

1. Теплофикация и автономное теплоснабжение

В России действуют более 17 тыс. предприятий теплоснабжения. Производственные мощности тепловой энергетики и систем централизованного теплоснабжения состоят из источников тепла, тепловых сетей, тепловых пунктов и оборудования потребителей для обогрева помещений, и другого применения тепла, содержащегося в теплоносителе.

В качестве источников теплоснабжения в большинстве случаев служат отопительные котельные и тепловые электростанции общего пользования. На нужды промышленных предприятий поступает тепло внутрипроизводственных теплогенерирующих источников, утилизационных установок, полные сведения о работе которых в статистической отчетности отсутствуют. Следует также иметь в виду, что основная часть тепла тепловых электростанций, принадлежащих производственным предприятиям, направляется на собственные технологические нужды самого предприятия и не отпускается на сторону.

В постсоветский период вплоть до 2010 года, когда был принят федеральный закон №190-ФЗ «О теплоснабжении», никаких серьёзных организующих государственных документов в сфере централизованной тепловой энергетики и теплоснабжения в стране не принималось.

В 1990-е годы, также, как и вся экономика страны, отрасль теплоснабжения пришла в упадок. По данным Росстат число отопительных котельных с 1995 года по 2000 год уменьшилось на 7,4 тысяч единиц (таблица 1). Суммарная мощность отопительных котельных уменьшилась на 25,6 тыс. Гкал/час. Наибольшее сокращение произошло в сельской местности, где было ликвидировано 5,7 тысяч котельных. Суммарная мощность котельных сократилась здесь на 31,6 тыс. Гкал/час, а средняя мощность котельных уменьшилась с 3,5 до 3,1 Гкал/час.

Общее число котельных в городах уменьшилось на 1,7 тыс. штук, при этом их суммарная мощность выросла на 6 тыс. Гкал/час, что свидетельствует о ликвидации мелких котельных и увеличении числа котельных средней

мощности, что привело к росту мощности котельных в городе на 6% - с 15 Гкал/час до 16 Гкал/час в среднем на одну котельную.

Таблица 1

Теплоснабжение от котельных в годы реформ (1995–2000 гг.)

	1995 г.	2000 г.	Изменение, %
Число отопительных котельных (на конец года), тыс. единиц	75,3	67,9	–9,8%
в городской местности	37,7	36,0	–4,5%
в сельской местности	37,6	31,9	–15,2%
Суммарная мощность котельных, тыс. Гкал/час	690,5	664,9	–3,7%
в городской местности	560,2	566,2	+1,1%
в сельской местности	130,3	98,7	–24,3%
Протяженность тепловых и паровых сетей в двухтрубном исчислении, тыс. км	202,7	186,6	–8,0%
в городской местности	144,8	136,6	–5,7%
в сельской местности	57,9	50,0	–13,6%
Протяженность тепловых и паровых сетей в двух трубном исчислении, нуждающихся в замене, тыс. км	26,0	30,3	+16,4%
в городской местности	17,3	20,8	+20,1%
в сельской местности	8,7	9,5	+9,2%
Потери тепла в сетях, в процентах от подачи тепла	4,9	7,2	+46,9%

В период с 1995 по 2000 год общая протяженность тепловых сетей от котельных уменьшилась более чем на 16 тыс. км в 2-х трубном исчислении или на 8%. В абсолютном исчислении сокращение тепловых сетей в городской и сельской местности составило по 8 тыс. км, или на минус 5,7% для города и минус 14% для села. Протяженность тепловых и паровых сетей в двухтрубном исчислении, нуждающихся в замене увеличилась на 16,4%, из них в городах на 20%. Потери тепла в тепловых сетях, в процентах от подачи тепла в сеть выросли на 47%.

В 1990-е годы снижение промышленного производства оказало сильное влияние на загрузку и работу тепловых электростанций. В связи с потерей промышленной тепловой нагрузки в виде пара и уходом части потребителей на теплоснабжение от собственных котельных почти в 1,5 раза упал отпуск тепла от действующих тепловых электростанций общего

пользования, работающих в режиме комбинированной выработки тепловой и электрической энергии (ТЭЦ).

В переходный период к рыночной экономике принцип регулирования цен на электрическую и тепловую энергию для тепловых электростанций был тесно увязан с величиной удельных расходов топлива, отдельно относимых на отпуск электрической и тепловой энергии. В 1996 году с целью сдерживания роста цен на тепло и предотвращения дальнейшей потери тепловой нагрузки ТЭЦ, Минэнерго России и ОАО «РАО ЕЭС России» был введен «пропорциональный метод» разделения топлива на тепловых электростанциях между произведенными электроэнергией и теплом, что привело к искусственному увеличению удельных расходов топлива, относимых на отпуск электрической энергии и уменьшению удельных расходов топлива, относимых на отпуск тепловой энергии. Это позволило снизить цену тепловой энергии, отпускаемой ТЭЦ, однако не спасло ТЭЦ от дальнейшей потери тепловой нагрузки потребителей. Падение отпуска тепла от ТЭЦ продолжилось.

В годы реформ число аварий в системах централизованного теплоснабжения стало быстро расти и к началу 2000-х годов в расчете на 1 км тепловых сетей увеличилось по сравнению с советским периодом в 100 раз.

В связи с регулярными серьёзными авариями на тепловых сетях в конце 1990-х и начале 2000-х годов в обществе стали распространяться и бытовать мнения о необходимости индивидуализации и децентрализации теплоснабжения. Утверждалось, что советская программа создания больших систем централизованного теплоснабжения была ошибочной и экономически неэффективной. Подобное движение дало дополнительный толчок массовому строительству в стране мелких газовых котельных, ускоренному росту потребностей коммунального хозяйства в газовом топливе, ограничениям подачи газового топлива на ТЭЦ, что было особенно критично в периоды пиковых нагрузок. Этот процесс получил распространенное название —

«котельнизация», в противоположность ранее доминирующему процессу – «теплофикации».

С 2000 по 2013 год общее число отопительных котельных в стране возросло с 68 тыс. до 74 тыс. единиц – почти на 9%. Особенно значительно, с 47 тыс. единиц до 57 тыс. единиц выросло количество мелких котельных, что составляет прирост почти на 21%. Число котельных, работающих на газе, увеличилось на 63%.

За период с 1992 года по 2013 год коэффициент полезного использования топлива на тепловых электростанциях снизился с 56,9% до 53,8% или почти на 3%. Это снижение произошло в основном по причине снижения тепловой нагрузки электростанций и перехода на теплоснабжение преимущественно от котельных. Оценочно это приводит к пережогу топлива на тепловых электростанциях около 10 млн т.у.т. в год.

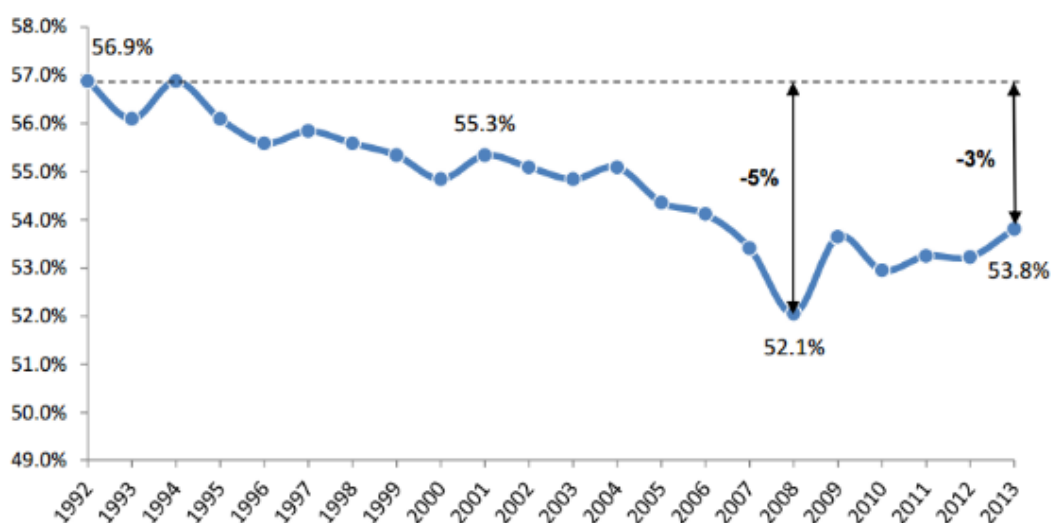


Рис. 1. Динамика коэффициента полезного использования топлива на тепловых электростанциях в период с 1992 по 2013 гг.

По данным Росстата за 2013 год общее количество тепловых электростанций с единичной установленной мощностью от 500 кВт составило 1586 единиц, из них 537 тепловых электростанций общего пользования установленной мощностью более 25 МВт, около 74 тыс. отопительных котельных и порядка 18млн. индивидуальных теплоисточников. По сравнению с данными за 2012 год число тепловых электростанций общего

пользования мощностью более 25 МВт увеличилось на 6 единиц, число котельных увеличилось на 346 единиц. Больше всего приросло число мелких котельных мощностью до 3 Гкал/ч – на 417 единиц. На 605 единиц уменьшилось число котельных на твердом топливе и на 1135 единиц выросло число котельных на газе. На 99 единиц уменьшилось число котельных на мазуте (таблица 2).

Таблица 2

Число источников теплоснабжения в СЦТ

	1995 г.	2000 г.	Изменение
Число тепловых электростанций, единиц	531	537	+6
Число котельных, единиц	73 511	73 857	+346
мощностью до 3 Гкал/ч	56 605	57 022	+417
мощностью от 3 до 20, Гкал/ч	13 514	13 486	–28
мощностью от 20 до 100, Гкал/ч	2 717	2 696	–21
работающих на твердом топливе, единиц	25 840	25 240	-600
в % к общему числу котельных	35,2%	34,2%	–1,0 п.п.
работающих на жидком топливе, единиц	2 609	2 510	–99
в % к общему числу котельных	3,5%	3,4%	–0,1%
работающих на газе, единиц	43 303	44 433	+1130
в % к общему числу котельных	58,9%	60,2%	+1,3 п.п.

Суммарная установленная тепловая мощность источников теплоснабжения общего пользования на конец 2013 года составила 861 тыс. Гкал/ч. 66% составляют отопительные котельные, 34% – ТЭЦ. Из них подавляющее большинство источников централизованного тепла находятся в городских поселениях, где концентрация населения значительно выше, чем на селе.



Рис. 2. Мощность источников теплоснабжения Российской Федерации по видам на конец 2013 г. составила 861 тыс. Гкал/ч.

По сравнению с данными за 2012 год суммарная мощность источников теплоснабжения уменьшилась на 14 тыс. Гкал/ч или на 1,6%. Этот процесс косвенно можно расценивать как процесс закрытия неэффективных источников тепла. Показателями эффективности использования тепловой мощности является коэффициент использования тепловой мощности (КИУМ) источников теплоснабжения и удельный расход топлива на единицу тепла, отпущенного с коллекторов источника теплоснабжения в тепловую сеть.

Мощности источников теплоснабжения в течение года загружаются неравномерно. Максимальная их загрузка достигается в осенне-зимний период, когда подключаются все системы отопления. В теплый период их загрузка минимальная, системы отопления не работают, остается нагрузка только горячего водоснабжения. Продолжительность отопительного периода в регионах страны различная. Соответственно сравнение эффективности использования мощностей теплоснабжения целесообразно проводить не только по среднегодовому значению КИУМ, но и по КИУМ в отопительный период, рассчитанному с учетом продолжительности отопительного периода. При подобных оценках целесообразно также учитывать значение самой низкой средней температуры на непрерывном периоде продолжительностью не менее 5 дней. Однако такой учет в компаниях теплоснабжения систематически не ведётся и данные такой статистики отсутствуют.

Результаты реализации Энергетической стратегии России на период до 2020 года в сфере развития теплоснабжения следует признать неудовлетворительными. Ситуация в указанной сфере ухудшилась несмотря на принятие целого ряда решений, которые оказались не подкреплены в достаточной степени необходимыми организационными мерами, материально-технической базой и финансовыми средствами. За прошедший период выросли показатели износа основных фондов теплоснабжения (до 65 - 70 %), коэффициент использования установленной тепловой мощности

электростанций снизился до величины, не превышающей 50 %, протяженность тепловых сетей сократилась на 7 % (более чем на 13,5 тыс. км), увеличились потери в тепловых сетях (с 14 до 20 %), а также значительно вырос расход электроэнергии на перекачку теплоносителя (до 40 кВт·ч/Гкал).

В этой связи распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-р, была утверждена Энергетическая стратегия России на период до 2030 года, которая обеспечивает расширение временного горизонта до 2030 года в соответствии с новыми задачами и приоритетами развития страны. В соответствии с данным документом стратегическими целями развития теплоснабжения являются:

- достижение высокого уровня комфорта в жилых, общественных и производственных помещениях, включая количественный и качественный рост комплекса услуг по теплоснабжению (отопление, хладоснабжение, вентиляция, кондиционирование, горячее водоснабжение), высокий соответствующий ведущим европейским странам уровень обеспеченности населения и отраслей экономики страны этим комплексом услуг при доступной их стоимости;

- кардинальное повышение технического уровня систем теплоснабжения на основе инновационных, высокоэффективных технологий и оборудования;

- сокращение непроизводительных потерь тепла и расходов топлива;

- обеспечение управляемости, надежности, безопасности и экономичности теплоснабжения;

- снижение негативного воздействия на окружающую среду.

