0,604.$$

Величина эффективного линейного термического сопротивления грунта определяется по формуле (8):

$$R_{gm} = 0,604 / 2,076 = 0,291 \text{ м} \cdot \text{К/Вт.}$$

Для шестичасового цикла (0,25 суток):

$$Fo = (0,087 \cdot 0,25) / 0,054^2 = 7,3.$$

$$G = 0,0756 \cdot 2,3 \cdot \lg 7,3 + 0,0927 = 0,242.$$

$$R_{gd} = 0,242 / 2,076 = 0,117 \text{ м} \cdot \text{К/Вт.}$$

Температура гликоля на входе в ВГТ определяется по формуле (3):

$$T_{из} = (4,0 + 0,0755 \cdot 35 - 7,175) / (0,1729 - 0,0026 \cdot 35) = -6,5^\circ\text{C.}$$

Температуру гликоля на выходе из ВГТ принимают на 5°C выше: $t_{в1} = -6,5 + 5 = -1,5^\circ\text{C}$.

Общая длина скважин определяется по формуле (6):

$$L_c = [15796 \cdot 0,466 + (500000 - 125000) \cdot (0,069 + 0,44 \cdot 0,291 + 0,117 \cdot 1,04)] / [10 - 0,5 \cdot (-1,5 - 6,5)] = 9055 \text{ м.}$$

Тепловой поток из грунта к ВГТ определяется разностью величин тепловой и электрической мощности теплового насоса, то есть:

$500000 - 125000 = 375000$ Вт, а удельная величина теплового потока, отнесенная к одному метру

ВГТ, равна: $375000/9055 = 41,4$ Вт/м.

Удельная тепловая мощность теплового насоса, отнесенная к одному метру ВГТ, составляет: $500000 / 9055 = 55,2$ Вт/м.

Как видим, результат близок к ожидаемому, что позволяет отнестись с доверием к американской методике, несмотря на то, что некоторые ее положения не вытекают непосредственно из структуры простых понятий, сформированных примитивной логикой.

3.

Воспользуемся теперь построенной в ходе вычислений математической моделью с тем, чтобы проследить за влиянием различных исходных данных на конечный результат расчета. Отметим при этом, что расчеты, выполненные на Excel, позволяют провести такой анализ очень оперативно.

Для начала посмотрим, как влияет на величину теплового потока к ВГТ от грунта его теплопроводность.

Наш пример расчета был выполнен для грунта с теплопроводностью $\lambda = 2,076$ Вт/(К \cdot м), и удельный тепловой поток составлял при этом $q_{уд} = 41,4$ Вт. На рис. 3 показана функция $q_{уд} = f(\lambda)$ при неизменных прочих условиях расчета. Известно, что при использовании ВГТ летом в режиме отведения теплоты от холодильных машин системы кондиционирования эффективность грунтовых теплообменников, работающих зимой совместно с тепловым насосом, возрастает. Кривая на рис. 4 показывает характер зависимости удельного теплового потока от грунта к ВГТ зимой от отношения годовой потребности здания в холоде к годовой его потребности в тепле для отопления.

В европейской практике при сооружении грунтовых тепловых насосов обычно применяют ВГТ с двумя U-образными полиэтиленовыми трубами, установленными в одной скважине. Математическая модель позволяет оценить эффективность такого технического решения (рис. 5). Значения удельного теплового потока в левом и правом столбиках диаграммы вычислены при значениях эквивалентного диаметра ВГТ, соответствующих конструктивному исполнению теплообменника с одной и с двумя U-образными трубами.

Решающее для интенсификации теплообмена в грунте значение имеет разность температур грунта и охлажденного в испарителе теплового насоса гликоля. На рис. 6 представлена зависимость удельного теплового потока от этой разности температур.

Следует особо отметить, что рисунки 3...6 отображают не абсолютные величины удельного теплового потока от грунта к ВГТ, а характер изменения этих величин от одного из аргументов, в то время как множество остальных аргументов остаются неизменными, а, точнее, такими, какими они были определены или заданы в примере нашего расчета. Поэтому руководствоваться диаграммами, изображенными на этих рисунках, для вычисления длины ВГТ в конкретных проектах нельзя.

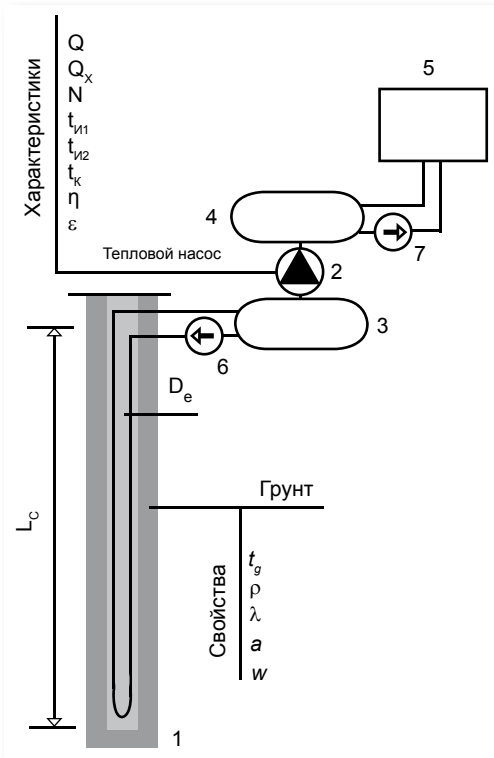


Рисунок 2. Схема геотермального теплообменника в системе теплоснабжения:

- 1 - ВГТ,
- 2 - компрессор,
- 3 - испаритель,
- 4 - конденсатор,
- 5 - система отопления,
- 6 - циркуляционный насос ВГТ,
- 7 - насос системы отопления.



Рисунок 3. Характер изменения величины удельного теплового потока к ВГТ от грунтов с различной теплопроводностью

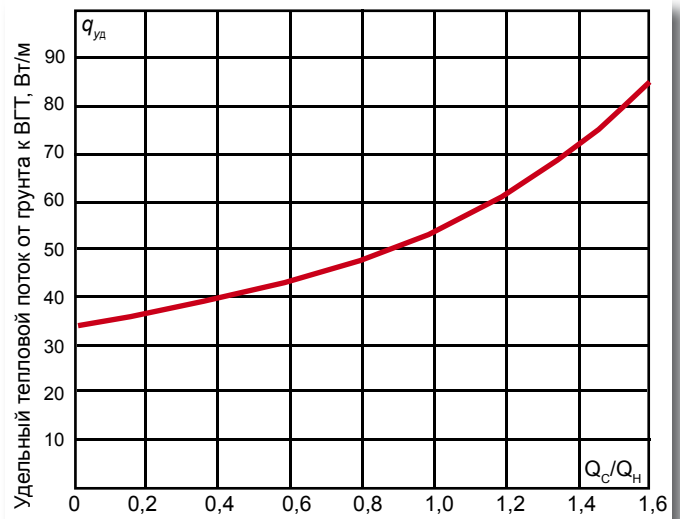


Рисунок 4. Характер изменения величины удельного теплового потока к ВГТ от соотношения годовых потребностей объекта в холоде (Q_c) и тепле (Q_n), выраженных в одинаковых единицах измерения

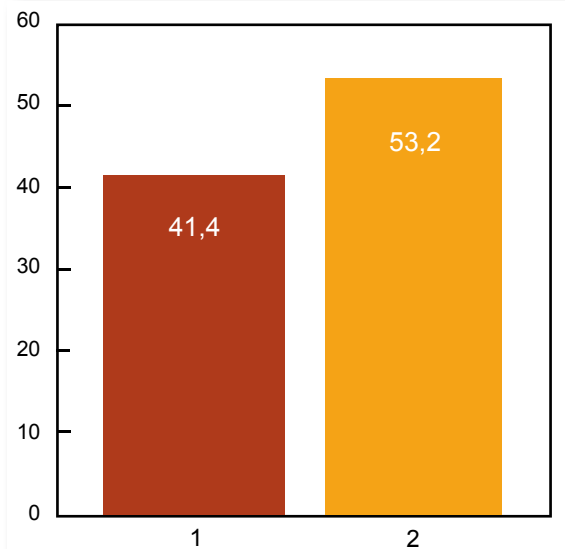


Рисунок 5. Характеристика изменения величины удельного теплового потока, Вт/м, от количества установленных в ВГТ U-образных труб:

- 1 - одна U-образная труба в скважине;
- 2 - две U-образных трубы.



Рисунок 6. Характеристика изменения величины удельного теплового потока к ВГТ от разности температур грунта в естественном его состоянии и гликоля

Определять длину вертикальных грунтовых теплообменников рекомендуется по формуле (6).

ASHRAE

-
-

1. Прежде чем проектировать грунтовые теплообменники, нужно получить информацию о грунтах на площадке строительства. С глубины от до 12 метров необходимо при помощи пустотелых сверл взять образцы грунта и исследовать его фракционный состав и влажность. Более глубокое бурение позволит идентифицировать геологическую структуру грунта (глина, песок, гравий, мергель и т.д.), определить уровень грунтовых вод, оценить трудоемкость бурения скважин и возможные трудности с установкой в них U-образных теплообменников. Оптимальным решением на предпроектной стадии является проведение тепловых испытаний исследовательского грунтового теплообменника с получением полной информации о его способности принимать теплоту грунтового массива.

2. Для грунтовых теплообменников рекомендуется использовать трубы из полиэтилена высокой плотности. Они прочны, надежны и относительно недороги. Эти трубы комплектуются разнообразными фитингами, и потому могут с успехом применяться и для внутренних систем инженерного оборудования зданий. Применяя металлические трубопроводы в этих системах, можно сэкономить на их креплениях, но при этом придется вложить намного больше средств в ингибиторы коррозии.

3. Для заливки скважин с установленными в них U-образными трубами должен применяться теплопроводный раствор. Чтобы уменьшить расход достаточно дорогого теплопроводного раствора, не следует бурить скважины слишком большого диаметра.

4. Тепловая и холодильная мощности инженерных систем здания должны рассчитываться тщательно и с пониманием того, что мощности принятые при проектировании с запасом, вынудят владельца платить больше не только за грунтовый теплообменник, но и за тепловой насос.

5. Расстояние между вертикальными грунтовыми теплообменниками не рекомендуется принимать менее 6 метров, а теплообменники, используемые, главным образом, для отведения теплоты в грунт в режиме кондиционирования воздуха, должны располагаться на расстоянии не менее 7,5 метров друг от друга. Потери, связанные с взаимным влияни-

ем близко расположенных теплообменников могут быть компенсированы только увеличением их длины. Наименьшее допустимое расстояние – 4,5 метра. Его можно рекомендовать только в водонасыщенных грунтах с высокой подвижностью грунтовых вод в них.

6. Не рекомендуется применять тепловые насосы с коэффициентом преобразования менее 4. Обычное представление о том, что выгоднее использовать одну единицу оборудования вместо двух единиц половинной мощности применительно к тепловым насосам «вода-воздух» оказывается несостоятельным по двум причинам. Во-первых, в тепловых насосах такого типа при холодильной мощности более 21 кВт все равно используют два компрессора с обособленными контурами циркуляции холодильного агента, а во-вторых, более мощные машины требуют больших затрат на устройство вентиляционных каналов.

7. Слишком изощренную автоматику применять не следует, в особенности там, где владелец не в состоянии оценить все ее тонкости. Почти во всех случаях для управления тепловым насосом достаточно применить программируемый термостат, который доступен по цене, совместим с любым оборудованием, и может применяться без электронных регуляторов.

8. Насосы не должны подавать слишком много воды. Электрическая мощность насосов хорошо запроектированной циркуляционной системы не должна превышать 11... 16 Вт на каждый киловатт холодильной мощности теплового насоса. Для этого насос должен проектироваться на подачу от 0,16 до 0,19 м³/ч воды на 1 кВт пиковой холодильной мощности.

9. Управление циркуляционной системой не должно быть слишком сложным, и количество регулирующих клапанов в системе должно быть минимальным. Достаточно применить насос с регулируемым числом оборотов, управляемый посредством датчика разности давлений на подающем и обратном коллекторах.

10. Концентрация гликоля в воде, циркулирующей через грунтовые теплообменники, должна быть минимальной, соответствующей расчетным температурам кипения в испарителе теплового насоса. В районах с теплым климатом, где в грунт сбрасывается больше тепла летом, чем отнимается от него зимой, в воду вообще не требуется добавлять антифриз.

Источник: www.ivik.ua

IEA Heat Pump Centre Newsletter Volume 28 - No. 2/ 2010

Переведено энергосервисной компанией
«Экологические Системы»

Jussi Hirvonen, Finland

В статье представлен обзор рынка тепловых насосов в Финляндии, как относительно новой страны - члена программы IEA HPP. Описана текущая ситуация и выполнен прогноз развития этого рынка до 2020 года. Сегодня на рынке доминируют воздушные тепловые насосы (по количеству проданных единиц) и грунтовые тепловые насосы (по годовому доходу). Предполагается, что рыночная доля этих видов тепловых насосов будет расти, а доля воздушных тепловых насосов в системах вентиляции может уменьшиться. Если эти прогнозы до 2020 года сбудутся, то ожидается, что тепловые насосы смогут в значительной степени способствовать развитию возобновляемой энергии в Финляндии.

Финляндия является новой страной - членом Heat Pump Programme (Программа Тепловых Насосов), присоединившейся к ней в 2009 году. Технология тепловых насосов постепенно завоевывает все большее признание и распространение в промышленности и среди населения. Продажи увеличиваются в большинстве сегментов этого рынка и по-прежнему существует значительный потенциал для их дальнейшего роста. Статья содержит краткий анализ рынка тепловых насосов в Финляндии и оценивает рост потенциала этого рынка.

В новом столетии продажи тепловых насосов увеличились (рис. 1). Сегодня воздушные тепловые насосы доминируют по объему продаж. Традиционно, они считаются наиболее экономически эффективным способом модернизации домов с электрическим отоплением: в последнее время большое количество тепловых насосов устанавливаются в коттеджах в дополнение к системе электрического отопления. Также следует отметить, что продажи воздушных тепловых насосов осуществляются различными способами: в строительных магазинах, фирмами с почтовой пересылкой и интернет - магазинами. Именно поэтому нет надёжной статистики продаж и количество проданных единиц может быть подсчитано только приблизительно.

Несмотря на это, воздушные тепловые насосы преобладают по количеству проданных единиц оборудования, а грунтовые тепловые насосы показывают наибольший годовой доход от продаж. Хотя грунтовые тепловые насосы устанавливаются в небольших количествах, их стоимость является более высокой, чем стоимость воздушных тепловых насосов (около 11000-20000 евро, по сравнению с 1500-2500 евро за воздушный тепловой насос, с учетом НДС). Подавляющее большинство грунтовых тепловых насосов в Финляндии - это вертикальные системы, которые считаются более выгодными из-за

относительно меньших вложений денежных средств на бурение (в связи с наличием базы для более высокой теплопроводности) и относительно либерального законодательства по отношению к бурению.

Воздушные тепловые насосы в системах вентиляции занимают небольшой сегмент рынка, но в будущем предполагается его уменьшение. Они устанавливаются в зданиях новой постройки, хотя эти тепловые насосы в стандартном исполнении не соответствуют новым, более строгим строительным нормам. Они могут быть использованы в новых зданиях с улучшенной изоляцией, или могут заменить старые воздушные тепловые насосы в системах вентиляции. В последнее время на финском рынке тепловых насосов появились усовершенствованные модели воздушных тепловых насосов. Из-за климатических условий они более подходят для использования в южной части Финляндии.

Развитие рынка систем отопления (% от годового дохода) для новых сооружений показано на рис.2, где изображен прогноз продаж до 2011 год. Как видно из рисунка, тенденцией предыдущих лет было увеличение использования возобновляемой энергетики (грунтовых тепловых насосов, централизованного отопления и биоэнергетики), что предполагает их рост и в дальнейшем. Это происходит в связи с принятием более строгих строительных норм, упомянутых выше.

Для рынка модернизаций систем теплоснабжения существует несколько интересных фактов, которые следует принять во внимание. Это:

- наличие 250000 домов с нефтяным отоплением
- наличие 150000 домов с электрическим обогревом и системой водяного отопления
- наличие 500000 домов с централизованным теплоснабжением
- наличие 500000 коттеджей (преимущественно с электрическим обогревом)
- наличие 100000 крупных помещений без централизованного отопления

Если их просуммировать, то получаем 1 500 000 домов, обладающих потенциалом модернизации систем отопления с помощью тепловых насосов, пеллетных котлов, или, возможно, солнечных панелей.

Следует отметить, что из-за недавно произошедшего экономического кризиса, рынок модернизации, по сравнению со строительным рынком, становится более востребованным. Вдобавок, финские домовладельцы теперь получают налоговые льготы при установке тепловых насосов (а так же за другие подобные реконструкции и проработанные работы). Государством может быть компенсировано до 60% стоимости оборудования, но в пределах 3000 евро.

Рынок тепловых насосов Финляндии по отношению к общему рынку страны (если не разделять тепловые насосы на типы, а здания на новые и модернизированные строения) довольно велик (рис.3). Однако, обратите внимание на то, что рынок скандинавских стран включает также реверсивные воздушные тепловые насосы. В этих странах для отопления используется преимущественно именно этот тип тепловых насосов. Как уже было сказано выше, количество проданных тепловых насосов может быть посчитано только приблизительно.

Прогноз роста обобщенного рынка тепловых насосов Финляндии до 2020 года показан на рис. 4. Положительная динамика ожидается для всех типов тепловых насосов, но, возможно, кроме тепловых насосов в системах вентиляции, упомянутых выше.

: SULPU

Финская Ассоциация Тепловых Насосов SULPU была основана в 1999 году. В настоящее время в нее входят более 120 участников: производители, импортеры и монтажные компании, а так же другие компании, заинтересованные в производстве тепловых насосов. Они содействуют развитию индустрии тепловых насосов, совершенствуют само оборудование и условия эксплуатации. SULPU также контролирует сферу интересов подрядчиков/монтажников и содействует сотрудничеству ее членов. Она также является официальным голосом промышленности на национальном уровне. SULPU также активно содействует внедрению системы сертификации EUCERT для подготовки монтажных организаций тепловых насосов, так же как и система ENPA Quality Label в Финляндии. В 2009 году SULPU была отмечена наградой Finnish Renewable Energy of the Year (смотри HPC Newsletter 2/2009).

Отчётливо видно, что в Финляндии уже существует рынок тепловых насосов. Одним из ключевых вопросов дискуссии является рост доли возобновляемой энергии в конечном потреблении. Как было отмечено выше, Финляндия ставит своей целью увеличение этой доли на 10% (с 28,5% до 38%). Это соответствует увеличению производства тепловой энергии примерно на 34 млрд кВт.час в год. В настоящее время более 250 000 тепловых насосов используют в общей сложности 2-3 млрд кВт.час возобновляемой энергии. Попутно отметим, что эти цифры будут зависеть от точного метода расчета фактора сезонной производительности (SPF), изложенного в Директиве ЕС по возобновляемой энергетике (the EU Renewable Energy Directive). Однако, с учетом этой оговорки, один миллион тепловых насосов, согласно прогнозам до 2020 года, сможет снабдить Финляндию более чем 10-30% возобновляемой энергии.