К числу основных проблем в сфере теплоснабжения относятся:

- неудовлетворительное состояние систем теплоснабжения, характеризующееся высоким износом основных фондов, особенно теплосетей и котельных, недостаточной надежностью функционирования, большими энергетическими потерями и негативным воздействием на окружающую среду;

- потребность в крупных инвестициях для обеспечения надежного теплоснабжения при необходимости одновременного ограничения роста стоимости услуг этой сферы;

- организационная разобщенность объектов и систем теплоснабжения - отсутствие единой государственной политики в этом секторе, прежде всего научно-технической и инвестиционной;

- необходимость институциональной перестройки всей системы теплоснабжения для вывода ее из кризиса и успешного функционирования в рыночных условиях.

Для достижения стратегических целей развития отрасли необходимо решить следующие основные задачи:

- развитие теплоснабжения России и ее регионов на базе теплофикации с использованием современных экономически и экологически эффективных когенерационных установок широкого диапазона мощности;

- распространение сферы теплофикации на базе паротурбинных, газотурбинных, газопоршневых и дизельных установок на область средних и малых тепловых нагрузок;

- оптимальное сочетание централизованного и децентрализованного теплоснабжения с выделением соответствующих зон;

- максимальное использование возможностей геотермальной энергетики для обеспечения теплоснабжения изолированных регионов, богатых геотермальными источниками (полуостров Камчатка, остров Сахалин, Курильские острова);

- развитие систем централизованно-распределенной генерации тепловой энергии с разными типами источников, расположенных в районах теплопотребления;

- модернизация и развитие систем децентрализованного теплоснабжения с применением высокоэффективных конденсационных газовых и угольных котлов, когенерационных, геотермальных, теплонасосных

и других установок, а также автоматизированных индивидуальных теплогенераторов нового поколения для сжигания разных видов топлива;

- совершенствование режимов эксплуатации теплоэлектроцентралей с целью максимального сокращения выработки электрической энергии по конденсационному циклу, вынос ее выработки по условиям экономичности на загородные тепловые станции;

- изменение структуры систем теплоснабжения, включая рациональное сочетание системного и элементного резервирования, оснащение автоматикой и измерительными приборами в рамках автоматизированных систем диспетчерского управления нормальными и аварийными режимами их эксплуатации, переход на независимую схему подключения нагрузки отопления (вентиляции и кондиционирования) и закрытую систему горячего водоснабжения;

- совместная работа источников тепла на общие тепловые сети с оптимизацией режимов их функционирования;

- реконструкция теплоэлектроцентралей, котельных, тепловых сетей и тепловых энергоустановок, проведение теплогидравлической наладки режимов, повышение качества строительно-монтажных и ремонтных работ, своевременное выполнение регламентных мероприятий, оснащение потребителей стационарными и передвижными установками теплоснабжения в качестве резервных и (или) аварийных источников теплоснабжения;

- разработка нормативной правовой базы, обеспечивающей эффективное взаимодействие производителей тепла, организаций, осуществляющих его транспортировку и распределение, а также потребителей в рыночных условиях функционирования отрасли.

Перспективная структура, а также объемы производства и потребления тепловой энергии на рассматриваемый период максимально ориентированы на обеспечение потребностей экономики России и учитывают уже начавшуюся деурбанизацию городских поселений, включая вынос за пределы городской застройки промышленного производства и активное развитие

индивидуального малоэтажного строительства, доля которого планируется на уровне 52 - 55 % всего вводимого в эксплуатацию жилого фонда. Малоэтажная застройка, как правило, будет обеспечиваться индивидуальными теплогенераторами, а многоэтажная - централизованными (частично децентрализованными) источниками. Основной прирост производства тепла в системах централизованного теплоснабжения будут обеспечивать тепловые электростанции, доля которых в общем объеме производства тепла в системах централизованного теплоснабжения вырастет с 44 % до 49 - 50 %. Кроме того, увеличится использование теплоутилизационных установок и особенно возобновляемых источников тепла на базе геотермальной, солнечной энергии и биомассы. В результате доля котельных в производстве тепла в системах централизованного теплоснабжения уменьшится с 49 % до 40 %.

Энергосбережение в теплоснабжении будет осуществляться по следующим основным направлениям:

- в производстве тепловой энергии - повышение коэффициента полезного действия котлоагрегатов, теплофикационных и других установок на основе современных технологий сжигания топлива, когенерационной выработки тепловой и электрической энергии, увеличение коэффициента использования тепловой мощности, развитие систем распределенной генерации тепла с вовлечением в теплоснабжение возобновляемых источников энергии, повышение технического уровня, автоматизации и механизации мелких теплоисточников, оснащение их системами учета и регулирования отпуском тепловой энергии, а также обоснованное разделение сферы централизованного и децентрализованного теплоснабжения;

- в системах транспорта тепловой энергии - сокращение тепловых потерь и утечек теплоносителя в результате реконструкции тепловых сетей на основе применения теплопроводов заводской готовности, эффективных способов их прокладки, современных запорно-регулирующих устройств, автоматизированных узлов и систем управления режимами, а также

организация оптимальных режимов функционирования тепловых сетей, теплоисточников и потребителей;

- в системах потребления тепловой энергии - учет количества и контроль качества потребляемой тепловой энергии, реконструкция и новое строительство зданий с применением теплоустойчивых конструкций, тепловой автоматики, энергоэффективного оборудования и теплопроводов, а также высокая технологичность всего процесса теплоснабжения, доступность его контроля и возможность управления.

В результате будет достигнуто не менее чем двукратное снижение удельных потерь тепла (с 19 % до 8 - 10 %), что обеспечит экономию топлива в размере не менее 40 млн. тонн условного топлива к 2030 году.

Прогнозируемое развитие теплоснабжения потребует осуществления ряда таких мер, как формирование и совершенствование конкурентного рынка тепловой энергии, поддержка создания прогрессивного российского оборудования для системы теплоснабжения, совершенствование управления этими системами и поддержка государством и региональными органами власти формирования необходимых инвестиций в сферу теплоснабжения.



Рис. 3. Современная теплоэлектроцентраль. Общий вид.

На первом этапе реализации энергетической стратегии будет обеспечено повышение стандартов предоставления услуг теплоснабжения в

результате оптимизации структуры систем, соотношения централизованного и децентрализованного теплоснабжения, повышения надежности, безопасности, энергетической и экономической эффективности производства, транспортировки и потребления тепла за счет модернизации основных производственных фондов и тепловых сетей, а также обеспечения потребителей системами учета и регулирования.

На втором этапе будет осуществлена масштабная реконструкция и техническое переоснащение основных фондов, включая экономически оправданную замену тепловых сетей и сетевого оборудования централизованного теплоснабжения в тех регионах, где это будет экономически оправданно. Широкое развитие на новом технологическом уровне получают системы децентрализованного (индивидуального) теплоснабжения, в том числе с использованием возобновляемых источников тепла.

Будет сформирован рынок тепловой энергии и упорядочены взаимоотношения между его участниками, дальнейшее развитие получат процессы повышения энергоэффективности теплоснабжения и внедрения инновационных высокоэффективных технологических схем его организации.

На третьем этапе реализации стратегии теплоснабжение достигнет высоких уровней энергетической, экономической и экологической эффективности, будет обеспечен высокий уровень теплового комфорта населения, соответствующий уровню развития стран с аналогичными природно-климатическими условиями. Дальнейшее развитие отрасли пойдет по пути расширенного вовлечения в производство тепла новых неуглеводородных источников энергии и использования высокоэффективных автоматизированных технологических схем организации теплоснабжения.

1.1. Преимущества и недостатки систем централизованного теплоснабжения

В плановом советском хозяйстве предпочтение отдавалось объектам, обслуживающим целые города. Львиная доля средств затрачивалась на строительство гигантских ТЭЦ, а котельные малой и средней мощности оставались на периферии государственных интересов в коммунальном теплоснабжении. Кроме того, развитие малой и средней энергетики существенно тормозила государственная политика в сфере цен на энергоресурсы. Из-за дешевизны основных видов топлива производители не нуждались в передовом ресурсосберегающем оборудовании.

С переходом к рыночной экономике ориентиры в российской энергетике изменились. Мощность действующих ТЭЦ с 1992 г. по 2006 г. уменьшилась с 725 млн. Гкал до 474 млн. Гкал. В то же время выросла выработка энергии на низкоэффективных котельных, оснащенных устаревшим оборудованием. Общий кризис экономики, систематическое выделение финансовых средств по остаточному принципу вызвали резкое ухудшение состояния коммунальных объектов в России. По оценочным данным, физический износ основных фондов ЖКХ в целом по России составил: котельных - 54,5%; центральных тепловых пунктов - 50,1%; тепловых сетей - 62,8%; Тепловых насосных станций - 52,3%.



Рис. 4. Фактическое состояние тепловых сетей.

Степень износа объектов коммунального хозяйства по отдельным муниципальным образованиям достигает 70-80%. Причем темпы нарастания износа составляют 1-2% в год. Разрушающиеся теплотрассы отапливают улицу, а не дома. Затраты же на отопление улиц коммунальщики перекладывают на конечного потребителя.

Похожая ситуация сложилась на многих крупных предприятиях. Построенные в советское время централизованные заводские котельные уже по несколько раз выработали свой ресурс. Внутривозводские теплотрассы обветшали. Перепрофилирование производственных помещений вызывает необходимость изменения схем их отопления. В результате приватизации многие заводы разделены на несколько независимых частей, при этом котельная остается в собственности одного юридического лица. В такой ситуации местный монополист не только может, а реально в большинстве случаев, увеличивает в несколько раз тарифы на отопление.

Основной недостаток крупных систем централизованного теплоснабжения, являющийся главной причиной неэкономичного расходования тепла в них, состоит в том, что огромное количество присоединенных к нему потребителей тепла, имеющих свой, в каждом случае особый режим теплоснабжения, практически лишено возможности регулирования подачи тепла. Это положение усугубляется тем, что системы централизованного теплоснабжения подают тепло не только для отопления и вентиляции, но и для горячего водоснабжения, хотя режимы теплопотребления этих систем совершенно различны. Центральное регулирование на источнике тепла вынуждено ориентироваться на удовлетворение всех потребителей. В холодное время отопительного периода такими потребителями являются наиболее неблагополучные помещения с большими удельными теплопотерями, без внутренних тепловыделений и теплопоступлений от солнечной радиации. В теплое время отопительного периода (30-35% его продолжительности) такими потребителями являются системы горячего водоснабжения. В результате имеет место перегрев

огромного количества помещений выше оптимальной температуры. Чрезмерный перегрев помещений снимается проветриванием их через окна и форточки, что приводит к недопустимой сухости воздуха и вредно отражается на здоровье людей. Бесспорным преимуществом централизованных систем является возможность экономически чистого сжигания низкосортного масляного топлива, а также бытовых отходов. В связи с большой сложностью и дороговизной систем сортировки, подачи и сжигания такого рода топлива их сооружение технически возможно и экономически оправдано только для крупных теплоисточников. Концентрация производства тепловой энергии в централизованных системах позволяет улучшить состояние воздушной среды городов и при сжигании высококачественных топлив. В крупных установках возможна реализация наиболее эффективных термодинамических циклов для совместного производства электрической и тепловой энергии. Централизация теплоснабжения является необходимой предпосылкой теплофикации городов и промышленных комплексов. Широкие возможности при централизованном теплоснабжении открываются также для решения задачи использования вторичных энергетических ресурсов промышленных предприятий. Повышение надежности, экономичности и качества существующих систем теплоснабжения достигается путем планомерного осуществления комплекса технических и организационных мероприятий. В их числе: замена теплопроводов с применением эффективных теплоизоляционных материалов, реконструкция тепловых пунктов с установкой в них автоматизированных теплообменников, осуществление совместной работы ТЭЦ и котельных на общие тепловые сети, строительство высокоэффективных ТЭЦ с парогазовым циклом, применение компьютерных технологий для управления системами и др. Необходимо, однако, отметить, что разработки отечественных и зарубежных фирм последних лет, позволяющие резко повысить технический уровень российских систем централизованного теплоснабжения, к сожалению, реализуются в очень ограниченном объеме.

1.2. Преимущества и недостатки систем автономного теплоснабжения

К системам децентрализованного теплоснабжения стоит отнести как поквартирные системы отопления и горячего водоснабжения, так и домовые, включая многоквартирные здания с крышной или пристроенной автономной котельной. Использование децентрализации позволяет лучше адаптировать систему теплоснабжения к условиям потребления теплоты конкретного, обслуживаемого ею объекта, а отсутствие внешних распределительных сетей практически исключает непроизводительные потери теплоты при транспорте теплоносителя.



Рис. 5. Напольный газовый котел Protherm.

Повышенный интерес к автономным источникам теплоты (и системам) в последние годы в значительной степени обусловлен финансовым состоянием и инвестиционно-кредитной политикой в стране. При децентрализации возможно достичь не только снижения капитальных вложений за счет отсутствия тепловых сетей, но и переложить расходы на стоимость жилья (т. е. на потребителя). Именно этот фактор в последнее время и обусловил повышенный интерес к децентрализованным системам теплоснабжения для объектов нового строительства жилья. Организация автономного теплоснабжения позволяет осуществить реконструкцию

объектов в городских районах старой и плотной застройки при отсутствии свободных мощностей в централизованных системах.

Децентрализация на современном уровне, базирующаяся на высокоэффективных теплогенераторах последних поколений (включая конденсационные котлы), с использованием энергосберегающих систем автоматического управления, позволяет в полной мере удовлетворить запросы самого требовательного потребителя.

Из вышеизложенного можно выделить ряд основных преимуществ автономных систем теплоснабжения, к ним относятся: уменьшение, по сравнению с централизованными системами, единовременных капитальных вложений; значительное сокращение сроков строительства объектов жилого, коммунально-бытового и промышленного назначения; снижение себестоимости отпускаемой тепловой энергии в 2...4 раза; экономия топлива до 30% от годового расхода и экономия электроэнергии на перекачку теплоносителя; уменьшение затрат на эксплуатацию и ремонт в связи с отсутствием наружных тепловых сетей; независимое обеспечение теплоснабжения и возможность местного регулирования отпуска тепла; снижение сроков окупаемости системы автономного теплоснабжения по сравнению с теплоснабжением от городских тепловых сетей.

Перечисленные факторы в пользу децентрализации теплоснабжения привели к тому, что часто оно уже стало рассматриваться как безальтернативное техническое решение, лишенное недостатков. Поэтому необходимо подробно рассмотреть те проблемы, которые проявляются при более внимательном подходе к этому вопросу, проанализировать отдельные случаи применения децентрализованных систем, что позволит выбрать рациональное решение в комплексе.

1. Эксплуатация источника теплоты и всего комплекса вспомогательного оборудования квартирной системы теплоснабжения непрофессиональным персоналом (жильцами) не всегда дает возможность в полной мере использовать это преимущество. Также необходимо учитывать,

что в любом случае требуется создание или привлечение ремонтно-эксплуатационной организации для обслуживания источников теплоснабжения.

2. Рациональной можно признать децентрализацию только на основе газообразного (природный газ) или легкого дистиллятного жидкого топлива (дизтоплива, топлива печного бытового). Использование для поквартирного теплоснабжения жидкого и твердого топлива в многоэтажной застройке по ряду очевидных причин — нереализуемая задача. В малоэтажной застройке, как показывают многие исследования, на низкосортном рядовом твердом топливе (а сейчас другого в стране практически нет) экономически целесообразно строить групповую котельную.

Электроэнергия не должна использоваться на цели отопления (независимо от себестоимости и тарифов) в силу эффективности ее выработки по первичной энергии для конечного потребителя ($\eta \sim 30\%$) за исключением систем временного, аварийного, локального отопления (местного) и в районах ее избытков (вблизи ГЭС), в ряде случаев использования альтернативных источников энергии (тепловые насосы).

3. Система поквартирного теплоснабжения не должна применяться в здании, разработанном для централизованного теплоснабжения (типовом). Основной и самой главной причиной является необходимость устройства системы дымоудаления, т. к. для многоэтажного здания, в соответствии с требованиями нормативной документации, на одном этаже к стволу дымохода может подключаться только один газопровод от одного теплогенератора. Поэтому, например, в секционных зданиях на каждую секцию здания нужно установить четыре дымовые трубы, а это требует конкретных инженерных решений при проектировании здания, с отчуждением части строительных площадей. При сооружении крышных котельных вопросы дымоудаления в большинстве случаев решаются значительно проще.

4. Проблема дымоудаления в поквартирных системах теплоснабжения для застройки в северных регионах стоит наиболее остро, т. к. устройство

наружных газоходов практически возможно только в случае их изготовления из коррозионностойкого металла с теплоизоляцией, имеющее термическое сопротивление более $1,4 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, исключающее конденсацию при периодической работе теплогенераторов в холодный период отопительного сезона.

5. Практически во всех случаях эксплуатации поквартирного теплогенератора в многоквартирном здании его работа будет периодической. Это обусловлено тем, что расчетная нагрузка отопления для квартиры средней площади (2-комнатная квартира в многоквартирном здании) составляет менее 5 кВт, в то время как нагрузка горячего водоснабжения (для обеспечения самой теплоемкой процедуры — наполнения ванны) должна быть около 24 кВт (в том числе и для квартир меньшей площади). Таким образом, специфика работы источника теплоты в поквартирной системе отопления требует подбор его мощности по пиковой нагрузке. Глубина регулирования мощности теплогенераторов большинства производителей составляет от 40 до 100 %, что обуславливает работу термоблока в режиме «включено-выключено» даже на минимальной мощности. Поэтому избежать образования конденсата в газоходах, не имеющих эффективной теплоизоляции, при низких температурах наружного воздуха в начале газохода практически невозможно. Дымоход во всех случаях должен быть газоплотным и влагостойким, его необходимо теплоизолировать, оснащать устройствами сбора и отвода конденсата с системой его нейтрализации перед сливом.

6. Установленная мощность источников теплоты при поквартирном теплоснабжении в многоквартирном здании (как отмечалось в п. 5) рассчитывается по максимуму теплопотребления, т. е. по нагрузке горячего водоснабжения. Нетрудно увидеть, что в этом случае для двухсотквартирного жилого здания установленная мощность теплогенераторов составит 4,8 мВт, что более чем в два раза превышает необходимую суммарную мощность теплоснабжения при подключении к центральным тепловым сетям или к автономной, например, крышной котельной. Установка емкостных

водонагревателей в системе горячего водоснабжения квартиры (емкость 100—150 л) позволяет снизить установленную мощность поквартирных теплогенераторов, однако существенно усложняет квартирную систему теплоснабжения, значительно увеличивает ее стоимость и практически не применяется в многоэтажных зданиях.

7. При поквартирном теплоснабжении в многоэтажном здании необходимо организационно-техническое решение вопроса отопления лестничных клеток и других мест общественного пользования.

8. Автономные источники теплоснабжения (в том числе и поквартирные) имеют рассредоточенный в жилом районе выброс продуктов сгорания при относительно низкой высоте дымовых труб, что оказывает существенное влияние на экологическую обстановку, загрязняя воздух непосредственно в селитебной зоне.

Опытное строительство многоэтажных зданий в ряде городов с поквартирными системами теплоснабжения на базе разрешаемых к применению в зданиях выше 5 этажей двухконтурных проточных газовых котлов с герметичными камерами сгорания с «закрытой» топкой является по сути дела весьма примитивной попыткой решить все проблемы, о которых говорилось ранее, в типовом здании, которое для создания такой системы теплоснабжения не разрабатывалось и не предназначается.

Существенно меньше проблем возникает при разработке децентрализованных систем теплоснабжения от автономных крышных, встроенных и пристроенных котельных отдельных объектов жилого, коммунально-бытового и промышленного назначения, в т. ч. и типовых сооружений. Достаточно четкая нормативная документация позволяет технически обосновать эффективное решение вопросов размещения оборудования, топливоснабжения, дымоудаления, электроснабжения и автоматизации автономного источника теплоты. Не встречает особых трудностей и разработка инженерных систем здания, включая типовые, по своей конструкции практически идентичные централизованным системам.

2. Использование солнечной энергии для теплоснабжения.

Солнце – это самый сильный источник энергии планеты Земля.

Солнце, имеющее температуру излучающей поверхности около 6000° , излучает энергию в пространство во всех направлениях. Часть этой энергии в виде огромного пучка электромагнитного и корпускулярного излучения попадает на Землю, и имеет название **солнечная радиация**. Эта энергия, дошедшая до поверхности Земли в виде прямых лучей солнца, носит название **прямой солнечной радиации**. Но не вся солнечная радиация, направленная на Землю, доходит до земной поверхности, так как солнечные лучи, проходя через мощный слой атмосферы, частично поглощаются ею, частично рассеиваются молекулами и взвешенными частицами воздуха, некоторая часть отражается облаками. Та часть солнечной энергии, которая рассеивается в атмосфере, называется **рассеянной радиацией**. Рассеянная солнечная радиация распространяется в атмосфере и попадает к поверхности Земли. Людями этот вид радиации воспринимается как равномерный дневной свет, когда Солнце полностью закрыто облаками или только что скрылось за горизонтом.

Прямая и рассеянная солнечная радиация, достигнув поверхности Земли, поглощается ею не полностью. Часть солнечной радиации отражается от земной поверхности обратно в атмосферу и находится там в виде потока лучей, так называемой, **отраженной солнечной радиации**.

Интенсивность солнечной радиации - количество тепла в калориях, получаемого в 1 мин. от лучистой энергии Солнца поверхностью в 1 см^2 , расположенной перпендикулярно к солнечным лучам. Для измерения интенсивности прямой солнечной радиации применяются специальные приборы — актинометры и пиргелиометры; величина рассеянной радиации определяется пиранометром. Автоматическая регистрация продолжительности действия солнечной радиации производится актинографами и гелиографами. Спектральная интенсивность солнечной радиации определяется спектроболографом.

На границе атмосферы, где исключено поглощающее и рассеивающее воздействие воздушной оболочки Земли, интенсивность прямой солнечной радиации равна приблизительно $2 \text{ кал на } 1 \text{ см}^2$ поверхности в 1 мин. Эта величина носит название **солнечной постоянной**. Интенсивность солнечной радиации в $2 \text{ кал на } 1 \text{ см}^2$ в 1 мин. дает такое большое количество тепла в течение года, что его хватило бы, чтобы расплавить слой льда в 35 м толщиной, если бы такой слой покрывал всю земную поверхность.

Многочисленные измерения интенсивности солнечной радиации дают основание полагать, что количество солнечной энергии, приходящее к верхней границе атмосферы Земли, испытывает колебания в размере нескольких процентов. Колебания бывают периодические и непериодические, связанные с процессами, происходящими на самом Солнце.

Кроме того, некоторое изменение в интенсивности солнечной радиации происходит в течение года благодаря тому, что Земля в годовом своем вращении движется не по окружности, а по эллипсу, в одном из фокусов которого находится Солнце. В связи с этим меняется расстояние от Земли до Солнца и, следовательно, происходит колебание интенсивности солнечной радиации. Наибольшая интенсивность наблюдается около 3 января, когда Земля находится ближе всего от Солнца, а наименьшая около 5 июля, когда Земля удалена от Солнца на максимальное расстояние.

Условия облучения поверхности земного шара. Шарообразная форма Земли приводит к тому, что лучистая энергия Солнца распределяется на земной поверхности неравномерно. В дни весеннего и осеннего равноденствия (21 марта и 23 сентября) на экваторе в полдень угол падения лучей равен 90° (рис. 1), а по мере приближения к полюсам он будет уменьшаться от 90 до 0° .

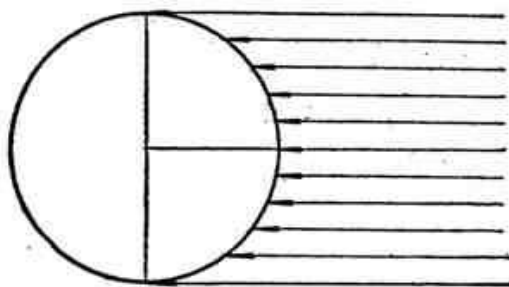


Рис. 1. Изменение угла падения солнечных лучей в зависимости от широты местности.

Если на экваторе количество полученной радиации принять за 1, то на 60-й параллели она выразится в 0,5, а на полюсе будет равна 0.

Земной шар имеет суточное и годовое движение, причем земная ось наклонена к плоскости орбиты на $66^{\circ},5$. В силу этого наклона между плоскостью экватора и плоскостью орбиты образуется угол в $23^{\circ}30'$. Это обстоятельство приводит к тому, что углы падения солнечных лучей для одних и тех же широт будут меняться в пределах 47° ($23,5+23,5$).

Земная поверхность при отсутствии атмосферы на различных широтах за сутки получала бы следующее количество тепла, выраженное в калориях на 1 см^2 .

Годовой поток солнечного излучения на территории России изменяется в широких пределах. Так, на 1 м^2 горизонтальной поверхности на северных островах и северо-восточной части Сибири за год поступает всего 550-830 кВт·ч, на большей части европейской территории и Сибири — 830-1200 кВт·ч, в южных районах Поволжья, Сибири и Дальнего Востока — 1100-1380 кВт·ч, в Закавказье и Средней Азии — 1400-1600 кВт·ч.

Согласно исследованиям РАН в тёплый период (с апреля по сентябрь) на большей части территории России средняя дневная сумма солнечного излучения составляет 4,0 - 5,0 кВтч/м² (для сравнения на юге Испании — 5,5 - 6,0 кВтч/м², на юге Германии – до 5 кВтч/м²).

В зависимости от климатических условий и широты местности продолжительность солнечного излучения различна. На рисунке 2 изображена карта-схема различной продолжительности солнечного сияния.