Страна	Финляндия
Население	5,3 миллиона
Площадь	338 00 км ²
Столица	Хельсинки
Количество одно/двух семейных домов	1100000

Средняя потребность в тепловой энергии одно/двух семейных домов	20-25 МВтч/год
Доля возобновляемой энергии в конечном потреблении 2005 года	28,5%
Обязательная цель использования возобновляемых ресурсов до 2020	38%
Количество новых одно/двух семейных домов в 2009 году	8000

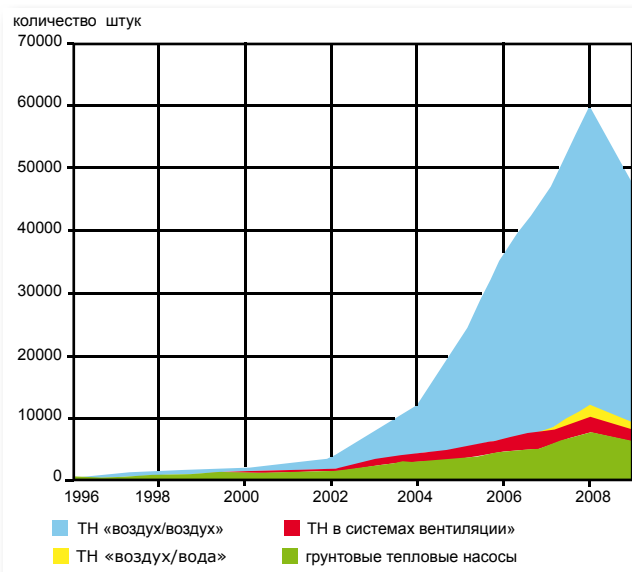


Рисунок 1. Количество проданных тепловых насосов в Финляндии

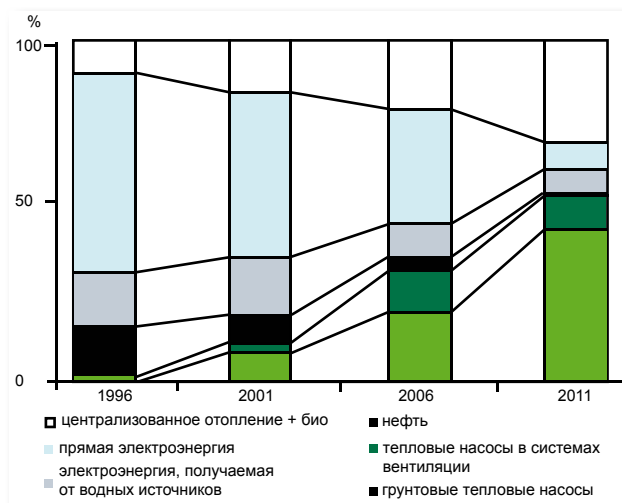


Рисунок 2. Развитие рынка основных отопительных систем с 1996 – 2011, %

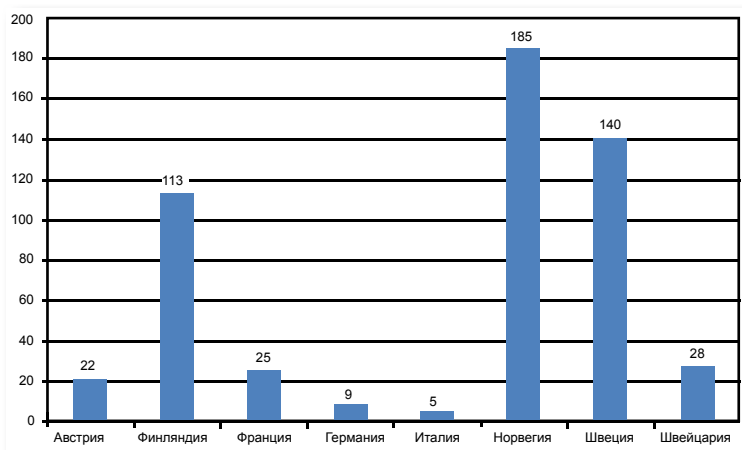


Рисунок 3.
Продажи тепловых насосов на 10000 жителей в 2008 году

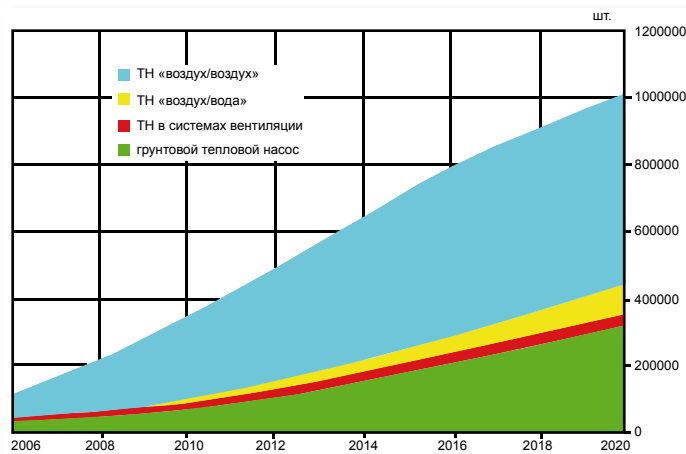


Рисунок 4.
Развитие общего объема типов тепловых насосов в Финляндии

А. В. Сулов

Наиболее ликвидным энергоносителем, свободно конвертируемым во всевозможные коммунальные блага, а поэтому и наиболее востребованным в домашнем хозяйстве, безусловно, является электроэнергия. Однако, несмотря на все удобства использования для бытовых нужд, электрическое теплоснабжение, во-первых, считается не самым дешёвым, а во-вторых, практически всегда проблематично из-за нехватки имеющейся на объекте необходимой электрической мощности.

Поскольку для теплоснабжения тепловым насосом электроэнергии требуется в несколько раз меньше, такой способ практически всегда реализуем и при этом весьма экономичен. Теплоснабжение тепловым насосом позволяет не только в несколько раз сократить эксплуатационные затраты, но и снизить электрическую мощность, необходимую для организации комфортного теплоснабжения. Важно отметить, что для индивидуального домостроения последнее преимущество гораздо более значимо, поскольку снижает зависимость потребителя электроэнергии от поставщика, расширяя тем самым выбор подходящего места для комфортного обитания. Преимущества тепловых насосов постепенно усваиваются обществом, однако уровень общественной осведомлённости, необходимый для начала практических действий по их массовому внедрению, пока не достигнут ввиду недостатка необходимой достоверной информации.

Хотя сегодня на российском рынке стали появляться низкотемпературные воздушные тепловые насосы (НВТН), с заявленным пределом эксплуатации вплоть до минус 20 °С и даже до минус 25 °С, перспектива их использования для теплоснабжения пока что не воодушевляет отечественного

потенциального потребителя. НВТН же, позиционированные производителем всего лишь до минус 15 °С, которые составляют сегодня большую часть рынка, вообще даже не обсуждаются. Понятно, что происходит это из-за того, что зимой у нас бывает гораздо прохладнее указанных значений, а нижний предел эксплуатации НВТН, указанный в представительской документации, воспринимается буквально в качестве предела работоспособности или близкого к этому понятию.

Данные обстоятельства, по мнению аналитиков фирм, в распоряжении которых уже оказались НВТН, лишают всякого смысла какие-либо попытки по их продвижению. Поэтому те из потенциальных потребителей, кому всё же довелось узнать о существовании НВТН, уверены, что предназначены они исключительно для Европы, а в Россию попали случайно – в результате маркетингового эксперимента и использование их здесь если, в принципе и возможно, то наверняка будет малоэффективно. Как первые, так и вторые искренне считают, что появление НВТН на российском рынке не более чем недоразумение вследствие недостаточной осведомлённости производителей об особенностях местного климата и после прояснения этих особенностей тема тихо закрывается сама по себе.

В данной статье поясняется: в чём основное преимущество использования тепловых насосов в индивидуальном загородном строительстве, как и по каким параметрам, следует подбирать НВТН, пригодные для теплоснабжения в России и насколько современные НВТН экономически доступны отечественному потенциальному потребителю.

Относительно недавно абсолютно достоверно стало известно [1], что:

- минимальная температура, приводимая в спецификациях, фактически всего лишь нижний предел наиболее эффективного использования НВТН,
- предел экономической целесообразности использования НВТН (когда коэффициент энергоэффективности COP > 1) находится на уровне -30 °С, а
- предел работоспособности НВТН практически вообще не установлен.

Ввиду отмеченных обстоятельств использование НВТН вплоть до минус 30 °С можно считать предпочтительнее обычного электрообогрева.

Примечательно то, что хотя массовое использование тепловых насосов у нас пока не началось, общественность уже проинформирована о том, что с уменьшением температуры источника тепла уменьшается и тепловая мощность теплового насоса. Поэтому то, что источником тепла для НВТН является наружный воздух, температура которого уменьшается зимой более основательно, чем температура грунта, стало причиной общественного скептицизма в отношении возможности использования НВТН для теплоснабжения в России. На этом же основано и заблуждение о том, что у нас в качестве тепловых насосов имеет смысл использовать только грунтовые тепловые насосы (ГТН).

На этот счёт интересен рисунок 1 корпорации Daikin [2], с указанием средних значений сезонного коэффициента энергоэффективности SPF (Seasonal Performance Factor) НВТН для наиболее крупных европейских стран.

Поскольку большая часть населения России проживает в пределах широт центральной и северной Европы, мы можем ориентироваться и на SPF НВТН, в диапазоне от 2,4 до 3,2 - присутствующий не менее чем пол-Европы. При этом известно, что наиболее активный спрос на НВТН наблюдается в странах именно северной Европы [3], поскольку, несмотря на более скромный SPF, отопительный сезон, а соответственно и период использования НВТН там длится дольше, что делает выгоду от использования НВТН более значительной.

Наиболее заметный интерес к тепловым насосам обозначился сегодня в секторе индивидуального загородного строительства, т.е. на относительно небольших объектах. В распоряжении застройщиков индивидуального загородного жилья имеется, как правило, всего несколько киловатт выделенной электрической мощности, что явно недостаточно для организации электрического теплоснабжения. Приобретение же дополнительной электрической

мощности часто невозможно либо просто из-за отсутствия нужного количества киловатт у самого поставщика, либо ввиду чрезвычайно высоких расценок на обеспечение технической возможности такого приобретения (расценки на подключение превышают уже 100 000 руб/кВА [4]). Тогда-то наиболее приемлемой альтернативой и становится теплоснабжение с использованием теплового насоса.

Возможность обеспечения максимально комфортного проживания в условиях идеального микроклимата рассматривается сегодня как главное преимущество, а экономичность такого проживания воспринимается уже в качестве дополнительного бонуса. Но достижение этого главного преимущества возможно только при условии строго регламентированного подхода к выбору теплового насоса, учитывающего данные строительной климатологии. Для тех, кто сегодня оценивает возможность использования НВТН для сокращения необходимой электрической мощности, актуален вопрос, насколько значения нижних пределов температуры, встречающиеся сегодня в рекламных буклетах НВТН, приемлемы для теплоснабжения в России.

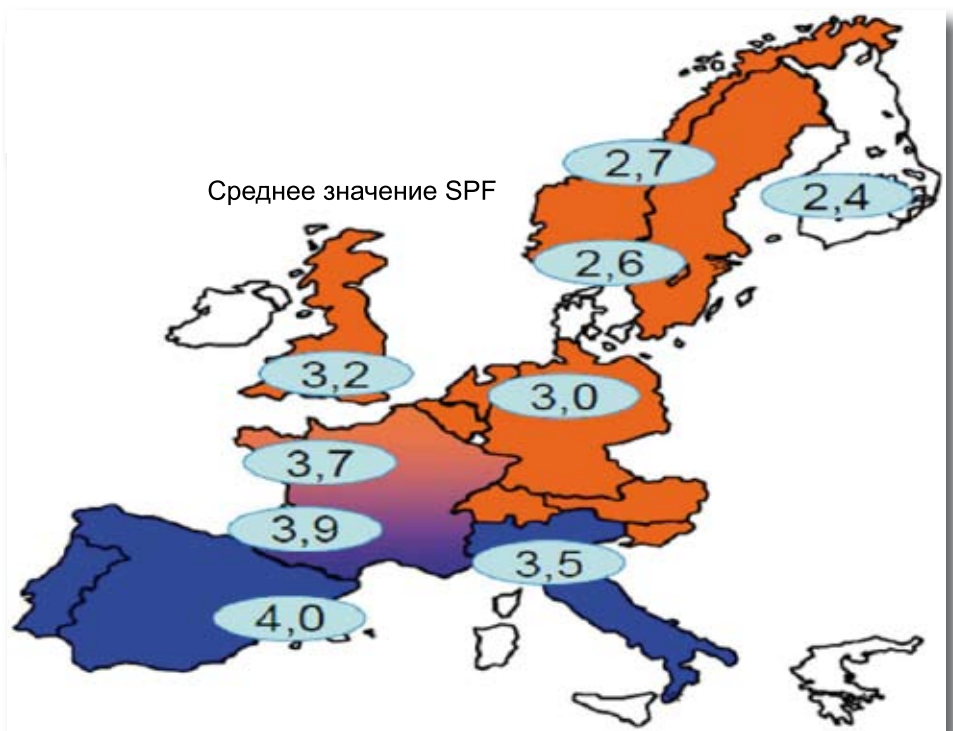


Рисунок 1. Сезонный коэффициент энергоэффективности SPF НВТН для Европы

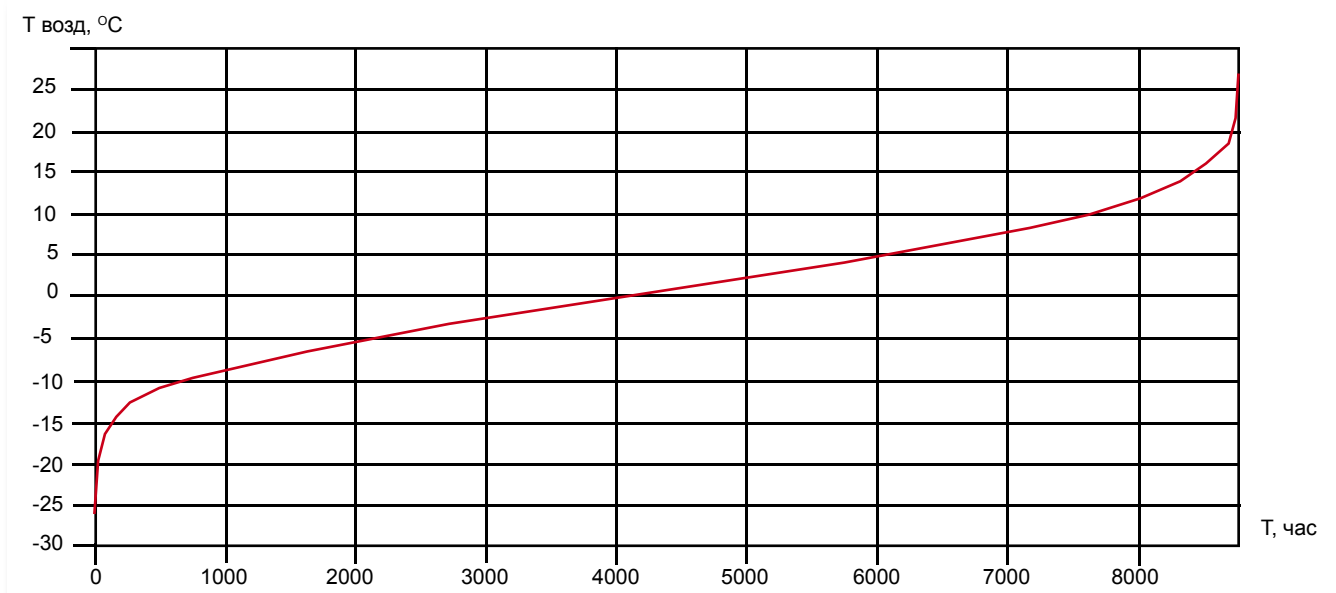


Рисунок 2а. Температурная статистика окружающего воздуха в течение года

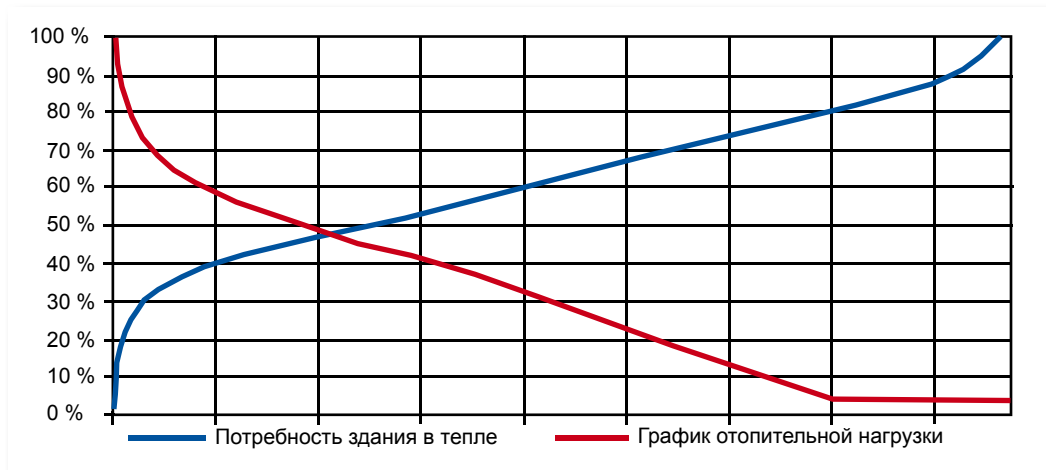


Рисунок 2б.

Как видно из графика на рис. 2а, где приведена годовая температурная статистика наружного воздуха, типичная для центральной России, большую часть года (вся средняя часть графика) преобладают относительно умеренные значения температуры и лишь по краям - кратковременно наблюдаются экстремальные. График потребности здания в тепле практически зеркально отражает график необходимой отопительной нагрузки - рис. 2б. Горизонтальный участок - потребность в тепле для ГВС при отсутствии потребности в отоплении. На вертикальной оси графика обозначен процент покрытия годовой потребности в тепле.

Для дальнейших рассуждений важно то, что суммарная продолжительность стояния экстремально низких температур у нас крайне незначительна. Такой характер изменения температуры позволяет оптимизировать теплоснабжение с учётом длительности стояния температурных градаций - что, собственно, нам и необходимо. Для этого требуемую тепловую нагрузку имеет смысл подразделять на базовую - присущую объекту большую часть ото-

пительного периода и пиковую - необходимую в течение всего лишь нескольких самых холодных дней в году.

При организации теплоснабжения тепловым насосом, причём безразлично - грунтовым или воздушным, максимальная экономия достигается только при использовании дополнительного источника тепла - как для покрытия пиковой нагрузки, так и при необходимости - в качестве резервного.

Характер совместного производства тепла будет отображаться интегральным графиком отопительной нагрузки - рис. 3. Задаваясь на горизонтальной оси интегрального графика процентом покрытия расчётной отопительной нагрузки базовым источником тепла, на вертикальной оси мы находим долю тепла, производимого этим источником за год.

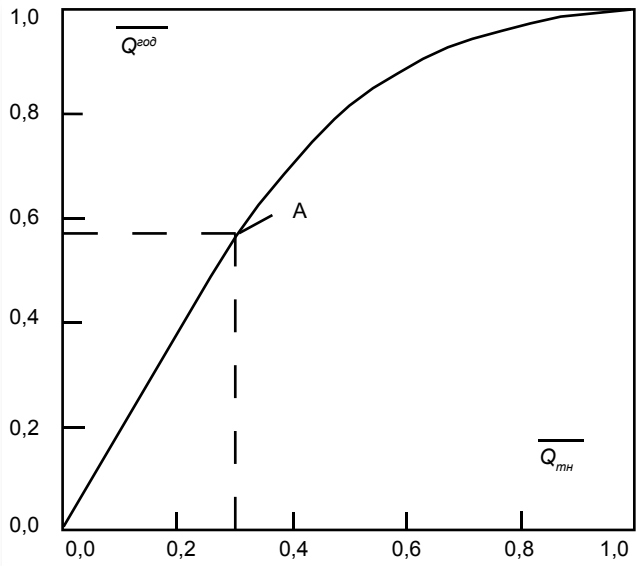


Рисунок 3. Интегральный график отопительной нагрузки

Так, ввиду отмеченной неравномерности стояния различных температурных градаций, базовый источник тепла мощностью, например 30% от расчетной отопительной нагрузки, позволяет покрыть более половины - 56% всей годовой потребности в тепле [5]. Базовый источник тепловой мощностью 60% от расчётной нагрузки обеспечит в среднем 92% годовой потребности в тепле, а мощностью 65% - примерно, 99%. Поэтому при выборе теплового насоса в качестве базового источника тепла оптимальной считается номинальная мощность теплового насоса в диапазоне 55-65% от расчётной нагрузки.

Интегральный график особенно полезен тем, что обладает свойством универсальности. Построенный для одного географического пункта, он может быть использован для всего климатического пояса с достаточной для практических целей точностью. Например, построенный для Москвы, он может быть использован для всей средней полосы европейской части России [6].

Поскольку график потребности здания в тепле - рисунок 26 повторяет, в сущности, график температурной статистики наружного воздуха рис. 2а, зная расчётную температуру и исходя из того, что физиологическая потребность в отоплении возникает при 15 °С, можно выяснить и при какой температуре потребность объекта в тепле будет соответствовать тем самым 60% от расчётной. Температура, при которой к теплоснабжению тепловым насосом целесообразно привлекать пиковый источник тепла, называется температурой или точкой баланса или равновесия.

При использовании теплового насоса с тепловой мощностью в точке равновесия, равной 60 % от расчётной нагрузки, доля пиковых источников с учетом круглогодичной нагрузки горячего водоснабжения в реальных ситуациях не превышает 4-12% в годовом производстве тепла. Если для НВТН это оптимальное соотношение достижимо без особых технических и материальных проблем, то для ГТН оптимизация в большей степени зависит от минимизации капи-

тальных затрат. Рациональное соотношение тепла, вырабатываемого пиковым источником, в общем годовом балансе системы теплоснабжения ГТН с вертикальной системой теплосбора варьируется, в зависимости от региона России, от 5 до 40 % [8].

Процесс оптимально организованного теплоснабжения тепловым насосом совместно с пиковым источником тепла - моноэнергетический режим - представлен на графике рис. 4а. Резервный нагреватель участвует только в покрытии пиковой нагрузки. Такой режим используется для вновь проектируемых систем и гарантирует наилучшее соотношение между суммой капиталовложений и эксплуатационными расходами.

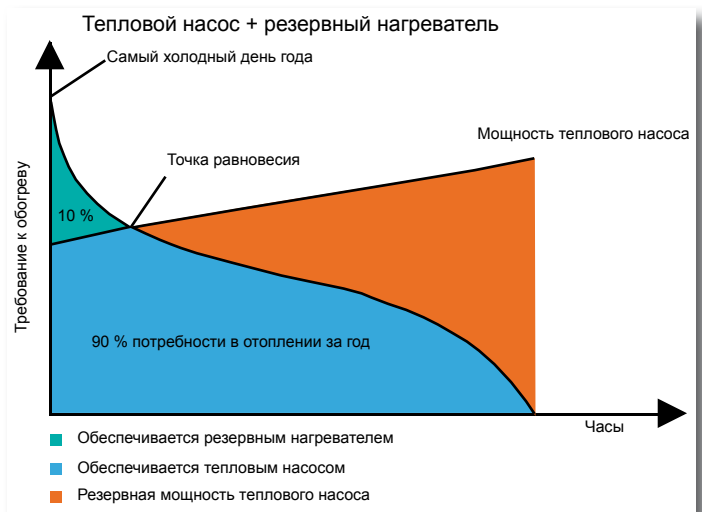


Рисунок 4а. Оптимально организованное теплоснабжение тепловым насосом – моноэнергетический режим

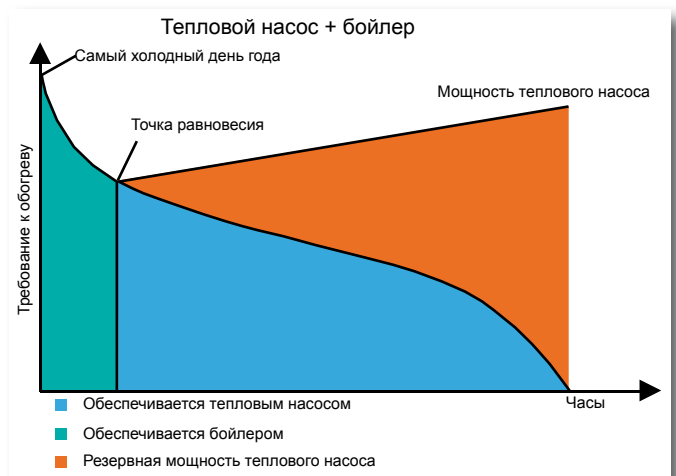


Рисунок 4б. Теплоснабжение тепловым насосом совместно с бойлером на традиционном топливе – бивалентный режим работы

Следует отметить, что ГТН «грунт-вода» и НВТН «воздух-вода» оборудованы ТЭНами, которые можно привлечь к теплоснабжению, задействуя в экстремальных ситуациях резерв электроэнергии посредством реле приоритета. У НВТН же «воздух-воздух» ТЭНы встречаются реже, поскольку воздушное отопление позволяет беспрепятственное использование любого дополнительного источника тепла. Любая дровяная печь, без которых в России практически не строят загородных домов, позволит сохранить резерв электроэнергии неприкосновенным, а при желании и исключить, к стати, использование и самого теплового насоса. НВТН же, разумеется, исключает необходимость растапливания печи для поддержания желаемого комфорта в течение летнего полугодия.

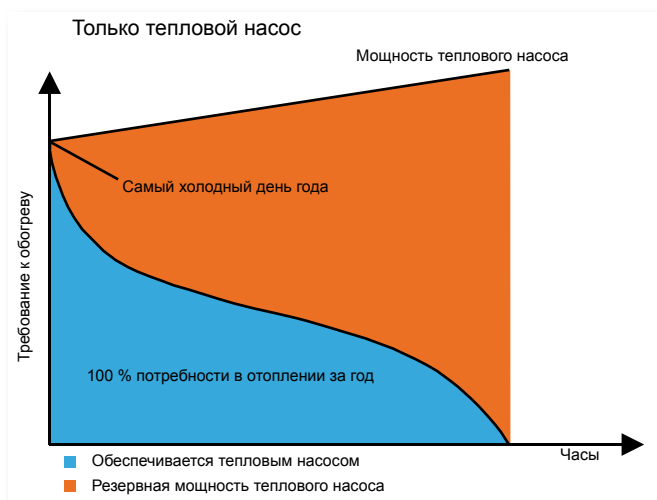


Рисунок 4в. Теплоснабжение тепловым насосом без резервного источника тепла - моновалентный режим работы. Наименее эффективное использование теплового насоса

Такое теплоснабжение реализует бивалентный режим рис. 4б, рекомендуемый для модернизации существующих систем.

Использование же теплового насоса с тепловой мощностью равной расчётной, нецелесообразно, поскольку это потребует почти в два раза больше выделенной электрической мощности для привода теплового насоса – график рис. 4в, что существенно уменьшает желаемый практический выигрыш. Такое теплоснабжение реализует моновалентный режим, используемый только для тёплого климата, преимущественно - южной Европы и исключительно для домов с очень низкой потребностью в тепле, из чего следует, что для России это - абсолютно не подходит.

При проектировании теплоснабжения расчет мощности необходимых источников тепла производится из условия покрытия ими отопительной нагрузки в наиболее холодный период года. Исходными данными для такого расчета служит температура воздуха наиболее холодной пятидневки, обеспеченностью

0,92. При этом следует понимать, что хотя кратковременные эпизоды с температурой ниже расчётной в пределах абсолютных температурных минимумов теоретически и вероятны, но непродолжительность таких эпизодов не позволяет им влиять на тепловой режим зданий, поэтому учитывать их в расчётах практического смысла не имеет.

В таблице 1 приведены значения абсолютных температурных минимумов – $t_{мин}$, расчётных температур – $t_{расч}$ для нескольких городов европейской части территории России и предпочтительные значения точек баланса t_6 , определённых из условия:

$$t_6 = (t_{расч} - 15) \times 0,6 + 15,$$

при котором потребность в отоплении возникает при температуре 15 °С.

Таблица 1

№п/п	Город	$t_{мин}$, °С	$t_{расч}$, °С	t_6 , °С
1	Архангельск	-45,2	- 31	-12,6
2	Мурманск	-39,4	- 27	-10,2
3	Петрозаводск	-41,6	- 29	-11,4
4	Нижний Новгород	-41,4	-31	-12,6
5	Санкт- Петербург	-35,9	-26	-9,6
6	Москва	-42,2	-28	-10,8

На основании результатов из таблицы 1 можно сформулировать вывод о том, что

Для максимально эффективного теплоснабжения тепловым насосом любого типа в любом из рассмотренных городов пиковый источник тепла целесообразно подключать при температуре выше минус 15 °С.

Поскольку для этого вывода использовались лишь данные строительной климатологии и никак не учитывался тип теплового насоса, ничто не мешает использовать этот вывод и применительно к НВТН с нижним пределом эксплуатации минус 15 °С. Очевидно, что территориям, для которых предпочтительное значение точки равновесия лежит ниже минус 15 °С, свойственны значения расчётной температуры ниже минус 45 °С, что характерно всего лишь для некоторых регионов Восточной Сибири. Поэтому

НВТН с диапазоном работы до минус 15 °С вполне пригодны для максимально экономичного теплоснабжения на большей части территории России.

Чем ближе точка равновесия будет к минус 15 °С тем, разумеется, использование НВТН будет более оптимально. Заметим, что эффективность большинства современных НВТН при минус 15 °С, а следовательно и тепловая мощность как раз и составляет примерно 60% от номинальной – рис. 5 [9], что позволяет в первом приближении ориентироваться на НВТН с номинальной тепловой мощностью равной расчётной. Для более тщательного подбора необхо-

можно использовать технические данные конкретных тепловых насосов.

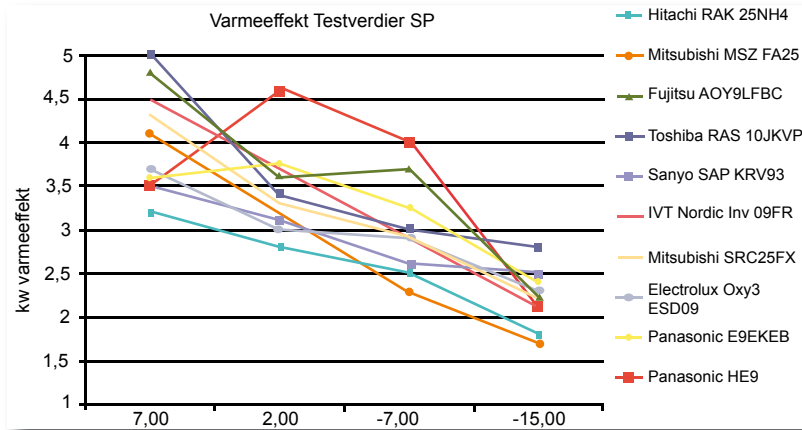


Рисунок 5. Характеристики современных НВТН

Покажем, как будут выглядеть результаты теплоснабжения НВТН с минимальной температурой минус 15 °С с учётом конкретных климатических данных.

Для анализа годовой потребности здания в тепле в той или иной местности существует специальный климатический параметр градусо-сутки отопительного периода: HDD (Heating Degree Day). Разработан этот показатель в США для удобства риелторов и известен ещё как показатель теплового дефицита конкретной территории. Фактически он характеризует сумму отклонений температуры наружного воздуха от расчетной температуры внутри помещений в течение всего отопительного периода в конкретном климатическом регионе и измеряется в °С × сут.

Если считать, что отопительный период это - период с температурой ниже 15 °С, а предпочтительная температура в помещении 22 °С, можно рассчитать соответствующие показатели для рассмотренных выше городов. Используя данные строительной климатологии, рассчитаем HDD по формуле:

$$HDD = \frac{\sum \Delta t_i \times \Delta \tau_i}{24}, \text{ где:}$$

$\Delta t_i = (22 - t_i)$; t_i - численное значение температурной градации в °С, а $\Delta \tau_i$ - её продолжительность в часах

Таблица 2

№ п/п	Город	t<15		-15<t<15		(-15<t<15)/ (t<15)	
		HDD, °C*сут	T, час	HDD, °C*сут	T, час	HDD %	T, %
1	Архангельск	7858	7849	6069	6880	77	88
2	Мурманск	7992	8269	6727	7545	84	91
3	Петрозаводск	7012	7591	5897	6958	84	92
4	Нижний Новгород	6395	6868	5313	6250	83	91
5	Санкт-Петербург	6018	7043	5442	6709	90	95
6	Москва	6036	6864	5300	6438	88	94

В таблице 2 представлены градусо-сутки HDD и продолжительность T всего отопительного периода - t<15 и той его части, когда температура не опускается ниже минус 15 °С - -15<t<15, а также процентное соотношение этих параметров для рассмотренных выше городов.

Из таблицы 2 видно, что в Москве, например, 94% времени отопительного периода НВТН с назначенным нижним пределом минус 15 °С можно использовать самостоятельно, что обеспечит за этот период 88% всей годовой потребности в тепле для теплоснабжения. Получается, что на временной интервал с температурой выше минус 15 °С приходится от 88 до 95 % отопительного периода, причём за этот период от 77 до 90 % годовой потребности в тепле может быть поставлено НВТН без использования какого-либо дополнительного источника тепла. Понятно, что при более низких температурах целесообразно совместно с НВТН использовать дополнительный источник тепла. В результате такого тандема суммарная доля участия НВТН в теплоснабжении будет выше значений, приведённых в столбце «HDD, %» и ближе к желаемому оптимуму: 85-95 %.

Расчетные данные свидетельствуют о том, что анализ на основе фактических данных:

- подтвердил сделанный ранее вывод и
- численно проиллюстрировал желаемые оптимальные параметры.

Для наглядности выбора в пользу удачно организованного максимально экономичного теплоснабжения НВТН корпорация Daikin приводит следующую схему [10], иллюстрирующую соотношения тепла, полученного от обоих источников – рис. 6.

Немаловажным сдерживающим фактором у нас является суждение о необходимости для теплоснабжения тепловыми насосами значительных капитальных затрат. Следует отметить, что справедливо это исключительно для ГТН, нашедших у нас, тем не менее, определённый сбыт [11] и не касается современных НВТН. Хотя современные НВТН особого интереса у потенциальных потребителей пока не вызывают, они, как это было показано ранее [12], только немногим менее эффективны ГТН, но зато дешевле в несколько раз.

Жарким летом 2010 года, когда по данным ассоциации торговых компаний и товаропроизводителей электробытовой и компьютерной техники РАТЭК в Москве было продано около 100 тыс. сплит-систем [12], выяснилось, что кондиционеры в России перестали быть предметом роскоши, а стали восприниматься в качестве стандартного инженерного оборудования, необходимого для нормального проживания в пределах средней полосы. Наиболее внимательные наблюдатели обратили на это внимание несколько раньше [13], а де-факто это зафиксирова-

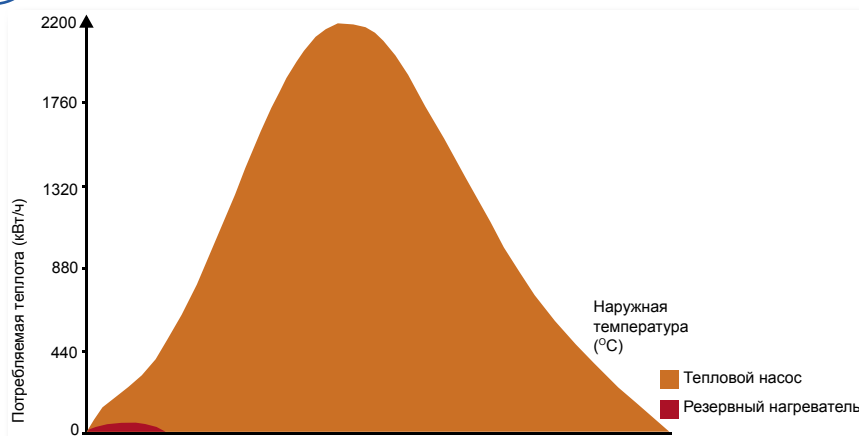


Рисунок 6. Соотношение тепла, поставляемого тепловым насосом и производимого резервным нагревателем

лось намерением Правительства Москвы официально внести в муниципальные градостроительные нормы соответствующие изменения, необходимые для оборудования кондиционерами типовых жилых домов эконом-класса [14]. Одним из примеров таких домов является экспериментальный комплекс «АВАНГАРД» [15] Новочеремушкинская ул., 60.



Под окнами каждой квартиры предусмотрены металлические корзины для внешних блоков сплит-систем. В наружных стенах имеются отверстия для труб и кабелей, в которые вставлены металлические гильзы, закрытые цветными заглушками и с уже установленными кондиционерами.

Ещё одним вариантом реализации данного решения является дом по адресу Коровинское ш. За, к. 1.



Места для внешних блоков сплит-систем предусмотрены на застекленных лоджиях, где есть проемы на улицу, закрытые жалюзиными решетками.

Появившиеся в России в начале нынешнего тысячелетия НВТН представляют собой технически усовершенствованный вариант наиболее современных сплит-систем. Следует отметить, что многие владельцы сплит-систем при покупке ориентировались на те ультрасовременные опции высококачественной обработки воздуха, которые обеспечивают наивысший уровень комфорта внутри жилых помещений, но до сих пор были доступны исключительно владельцам кондиционеров. С появлением НВТН все эти преимущества ретранслируются к отоплению, которое в течение года в России востребовано на протяжении гораздо более длительного периода, чем кондиционирование.