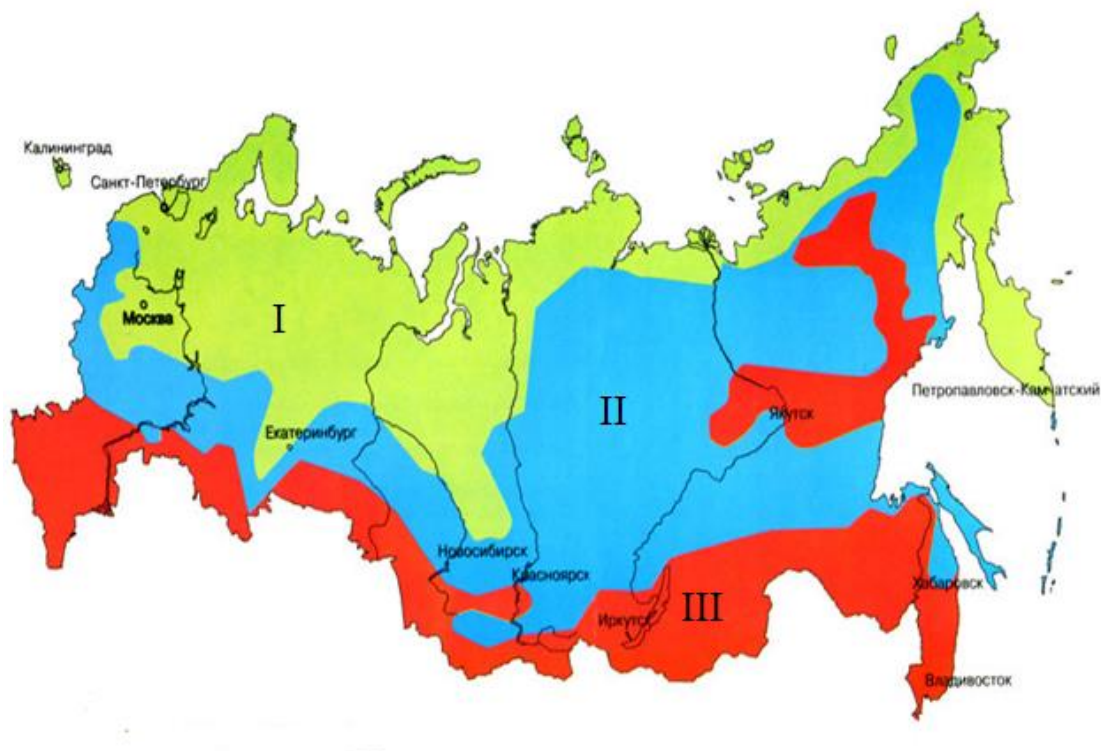


Рис. 2. Продолжительность солнечного сияния на территории России

I – менее 1700 часов в год; II – 1700-2000 часов в год; III – более 2000 часов в год

В мире эксплуатируются солнечные водонагревательные установки общей площадью 71,3 млн. м². По темпам роста рынка гелиоустановок лидирует Европа – 20 % в год, по количеству гелиоустановок на одного жителя на первом месте Кипр – 0,8 м²/чел., затем Израиль – 0,6 и США – 0,4 м²/чел.

В России общая площадь эксплуатируемых установок не превышает 10 тыс. м². Из них большая часть (7 тыс. м²) находится в Краснодарском крае и служит в основном для горячего водоснабжения.

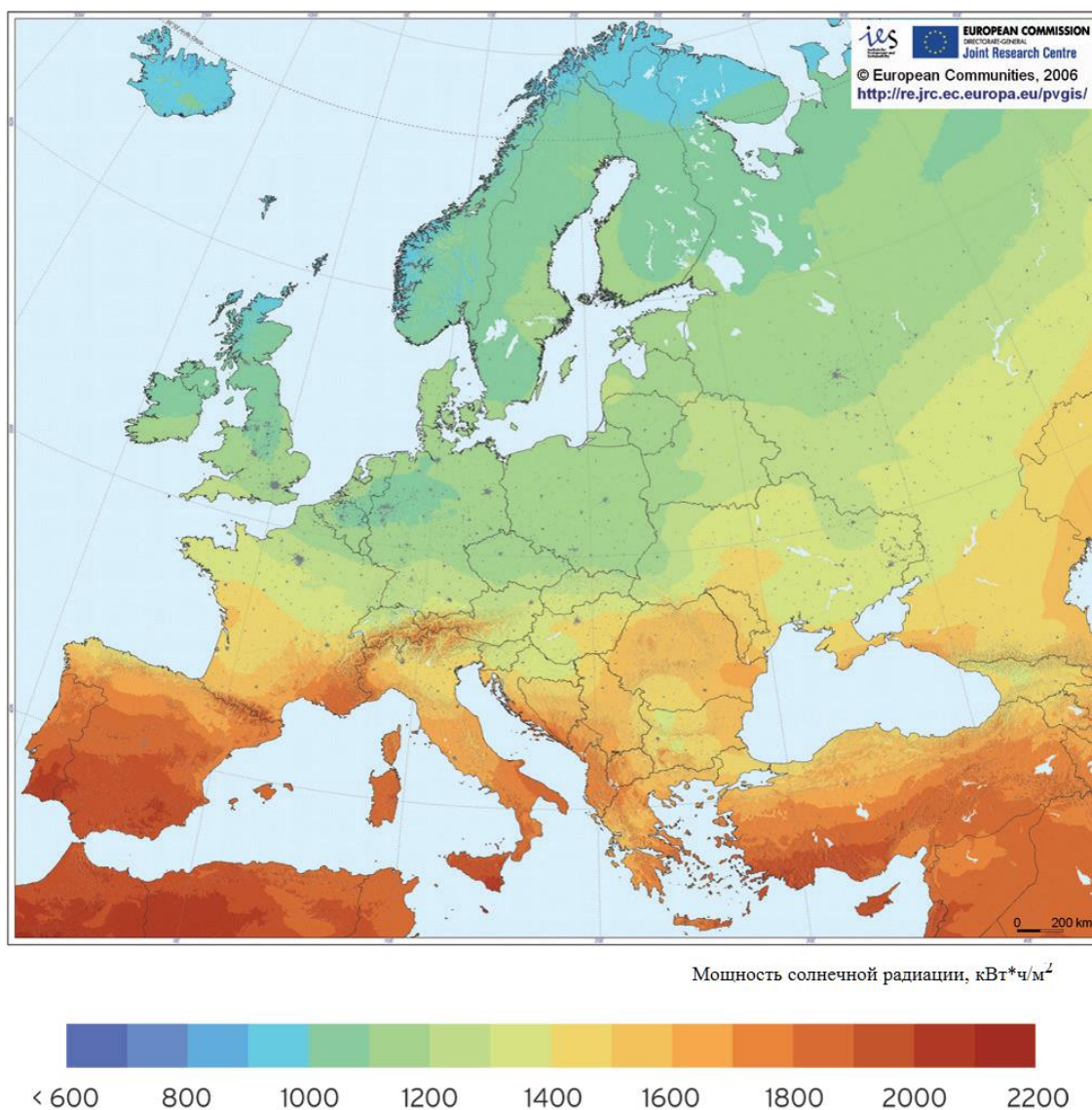


Рис. 3. Расчет площади солнечных коллекторов в зависимости от местоположения

Солнечная энергетика — направление альтернативной энергетики, основанное на непосредственном использовании солнечного излучения для получения энергии в каком-либо виде. Солнечная энергетика использует возобновляемые источники энергии и является «экологически чистой», то есть не производящей вредных отходов во время активной фазы использования. Производство энергии с помощью солнечных электростанций хорошо согласовывается с концепцией распределённого производства энергии.

Способы получения электричества и тепла из солнечного излучения:

- фотовольтаика —получение электроэнергии с помощью фотоэлементов;
- гелиотермальная энергетика — нагревание поверхности, поглощающей солнечные лучи, и последующее распределение и использование тепла (фокусирование солнечного излучения на сосуде с водой для последующего использования нагретой воды в отоплении или в паровых электрогенераторах).

Преобразование солнечной энергии в электричество осуществляется с помощью тепловых машин:

- двигатель Стирлинга;
- термовоздушные электростанции (преобразование солнечной энергии в энергию воздушного потока, направляемого на турбогенератор).
- солнечные азростатные электростанции (генерация водяного пара внутри баллона азростата за счет нагрева солнечным излучением поверхности азростата, покрытой селективно-поглощающим покрытием).

Достоинства

- Перспективность, доступность и неисчерпаемость источника энергии в условиях постоянного роста цен на традиционные виды энергоносителей.
- Теоретически, полная безопасность для окружающей среды, хотя существует вероятность того, что повсеместное внедрение солнечной энергетики может изменить альбедо (характеристику отражательной (рассеивающей) способности) земной поверхности и привести к изменению климата (однако при современном уровне потребления энергии это крайне маловероятно).

Недостатки

- Зависимость от погоды и времени суток.
- Сезонность в средних широтах и несовпадение периодов выработки энергии и потребности в энергии. Нерентабельность в высоких широтах.

- При промышленном производстве — необходимость дублирования солнечных ЭС маневренными ЭС сопоставимой мощности.
- Высокая стоимость конструкции, связанная с применением редких элементов (к примеру, индий и теллур).
- Необходимость периодической очистки отражающей/поглощающей поверхности от загрязнения.
- Нагрев атмосферы над электростанцией.

Принцип использования солнечной энергии

Гелиосистема — устройство для преобразования энергии солнечной радиации в тепловую или электрическую энергии. Гелиоустановки являются экологически чистыми источниками возобновляемой энергии.

Солнечный коллектор — устройство для поглощения солнечной радиации и преобразования ее в тепловую энергию. В отличие от солнечных батарей, производящих непосредственно электричество, солнечный коллектор производит нагрев материала-теплоносителя.

Как было упомянуто ранее, солнечное излучение – это поток энергии, равномерно испускаемый Солнцем во всех направлениях. Поэтому в наружную атмосферу Земли постоянно попадает часть этого потока мощностью $1,36 \text{ кВт/м}^2$.

Для проектирования солнечных коллекторов, наряду с интенсивностью солнечного излучения, важны следующие факторы:

- потребность здания в горячей воде;
- желаемая степень покрытия от гелиоустановки;
- площадь теплообменников выбранного водонагревателя;
- расположение и уклон крыши.

В конечном итоге, целью является обеспечение максимальной степени покрытия от гелиоустановки.

Коэффициент использования системы

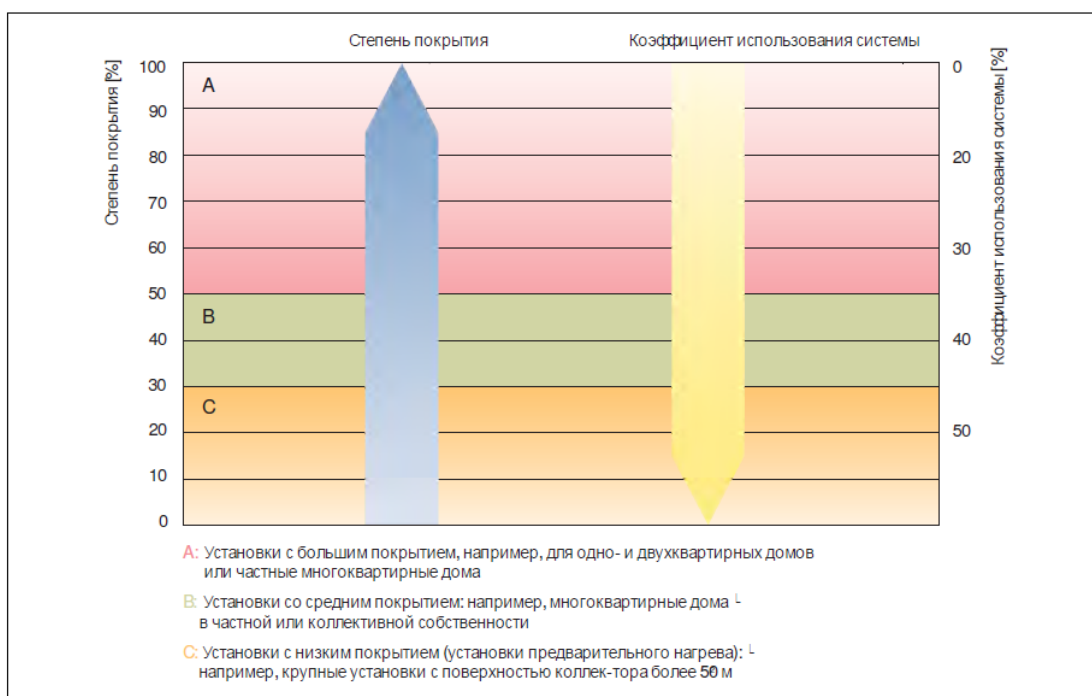


Рис. 4. Степень покрытия гелиоустановкой и КЖД системы имеют обратные характеристики.

КЖД гелиосистемы представляет собой отношение тепла, отданного гелиосистемой обычной системе, к солнечной энергии, полученной поверхностью коллектора. Значения КЖД всегда берутся за длительный период времени (несколько месяцев или один год). Они предназначены преимущественно для энергетической оценки установки. В рамках экономической оптимизации необходимо стремиться к обеспечению как можно более высокого КЖД. КЖД системы и степень покрытия установкой имеют противоположные характеристики. При увеличении степени покрытия КЖД системы снижается. Это объясняется тем, что в отличие от установок для предварительного нагрева установки с большим покрытием в среднем работают на более высоком уровне температуры при одновременно более низком КЖД коллектора. Кроме того, в летнее время такие установки часто дают излишки, которые невозможно использовать. КЖД системы обычных гелиоустановок для нагрева холодной водопроводной воды в одно- и двухквартирных домах в случае установок с покрытием 60% лежит в пределах 30-45%. Это означает, что при попадании лучей мощностью 1000 кВтч/м^2 в год можно получить около 300-400 кВтч/м^2 полезного тепла в год. Установки предварительного нагрева способны дать здесь до 600 кВтч/м^2 в год.