Таким образом, экономическое обоснование использования теплового насоса основано на возможности уменьшить в несколько раз электрическую мощность, необходимую для организации качественного теплоснабжения и комфортного отопления, а также сократить последующие эксплуатационные затраты.

Ощутимого сокращения электрической мощности за счёт использования теплового насоса можно добиться только при условии использования дополнительного источника тепла. Если дополнительный источник тепла привлекать к участию в таком комбинированном теплоснабжении при температуре, близкой к минус 15 °С, на его долю будет приходиться от 4 до 12 % годовой потребности в тепле.

Такой режим работы, безусловно, позволяет в качестве теплового насоса использовать НВТН с нижним пределом эксплуатации минус 15 °С. Если в качестве дополнительного источника тепла будет использоваться дровяная печь, то при удачно организованном теплоснабжении растапливать эту печь зимой потребуются не чаще, чем это потребовалось бы делать для поддержания необходимого комфорта в летний период при отсутствии НВТН.

Владельцам загородной недвижимости современные НВТН наверняка не менее доступны, чем жильцам многоэтажек эконом-класса и значительно более предпочтительны, чем ГТН. Использование же ГТН для теплоснабжения небольших объектов, какими являются односемейные загородные дома, не даёт никаких преимуществ перед теплоснабжением НВТН за исключением незначительной экономии текущих затрат [16].

1. Суслов А.В. Проблемы маркетинга воздушных тепловых насосов в России// Холодильная техника. 2010. № 7.

2. Яценко С.Н. Altherma – энергосберегающая система отопления и кондиционирования коттеджей на базе высокоэффективного теплового насоса DAIKIN// XXIII Конференция «Москва – энергоэффективный город», 25–27 октября 2006 г.

3. Суслов А.В. О востребованности, работоспособности и окупаемости воздушных тепловых насосов в условиях России//Холодильная техника. 2009 № 12.

4. Постановление РЭК № 9 от 26 февраля 2010 г.

5. Елистратов С. Л. Новые возможности электроотопительных технологий// Конференция УГТУ-УПИ «Актуальные проблемы энергетики», Ноябрь 2007 г.

6. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. - М.: МЭИ, 1999.- 472 с. С.75, рис. 2,8

7. Макаров К.В., Чистович С.А. Продолжительность нагрузок пиковых источников систем теплоснабжения в течение отопительного периода// Новости теплоснабжения. 2005. № 1.

8. Васильев Г.П. Геотермальные теплонасосные системы теплоснабжения и эффективность их применения в климатических условиях России// АВОК. 2007. № 5

9. <http://www.leading-edge.no/>

10. <http://www.siltumnieks.lv/>

11. <http://www.vashdom.ru/>

12. <http://www.argomenti.ru/>

13. <http://www.rgideal.ru/>

14. <http://www.icmos.ru/>

15. <http://archvestnik.ru/r>

16. Суслов А.В. Предварительная оценка коммерческого потенциала российского рынка воздушных тепловых насосов//Холодильная техника. 2010 № 10

IEA Heat Pump Centre Newsletter Volume 24 - No. 4/ 2006

*Переведено энергосервисной компанией
«Экологические Системы»*

**Fredrik Karlsson,
Peter Lidbom,
Monica Axell,
Ulla Lindberg**

В статье представлены лабораторные исследования воздушных тепловых насосов, оснащенных системой управления оборотами двигателя компрессора. Результаты были сравнены с исследованиями, проведенными в 2001 году (управление мощностью с переменной скоростью) и 1991 году (односкоростной компрессор). Тепловые насосы оценивались по критериям эффективности, производительности системы размораживания и способностью работать в условиях холодного климата. Результаты показали, что тепловые насосы повысили свою эффективность в период с 1991 по 2001 год. В среднем, коэффициент производительности (COP) вырос на 7-24% с 1991 года. Усовершенствовалась также система размораживания, хотя все еще эксплуатируются простые системы с таймером, из-за чего тепловые насосы выполняют излишне много циклов размораживания, в результате чего сокращается производительность, и, вероятно, срок службы оборудования.

Моноблочные системы воздушных тепловых насосов широко используются по всему миру как для отопления, так и для охлаждения. Общий объем рынка этого сегмента оценивается в 29 миллионов единиц оборудования (данные на январь 2005). Большинство из них применяются в областях, где преобладает спрос на охлаждение. Тем не менее, только за последние несколько лет использование этих тепловых насосов в целях отопления существенно возросло в Швеции и Норвегии. Количество тепловых насосов, установленных в Швеции за 2004 год, составляет 40000 единиц, а в Норвегии за 2003 – 55000 единиц. Средний объем продаж тепловых насосов в Норвегии до 2003 года равнялся 1000 – 2000 единиц в год.

Компанией Aarliен и ее сотрудниками в 2005 году был проведен тщательный анализ этого рыночного подъема. В Швеции тоже в значительной мере вырос спрос на это оборудование. Причиной этого могло служить увеличение стоимости электроэнергии и электрических плитусных обогревателей для односемейных домов в Швеции и Норвегии, по сравнению с низкой ценой на электроэнергию в прошлом. По этим причинам эти дома не оснащены водяной системой отопления. Установка этих систем требует достаточно высоких затрат, и поэтому замена напольного обогрева на водяную систему отопления (пеллетный котел, грунтовой тепловой насос) как правило, является нежизнеспособным решением. А установка воздушных тепловых насосов достаточно проста и малозатратна. Несмотря на то, что воздушный тепловой насос нуждается в подстраховке дополнительными источниками тепла, его все равно покупают, чтобы сэкономить потребление электроэнергии и снизить денежные затраты. Увеличение спроса на эту продукцию привлекло внимание многих производителей. В целях обеспечения конечных пользователей фактической и независимой информацией, Шведское Потребительское Агентство (the Swedish Consumer Agency) и Совет Потребителей Норвегии (the Consumer Council of Norway) совместно провели лабораторные тестовые испытания воздушных тепловых насосов. В 2004 году компанией SP (Swedish National Testing and Research Institute) было протестировано восемь единиц тепловых насосов (Karlsson 2004, Ebne 2004), а другие четыре тестировались в 2005 Шведским Потребительским Агентством. В статье описываются результаты этих исследований и их сравнение с предыдущими тестами 2001 (Reis 2001) и 1991 года (Fahlen and Johansson 1991).

В ходе лабораторных исследований оценивались тепловые насосы и производился расчет их сезонной производительности. Путем измерений и установки оборудования анализировались возможность работы в холодных климатических условиях и функционирования системы размораживания.

Тепловая мощность и коэффициент производительности (COP) оценивались в соответствии со стандартом EN 14511 (по которому SP был аккредитованный) и производительности при частичной нагрузке определялась в соответствии с CEN/TS 14825. Использовался метод калориметрических измерений. Общая погрешность измерений тепловой мощности и коэффициента производительности составила $\pm 4,0\%$. А для измерений электрической мощности $\pm 0,5\%$. Тестовые замеры температуры наружного воздуха и мощности представлены в таблице 1. Температура в помещении составляла $+20^\circ\text{C}$. Частичная нагрузка на 75% и 50% составляет максимум тепловой мощности согласно тестам, основанным на стандарте EN 14511. Частичную загрузку производили, когда калориметрическая камера охладилась, чтобы достичь 75% и 50% мощности, замеряемой в контрольных точках согласно стандарта EN 14511. Тогда было установлено заданное значение температуры $+20^\circ\text{C}$ или необходимое значение обеспечивает входящая во внутренний блок системы контроля теплового насоса температура. Таким образом, собственная система контроля теплового насоса регулирует мощность компрессора для поддержания постоянной температуры внутри помещения. Тест проходил по минимуму 10 часов, по максимуму 24 часа. Анализировались все циклы разморозки, поэтому испытания продолжались в течение более длительного времени, чем предполагалось стандартом EN 14511. Причиной этого была проверка правильности работы системы размораживания. Тепловая мощность не должна постоянно уменьшаться во время последующих разморозок.

В 2001 году проводился тест в соответствии с европейским стандартом EN 255, а частичная нагрузка проводилась в соответствии со стандартом CEN/TS 14825. Незначительные отклонения состояли в том, что температура наружного воздуха по мокрому термометру вместо $+2^\circ\text{C}$ была $+1,5^\circ\text{C}$ по стандарту EN 255 и $+1^\circ\text{C}$ по стандарту EN 14511. В 1991 году тесты проводились в соответствии со Шведским стандартом SS 2095, сходным со стандартом EN 14511 для воздушных тепловых насосов. Единственное отличие состояло в том, что температура по мокрому термометру уменьшилась с $+7^\circ\text{C}$ до $+5,5^\circ\text{C}$. Следует обратить внимание на то, что до 1991 года не было тепловых насосов с регулируемой скоростью вращения. Для всех трех методов, оценка проходила на основании всех рабочих циклов системы размораживания тепловых насосов. Уровень шума измерялся исходя из стандартов ENV 12102 и ISO 3747.

Таблица 1 – Условия, в которых проходили тестирования (в скобках указаны значения температуры по мокрому термометру)

Температура наружного воздуха ($^\circ\text{C}$)	Мощность (%)
+7(6)	100
+2(1)	100
-7(-8)	100
-15(-)	100
+7(6)	75
+7(6)	50
+2(1)	50

Расчеты сезонной производительности производились для двух зданий с потребностью в энергии 11000 и 20000 кВт (только отопление помещений), при ежегодной средней температуре воздуха $+6^\circ\text{C}$. Основываясь на средней наружной температуре воздуха, можно построить зависимость. Зная температуру наружного воздуха для каждого промежутка времени, принимая температуру воздуха в помещении постоянной ($+20^\circ\text{C}$) и зная тепловые потери здания, можно вычислить потребность в энергии. Так как из тестовых измерений известна тепловая мощность при различных температурах и нагрузках, то можно определить мощность, предоставляемую тепловым насосом в каждый промежуток времени. Ранее метод был описан Fehrm и Hallen, 1981 и Karlsson, 2003. Расчеты произведены с шагом в 30 часов. Тепловые насосы работали при температуре ниже -15°C . При температуре выше -15°C тепловые насосы выключались, и отопление обеспечивалось электрическим обогревателем. Спрос на тепловую энергию для отопления сохраняется до $+17^\circ\text{C}$. Коэффициент сезонной производительности (SPF) рассчитывается по формуле:

$$SPF = \frac{Q_{building}}{W_{heat\ pump} + W_{heater}}$$

где $Q_{building}$ - Энергетическая потребность здания
 $W_{heat\ pump}$ - Количество электрической энергии, необходимое для работы теплового насоса

W_{heater} - Количество электрической энергии, необходимое для работы дополнительного обогревателя

В этих расчетах система отопления идеальна, поэтому рассчитанный коэффициент сезонной производительности получился выше, чем мог бы быть в случае фактической установки. При реальной установке, планировка здания будет обуславливать систему распределения тепла. Эффективность установки будет выше для здания с открытой планировкой, где теплый воздух может распространяться по большей части здания.

Ниже проанализированы результаты по ранее описанным тестам и обговорены расчеты. Обсуждение делится на 3 различные части; энергетическая эффективность, возможность работать в холодных условиях и производительность системы размораживания.

Коэффициент COP – общий показатель энергоэффективности тепловых насосов. На рис. 1 и рис. 2 мы видим, что показатель усредненной эффективности тепловых насосов растет в период с 1991 по 2001 год. Средний прирост наружной температуры воздуха сведен в таблицу 2. Наибольший прирост производительности приходится на работу тепловых насосов при температуре -15°C , где минимальный уровень возрос на 31% с 1991 года. Из рис. 1 видно, что производительность при $+2^\circ\text{C}$ в 2001 году была ниже. Несмотря на это, температура мокрого термометра была на $0,5^\circ\text{C}$ выше, чем в тестах 1991 и 2005 годов, поэтому

влажность воздуха была выше, что способствовало большому обледенению и, следовательно, уменьшению производительности.

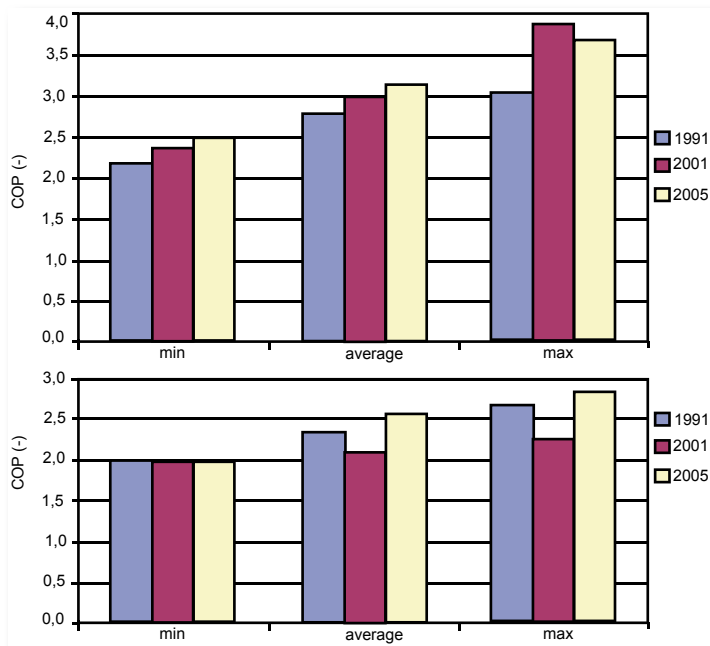


Рисунок 1. Вверху: минимум , среднее значение и максимум коэффициента COP при +7 °С. Внизу: +2 °С для тепловых насосов типа «воздух-воздух», тестируемых в 1991, 2001, 2005 годах.

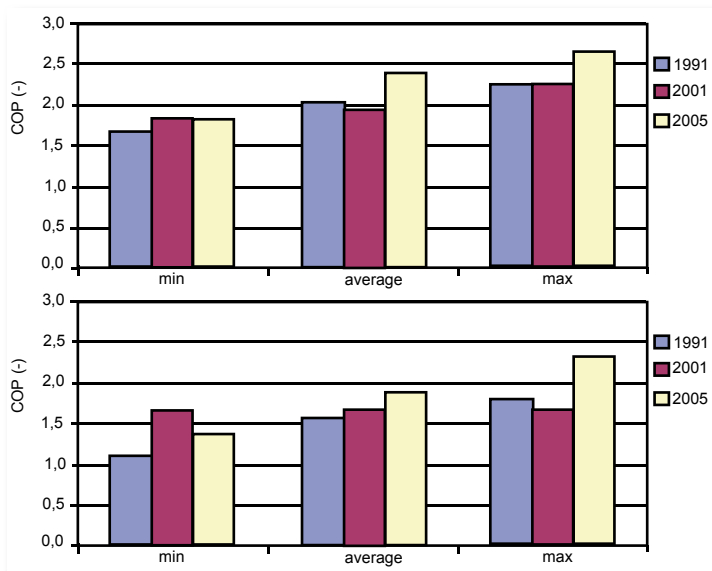


Рисунок 2. Вверху: минимум, среднее значение и максимум коэффициента COP при -7 °С. Внизу: -15 °С для тепловых насосов типа «воздух-воздух», тестируемых в 1991, 2001, 2005 годах.

Таблица 2. Средний прирост коэффициента COP в 1991 и 2005 году

Температура наружного воздуха (°C)	Мощность (%)	Увеличение средней COP (%)
+7(6)	100	12
+2(1)	100	7
-7(-8)	100	12
-15(-)	100	24

Между 1991 и 2001 годами использовались тепловые насосы со скоростным регулированием мощности компрессора. Применение этих регулируемых компрессоров позволило улучшить эффективность тепловых насосов, в основном за счет разгрузки теплообменника, увеличения эффективности компрессора и уменьшения потребности в частом размораживании (Karlsson 2003). Как показано на рис. 3, для всех тепловых насосов, за исключением одного, коэффициент COP при частичной нагрузке увеличился. Экономия энергии, по сравнению с постоянным включением и выключением теплового насоса (описано Tassou, Marquand et al. 1983; Marquand, Tassou et al. 1984; Bergman 1985; Miller 1988; Lande 1992), составила 10-25%. Производительность (коэффициент COP при +7°C и при 50% мощности) при частичной нагрузке улучшилась с 2001 по 2005 год, как показано на рис. 4.

Результаты тестов показывают важность тестовых испытаний тепловых насосов при нескольких условиях работы. Тепловой насос наиболее эффективен при +7°C, обладает низким коэффициентом COP при -7°C, и наоборот. Рис. 5 показывает значения коэффициента COP как функцию от наружной температуры воздуха для шести тепловых насосов, протестированных в 2005 году. Сравнивая тепловой насос «А» и «I», приходим к выводу, что «А» наиболее эффективен при +7°C, но имеет только четвертое наилучшее значение коэффициента COP при -7°C. Тепловой насос «I» - наоборот, имеет четвертый показатель при +7°C, но обладает наилучшей производительностью при +15 °C. На этом примере видно, что при сравнении и маркировке должны приниматься во внимание рабочие циклы теплового насоса. Вследствие различий производительности при разных температурах и нагрузках, расчет коэффициента сезонной производительности (SPF) – хороший инструмент сравнения тепловых насосов.

Результаты таких расчетов для двух различных зданий приведены на рис. 6. Недостатком такого способа сравнения являются разные мощности тепловых насосов, взятых на тестирование, и поэтому они не могут подвергаться прямому сравнению, так как коэффициент SPF зависит и от мощности, и от эффективности. Тепловые насосы большой мощности с пониженной эффективностью могут иметь более высокий коэффициент SPF, чем менее мощные тепловые насосы. Их целесообразно включить в анализ, так как важно правильно подсчитать нагрузку тепловых насосов. Для маленьких зданий тепловой насос «D» самый маломощный из трех насосов (D,E,K) с коэффициентом SPF 2,9, и его, в опреде-

ленном смысле, можно рассматривать как наиболее эффективный. Это в основном связано с очень хорошим коэффициентом COP при частичной нагрузке (рис. 3). Для больших зданий тепловой насос «G», с коэффициентом SPF 2,3, наиболее эффективен. Его мощность при температуре +7°C такая же, как и у теплового насоса «D», но она не падает с понижением температуры на столько, как у теплового насоса «D».

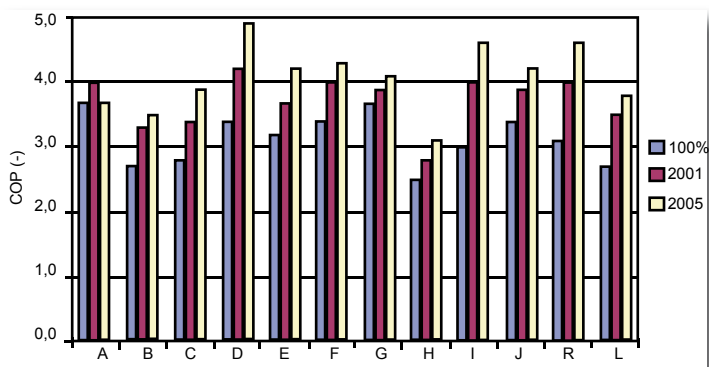


Рисунок 3. Значение коэффициента COP при +7 °C и различные мощности тепловых насосов, тестированы в 2005 году. В большинстве случаев COP увеличивается, а мощность уменьшается.

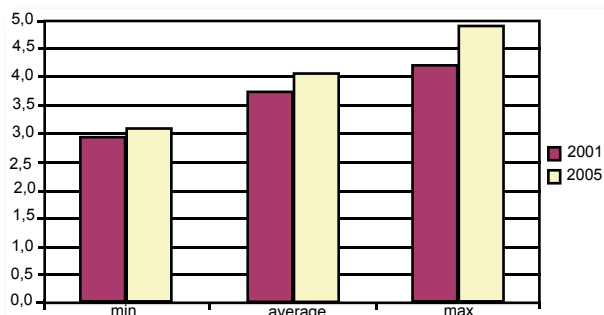


Рисунок 4. Минимум, среднее значение и максимум коэффициента COP при +7 °C и 50% мощности для тепловых насосов, тестированных в 2001 и 2005 годах.

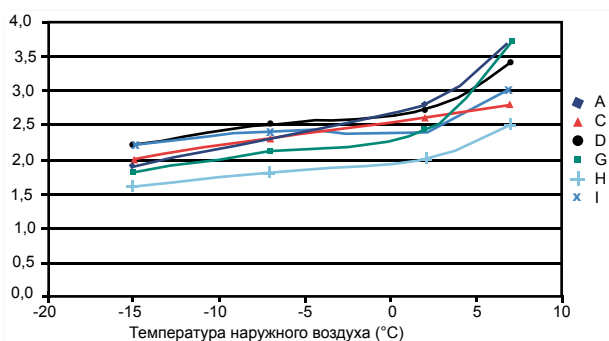


Рисунок 5. Диаграмма показывает как изменяется значения коэффициента COP в зависимости от наружной температуры воздуха для различных тепловых насосов. Производительность различна для различных тепловых насосов.

Как было описано выше, фактические коэффициенты COP при низких температурах наружного воздуха существенно выросли в период с 1991 по 2005 год. По нашему мнению, нижеперечисленные три компонента, в дополнение к правильной работе системы размораживания, важны для надежной работы теплового насоса в холодных климатических условиях:

1. Когда тепловой насос не работает, обогреватель поддерживает температуру картера.
2. Чтоб предотвратить замерзание дренажных отверстий, устанавливаются нагревательный лоток.
3. Термостат выключает тепловой насос, когда наружная температура воздуха очень низкая.

Если система разморозки функционирует правильно, и лоток спроектирован с, например, большими отверстиями для хорошего дренажа, возможно обойтись без нагревательного лотка. Картерный обогреватель предотвращает конденсацию хладагента и его смешивание с топливом в компрессоре, если он работает при низких температурах воздуха. Если хладагент перемешался с топливом, есть риск его быстрого испарения при включении компрессора и вспенивание нефти, что кардинально уменьшит смазывание компрессора, которое в итоге приведет к чрезмерному износу и поломке. Термостат должен выключить тепловой насос, когда температура опустится ниже рабочего уровня. Если термостат отсутствует, владелец должен самостоятельно выключить тепловой насос вручную.

Из двенадцати протестированных в 2005 году тепловых насосов, только три из них имели подогреватель картера, а пять - нагревательный лоток. Все три подогревателя картера были управляемыми и включались только тогда, когда тепловой насос не работал, и наружная температура была ниже рабочей температуры. Два нагревательных лотка были неуправляемыми, но использовались постоянно. Другие включались в зависимости от температурных режимов. Нагреватели лотка и картерные нагреватели - это обычные электрические нагреватели, они отчасти уменьшают энергетическую эффективность, поэтому их необходимо использовать как можно реже. Только один тепловой насос был оборудован термостатом, который выключал тепловой насос, когда наружная температура была очень низкой.

Из девяти протестированных в 1991 году тепловых насосов, только пять были оборудованы нагревателями картера и нагревательными лотками. Это больше, чем в 2005 году. Стоит вопрос, можно ли внести изменения в конструкцию компрессора и показатели его работоспособности, чтобы уменьшить потребность в подогревателе картера или это оборудование является неподходящим для работы в холодных условиях? Во время тестовых испытаний мы общались с производителями и представителями розничной торговли. Они считают тепловые насосы менее подходящими для работы в условиях низких температур и, следовательно, в нагревателе картера нет необходимости.

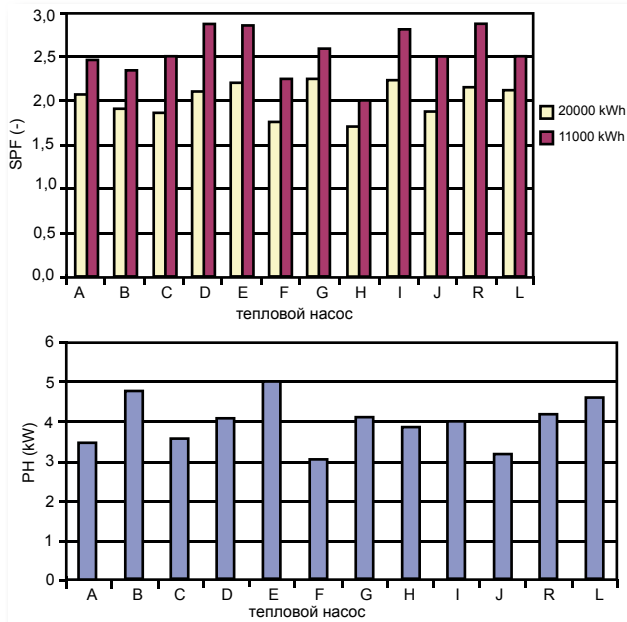


Рисунок 6. Верхняя диаграмма показывает коэффициент SPF тепловых насосов, тестируемых в 2005 году для двух различных зданий (расчетные значения). Нижняя диаграмма показывает мощность тепловых насосов при температуре +7 °C и 100% мощности.

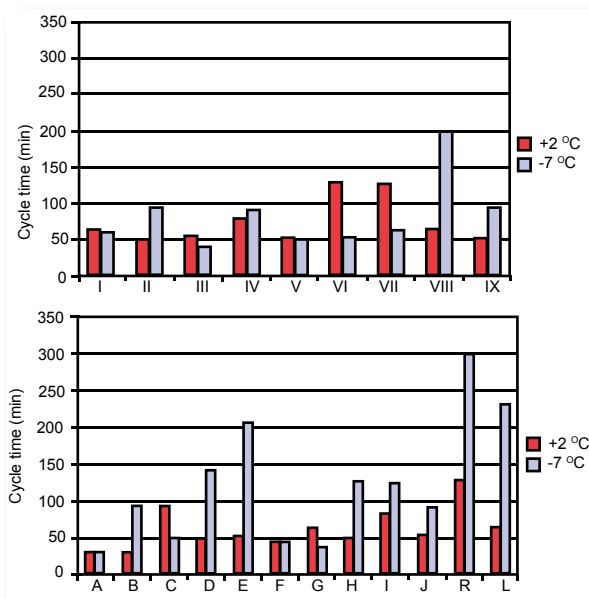


Рисунок 7. Диаграмма показывает длительность цикла работы тепловых насосов при температуре +2 °C и -7 °C в тестовых измерениях 1991 (вверху) и 2005 (внизу) годов

Система размораживания функционирует правильно, если на испарителе не появляется ледяного нароста после нескольких циклов работы. Количество времени, необходимое для цикла работы (с момента начала размораживания до следующей размораживания) теплового насоса в 1991 и 2005

годах показано на рис. 7. Из отчета 1991 года, время цикла работы небольшое, поэтому размораживать тепловой насос приходилось чаще, что привело к уменьшению эффективности. Время одного цикла при температуре +2°C в 2005 году не возросло, на самом деле, наоборот, оно стало еще меньше (среднее количество времени на один цикл в 1991 году: 76 минут, а в 2005: 64 минуты). Это показывает, что стратегия размораживания все еще нуждается в совершенствовании. Существенным изменением является более долгое время цикла при 7°C, это является наиболее важным улучшением. Влажность воздуха при 7°C меньше, чем при +2°C, и поэтому, несмотря на более низкую температуру, ледяной нарост формируется медленнее и время одного цикла должно быть длиннее с целью экономии энергии на ненужные циклы размораживания.

В основном у всех тепловых насосов размораживание контролируется по времени и температуре. Это может быть основано на нескольких температурах и отрезках времени, например 1) температура наружного воздуха должна быть ниже чем x°C в течение y минут, в то время как температура хладагента, выходящего из испарителя, должна быть ниже z°C или 2) тепловой насос не размораживает в течение двух часов. Это простые примеры.

Существует несколько более сложных стратегий, включающих немного больше параметров, но имеющих такой же смысл. Таким образом, если условие 1) сформулировано некорректно, размораживание тепловых насосов может зависеть от времени. Сравнивая время цикла работы тепловых насосов при +2 °C и 7°C (рис. 7) видно, что при -7°C время цикла в большинстве случаев больше, чем при +2 °C, и поэтому применение такой теории оправдано. Тем не менее, время цикла теплового насоса «А» и «F» одинаково для двух температур и означает, что на практике для размораживания этих тепловых насосов следует руководствоваться простым контролем времени. Также достаточно интересно, что для двух тепловых насосов «С» и «G» время цикла при 7°C короче, чем при температуре +2 °C. Эта странная закономерность наблюдается и для нескольких других тепловых насосов в 1991 году.

В тестах 2005 года был измерен уровень шума для внешнего и внутреннего оборудования. Средний уровень звуковой мощности для внутреннего оборудования составил 54 дБ, который сравним с работой кухонного вентилятора. Различие между наиболее высоким и наиболее низким уровнем шума составило почти 10 дБ, которое воспринимается человеческим ухом как двойной уровень шума. Следует отметить, что тестировалась работа вентилятора с максимальной скоростью. Уровень шума зависит от условий установки. Уровень звуковой мощности для внешнего блока составил 60 дБ. Шведское агентство по защите окружающей среды предписало, что уровень шума в границах дома должен быть ниже 40 дБ. Это означает, что внешний блок теплового насоса с уровнем шума в 60 дБ, должен располагаться не менее чем в 10 метрах от границы соседа.

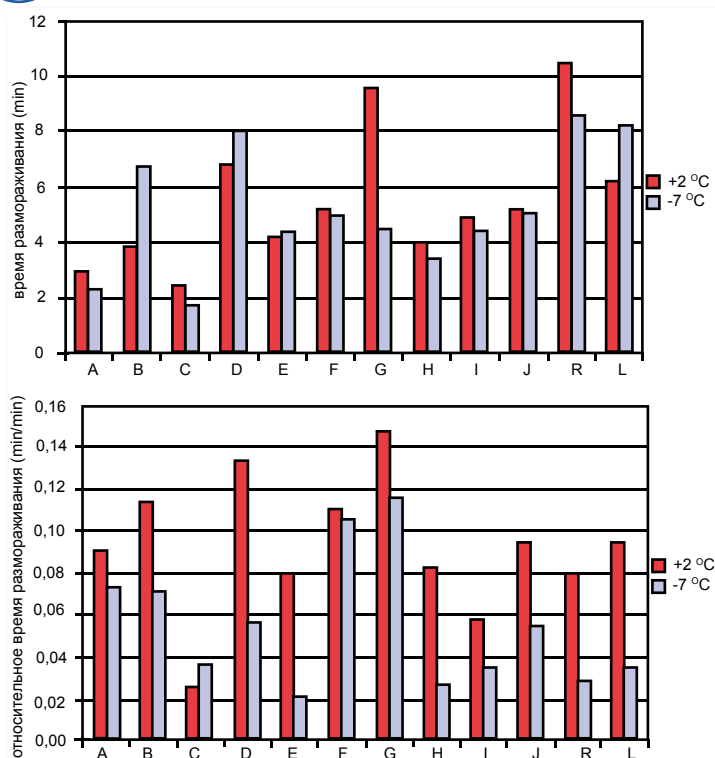


Рисунок 8. Время на размораживание (вверху) и относительное время на размораживание. Время на разморозку включает время цикла (внизу) работы тепловых насосов при +2 °С и -7 °С, тестированных в 2001 и 2005 годах.

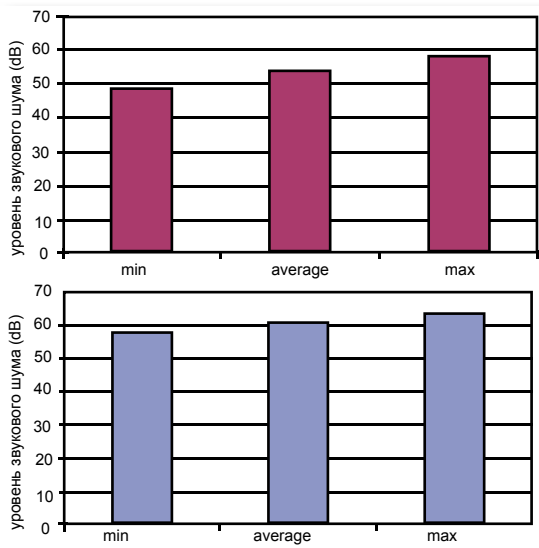


Рисунок 9. Минимум, среднее значение и максимум уровня шума для внутреннего блока (вверху) и внешнего блока (внизу) тепловых насосов, тестированных в 2005 году.

У воздушных тепловых насосов, тестируемых в 2005 году, эффективность стала более высокой, чем у тепловых насосов, тестируемых в 1991 и 2001 годах. Цены с 2001 года снизились и, следовательно, ожидаемый срок окупаемости снизился приблизительно на 30 %. В среднем тепловые насосы стали более эффективными. Также следует отметить, что улучшилась производительность системы размора-

живания, хотя все еще осталась необходимость в ее улучшении. В настоящее время все еще применяются тепловые насосы, в которых используется простая система размораживания вместо более эффективной системы, ориентированной на повышение надежности.

Результаты также показывают важность изменения производительности для нескольких разных режимов работы и загрузки, таких как изменение производительности согласно стратегии контроля, наличия компонентов и определения размеров. Тепловые насосы с наибольшей производительностью при 7°C, необязательно имеют наилучшую производительность и при -7°C, так что одного коэффициента недостаточно для управления технологией, а также для того, чтобы принять решение, опираясь на одну или две рабочие точки.

Наиболее приемлемо использовать коэффициент сезонной производительности, который базируется на производительности в нескольких рабочих циклах и предоставляет информацию о производительности по всему отопительному сезону и нагрузке теплового насоса.

1. Aarlien, R., Tokle, I., et al., 2005. Unprecedented heat pump market development in Norway: what happened, and will it last? 8th IEA Heat Pump Conference, Las Vegas, USA

2. Bergman, A., 1985. Impact of on/off control of heat pumps – laboratory testing (in Swedish). Stockholm, Sweden, Bygghorskningsradet: 67p.

3. CEN/TS 14825, 2003. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling – Testing and rating at part load conditions, CEN.

4. Ebne, H. V., 2004. Find proper heat pumps (in Norwegian), Forbruker-rapporten no. 9

5. EN 14511-2, 2004. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling - Part 2: Test conditions. Brussels, CEN.

6. EN 14511-3, 2004. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling - Part 3: Test methods. Brussels, CEN.

7. Fahlen, P., Johansson, C., 1991. Air-to-air heat pumps, performance tests. Stockholm, Sweden, Bygghorskningsradet: 29p.

8. Fehrm, M., Hallen, T., 1981. Method for calculating the seasonal performance factor for heat pumps (in Swedish). Boras, Sweden, SP Swedish National Testing and Research Institute: 14p.

9. JARN, 2005. Heat pumps, components and parts. Japan Air conditioning and Refrigeration News special edition.

10. Karlsson, F., 2003. Integrated control of heat pumps. Goteborg, Chalmers University of Technology. Building Services Engineering: 84p.

11. Karlsson, S. O., 2004. Air source heat pumps (in Swedish), Rad&Ron no 10.

12. Lande, J., 1992. Tests on air-to-air heat pumps with and without inverter control (in Swedish). Stockholm, Sweden, Royal Institute of Technology: 36p.

13. Marquand, C. J., Tassou, S. A., et al., 1984. An economic comparison of a fixed speed, a two speed,

and a variable speed vapour compression heat pump. Applied Energy(16): 59-66.

14. Miller, W. A., 1988. Laboratory examination and seasonal analyses of the dynamic losses for a continuously variable-speed heat pump. ASHRAE Transactions 94(2): 1246-1268.

15. Reis, P., 2001. Air distributed heat (in Swedish). Rad & Ron(4): 38-39.

16. SS 2095,1986. Heating equipment - Heat pumps - Laboratory testing of heat pumps (in Swedish), SIS.

17. SS-EN 255-2, 1997. Air conditioners, liquid chilling packages and heatpumps with electrically

driven compressors - Heating mode -Part 2: Testing and requirements for marking for space heating units. Brussels, Belgium, CEN.

18. Tassou, S. A., C. J. Marquand, et al.,1983. Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps. Applied Energy 14(4): 241-256.

IEA Heat Pump Centre Newsletter Volume 24 - No. 4/ 2006

*Переведено энергосервисной компанией
«Экологические Системы»*

Bard Baardsen

В Норвегии наблюдается большой спрос на воздушные тепловые насосы в целях сокращения платы за энергию. К концу 2006 года, количество установленных тепловых насосов этого типа возросло на 13% по сравнению со всеми типами тепловых насосов, установленными в течение пяти последних лет.

В течении многих лет рынок тепловых насосов Норвегии оставался стабильным на уровне 1000 единиц в год, благодаря сдержанному интересу к этой технологии среди органов власти и населения. Основной причиной этого были низкие и постоянные цены на электроэнергию. В 1980-е годы правительство профинансировало программы поддержки внедрения тепловых насосов с основным упором на внедрение теплонасосных станций в промышленно-сти и муниципалитетах.

В связи с обилием ГЭС и решениями правительства сдерживать тарифы на низком уровне путем рыночного регулирования, цены на электроэнергию в Норвегии оставались очень низкими во время послевоенного периода и вплоть до 1990 годов. В 1991 году правительство приняло новый Энергетический Проект, который отменил государственное регулирование рынка электроэнергии. И в результате, цены на электроэнергию стали устанавливаться по рыночным показателям, таким как спрос и предложение.

В 1996 году Норвегия и Швеция создали новый общий рынок электроэнергии, который впоследствии превратился в общий электроэнергетический рынок для всех стран Северной Европы. Производство электроэнергии от ГЭС в Норвегии составляет 90 – 150 млрд. кВт.ч в год, в зависимости от погодных условий. Среднее потребление страны составляет 120 млрд кВт.ч. Энергоснабжение Норвегии с помощью природных источников энергии зависит от погодных условий, а также от сотрудничества с странами, производящим электроэнергию из ядерной энергетики, природного газа, угля и нефти. Нанес

вред норвежским потребителям рост цен на импортируемую электроэнергию. В 2002/2003 годах с засушливой осенью и зимой цены на электроэнергию во время пиковой нагрузки выросли до максимума (на 250%).