3.1. Конструктивные особенности гелиосистем.

В рамках метода приготовления горячей воды с использованием солнечной энергии различают три технологии:

- гравитационные системы (термосифоны)
- гелиосистемы, работающие под давлением (стандартные гелиосистемы)
- самоопорожняющиеся системы (DrainBack)

Гравитационные системы не требуют регулирования и в основном используются в регионах с высокой интенсивностью солнечного излучения. В Европе их использование ограничено. Гелиоустановки, работающие под давлением, могут быть использованы в Европе повсеместно и, как правило, состоят из коллектора, системы регулирования и накопителя. Проектирование гелиоустановок представляет собой компромисс между максимально высокой производительностью в течение всего года и перегревом в летний период.

Самоопорожняющиеся системы расширяют возможности для увеличения производительности технологии приготовления горячей воды с использованием солнечной энергии. Благодаря самоопорожнению исключаются проблемы перегрева в летнее время, так как контур гелиоустановки опорожняется автоматически и полностью. Таким образом, обеспечивается возможность установки более крупных систем с более высокой долей использования солнечной энергии. При этом отсутствие перегрева летом не сказывается на производительности в другое время года.

Принцип действия

В auroFLOWplus используется принцип действия, отличный от многих других гелиосистем. Гелиосистема auroFLOWplus заполняется теплоносителем не полностью и не находится под давлением. Благодаря этому отпадает необходимость в стандартном для других гелиосистем оборудовании, например, расширительных баках, манометрах и воздухоотводчиках.

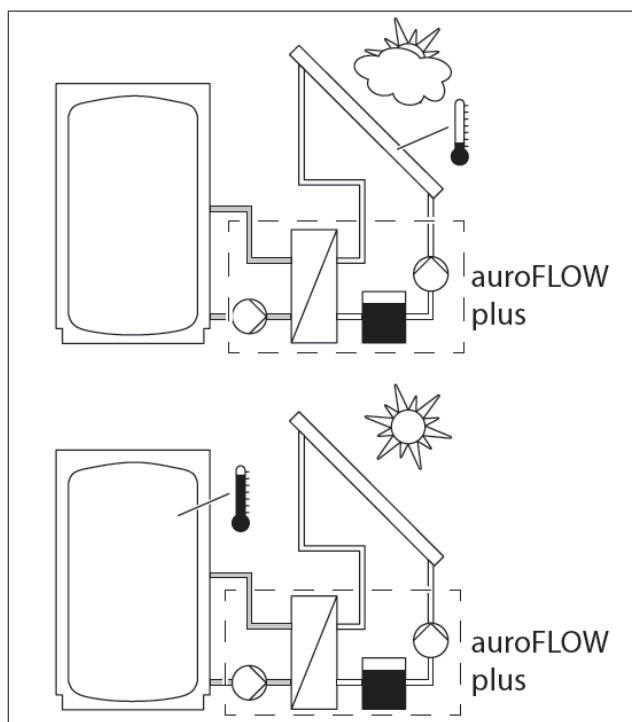


Рис. 1. Распределение теплоносителя при неработающем насосе гелиоустановки.

При неработающем насосе гелиоустановки теплоноситель солнечных коллекторов собирается в емкость. Поэтому важно монтировать коллекторное поле и трубопровод гелиоустановки с уклоном, позволяющим теплоносителю попадать обратно в насосную группу гелиосистемы - после чего трубопровод гелиосистемы и коллекторное поле остаются заполненными воздухом. В качестве теплоносителя служит специальная готовая водно-гликолиевая смесь. При монтаже данная смесь заливается в накопительный резервуар.

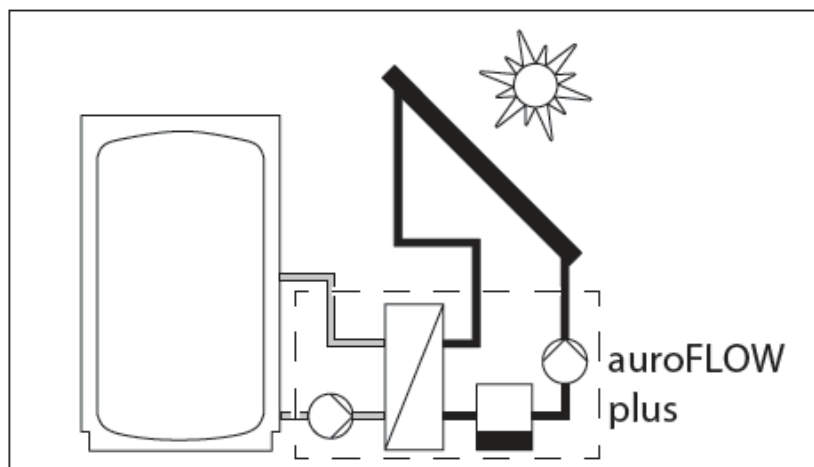


Рис. 2. Распределение теплоносителя при работающем насосе

После того как регулятор гелиоустановки включает насос, происходит перекачивание теплоносителя из накопительного резервуара по обратной линии гелиоустановки в коллекторное поле, где осуществляется нагрев теплоносителя. После чего теплоноситель отводится по подающей линии гелиоустановки обратно в насосную группу гелиосистемы.

Выполнение указаний по монтажу коллекторного поля, трубопровода гелиоустановки и, в особенности, уклона являются основными условиями для бесперебойной работы гелиосистемы.

Жидкостной объем коллекторного поля и трубопровода гелиоустановки должен быть точно рассчитан и адаптирован к гелиосистеме. Поэтому не допускается отклонение от предписанных минимальных и максимальных значений длины трубопроводов гелиоустановки, и использование трубопроводов гелиоустановки с внутренним диаметром, отличным от заданного. Также не допускается изменение конструкции и количества коллекторов.

Физические свойства теплоносителя также относятся к основным условиям бесперебойной работы системы. Поэтому при замене теплоносителя обязательным является использование оригинального теплоносителя Vaillant без каких-либо добавок. В теплообменнике насосной группы гелиосистемы солнечная энергия передается на греющую воду. Насос загрузки в насосной группе гелиосистемы транспортирует греющую воду в буферную емкость.

Степень покрытия

Желательная доля покрытия гелиоустановкой является расчетным параметром, который в решающей степени определяет размеры поверхности коллектора и объема накопителя. Он описывает долю потребности в теплоте, которая должна покрываться гелиосистемой.

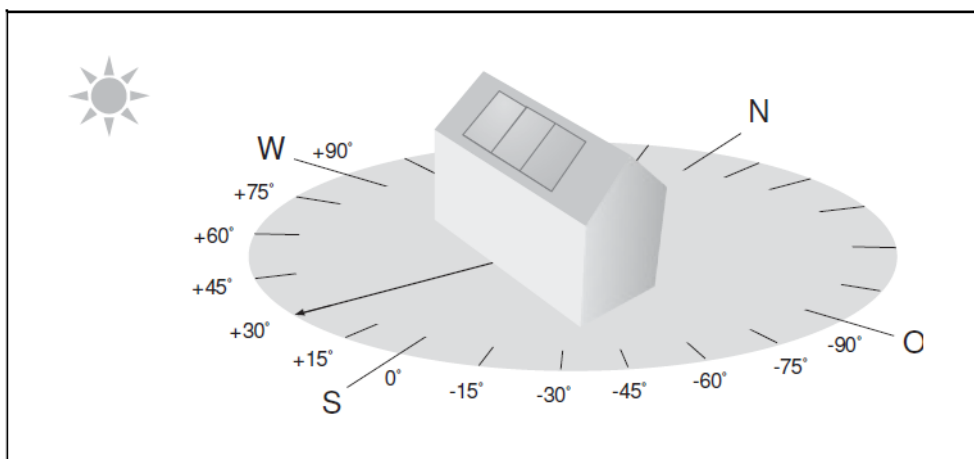


Рис. 3. Отклонение от оптимальной ориентации на азимутальный угол 30° на запад

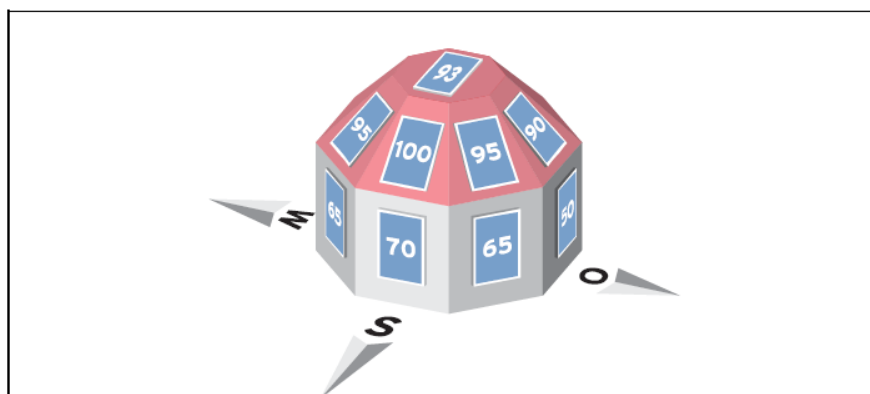


Рис. 4. Процентное отклонение попадания лучей от оптимального значения (100%) в зависимости от ориентации на юг и угла наклона (отклонение при ориентации на запад или на восток)

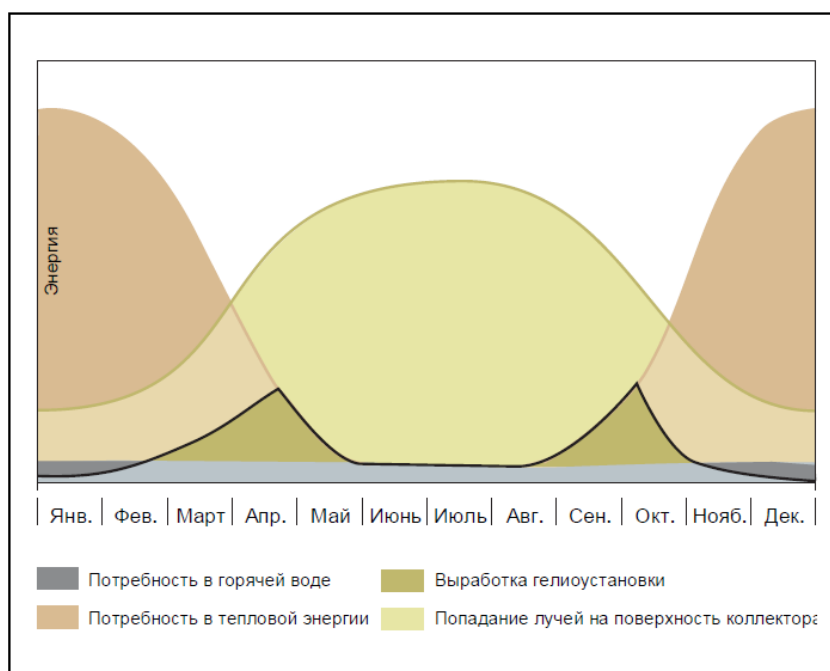


Рис. 5. Солнечное излучение, выработка гелиоустановки, потребность в горячей воде и тепловой энергии, покрываемые гелиоустановкой для поддержки отопления.

В то время как летом возможно и типично стопроцентное покрытие потребности в тепле гелиоустановкой, зимой возможная степень покрытия значительно сокращается из-за незначительности попадания лучей.

Хотя соответствующее увеличение поверхности коллектора позволяет повысить зимнюю степень покрытия, это приводит к появлению соответствующих излишков в летние месяцы, которые - наряду с низкой экономической рентабельностью - приводят к ненужной тепловой нагрузке на всю установку.

Идеальным способом решения этой проблемы является включение дополнительного потребителя только на период летних месяцев. Для этого идеально подходит подогрев бассейна.

Полное покрытие гелиоустановкой возможно в наших широтах только при использовании очень больших сезонных накопителей. Здесь речь идет о порядке величины объема буферного накопителя значительно выше 10 м^3 для хорошо теплоизолированного индивидуального дома.

На рисунке 6 показана схема распределения солнечной энергии.

Принцип функционирования плоского гелиоколлектора

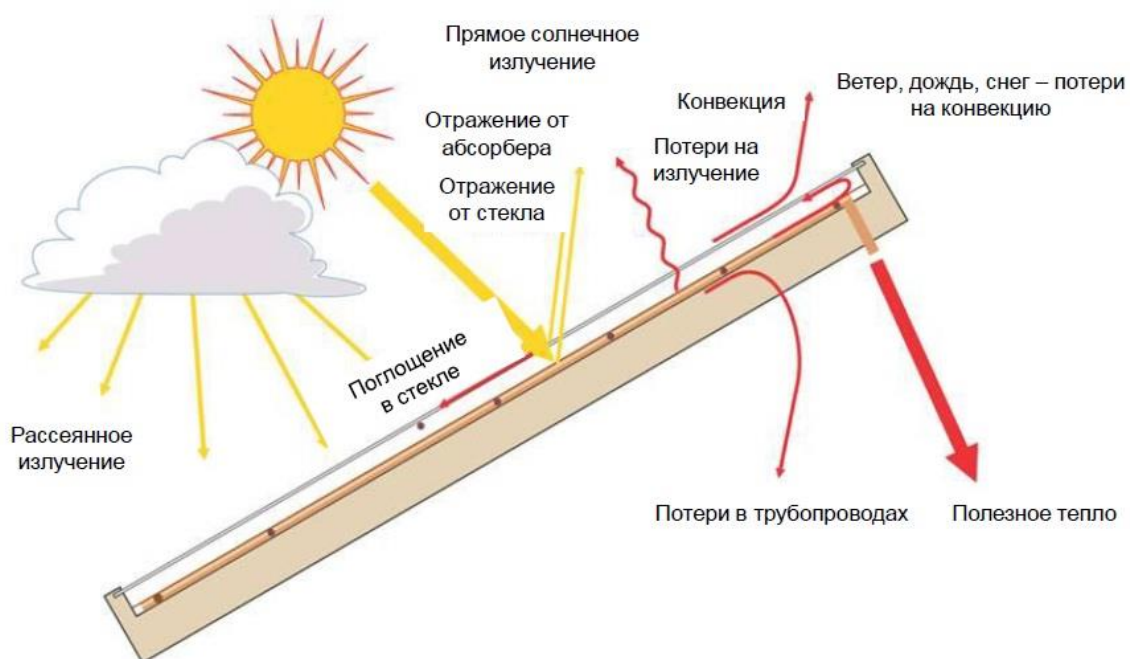


Рис. 6. Схема распределения солнечной энергии

В среднем за год Солнце может обеспечить:

- 50-60% потребностей в энергии для горячего водоснабжения частного дома в средней полосе

- до 80% в южных регионах

- 90 - 100% потребностей в энергии для нагрева воды в бассейне.

Согласно ГОСТ 28310—89 «Коллекторы солнечные», необходимо соблюдать следующие основные параметры и размеры солнечных коллекторов:

- Число слоев прозрачной изоляции в коллекторах не ограничивают. Допускается выпуск коллекторов без прозрачной и тыльной теплоизоляции.

- Пропускательная способность относительно солнечного излучения одного слоя прозрачной изоляции при падении солнечных лучей по нормали к поверхности должна быть не менее 0,85.

- Степень черноты поверхности поглощающей панели с селективным поглощающим покрытием должна быть не более 0,30.

- Поглощательная способность поглощающей панели относительно солнечного излучения должна быть не менее 0,92.

- Поглощающая панель должна быть рассчитана на рабочее давление 0,7 МПа.

- Соотношение габаритных размеров солнечного коллектора должно лежать в диапазоне 1:1—1:5.

- Площадь солнечного коллектора должна быть 0,8—2,5 м².

Указания по эксплуатации солнечных коллекторов

Коллекторы устанавливают на несущие конструкции, размещенные на зданиях или открытых незатененных площадках, ориентируют в южном направлении с отклонением по азимуту $\pm 30^\circ$ при наклоне к горизонту под углом, равным:

- для систем круглогодичного действия—географической широте данной местности;

- для летних сезонных систем—географической широте данной местности минус 15°.

Предпочтительнее такая ориентация каналов поглощающей панели, при которой имеет место подъемное движение теплоносителя.

В качестве теплоносителя в контуре коллекторов может быть использована химически очищенная вода или замерзающие при температуре не выше минус 30 °С нетоксичные и негорючие жидкости.

При температуре наружного воздуха ниже плюс 3°С воду из контура коллектора необходимо слить.

Для эффективного использования солнечной энергии компания Vaillant разработала гелиосистему auroSTEP plus. Система auroSTEP plus оптимально использует энергию Солнца для приготовления горячей воды и поддерживать систему отопления.



Рис. 7. Гелиосистема auroSTEP plus

Системное решение включает в себя:

- комплект самоопорожняющихся плоских солнечных коллекторов, позволяющих извлекать максимум пользы от полученной энергии;
- специальный накопительный водонагреватель;
- солнечный регулятор - комплект креплений, датчик и теплоноситель для солнечных коллекторов.

В дни, когда солнечного излучения недостаточно, дополнительный нагрев может происходить от котла, использующего в качестве топлива традиционные виды энергии — электричество, газ, жидкое топливо

Система солнечных коллекторов Vaillant для приготовления горячей воды состоит из 4-х основных компонентов:

- Коллекторного массива, состоящих из вакуумных трубок или плоских коллекторов, которые поглощают солнечные лучи;
- регулятора, который контролирует все функции системы, выводит данные на индикаторы и управляет системой;
- станции, которая предназначена для теплопередачи и оснащена необходимыми приборами безопасности;
- Бивалентного емкостного водонагревателя или емкостного нагревателя питьевой воды.

3.2. Основные типы солнечных коллекторов

Плоский солнечный коллектор

Самым простым и наиболее дешевым способом использования солнечной энергии является нагрев воды в плоских солнечных коллекторах.

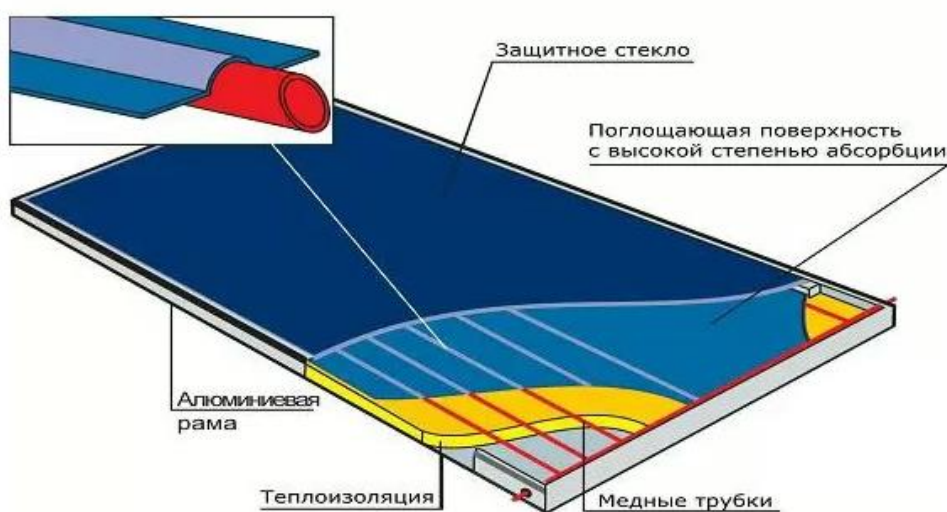


Рис. 8. Конструкция плоского солнечного коллектора

Плоские солнечные коллекторы работают на основе парникового эффекта. Данный эффект основан на том, что солнечное излучение, падающее на поверхность солнечного коллектора, практически полностью пропускается стеклом.

Так как основная интенсивность солнечного излучения в наземных условиях находится в спектральном интервале 0,4 мкм -1,8 мкм, то в качестве прозрачного верхнего слоя используется обычное или закаленное стекло, имеющее коэффициент пропускания в этом спектральном диапазоне до 95%.

Расположенное в нижней части коллектора теплопоглощающее покрытие имеет коэффициент поглощения солнечного излучения до 90%. Нагреваясь, покрытие излучает тепловую энергию, основная мощность которого находится в инфракрасном диапазоне. Данный спектр излучения уже практически не пропускается стеклом.

Таким образом, достигается аккумуляция солнечной энергии внутри коллектора. Передача теплоты к теплоносителю осуществляется при помощи конструктивных элементов – уложенного на дне коллектора змеевика из металлических или полимерных трубок. Отвод теплоты осуществляется теплоносителем – водой или раствором незамерзающей жидкости.

Кроме обычного стекла, в плоских солнечных коллекторах также может использоваться поликарбонат, стекло с низким содержанием железа, хорошо пропускающее солнечные лучи, и ударопрочное стекло.

Плоский солнечный коллектор является технически достаточно простым устройством. Наиболее высокотехнологичным элементом в его конструкции является поглощающее покрытие. Очевидно, что для повышения эффективности работы коллектора необходимо, чтобы покрытие поглощало, возможно, большую часть энергии падающих солнечных лучей, а при нагреве излучало как можно меньшую часть поглощенной энергии в инфракрасном спектре.

Для оценки эффективности поглощающих покрытий применяются следующие показатели:

- коэффициент поглощения (абсорбации), - обычно находится в пределах 0,8-0,98. Данный коэффициент представляет собой отношение поглощенной энергии к падающей;

- коэффициент излучения (эмиссии), - обычно в пределах 0,95-0,02 для различных типов покрытий. Данный коэффициент представляет собой отношение излученной энергии к поглощенной;

- коэффициент селективности, применяется для сравнения характеристик различных видов поглощающих поверхностей. Чем выше значение данного коэффициента, тем лучшими характеристиками обладает поглощающая поверхность.

Современные высокоселективные покрытия обладают очень высокими значениями коэффициента селективности, значительно повышая тем самым КПД солнечных коллекторов. К тому же, практически лишь коллекторы, оснащенные покрытиями такого типа, могут эффективно работать в холодный период года вследствие гораздо меньшей зависимости КПД от разницы температур.



Рис. 9. Вид плоского солнечного коллектора

Змеевиковый абсорбер с четырьмя боковыми соединениями

Новые коллекторы auroTHERM обладают змеевиковым абсорбером и имеют четыре боковых соединения как в вертикальном, так и в горизонтальном исполнении. Это делает возможным индивидуальное подсоединение для удовлетворения пожеланий клиента и обеспечения соответствия условиям монтажа. В зависимости от локальных и условий и количества коллекторов подающая и обратная линия коллекторного поля могут проходить с одной стороны или с нескольких сторон.

Гидравлическое подключение новых коллекторов auroTHERM осуществляется быстро и просто без использования инструментов с помощью специальных соединителей.

Змеевиковые абсорберы обеспечивают оптимальную характеристику наполнения и опорожнения. По сравнению с веерным абсорбером змеевиковые абсорберы также отличаются улучшенной теплопередачей и хорошими свойствами холостого хода, которые при парообразовании пара делают возможным полное опорожнение коллектора. Долговременная стабильность теплоносителя возрастает, т.к. при парообразовании в случае стагнации он быстрее вытесняется из коллектора.

Гелиостекло с противоотражающим покрытием в плоском коллекторе auroTHERM plus VFK 150 H/V

Стекло с противоотражающим покрытием, которое используется в плоском коллекторе auroTHERM plus, отражает намного меньше благодаря своей структуре в целом (наноструктура). Благодаря методу травления поверхность становится шероховатой, а показатель преломления уменьшается с 1,53 до 1,3. Пропускание света увеличивается по сравнению с обычным гелиостеклом с 91 % примерно до 96 %. За счет этого оптический КПД увеличивается прибл. до 0,85.

Относительно типичных рабочих температур коллекторов брутто выработка тепла увеличивается на 7 % до > 10 %. Противоотражающий слой сохраняет стабильность в течение длительного времени, в ходе многолетнего

испытания на открытом воздухе природные загрязнения лишь незначительно снизили высокую пропускную способность на 5 %.

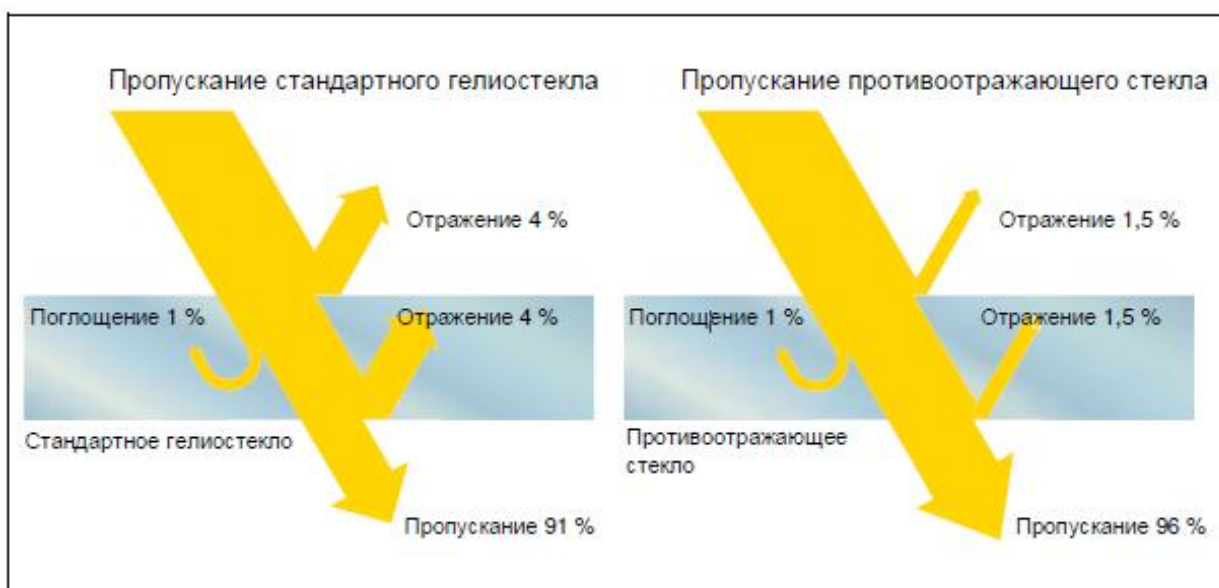


Рис. 10. Гелиостекло с противоотражающим покрытием в плоском коллекторе *auroTHERM plus* VFK 150 H/V

Преимущества плоских солнечных коллекторов:

- возможность использования системы как основного (для регионов с достаточной солнечной активности) и дополнительного источника энергии для отопления;
- эффективны для умеренного и холодного климата, работающих при температуре до -50°C и низкой интенсивности потока солнечной радиации;
- большое количество схем подключения для удовлетворения различных потребностей;
- их легко встроить в существующие системы горячего водоснабжения и отопления;
- расположение бака и оборудования не требует больших площадей;
- большая производительность.