Большинство семей в Норвегии живут в одноэтажных домах, количество которых значительно возросло за последние пару лет. Большинство домов были оборудованы простыми в использовании и дешевыми электрическими конвекторами. Счет за отопление среднестатистического дома обычно составляет 60% от общей стоимости платежей за энергоносители. В некоторых частях Норвегии с холодными климатическими условиями потребность в отоплении составляет в среднем до 300 дней в год. Для норвежских семей, живущих в одноэтажных домах, наилучшим способом уменьшения затрат на энергообеспечения при постоянном росте цен на электроэнергию, является использование альтернативных систем отопления. Для большинства домов, не имеющих водяной системы отопления, наиболее выгодным альтернативным решением является установка воздушного теплового насоса.

В условиях холодного климата положительный результат показала замена хладагента R-22 на хладагент R-410 для воздушных тепловых насосов. Воздушные тепловые насосы на хладагенте R-410 имеют меньше технических проблем с системой размораживания и являются более эффективными, чем другие модели тепловых насосов. Повышение спроса на воздушные тепловые насосы привело к увеличению стоимости, но возросшая конкуренция и объемы производства позволили снизить цены на это оборудование.

2003

Министерство нефтяной промышленности и энергетики с 2003 года оказывало значительное субсидирование населения, зависящего от экономических проблем, вызванных растущими ценами на электроэнергию. Одним из таких решений стало введение Министерством инвестиционных субсидий для поддержки домашних хозяйств при внедрении энергоэффективных технологий. Субсидии покрыв

вали часть затрат для зданий с энергосберегающими системами управления, для установки котлов на биомассе и тепловых насосов. Такие домовладельцы получали разовый грант на сумму 20% от стоимости оборудования - до 5000 норвежских крон (~US\$900). Получили такой грант всего 19689 домохозяйств, которые установили энергоэффективное оборудование. Тепловые насосы стали наиболее популярным оборудованием, составившим 87% от общего числа установленных отопительных систем.

Возросший интерес СМИ к тепловым насосам также стимулировал продажи тепловых насосов, которые стали главной темой всех СМИ. Газеты ежедневно публиковали рекламу тепловых насосов и даже обсуждали их в статьях по несколько раз в неделю. По радио и телевидению несколько раз в неделю выходили программы «энергетический кризис» и тепловые насосы представлялись весомой мерой решения этой проблемы.

Еще одной причиной роста продаж, вероятно, стали систематические долгосрочные усилия субъектов рынка в течение нескольких лет, направленные на создание положительной репутации тепловым насосам, как надежной и энергосберегающей технологии. Создание в 1991 году Норвежской Ассоциации тепловых насосов и ее эффективная работа также оказали положительное влияние на рост продаж и рыночную активность. Кроме того, деятельность, осуществляемая региональными центрами энергосбережения (основанными в 1994 году), а в дальнейшем Enova (2001), также внесли свой вклад в создание прочной положительной репутации тепловых насосов. Типовыми видами деятельности этих организаций стало предоставление независимой и объективной информации для общественности по требованию, например, с помощью бесплатных запросов по телефону.

Норвежский рынок тепловых насосов значительно вырос за последние пять лет. Наиболее популярными сегодня стали воздушные тепловые насосы. Использование тепловых насосов в зданиях в дополнение к электрическим системам отопления неуклонно растет. Большая часть населения Норвегии уже знакомо с технологией тепловых насосов, которая часто упоминается в обсуждениях энергоэффективного использования энергии. Для среднестатистических домохозяйств воздушные тепловые насосы экономят 5000-8000 кВт.час каждый год с коэффициентом окупаемости от трех до шести лет. Жилищный сектор в Норвегии сегодня потребляет более 21 млрд кВт.ч электроэнергии на нужды отопления и горячего водоснабжения. Наиболее важным фактором для увеличения установки тепловых насосов является обучение и подготовка монтажных

организаций и сервисных инжиниринговых компаний, чтобы клиент, вкладывающий деньги в тепловые насосы, гарантированно остался доволен после их установки.



Рисунок 1. Рынок тепловых насосов в Норвегии, 1993-2006 (по оценкам 2006 года)



Рисунок 2. Цена на электроэнергию по данным североевропейской биржи Nordpool

*Переведено энергосервисной компанией
«Экологические Системы»*

**Svein Erik Pedersen,
Jorn Stene**

В январе 2006 года компанией Viken Fjernvarme в столице Норвегии Осло был запущен тепловой насос мощностью 18 МВт, утилизирующий низкопотенциальное тепло сточных вод. Затраты на установку оборудования составили 11 млн евро. Ежегодное производство тепловой энергии составило около 85-90 ГВт.час в год.

В 1983 году в скальной пещере Skoyen Vest в Осло длиной 300 метров была установлена теплонасосная станция мощностью 2,2 МВт. Станция утилизировала низкопотенциальное тепло сточных вод основных канализационных тоннелей Осло и снабжала районную систему отопления (приблизительно 9,5 ГВт.час тепловой энергии в год). Тепловой насос с рабочим хладагентом CFC 12 был оснащен поршневым компрессором. Максимальная температура конденсации составляла около 80 °С. Сточные воды фильтровались и распределялись на восемьдесят пластинчатых испарителей открытого типа (31 метр). Конструкция испарителей способствовала хорошему отбору тепла и была невосприимчива к возможному замерзанию сточных вод. Тем не менее, существовал ряд текущих проблем, включая засорение сопел и обрастание поверхности испарителей. В 1998 году теплонасосная станция Skoyen Vest была присоединена к району централизованного теплоснабжения, обслуживаемому компанией Viken Fjernvarme. Эксплуатационные проблемы, возникшие из-за относительно низкой мощности теплового насоса и тот факт, что использовался хладагент CFC12, привели к тому, что возможная модернизация и переоборудование этой теплонасосной станции, с заменой рабочей жидкости на хладагент HFC134a, были признаны экономически несостоятельными. Тем не менее, в 2002 году компания Viken Fjernvarme начала разработку плана по внедрению нового теплового насоса и реализовала этот контракт в 2003-2004 гг. Из пещеры были демонтированы существующий тепловой насос, с рабочим хладагентом CFC 12 и все вспомогательное оборудование. Спуск в пещеру длиной 300 метров представлял собой наклонный туннель с неровными стенами, который ограничивал габариты нового теплового насоса. В качестве поставщика теплового насоса, с хладагентом R134a (Unitop 50FY), с единичной тепловой установленной мощностью 18,4 МВт была выбрана швейцарская компания FrioTherm AG.

40

Тепловой насос оборудован двухступенчатым центробежным компрессором открытого типа, рассчитанным на давление 40 бар. Оба рабочих колеса компрессора расположены на одном валу. Скорость

вращения рабочих колёс составляет 9400 об/мин. Вторая ступень компрессора соединена с экономайзером, работающим при средних давлениях. Экономайзер повышает коэффициент производительности системы (COP) и снижает температуру газов от второй ступени компрессора. Мощность центробежного компрессора регулируется направляющими лопатками на обеих ступенях и может быть уменьшена до 50% без потери энергетической эффективности, а в диапазоне от 50% до 25% - с частичной потерей энергетической эффективности. Вес компрессора составляет 22 тонны. Электрический двигатель с водяным охлаждением, рассчитанный на напряжение 11 кВ, имеет номинальную мощность 7 МВт и работает со скоростью вращения вала 1500 об/мин. Вес двигателя составляет 23 тонны.

Испаритель конструктивно представляет собой однопроходный кожухотрубный теплообменник с медно – никелевыми трубками. Очищенные сточные воды подаются на поверхности трубок испарителя. Длина испарителя составляет 12 метров, диаметр 1,7 метров и общий вес 56 тонн, включая вес рабочего хладагента. Согласно расчетным данным, скорость потока составляет 2400 м³/час. Охлаждение осуществляется в диапазоне с 10 °С до 6 °С. Для этих рабочих условий скорость воды в испарителе составляет 1,9 м/сек, при давлении около 0,8 бар. Конденсатор конструктивно представляет собой двухпроходный кожухотрубный теплообменник со стальными трубками. Скорость потока при вышесказанных условиях составляет 540 м³/час, общий вес конденсатора составляет 14 тонн. Так как тепловой насос должен обеспечить максимальную температуру подающей воды в 90 °С, он работает близко к критической точке (R134a; 40.6 bar, 101.1 °С). В целях сокращения потерь на дросселирование и повышения энергетической эффективности, тепловой насос снабжен дополнительным теплообменником, который дополнительно охлаждает рабочий хладагент после конденсатора. На дополнительное охлаждение потребляется до 25% общей тепловой мощности.

Основными проектными данными являются:

- центральное отопление – температура подачи/обратки 90/60°С
- температура сточных вод на входе/на выходе испарителя 10/6°С
- конденсатор/дополнительный охладитель - мощность 18,4 МВт
- компрессор – потребляемая мощность 6,57МВт
- расчетный коэффициент эффективности (COP): 2,8

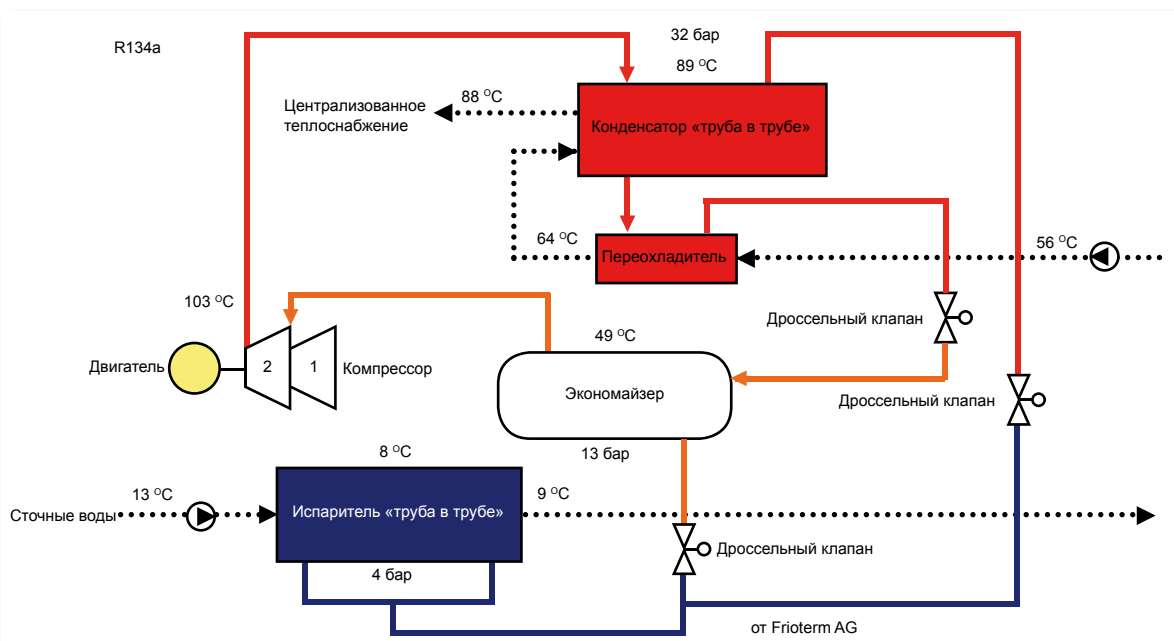
Испытания показали, что реальная тепловая мощность для заданных условий составляет 19 - 19,5 МВт, со средним коэффициентом COP 3,0. Температура сточных вод зависит от времени суток.

В дневное время температура растет до 12-13°C, увеличивая тепловую мощность до 21-22 МВт и повышая коэффициент COP до значения 3,3. По опыту эксплуатации ежегодный отпуск тепловой энергии составляет 85-90 ГВт.час. Тепловой насос предназначен для работы с максимальной мощностью на время отопительного сезона. Его выключают на время летнего периода.

Так как тепловой насос использует неочищенные сточные воды, возникла необходимость строительства вне пещеры двух резервуаров и канализационных станций с фильтровальными отделениями. Каждый резервуар оснащен конвейерными решетками (ширина сетки 3 мм), отделяющими твердые частицы от воды, которые обратно сбрасываются в канализационный тоннель. Центробежные насосы перекачивают стоки через кожухотрубный испаритель. В целях предотвращения загрязнения и засорения испарителя, поток сточных вод один раз в час направляется в обратную сторону с помощью четырехходового клапана. Процесс длится 12 секунд, в это время температура на выходе из конденсатора понижается на 3-4 °С. Для того чтоб поддержать относительно постоянное давление в испарителе, на 60% открывается дополнительный клапан между областью высокого и низкого давления на время свыше двух минут. Средний расход сточных вод в канализационном тоннеле во время отопительного сезона составляет около 7200 м³/час. Тем не менее, во время холодных погодных условий без осадков и оттаявшей воды, расход воды в период 05.00 - 06.00 утра может быть достаточно низким. Это может привести к эксплуатационным проблемам теплового и канализационного насосов. Канализационные резервуары со станциями фильтрации, каналы и дренажи покрыты алюминиевыми бортиками. Отработанный воздух отводится вентиляционной системой в 800 - метровый воздухопровод и очищается высокоэффективными (УФ) угольными фильтрами и ультрафиолетовым излучением.

Общий вес используемого хладагента (R134a) составляет 8,4 тонны. В пещере установлены шесть детекторов с двухуровневой сигнализацией, реагирующих на утечки хладагента. В случае срабатывания сигнализации, тепловой насос отключается. Управляемые системой аварийной автоматики клапаны отделяют секцию испарителя от остальной части установки. В случае утечки рабочего хладагента, в пещеру подается свежий воздух. Расход воздуха при экстренной вентиляции составляет 20000 м³/час.

В странах Северной Европы спрос на тепловую энергию от систем централизованного теплоснабжения составляет 35-40% от общего спроса. Большое количество ГЭС Норвегии, производивших достаточно дешевую электроэнергию, стали причиной того, что Осло является единственной северной столицей, в которой централизованная система теплоснабжения не используется в базе теплоснабжения города. Тем не менее, из-за возросшего внимания к проблемам защиты окружающей среды, применению возобновляемых источников энергии и сохранению энергии, мощность систем централизованного теплоснабжения за последние 20 лет значительно увеличилась. И в результате компания Viken Fjernvarme стала наибольшей компанией Норвегии, предоставляющей услуги централизованного теплоснабжения, с ежегодным производством тепловой энергии свыше 1 млрд Вт/год, или около 25% от общего производства тепловой энергии норвежскими централизованными системами отопления. Установка нового теплового насоса в пещере Skoyen Vest увеличила долю использования возобновляемых источников энергии в системах централизованного теплоснабжения Осло с 50% до 70%. Компания Viken Fjernvarme решила установить ещё один тепловой насос мощностью 9 МВт в пещере Skoyen Vest. Общие затраты на установку системы теплового насоса в пещере Skoyen Vest составили около 11 млн евро. Около 18% было инвестировано компанией ENOVA SF, а 11% - Enok Energy Conservation Fund (Фонд сохранения энергии) города Осло.



Robur

«ГАНР»



: 144!

Абсорбционный котел для отопления с помощью теплового насоса для производства горячей воды с температурой до 60 °С. Использование абсорбционного термодинамического цикла с раствором воды и аммиака. Котел в состоянии извлекать тепло из наружного воздуха с температурой до -20 °С. Устройства «ГАНР-А» поставляются как отдельно, так и в форме модульных тепловых блоков в сборе с основанием и системой управления и контроля мощностью от 36,2 до 181 кВт по теплу.

Преимущества:

- Высочайший энергетический КПД: можно добиться - при номинальных условиях - КПД до 144%, что обеспечивает экономию до 40% эксплуатационных затрат по сравнению с лучшими моделями газовых котлов, благодаря использованию энергии от возобновляемого источника (воздуха).



В отличие от традиционных электрических тепловых насосов, эффективность работы котла «ГАНР-А» мало зависит от температуры наружного воздуха.

- Возможность совмещения с менее эффективными котлами для повышения общего КПД отопительной системы.
- Пониженное энергопотребление, благодаря использованию метана или СНГ с потреблением всего 0,025 кВт для получения 1 кВт тепловой энергии.
- Стабильная работа даже при очень низкой температуре наружного воздуха: даже при -20°C устройства «ГАНР-А» обеспечивают КПД

выше 100% и, следовательно, могут успешно эксплуатироваться в регионах с очень холодным климатом.

- Неиспользование внутреннего пространства помещения: не требуется установка котла внутри, как для большинства традиционных котлов, что позволяет более рациональное и выгодное использование пространства помещения.

- Непрерывность отопления даже во время размораживания: 50% мощности, не увеличивая потребление тепловой или электрической энергии.

Абсорбционные котлы «ГАНР-А» - благодаря их повышенному энергетическому КПД - рекомендуются для использования в различных системах, например:

- гидронные отопительные системы, в частности, системы с низкой рабочей температурой, такие как «теплые полы», «теплые стены» или «теплый потолок», системы обработки воздуха или системы со статическими радиаторами (термосифонами) соответствующих размеров;
- дополнение существующих систем или новых систем с низкой температурой для увеличения общего КПД до 25% (1);
- системы, где требуется горячая вода с температурой не более 60 °С для отопления, технологических процессов и т.д.;
- отопительные системы с полным тарифом на газ, то есть без использования льгот по налогам на газ;
- пользователи с высоким потреблением топлива для нагрева воды или с непрерывным или интенсивным режимом работы, где имеется большая потребность в тепловой энергии (госпитали, гостиницы, коммерческие центры и т.д.).

В целях непрерывного повышения качества продукции компания «Robur» сохраняет за собой право изменять приведенные данные без предварительного уведомления.

(1)

Тепловая мощность (выход. температура воды 50 °С)	кВт	36,2
Мин./макс. температура наруж. воздуха по сухому термометру	°С	-20/45
Мин./макс. температура на входе пользователя	°С	2/50
Макс. температура воды на выходе от пользователя (ΔТ = 10 °С)	°С	60
Потребляемая электрическая мощность (230 В - 50 Гц)	кВт	0,9

(1) Номинальные условия по ТУ EN 12309-2 таб. 2.

()

	°C							
	30 °C (T = 10 °C)		45 °C (T = 10 °C)		50 °C (T = 10 °C)		60 °C (T = 10 °C)	
	PT (2)	(3)						
-20 °C	29,20	1,16	26,60	1,06	25,50	1,01	25,10	1,00
-15 °C	29,90	1,19	27,40	1,09	26,40	1,05	25,90	1,03
-10 °C	34,30	1,30	30,00	1,19	28,10	1,12	27,20	1,08
-7 °C	34,30	1,36	31,70	1,26	29,30	1,16	28,20	1,12
2 °C	37,20	1,48	35,80	1,42	33,40	1,33	31,00	1,23
7 °C	38,80	1,54	38,30	1,52	36,20	1,44	33,80	1,34
10 °C	39,50	1,57	39,40	1,56	37,50	1,49	35,20	1,40
15 °C	40,00	1,59	40,00	1,59	38,80	1,54	36,20	1,44
20 °C	40,50	1,61	40,50	1,61	39,20	1,56	37,30	1,48
25 °C	40,80	1,62	40,80	1,62	39,50	1,57	37,50	1,49

(2) Тепловая мощность (кВт).

(3) КПД использования газа, рассчитанный по реальной производительности по теплу (ТУ EN 12309-2).

« GAHP »

« R - RTAR »

ности, при работе на отопление при номинальных условиях можно добиться КПД выше 140%, что обеспечивает экономию по эксплуатационным затратам до 40% относительно лучших газовых котлов, благодаря использованию энергии от возобновляемого источника (воздуха).

- Всего одно устройство с одним основным источником энергии (метан или СНГ) для отопления и кондиционирования без необходимости сложных систем переключения системы между летним и зимним режимами.

- Использование газа в качестве основного источника что снижает потребность в электроэнергии на 86% (0,9 эл. кВт для производства 35,3 кВт тепловой мощности или 16,9 кВт холодильной мощности). Кроме этого, снижает мощность возможной резервной электростанции.

- Стабильная работа даже при очень низкой температуре наружного воздуха, так как устройства разработаны для получения - даже при температуре наружного воздуха -20 °C - КПД выше 100%, а летом они могут вырабатывать холодную воду при температуре наружного воздуха до 45 °C.

- Непрерывность отопления даже во время размораживания, благодаря использованию части тепловой энергии, вырабатываемой для размораживания, без необходимости обратного изменения цикла или увеличения потребления электрической или тепловой энергии.

! Абсорбционные тепловые насосы для зимнего отопления и летнего кондиционирования, работающие на метане. Устройства могут вырабатывать поочередно горячую воду с температурой до 60 °C и холодную воду с температурой до 3 °C с внутренним переключением термодинамического цикла. Следовательно, эти устройства подходят для любой климат-системы, так как обеспечивают отопление и кондиционирование с высокими энергетическими показателями.



Устройства «GAHP-AR» могут поставляться в форме модульных теплохолодильных блоков в сборе с основанием и системой управления и контроля мощностью от 35,3 до 176,5 кВт по теплу и от 16,9 до 84,5 кВт по холоду (установки «RTAR»).

Имеются следующие версии:

«CC» (с независимым циркуляционным насосом для каждого узла установки) и «SC» (без циркуляционных насосов).

Преимущества:

Реверсивные тепловые насосы серии «GAHP-AR» обеспечивают также ряд преимуществ как с технической, так и с экономической точки зрения.

- Высочайший энергетический КПД В част-

Реверсивные тепловые насосы «GAHP-AR» особо рекомендуются для использования в различных системах, например:

- отопительные системы и системы кондиционирования в зданиях жилого, торгового, промышленного и сервисного назначения;
- системы, в которых требуется единый ис-

точник тепловой и холодильной энергии, без увеличения потребления электроэнергии в течение летнего периода;

- пользователи с высоким расходом горючих материалов для производства тепловой энергии и необходимостью кондиционирования в летний период (коммерческие центры, гостиницы, больницы и т.д.);
- пользователи, которые должны поддержи-

вать на минимальном уровне и избегать пиков потребления электроэнергии в летний сезон.

В целях непрерывного повышения качества продукции компания «Robur» сохраняет за собой право изменять приведенные данные без предварительного уведомления.

	AR	RTAR 120-240	RTAR 180-360	RTAR 240-480	RTAR 300-600	
(1)						
Номин. тепловая мощность (выход. темп. воды 50 °C)	кВт	35,3	70,6	105,9	141,2	176,5
Мин./макс. температура наруж.	°C	-20/35	-20/35	-20/35	-20/35	-20/35
Мин./макс. температура на входе пользователя	°C	2/50	2/50	2/50	2/50	2/50
Макс. температура воды на выходе от пользователя ($\Delta T = 10$ °C)	°C	60	60	60	60	60
(2)						
Номин. мощность по холоду (выход. темп. 7 °C)	кВт	16,9	33,8	50,7	67,6	84,5
Мин./макс. температура наруж. воздуха	°C	0/45	0/45	0/45	0/45	0/45
Мин./макс. температура на входе пользователя	°C	6/45	6/45	6/45	6/45	6/45
Миним. темп. воды на выходе от пользователя	°C	3	3	3	3	3
(3)						
Потребляемая элек. мощность версия SC	кВт	0,9	1,8	2,7	3,6	4,5
Потребляемая элек. мощность версия CC	кВт	-	2,14	3,21	4,28	5,35

(1) Номинальные условия по ТУ EN 12309-2 таб. 12.

(2) Номинальные условия по ТУ EN 12309-2 таб. 5.

« GAHP »

« W LB »

Абсорбционные тепловые насосы для геотермических систем для высокоэффективного отопления или гидронного кондиционирования. Обеспечивают мощности от 35 до 175 кВт по теплу и от 16,9 до 84,5 кВт по холоду.

Все устройства «GAHP-W LB» могут поставляться в форме модульных теплохолодильных блоков в сборе с основанием и системой управления теплохолодильной мощностью.



- Экономия на размерах геотермических теплообменников до 40% относительно лучших электрических тепловых насосов.
- Использование газа в качестве основного источника, что снижает потребность в электроэнергии на 90% (0,54 эл. кВт для произ-

водства 35 кВт тепловой мощности или 16,9 кВт холодильной мощности). Кроме этого, снижается мощность возможной резервной электростанции.

- Натуральные жидкости, абсолютно безвредные для окружающей среды. Небольшое количество раствора-хладоносителя, состоящего на 2/3 из воды и 1/3 из аммиака не представляет никакой опасности и не ограничивается никакими нормами или запретами на использование в качестве хладагентов.
- Позволяет снизить установленную электрическую мощность.
- Устройства совместимы с системами накопления льда.

Версия, оптимизированная для рекуперации тепла из источников с низкой температурой, как земля. Тепло из земли может использоваться с помощью системы геотермических скважин. Установка «GAHP-W LB» может использоваться для высокоэффективного низкотемпературного отопления или гидронного кондиционирования.

В целях непрерывного повышения качества продукции компания «Robur» сохраняет за собой право изменять приведенные данные без предварительного уведомления.

(1)		
Тепловая мощность (выход. температура воды 50 °С)	кВт	35,0
Тепловая мощность рекуператора с холодной стороны	кВт	13,5
Мин./макс. температура на входе пользователя	°С	2/50
Макс. температура воды на выходе от пользователя ($\Delta T = 10$ °С)	°С	50
Мин. температура воды на выходе с холодной стороны	°С	-5
Потребляемая электрическая мощность (230 В - 50 Гц)	кВт	0,54

Температура на входе испарителя (°С)	Температура воды на выходе из конденсатора (°С)									
	25 °С ($\Delta T = 10$ °С)		30 °С ($\Delta T = 10$ °С)		40 °С ($\Delta T = 10$ °С)		50 °С ($\Delta T = 10$ °С)		60 °С ($\Delta T = 10$ °С)	
	Р _т ⁽³⁾	КПД ⁽⁴⁾	Р _т	КПД	Р _т	КПД	Р _т	КПД	Р _т	КПД
-2 $\Delta T = 3$ °С	38,8	1,54	38,2	1,53	37,3	1,48	34,5	1,37	31,8	1,26
0 $\Delta T = 5$ °С	39,0	1,55	38,9	1,54	38,0	1,50	35,0 ⁽⁵⁾	1,39	32,8	1,30
5 $\Delta T = 5$ °С	39,2	1,55	39,2	1,55	38,6	1,53	36,2	1,44	34,1	1,35
10 $\Delta T = 5$ °С	39,2	1,55	39,2	1,55	39,0	1,55	37,6	1,49	36,0	1,43
12 $\Delta T = 5$ °С	39,2	1,55	39,2	1,55	39,0	1,55	37,6	1,49	36,0	1,43
15 $\Delta T = 5$ °С	39,2	1,55	39,2	1,55	39,2	1,55	38,4	1,52	37,3	1,48

(1) Номинальные условия по ТУ EN 12309-2 таб. 12.

(2) Номинальные условия по ТУ EN 12309-2 таб. 5.

(3) Тепловая мощность (кВт).

(4) КПД использования газа, рассчитанный по реальной производительности по теплу (ТУ EN 12309-2).

(5) Условия при номинальных условиях работы установки.

« GАНP »

« W »

Абсорбционные тепловые насосы для одновременного производства горячей воды с температурой до 65 °С и холодной воды с температурой до 3 °С. Диапазон мощностей: от 38,8 до 194 кВт по теплу и от 18,4 до 92 кВт по холоду. Все устройства «GАНP-W» могут поставляться в форме модульных теплохолодильных блоков в сборе с основанием и системой управления теплохолодильной мощностью.



- Не требуют внешних источников при одновременном потреблении горячей и холодной воды.

- Использование газа в качестве основного источника, что снижает потребность в электроэнергии на 90% (0,54 эл. кВт для производства 38,8 кВт тепловой мощности или 18,4 кВт холодильной мощности). Кроме этого, снижается мощность возможной резервной электростанции.

- Высокий энергетический КПД: при использовании метана или СНГ в качестве первичного источника энергии и извлечении возобновляемой энергии из воздуха КПД использования газа доходит до 247%.

- Позволяет снизить установленную электрическую мощность.

Данная серия разработана для систем, где требуется одновременно тепловая и холодильная энергия. Максимальная температура горячей воды - 65 °С и минимальная температура одновременно производимой холодной воды - 3 °С.

В целях непрерывного повышения качества продукции компания «Robur» сохраняет за собой право изменять приведенные данные без предварительного уведомления.

(1)		
Тепловая мощность (выход. температура воды 50 °C)	кВт	38,8
Мин./макс. температура на входе пользователя	°C	2/50
Макс. температура воды на выходе от пользователя ($\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$)	°C	65
(2)		
Номинальная мощность по холоду (Температура горячей воды на входе 30 °C)	кВт	18,4
Мин./макс. температура на входе пользователя	°C	6/45
Мин. температура воды на выходе от пользователя	°C	3
Потребляемая электрическая мощность (230 В - 50 Гц)	кВт	0,54

Температура на входе испарителя (°C)	Температура воды на выходе из конденсатора (°C)									
	25 °C ($\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$)		40 °C ($\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$)		50 °C ($\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$)		60 °C ($\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$)		65 °C ($\Delta T = 15^{\circ}\text{C}$)	
	P _T (3)	P _F (4)	P _T	P _F	P _T	P _F	P _T	P _F	P _T	P _F
6 $\Delta T = 3^{\circ}\text{C}$	41,7	19,0	40,6	17,5	36,6	14,2	34,5	12,1	33,4	11,2
10 $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$	42,0	19,1	41,3	18,2	38,8 ⁽⁵⁾	16,0	36,7	14,6	35,5	13,4
12 $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$	42,0	19,1	41,4	18,4 ⁽⁵⁾	39,5	16,8	37,8	15,6	36,6	14,5
15 $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$	42,0	19,1	41,5	18,7	40,3	17,7	39,1	16,7	38,0	15,4
20 $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$	42,0	19,1	41,5	18,8	40,9	18,3	40,3	17,8	39,4	17,0
45 $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$	-	-	-	-	40,9	18,3	40,7	18,1	40,2	17,6

(1) EN 12309-2 . 12.

(2) EN 12309-2 . 5.

(3)

(4)

(5)

« GA »

a



Холодильные и теплохолодильные установки «Robur», работающие на метане/СНГ, идеальны для климатизации в жилых помещениях, банках и страховых компаниях, гостиницах и ресторанах, музеях и гос. учреждениях, коммерческих центрах и супермаркетах, производственных помещениях, турбазах, выставочных центрах и залах.

« GA » :

- Полное обслуживание пользователя. Отопление, кондиционирование и бытовая горячая вода в одной установке и системе.
- Гарантия непрерывности. В установках «Robur» нет компрессора для производства холода и имеется всего 2 движущихся механических компонента.
- Экономия до 90% на налогах на использование газа также и для гостиниц, ресторанов, промышленных и сельскохозяйственных предприятий.

Снижение энергопотребления: экономия потребления электроэнергии до 88% относительно традиционной электрической системы. Нет необходимости в дополнительной электроэнергии, модернизации электрокабины или повышении мощности контактора.

- Минимальные эксплуатационные затраты. В установках «Robur» метан используется также и для кондиционирования. Требуется всего 2,65 куб.м/ч природного газа и 0,82 кВт однофазной электроэнергии для производства 17,72 мощности по холоду.

- Полная гибкость. Модульная регулировка и закрытие. Можно составлять модульную систему для отопления и кондиционирования требуемого помещения в требуемое время и с требуемой мощностью в зависимости от погоды и сезона.

- Дополнение и расширение существующих систем.

- Установки «Robur» не требуют специаль-

ных помещений, таких как теплохолодильная станция, так как они устанавливаются снаружи, что позволяет более рационально и выгодно использовать внутреннее пространство помещения. Установки «ACF» и системы «RTCF» являются установками для охлаждения воды и предлагаются в следующих версиях: шумо-

защищенная (S), с корпусом из нержавеющей стали (I) и с независимыми циркуляционными насосами (CC). Блоки «RTYF» - для производства горячей холодной воды - предлагаются в двухтрубных версиях (поочередное производство тепловой и холодильной энергии) и четырехтрубных версиях (одновременное производство горячей и холодной воды).

« GA» « ACF» - « RTCF» -

Тех. характеристики		ACF 60-00	RTCF 120-00	RTCF 180-00	RTCF 240-00	RTCF 300-00
Номинальная холодильная мощность	кВт	17,72	35,44	53,16	70,88	88,60
Потребляемая электрич. мощность	кВт	0,82	1,64	2,46	3,28	4,10
Сетевое напряжение	°C	230 В 50 Гц	400/230 В - 50Гц			
Мин./макс. темп-ра наруж. воздуха	°C	0/45				
Мин./макс. темп-ра воды на входе	°C	6/45				
Мин. температура воды на выходе	°C	3				

« GA» « ACF» - « RTCF» -

Тех. характеристика		AYF 60-119	
Номинальная холодильная мощность	кВт	17,72	
Номинальная тепловая мощность	кВт	32,5	
Потребляемая электрич. мощность	отопление	кВт	0,06
	кондиционирование	кВт	0,82
Сетевое напряжение	230 В - 50 Гц - 1 фаза		
Мин./макс. температура наруж. воздуха	°C	- 20/45	
Мин. температура воды на выходе (кондиционирование)	°C	3	
Макс. температура воды на выходе (отопление)	°C	85	

Тех. характеристика		RTYF 120-119	RTYF 120-238	RTYF 180-119	RTYF 180-238	RTYF 180-357
Номинальная холодильная мощность	кВт	35,44	35,44	53,16	53,16	53,16
Номинальная тепловая мощность	кВт	32,5	65	32,5	65	97,5
Потребляемая электрич. мощность	отопление	кВт	0,06	0,12	0,06	0,12
	кондиционирование	кВт	1,64	1,64	2,46	2,46
Сетевое напряжение	230 В - 50 Гц - 1 фаза или 400 В - 50 Гц - 3 фазы					
Мин./макс. температура наруж. воздуха	°C	-20/45				
Мин. температура воды на выходе (кондиционирование)	°C	3				
Макс. температура воды на выходе (отопление)	°C	85				

Тех. характеристика		RTYF 240-119	RTYF 240-238	RTYF 240-119	RTYF 240-238
Номинальная холодильная мощность	кВт	70,88	70,88	70,88	70,88
Номинальная тепловая мощность	кВт	32,5	65	97,5	130
Потребляемая электрич. мощность	отопление	кВт	0,06	0,12	0,18
	кондиционирование	кВт	3,28	3,28	3,28
Сетевое напряжение	230 В - 50 Гц - 1 фаза или 400 В - 50 Гц - 3 фазы				
Мин./макс. температура наруж. воздуха	°C	-20/45			
Мин. температура воды на выходе (кондиционирование)	°C	3			
Макс. температура воды на выходе (отопление)	°C	85			

В целях непрерывного повышения качества продукции компания «Robur» сохраняет за собой право изменять приведенные данные без предварительного уведомления.

«GA» В

«HR»

а

В холодильной установке «GA HR» используется абсорбционный цикл «воздух-вода» стандартных установок линии «GA» и имеется специальный рекуператор тепла термодинамического цикла. Установка «GA HR» обеспечивает - при работе на кондиционирование - как охлажденную воду с температурой до 3 °С, так и - одновременно - горячую воду с температурой до 80 °С. Следовательно, горячая вода получается абсолютно бесплатно, так как не требует большего потребления электроэнергии относительно обычного кондиционирования.

Установка «GA HR» может быть выгодной в системах кондиционирования, в которых помимо холода требуется также горячая вода, например:

- бытовая горячая вода в гостиницах, ресторанах, больницах, спортивных сооружениях и т.д.;
- подача в контурах пост-нагрева, связан-

ных с установками обработки воздуха;

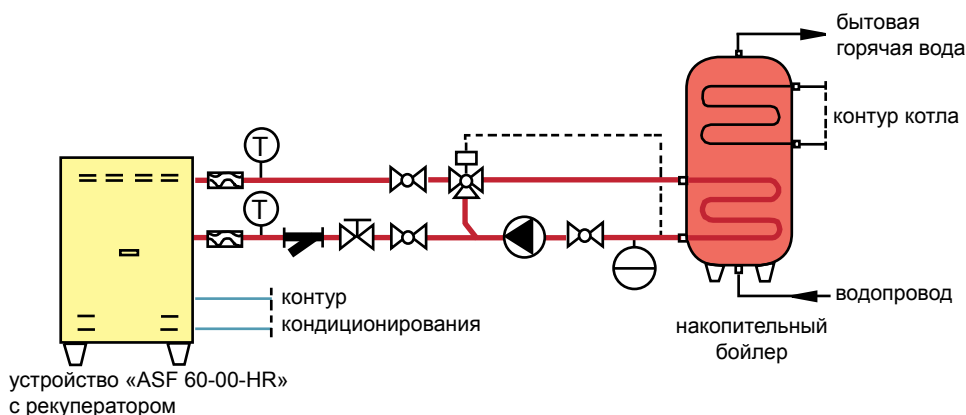
- прочие системы, где требуется горячая вода с температурой не выше 80 °С.

В установках «GA HR» в качестве источника энергии используется сгорание метана и дополнительно только 820 В электроэнергии для производства 17,7 кВт мощности по холоду и до 30 кВт мощности по теплу. Данная установка может работать одинаково и автоматически в режиме только охлаждения и в режиме «охлаждение с рекуперацией тепла».

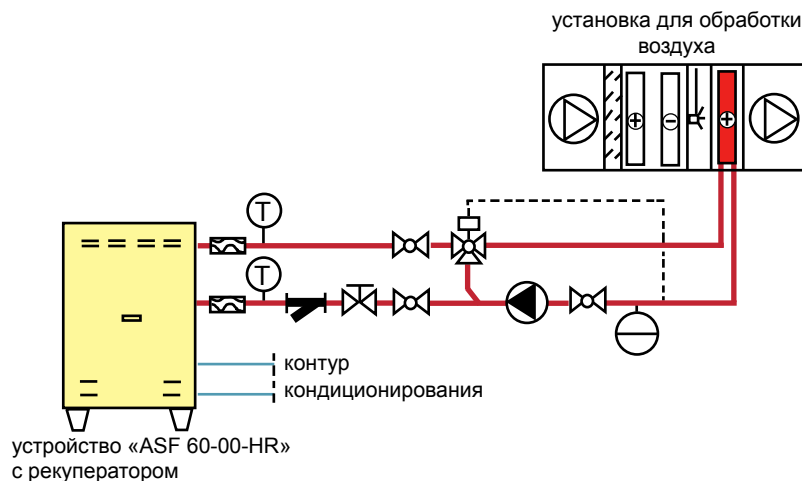
- , тепло, извлеченное из кондиционированного воздуха выводится наружу через батарею с воздушным охлаждением.