Вакуумные солнечные коллекторы

Вакуумированный трубчатый солнечный коллектор - солнечный

коллектор, поглощающая панель которого находится в вакуумированном пространстве, ограниченном трубчатой прозрачной изоляцией.

Сравнительно недавно на рынке появились вакуумные солнечные коллекторы, более совершенные, чем плоские коллекторы, так как могут нагреть воду до 300 °С. Такой эффект достигается за счет уменьшения тепловых потерь. Вакуумные коллекторы представляют собой батарею стеклянных труб. Внутри каждой из них в вакууме располагается двойная концентрическая трубка (рис. 11).

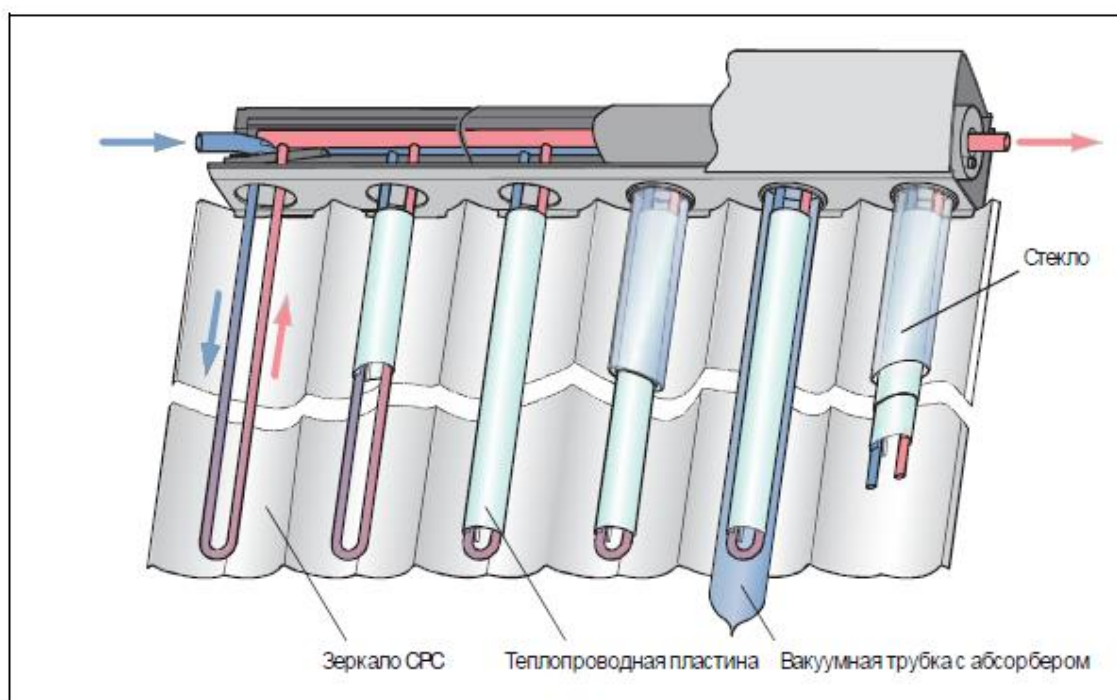


Рис.11. Принцип работы коллектора вакуумной трубкой

По ее центральному каналу в конструкцию поступает из распределительного коллектора (он также двойной, совмещающий функции прямого и обратного) холодный теплоноситель. Возвращаясь по среднему каналу, теплоноситель получает «захваченное» (механизм – примерно такой же, что и в плоском коллекторе) в вакуумной трубке солнечное тепло и уносит его в систему отопления или горячего водоснабжения объекта. Кроме показанного, есть коллекторы на основе вакуумных трубок, где для улавливания солнечной радиации применены контактирующие с тепловой трубкой пластины, покрытые по всей длине специальным слоем

полупроводника. Это позволяет преобразовать в тепло солнечную радиацию максимально широкого диапазона.

Вакуумные солнечные коллекторы являются высокотехнологичным и интересным в техническом отношении видом данной продукции. К сожалению, климатические условия нашей страны не всегда в полной мере позволяют реализовать их потенциал. Это касается негативного влияния снега и инея.

Здесь следует иметь в виду, что вследствие отличных теплоизоляционных свойств вакуума, как снег, так и иней могут держаться на коллекторах очень долго, длительное время после того как крыша здания полностью очистилась. Очевидно, что в эти периоды энергоотдача коллекторов практически снижается до нуля. Что касается уязвимости трубчатых коллекторов к граду, данная проблема имеет место, в первую очередь, в вакуумных коллекторах китайского производства, не всегда имеющих должное качество. То же можно сказать и о потере вакуума в трубках коллекторов.

Многие европейские производители имеют в своем модельном ряде вакуумные коллекторы с так называемой тепловой трубкой. При использовании данной конструкции, на поглотителе устанавливается тепловая труба, заполненная испаряющейся жидкостью. Данная тепловая труба подсоединяется к конденсатору, находящемуся в теплообменнике типа «труба в трубе».

Тепло передается поглотителем тепловой трубке, что приводит к испарению жидкости. Образующийся пар поступает в конденсатор. Так как нет связи между внешним контуром и испаряющейся жидкостью, то возможно производить замену одной или нескольких трубок при заполненной установке.

Можно рассчитывать на то, что со временем, по мере отработки технологии производства продукции, данные проблемы потеряют свою актуальность.



Рис.12. Вид вакуумного солнечного коллектора

Основные элементы вакуумного солнечного коллектора

Вакуумная трубка

Центральным компонентом трубчатого коллектора является сама вакуумная трубка. Она была оптимизирована относительно мощности и геометрии. Два стеклянных цилиндра полукругло соединены друг с другом с верхней стороны и спаиваются с нижней стороны. Между цилиндрами находится высокий вакуум. Вакуумная трубка очень похожа на термос.

Абсорбер

Поверхность внутреннего стеклянного цилиндра, находящаяся в вакууме, снабжена высокоизбирательным покрытием из нитрита алюминия, нанесенного распылением, образуя абсорбер. Он поглощает поступающие лучи либо прямо с неба, либо лучи, отраженные от зеркал CPC, расположенных за трубкой.

Зеркало CPC

Эти погодостойкие зеркала CPC (Compound Parabolic Concentrator) с высоким коэффициентом отражения позволяют оптимально использовать всю, поступающую на коллектор энергию излучения. Зеркало CPC коллектора концентрирует солнечный свет и передает стеклянным трубкам. Через слой абсорбера коллекторов поглощается солнечный свет и преобразуется в тепло. Затем это тепло передается теплопроводной пластине.

Гидравлическая система

Солнечное тепло отдается через теплопроводную пластину от абсорбера U-образным трубам из нержавеющей стали либо протекающему в них теплоносителю для солнечных коллекторов, который затем передает тепло в накопитель. Через каждую U-образную трубу либо каждую трубку коллекторов Vaillant проходит соответственно 1/6 объемного расхода коллектора, что облегчает параллельное соединение U-образных труб на распределителе.

Распределительный либо главный трубопровод находится над трубками в теплоизолированном сборнике.

Большая разность температур

Благодаря отличной вакуумной изоляции трубки и концентрирующим свойствам зеркала СРС вакуумный трубчатый коллектор хорошо подходит для случаев применения, когда требуются высокие температуры подающей линии при низких температурах.

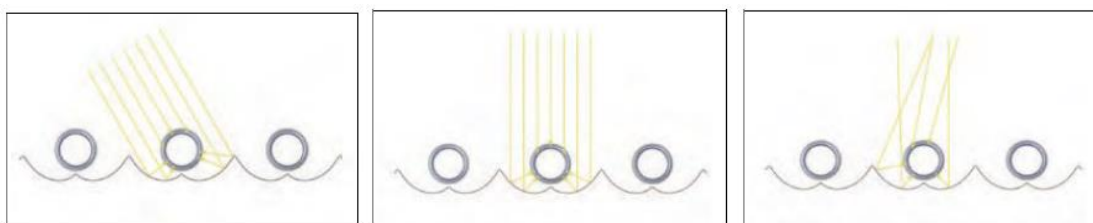


Рис. 13. Боковое, прямое и диффузное лучепоглощение

Преимущества вакуумных коллекторов:

- высокий КПД в течение всего года
- максимальный КПД в зимний период.

Таблица 1

Сравнительная характеристика вакуумного и плоского солнечных коллекторов

Плоский солнечный коллектор	Вакуумный солнечный коллектор с тепловыми трубками
Плоский солнечный коллектор помещают в корпус с защитным стеклом для снижения тепловых потерь. Воздушный зазор между стеклом и	Каждая тепловая труба солнечного коллектора размещается внутри стеклянной вакуумной колбы с целью минимизации тепловых потерь (эффект термоса), что позволяет значительно

поглощающей панелью допускает значительные тепловые потери, особенно в холодные и ветреные дни (до 80% от суммарного падающего теплового потока).	повысить тепловую эффективность вакуумного трубчатого солнечного водонагревателя по сравнению с плоским, особенно в зимний период.
Плоский солнечный гелиоколлектор обладает высоким гидравлическим сопротивлением, так как теплоноситель циркулирует по разветвлённой длинной системе трубопроводов малого диаметра. Это приводит к повышенному энергопотреблению на привод циркуляционного насоса гелиосистемы.	Применяется тепловая труба – устройство обладающее «сверхпроводимостью», которая эффективно отводит тепло от поглощающей поверхности, позволяет в 3–10 раз снизить гидравлическое сопротивление в вакуумном солнечном коллекторе, соответственно, снизить мощность и энергопотребление циркуляционного насоса гелиосистемы.
Без контроллера, плоский солнечный водонагреватель может отбирать накопленную теплоту (т.е. саморазряжаться), если его температура станет ниже температуры воды в баке-аккумуляторе.	Тепловая труба вакуумного солнечного водонагревателя функционирует по принципу теплового диода. Тепловой поток передаётся только в одном направлении: от гелиоколлектора к теплоносителю и никогда – в обратном направлении даже без солнечного контроллера.
Плоский солнечный коллектор, при установке гелиосистемы, требует точной ориентации на юг, а также определённого угла наклона относительно поверхности (например, крыши дома).	Вакуумный трубчатый солнечный коллектор, относительно, не требователен к ориентации и углу наклона, а также допускает определённую эстетическую и архитектурную свободу при установке гелиосистемы.
При разрушении стекла резко падает эффективность работы солнечного коллектора, требуется немедленный демонтаж и замена стекла в мастерской.	Разрушение одной или нескольких стеклянных труб не приводит к существенному падению эффективности работы вакуумного солнечного коллектора. Его демонтаж не требуется, так как замена стеклянных или тепловых труб проводится на месте.
Сложность транспортировки и монтажа плоского гелиоколлектора. Панель целиком должна быть поднята для установки на крышу.	Удобство транспортировки и монтажа гелиосистемы с вакуумными солнечными коллекторами. Вакуумный гелиоколлектор можно транспортировать в виде отдельных элементов, что обеспечивает его лучшую сохранность. Легкие отдельные трубы собираются в единую гелиосистему непосредственно на месте установки.

1.4. Тепловые характеристики гелиоколлекторов

Конструкция солнечного коллектора и используемые в ней материалы влияют на его эффективность. КПД коллектора определяется отношением полезной энергии, принимаемой теплоносителем, к лучистой энергии, воздействующей на отведенную площадь. Упрощенно КПД коллектора можно представить уравнением:

$$\eta = \eta_0 - \frac{k \cdot \Delta T}{G} \quad (1)$$

где η_0 – оптический КПД коллектора при нормальных условиях;

k – коэффициенты, зависящие от конструкции коллектора;

ΔT – разность средней температуры теплоносителя в коллекторе и температурой воздуха ($^{\circ}\text{C}$);

G – плотность потока лучистой энергии, достигающей поверхности коллектора ($\text{Вт}/\text{м}^2$).

Отношение $\Delta T/G$ показывает редуцированную температуру, т.е. характеризует условия эксплуатации коллектора, влияющие на КПД коллектора.

У коллекторов, используемых в системах ГВС, тепловые характеристики сильно зависят от сезона, поскольку они используются практически круглогодично. Зимой, когда плотность лучистой энергии и наружная температура очень низкие, возникают значительные теплопотери. Поэтому плоские коллекторы, диаграммы которых имеют большой наклон линии КПД, в системах ГВС лучше не использовать. Гораздо меньшие теплопотери имеют вакуумные коллекторы, однако стоят недешево. Если же коллекторы используются только в теплое время года, то их теплопотери могут быть выше.

Вакуумные коллекторы являются самыми эффективными благодаря низким теплопотерям. Однако характеристики, которые указывают их производители, верны для условий, когда лучи падают на коллектор под прямым углом. На практике момент падения лучей перпендикулярно

коллектору если и случается, то задерживается ненадолго. А при других положениях параметры устройства уже выглядят иначе и не так привлекательно. Тем временем абсорберы плоских коллекторов в тех же условиях могут собирать не меньше лучистой энергии, а иногда и больше.