», кроме охлажденной воды, вырабатывается также горячая вода для использования одновременно с кондиционированием, например, в качестве бытовой горячей воды или в системах пост-нагрева.

В целях непрерывного повышения качества продукции компания «Robur» сохраняет за собой право изменять приведенные данные без предварительного уведомления.



Пример использования установки «GA HR» с рекуперационным контуром для производства бытовой горячей воды (с интеграцией контура с котлом)



Пример использования установки «GA HR» с контуром пост-нагрева установки обработки воздуха.

Номинальная холодильная мощность (только охлаждение) ⁽¹⁾	кВт	17,72
Номинальная холодильная мощность (с рекуперацией) ⁽²⁾	кВт	17,93
Тепловая мощность рекуператора ⁽³⁾	кВт	24,9
Мин. температура охлажденной воды на выходе	°C	3
Мин./макс. температура горячей воды на входе рекуператора	°C	10/80
Макс. температура горячей воды на выходе рекуператора	°C	80
Мин./макс. расход горячей воды в рекуператоре	м ³ /ч	0/2
Потребляемая электрич. мощность (230 В, 50 Гц)	кВт	0,82

(1) При следующих условиях:

- температура наруж. воздуха 35 °C;
- выходная темп-ра охлажд. воды 7,2 °C, входная темп-ра 12,7 °C.

(2) При следующих условиях:

- температура наруж. воздуха 35 °C;
- выходная темп-ра охлажд. воды 7,2 °C, входная темп-ра 12,8 °C;
- темп-ра воды на выходе рекуператора 50 °C.

(3) При следующих условиях:

- расход воды в рекуператоре 2,15 м³/ч;
- темп-ра горячей воды на выходе 50 °C;
- при изменении выходной температуры и расхода воды изменяется тепловая мощность рекуператора.

« GA » В « ТК » - « HT » - « LB »

« GA » В « »

Абсорбционные охладители воды, работающие на метане/СНГ специального назначения, обеспечивающие в течение всего года охлаждение технологических жидкостей, то есть там, где производство ведется в окружающих условиях, независимых от наружных климатических условий. Установки «ТК» предлагаются в 4 версиях: стандартная «ТК», шумозащищенная «ТК S», с корпусом из нержавеющей стали «ТК I», шумозащищенная и с корпусом из нержавеющей стали «ТК S I».



- технологические процессы: там, где необходимо охлаждать штампы, оборудование, инструмент и оснастку.

- Кондиционирование помещений с контролируемой температурой круглый год, например, метрологические отделения, центры обработки данных.

- Кондиционирование воздуха в помещениях с повышенной тепловой нагрузкой.

« GA » В « »

Специальные абсорбционные охладители воды, работающие на метане/СНГ при высокой температуре наружного воздуха.

Установки «HT» предлагаются в 4 версиях: стандартная «HT», шумозащищенная «HT S», с корпусом из нержавеющей стали «HT I», шумозащищенная и с корпусом из нержавеющей стали «HT S I».

- Кондиционирование воздуха в жилых, торговых и промышленных помещениях в регионах с тропическим климатом.

« GA » В « LB »

Абсорбционные охладители воды, работающие на метане/СНГ для специального применения в области охлаждения, то есть для производства холодной жидкости для систем для хранения пищевых продуктов, охлаждения лабораторий и холодильных камер для пищевой промышленности. Установки «LB» предлагаются в 4 версиях: стандартная «LB», шумозащищенная «LB S», с корпусом из нержавеющей стали «LB I», шумозащищенная и с корпусом из нержавеющей стали «LB S I».

- Охлаждение воздуха до низких температур для обработки пищевых продуктов.

- Охлаждение камер для хранения пищевых продуктов.

- Охлаждение в процессах, где требуется жидкость с отрицательной температурой.

- Системы накопления льда для хранения холодильной энергии в периоды с низкой тепловой нагрузкой.

В целях непрерывного повышения качества продукции компания «Robuja» сохраняет за собой право изменять приведенные данные без предварительного уведомления.

		Версия «ТК»
Холодильная мощность	кВт	от 17,72 до 88,60
Тепловая мощность ⁽¹⁾	кВт	от 32,50 до 130,00
Потребляемая электрич. мощность (230 В, 50 Гц)	кВт	от 0,90 до 4,65
Мин. температура наруж. воздуха для кондиц./отопления	°С	-12/-20
Макс. температура наруж. воздуха для кондиц./отопления	°С	45
температура воды на выходе при кондиционировании	°С	3
температура воды на выходе при отоплении	°С	85

		Версия «НТ»
Холодильная мощность	кВт	от 17,12 до 85,60
Тепловая мощность ⁽¹⁾	кВт	от 32,50 до 130,00
Потребляемая электрич. мощность (230 В, 50 Гц)	кВт	от 0,90 до 4,65
Мин. температура наруж. воздуха для кондиц./отопления	°С	0/-20
Макс. температура наруж. воздуха для кондиц./отопления	°С	50/45
Мин. температура воды на выходе при кондиционировании	°С	5
Макс. температура воды на выходе при отоплении	°С	85

		Версия «НТ»
Холодильная мощность	кВт	от 13,30 до 66,50
Потребляемая электрич. мощность (230 В, 50 Гц)	кВт	от 0,90 до 4,65
Мин./макс. температура наруж. воздуха	°С	-12/45
Мин. температура воды на выходе при кондиционировании	°С	-10

(1) Только для модели «РТУФ».

«AY» «Multi AY»

управления работой блока.

Тепловые модули «Multi AY» служат для производства горячей воды с температурой до 85 °С. Они соединены между собой гидравлически и электрически и составляют единый модульный тепловой блок для наружной установки, который не требует никакой дополнительной защиты от атмосферных осадков. Блоки изготовлены путем соединения нескольких модулей (максимум пять), каждый из которых имеет выходную мощность 32,5 кВт по теплу. Модули поставляются на едином основании из стального профиля, соединены между собой гидравлически и электрически, имеют общий электрощит и цифровую панель управления для контроля и



«Multi AY»

2

«Multi AY-SC» без циркуляционных насосов. Модули соединяются параллельно на главных коллекторах блока без циркуляционного насоса. Для установки блоков «Multi AY-SC» система должна уже иметь приспособления для регулировки и контроля, предусмотренные действующими стандартами, а также единый циркуляционный насос для блока с производительностью и напором, соответствующим характеристикам системы.

Блок «Multi AY-CC» с независимыми циркуляционными насосами. Модули серийно имеют собственный циркуляционный насос, соединенный с главными коллекторами блока. Таким образом, образуется первичный контур с переменным расходом воды и можно получить горячую воды с температурой до 85 °С.

AY»**« Multi**

- отсутствие компонентов внутри помещения, так как установки расположены полностью снаружи без необходимости котельных или приспособлений для защиты от атмосферных осадков;
- подача тепловой энергии частями, что позволяет использовать модули пропорционально реальным потребностям;
- гарантия работы, благодаря полной взаимозависимости модулей блока.

Серийная цифровая панель управления (опция для модели «AY00-119») выполняет также функ-

цию активной системы для защиты от замерзания и может включать циркуляционные насосы и, при необходимости, весь тепловой блок автоматически, если температура воды в системе становится слишком низкой. Кроме этого, панель обеспечивает рациональное управление блоком и различные функции регулировки, контроля и диагностики всей системы.



В целях непрерывного повышения качества продукции компания «Robur» сохраняет за собой право изменять приведенные данные без предварительного уведомления.

		AY 00-119	MULTI AY 238-SC	MULTI AY 357-SC	MULTI AY 476-SC	MULTI AY 595-SC
Номинальная тепловая мощность ⁽¹⁾	кВт	32,5	65	97,5	130	162,5
Номинальный расход горячей воды	л/ч	2000	4000	6000	8000	10000
Номинальная электрич. мощность ⁽²⁾	кВт	0,06	0,12	0,18	0,24	0,30

		MULTI AY 238-CC	MULTI AY 357-CC	MULTI AY 476-CC	MULTI AY 595-CC
Номинальная тепловая мощность ⁽¹⁾	кВт	65	97,5	130	162,5
Номинальный расход горячей воды	л/ч	4000	6000	8000	10000
Номинальная электрич. мощность ^{(2) (3)}	кВт	0,36	0,54	0,72	0,90

(1) При следующих условиях: температура воды на входе 66 °С, на выходе 80 °С.

(2) ±10% в зависимости от напряжения питания и допуска по потреблению электродвигателей.

(3) Электрическая мощность с учетом потребления циркуляционных насосов, установленных последовательно

« Termoventilanti»**« CL» - « CR»****« CL» :****« CL» .**

Тепловентилятор для водяных отопительных систем, подвесной, со свободным выходом, для распределения горячего воздуха в средних и больших помещениях.

« CL» :

- двухрядная батарея с алюминиевым оформлением;
- двухскоростные осевые вентиляторы, выбираемые вручную.

Кроме этого, устройство оснащено контактным вентиляционным термостатом для включения вентиляторов только при горячей батарее.

« CL» .

Тепловентиляторы «CL» используются в отопительных системах для распределения горячего воз-

духа в средних и больших помещениях. Они могут подсоединяться к водонагревательным установкам «Robur» (котлы «AY00-119» и абсорбционным тепловым насосам «GANP-A») и к любым другим системам отопления, в которых используется горячая вода. Каждый тепловентилятор «CL» может быть оснащен напольным пультом управления и термостатом воздуха для регулировки температуры (предлагаются в качестве аксессуаров).

**« CR» :****« CR» .**

Тепловентилятор для водяных отопительных систем и систем кондиционирования, подвесной, со свободным выходом, для распределения горячего и холодного воздуха в средних и больших помещениях.

« CR» :

- двухрядная батарея с алюминиевым оформлением;
- двухскоростные осевые вентиляторы, выбираемые вручную. Кроме этого, устройство

оснащено ванночкой для сбора конденсата и контактным вентиляционным термостатом (работающим при отоплении).

«CR»

Тепловентиляторы «CR» используются в климат-системах для распределения холодного воздуха (кондиционирование) и горячего воздуха (отопление) в средних и больших помещениях. Они могут подсоединяться к установкам для нагрева и охлаждения воды «Robur» (теплохолодильные блоки

«AYF», «RTYF» и абсорбционные тепловые насосы) и к любым другим климат-системам с горячей и холодной водой. Каждый тепловентилятор «CR» может быть оснащен напольным пультом управления и термостатом воздуха для регулировки температуры (предлагаются в качестве аксессуаров).

В целях непрерывного повышения качества продукции компания «Robur» сохраняет за собой право изменять приведенные данные без предварительного уведомления.

		CL	CR
Расход воздуха	максимальная	м ³ /ч	4000
	минимальная	м ³ /ч	2850
Уровень шума ⁽¹⁾	максимальная	дБ (А)	54
	минимальная	дБ (А)	48
Потребляемая электрич. мощность		В	250

(1) На расстоянии 6 м при типичной установке

Серия	Расход воздуха (м ³ /ч)	Температура воды на входе 80 °C							
		Температура воды на выходе 70 °C							
		Входная темп-ра воздуха 15 °C				Входная темп-ра воздуха 20 °C			
		P _t (кВт)	Q _w (л/ч)	DPW (кПа)	TAU (°C)	P _t (кВт)	Q _w (л/ч)	DPW (кПа)	TAU (°C)
CL	4000	43,18	3922	58,4	47,02	40,49	3564	49,4	50,02
	2850	34,63	3144	39,7	51,03	32,44	2858	33,6	53,75
CR	4900	60,08	5166	90,4	51,36	55,5	4769	78,4	53,56
	3800	51,77	4452	69,4	55,40	46,9	4032	58,1	56,60

Серия	Расход воздуха (м ³ /ч)	Температура воды на входе 7 °C							
		Температура воды на выходе 12 °C							
		Входная темп-ра воздуха 15 °C - Относит. влажность 50%							
		P _F (кВт)	Q _w (л/ч)	DPW (кПа)	TAU (°C)	U ₂ (%)	RC		
CR	4900	21,21	3648	59,9	15,50	77,3	0,74		
	3800	17,94	3085	44,4	14,64	80,3	0,74		

P_t Тепловая мощность

Q_w Расход воды

DPW Потеря давления со стороны воды

TAU Выходная температура воздуха

P_F Холодильная мощность

U₂ Относит. влажность воздуха на выходе

RC Соотношение воспринимаемое/общее тепло

U.R. Относит. влажность воздуха на входе

«Prontoclima»

« » - «CR»

Система «Prontoclima» является газовой (метан) климат-системой, где используется абсорбционная сплит-система со следующими функциями:

- только охлаждение воздуха (17,72 кВт), серия «С»;
- системы отопления (32,5 кВт) и охлаждения воздуха (17,72 кВт), серия «CR».

- наружный теплохолодильный блок с микропроцессорным контролем для производства тепловой и/или холодильной энергии;
- внутренний тепловентилятор для распределения климатизированного воздуха в помещении;
- гидронный комплект с компонентами, необходимыми для гидравлической системы;
- цифровая панель управления для регулировки и управления внутренним и наружным блоком.

Наружный блок предназначен для установки снаружи и не требует никакой дополнительной защиты от атмосферных осадков. Может размещаться на земле, на террасе или на крыше. Быстро выполняется также и монтаж внутреннего блока, благодаря скобе типа «rollbar», уже установленной на тепловентиляторе и крепящейся к стене.

Для ускорения и упрощения монтажа имеются различные комплекты аксессуаров для оснащения системы:

- электрические комплекты для электрических соединений;
- гидравлические комплекты, состоящие из гибких шлангов;

- полные комплекты со всеми гидравлическими и электрическими компонентами для выполнения соединений между двумя блоками и панелью управления.

• Промышленные предприятия: инструментальный цех, технологические участки, склад полуфабрикатов и готовой продукции, экспериментальная лаборатория, мастерская, столовая.

• Торговые компании: выставочные залы, экспозиции, супермаркеты и склады, автосалоны, спортзалы и фитнес-центры, боулинг и развлекательные центры.



Наружный теплохолодильный блок на основании с минимальными расстояниями и необходимым свободным пространством



Внутренний тепловентилятор с минимальными расстояниями.

В целях непрерывного повышения качества продукции компания «Robur» сохраняет за собой право изменять приведенные данные без предварительного уведомления.

		С кондиц.	CR кондиц.-отопл.
Номинальная холодильная мощность	кВт	17,72	17,72
Номинальная тепловая мощность	кВт	-	32,5
Потребляемая электрич. мощность при кондицион. ⁽¹⁾	кВт	1,47	1,47
Потребляемая электрич. мощность при отоплении ⁽¹⁾	кВт	-	0,71
Электрическое напряжение		240 В - 50 Гц	

(1) Мощность включает энергопотребление циркуляционного насоса.

		С кондиц.	CR кондиц.-отопл.
Производительность по воздуху при кондицион.	кВт	4900	4900
Производительность по воздуху при отоплении	кВт	-	3800
Потребляемая электрич. мощность	кВт	450	450
Электрическое напряжение		240 В - 50 Гц	

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Адрес: ООО ЭСКО «ЭкоСис»
69035 г. Запорожье, пр.
Маяковского, 11
Журнал «Тепловые насосы»

Тел./факс: (+38 061) 224 - 66 - 86
e-mail: tn@esco.co.ua
Веб: tn.esco.co.ua

Форма заявки

Заполните, пожалуйста, купон подписчика и перешлите на его e-mail: tn@esco.co.ua или по факсу (+38 061) 224 - 66 - 86, или вышлите в редакцию по адресу: Украина, 69035, г. Запорожье, проспект Маяковского, 11, ЭСКО «ЭкоСис»

Купон подписчика	
Название организации	
Сфера деятельности организации	
Почтовый индекс	
Страна	
Город	
Адрес доставки	
Должность	
Контактное лицо	
Телефон (с кодом города)	
Контактный телефон	
Факс	
E-mail	
http://:	

На отдельные номера

Варианты издания	Отметить	Номер	Год выхода	Кол-во	Стоимость ед.			Итого
					грн.	руб.	\$	
печатное	<input type="checkbox"/>	№ _____			260	910	35	
электронное	<input type="checkbox"/>				70	250	10	
печатное	<input type="checkbox"/>	№ _____			260	910	35	
электронное	<input type="checkbox"/>				70	250	10	
печатное	<input type="checkbox"/>	№ _____			260	910	35	
электронное	<input type="checkbox"/>				70	250	10	

Полугодовая и годовая подписка

Версии журнала	Отметить вариант	Стоимость		
		Грн.	Руб.	\$
Печатная версия журнала:				
• 6 месяцев (3 номера)		780	2750	100
• 12 месяцев (6 номеров)		1560	5500	200
Электронная версия журнала:				
• 6 месяцев (3 номера)		210	740	28
• 12 месяцев (6 номеров)		420	1470	55

* - Подписка начинается с текущего издания, если не оговорены другие варианты.



РЕШЕНИЯ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ И КОРПОРАЦИЙ

- Модернизация систем энергоснабжения, в том числе систем электроснабжения, тепло- и холодоснабжения, оборотного водоснабжения, пневмоснабжения
- Проектирование теплонаносных станций
- Разработка энергетических планов и стратегий повышения энергоэффективности предприятия
- Разработка и внедрение системы промышленного энергоменеджмента
- Создание систем мониторинга фактической экономии финансовых и энергетических ресурсов

РЕШЕНИЯ ДЛЯ МУНИЦИПАЛИТЕТОВ И КОММУНАЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

- Разработка муниципальных энергетических планов и стратегий модернизации систем энергоснабжения городов и территорий
- Разработка энерго- и экологически эффективных схем теплоснабжения и водоснабжения городов и населённых пунктов
- Разработка системы энергоменеджмента для муниципалитетов.
- Разработка инвестиционных проектов термомодернизации жилых и бюджетных зданий
- Проектирование теплонаносных станций

ПОДГОТОВКА ПРОЕКТОВ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ К ФИНАНСИРОВАНИЮ

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ:

- Финансирование проектов энергоэффективной модернизации с использованием собственных средств
- Финансирование проектов энергоэффективной модернизации с использованием заемных средств
- Финансирование проектов энергоэффективной модернизации с использованием «зеленых» средств
- Комбинированное финансирование, лизинг, аренда и товарный кредит

МУНИЦИПАЛИТЕТЫ:

- Финансирование проектов энергоэффективной модернизации коммунальных предприятий с использованием бюджетных и внебюджетных средств
- Финансирование проектов энергоэффективной модернизации коммунальных предприятий с использованием заемных средств
- Комбинированное финансирование, лизинг, аренда и товарный кредит

ООО ЭСКО «Экологические Системы»

Украина, 69035, г. Запорожье, пр. Маяковского 11
тел. (061) 224 68 12, тел./факс (061) 224 66 86
www.ecosys.com.ua E-mail: ecosys@zp.ukrtel.net