В более высоких широтах, где холодные зимы, для ГВС и отопления чаще всего используют вакуумные трубчатые коллекторы. И хотя они имеют невысокий КПД, но за счет низких теплопотерь только они могут обеспечить подогрев теплоносителя холодной зимой. Сегодня такие коллекторы можно увидеть на крышах коттеджей даже в Швеции. Зимой они эффективнее плоских.

Анализируя годовую производительность вакуумных и плоских коллекторов, у первых она оказывается на несколько десятков процентов выше, в зависимости от географической широты и особенностей климата. Однако даже такие цифры не компенсируют высокую цену вакуумной технологии, если подходить к этому вопросу с позиции рентабельности.

При работе солнечных коллекторов в периоды с отрицательной температурой наружного воздуха необходимо либо использовать в качестве теплоносителя антифриз, либо каким-то способом избегать замерзания теплоносителя (своевременным сливом воды, нагревом ее, утеплением солнечного коллектора). Наиболее широкое распространение в качестве антифризов в гелиоустановках получили водные растворы этиленгликоля $C_2H_4(OH)_2$. Могут использоваться также водные растворы хлористого кальция $CaCl_2$, хлористого натрия $NaCl$ и этилового спирта, C_2H_5OH .

Принцип работы системы

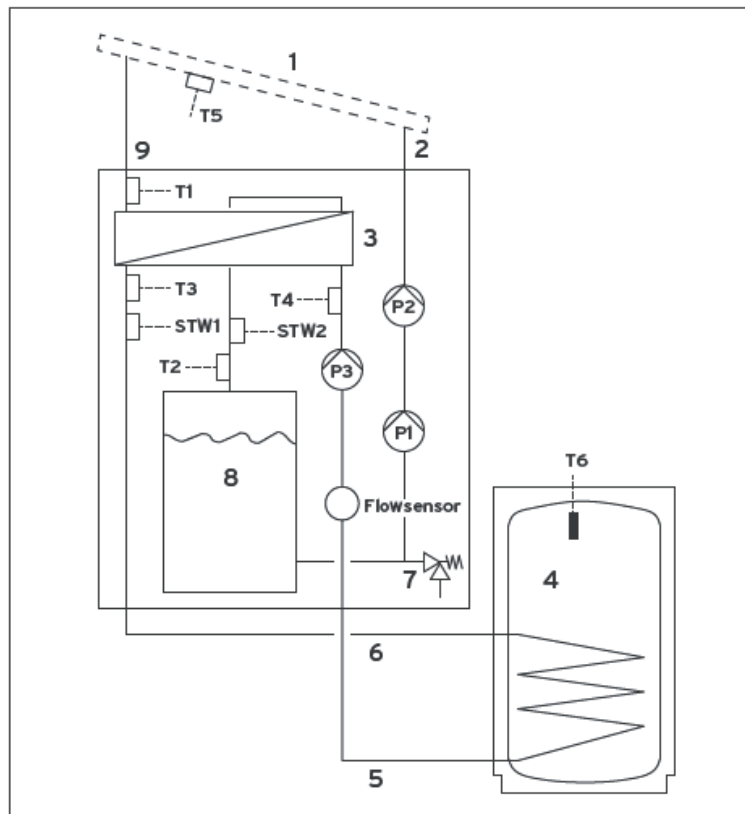


Рис. 1. Схема системы приготовления горячей воды с помощью солнечного коллектора.

Если установлен модуль расширения, то:

- объем теплоносителя гелиоустановки удваивается за счет второго, подключенного последовательно бака;
- производительность насоса увеличивается за счет двух подключенных последовательно гелионасосов.

Принцип работы насосной группы нагрева от гелиосистемы остается неизменным.

При остановленном гелионасосе теплоноситель гелиоустановки находится только в баке (8). Коллекторы (1) и трубопроводы гелиоустановки (2) и (9) в этом случае наполнены воздухом.

Регулятор гелиосистемы в насосной группе нагрева от гелиосистемы всегда выключает гелионасос, когда разница температур между датчиком температуры коллектора (T5) и датчиком температуры накопителя (T6) составляет не менее 15 К (когда подключен регулятор системы, данные о температуре воды в накопителе, передаются по проводу шины данных eBUS на регулятор гелиосистемы)

- температура воды в накопителе ниже, чем настроенная максимальная температура воды в накопителе;
- закончилось время блокировки продолжительностью десять минут после последней загрузки накопителя;
- не произошел выход за предельную температуру срабатывания защиты 110°C в гелиоконтуре (STW2);
- не произошел выход за предельную температуру срабатывания защиты в буферном накопителе (4) (STW1);
- после срабатывания предохранительного ограничителя температуры произошло снижение температуры не менее чем на 15 K
- ошибки отсутствуют (например, ошибка датчика, срабатывание предохранительного термореле);
- разблокировано включение гелионасоса (только при подключенном регуляторе системы).

Регулятор гелиосистемы в насосной группе нагрева от гелиосистемы всегда включает насос, когда:

- достигнута максимальная температура воды в накопителе;
- текущая мощность гелиосистемы составляет < 250 Вт;
- присутствует ошибка.

После каждого включения гелионасоса начинается фаза наполнения. Гелионасос ((P1) или также (P2)) работает в этом случае с максимальной мощностью, подавая теплоноситель гелиоустановки через обратную линию гелиосистемы (2) в коллекторное поле. Теплоноситель гелио установки при этом вытесняет воздух из обратной линии гелиосистемы и коллекторного поля в подающую линию гелиосистемы и в бак.

Теплоноситель гелиоустановки в коллекторном поле нагревается, при этом первая его часть может испариться. Пар смешивается с имеющимся в этой части системы воздухом.

Дальнейшему протеканию теплоносителя гелиоустановки способствует уклон подающей линии гелиосистемы (9). Смесь из воздуха и теплоносителя

гелиоустановки протекает через подающую линию гелиосистемы к теплообменнику (3) в насосной группе нагрева от гелиосистемы. Теплообменник передает тепловую энергию теплоносителя гелиоустановки греющей вода в контуре буферного накопителя. После каждого отрезка предварительного заданного времени наполнения регулятор гелиосистемы снижает мощность гелионасоса. На этом фаза наполнения завершается.

Когда (T1) определяет температуру $> 50^{\circ}\text{C}$ и $>$ температуры включения (заводские настройки: 15 K), регулятор гелиосистемы включает насос загрузки накопителя (P3) в насосной группе нагрева от гелиосистемы. В результате этого греющая вода циркулирует от теплообменника к буферному накопителю.

Датчики температуры (T3) и (T4) в подающей линии (5) и в обратной линии (6) контура буферного накопителя, а также - датчик объемного расхода (Flowsensor) позволяют регулятору гелиосистемы определять вклад гелиоустановки.

Теплоноситель гелиоустановки перетекает от теплообменника обратно в бак. Объем бака рассчитывается таким образом, чтобы в нем происходило образование пузырьков воздуха из теплоносителя гелиоустановки до того, как насос снова подаст теплоноситель гелиоустановки дальше по контуру.

При нагревании гелиосистемы теплоноситель гелиоустановки и воздух расширяются. Давление воздуха, содержащегося в системе, несколько увеличивается. Замкнутый в системе воздух выполняет при этом функцию расширительного бака. Это повышенное давление необходимо, и его ни в коем случае нельзя сбрасывать. Поэтому в гелиосистему запрещено устанавливать воздухоотводчик.

При наличии ошибки предохранительный клапан (7) защищает гелиоустановку от недопустимого избыточного давления.

Расчет солнечного коллектора

При расчете гелиоустановок необходимо учитывать большое количество параметров:

- потребность в тепле для нагрева водопроводной воды, при необходимости также потребность в тепле для циркуляционного контура

- данные о погоде на месте

- направление и наклон поверхности коллектора

- конфигурацию системы

- желательную степень покрытия гелиоустановкой.

Потребность в горячей воде

Важнейшим параметром для расчета гелиосистем для нагрева водопроводной воды является потребность в горячей воде и, в случае наличия, потери при циркуляции.

Точнее всего потребность в горячей воде (которая может очень сильно отличаться и в жилых домах) в имеющихся зданиях можно определить с помощью водомера в системе подачи холодной воды водонагревателя.

Если такое измерение невозможно или является слишком затратным, оценка делается на основании опытных данных по количеству людей и иных потребителей.

Опережающее планирование должно учитывать предполагаемые изменения расхода, например, вследствие увеличения семьи или выезда людей.

Из ежедневной потребности в водопроводной воде рассчитывается ежедневная потребность в энергии для приготовления горячей воды по формуле:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (2)$$

Расчет площади поверхности абсорбера

Для разделения газовых смесей широко применяют процесс абсорбции. Абсорбцией называется процесс избирательного поглощения газов или паров из газовой фазы жидкими поглотителями.

Жидкий поглотитель называют абсорбентом. Поглощаемый компонент газовой смеси называется абсорбтивом. Поглощенный компонент газовой смеси называют абсорбатом.

В процессах абсорбции газовая фаза (газовая смесь) взаимодействует с жидкой фазой (поглотителем) путем непосредственного контакта. Через поверхность раздела фаз осуществляется перенос вещества из газовой фазы в жидкую.

Как правило, граница раздела фаз представляет собой либо зеркало жидкости (поверхностные абсорберы) или поверхность плёнки жидкости, стекающей по поверхности (плёночные абсорберы) или насадке (насадочные абсорберы), либо поверхность проходящих через жидкость пузырьков газа (барботажные абсорберы) (например, тарельчатые и др.), либо поверхность капель жидкости (распыливающие абсорберы). На режимы образования межфазной поверхности может влиять взаимное направление и скорость относительного движения фаз. Например, в противоточных насадочных абсорберах колонного типа, в которых газовая смесь движется вверх навстречу стекающей по насадке под действием силы тяжести жидкости, при определённых скоростях газовой смеси возникает режим подвисания жидкости, при котором режим формирования границы раздела фаз из плёночного переходит в пузырьковый (барботажный).

В процессе абсорбции происходит выделение тепла, которое связано с энергией растворения газов или конденсации паров растворения конденсата в жидкости. Это тепло характеризуют удельной теплотой растворения или теплотой абсорбции.

Движущей силой процесса абсорбции является положительная разность концентраций целевого компонента в газовой смеси и равновесной концентрацией этого компонента в газовой смеси над жидким поглотителем в рабочих условиях. Повышает также скорость процесса отведение тепла адсорбции путём охлаждения абсорбента.

Десорбция – обратный абсорбции процесс – выделение поглощённого газа или отгонки поглощённого пара из поглотителя. Факторы, определяющие скорость десорбции противоположны по действию факторам, способствующим абсорбции. Это – нагревание абсорбента, понижение концентрации целевого компонента над ним ниже равновесного и добавление в абсорбент растворимых вытесняющих веществ, которые снижают растворимость целевого компонента в абсорбенте, повышая его равновесное давление над жидкостью.

Материальный баланс, линия равновесия и рабочая линия

В процессе абсорбции взаимодействуют две фазы – газовая и жидкая. Газовая фаза является отдающей, а жидкая принимающей. В процессе участвует, как минимум, один целевой компонент (распределяемое вещество), который переходит через поверхность раздела фаз, растворяясь в жидкости.

Содержание целевого компонента в фазах выражают при расчётах в относительных массовых единицах, относя массовое количество (моль или кг) вещества целевого компонента в фазах к массовому количеству инертного вещества фазы. Инертное вещество в газовой фазе – это газовая смесь – носитель, а в жидкой фазе – чистый абсорбент. Количество газа – носителя в газовой смеси обозначают G (кг/сек), а количество чистого абсорбента обозначают L (кг/сек). Также обозначают для краткости и фазы. Относительное содержание целевого компонента в газовой фазе обозначают Y , а относительное содержание целевого компонента в жидкой фазе – X . Исходное содержание вещества в фазах G и L может также быть задано в объёмных или массовых долях, или в единицах массовой концентрации вещества (например, кг/м³). В этом случае следует перевести эти величины в единицы относительного массового содержания.

В процессе абсорбции относительное массовое содержание распределяемого вещества в газовой фазе уменьшается от начального Y_1 до конечного Y_2 , при этом относительное массовое содержание распределяемого вещества в жидкой фазе увеличивается от начального X_1 до конечного X_2 .

Закон сохранения массы в процессе абсорбции можно выразить уравнением материального баланса:

$$G \cdot (Y_1 - Y_2) = L \cdot (X_2 - X_1) \quad (3)$$

Уравнение (3) отражает равенство в процессе абсорбции количества распределяемого вещества, теряемого газовой фазой, количеству вещества, поглощаемого жидкой фазой. Это уравнение справедливо для любой стадии процесса (как непрерывного, так и периодического). В общем виде уравнение (3) справедливо для любого процесса массопередачи.

В состоянии фазового равновесия между количеством распределяемого вещества в газовой и жидкой фазах существует функциональная однозначная зависимость:

$$Y^* = f(X) \quad (4)$$

где Y^* – равновесное относительное массовое содержание распределяемого вещества в газовой фазе, соответствующее в условиях фазового равновесия его содержанию в жидкой фазе X .

Характер зависимости определяется природой взаимодействующих веществ, их количеством, давлением и температурой в системе. Это соответствует общим законам фазовых равновесий в двухфазных однокомпонентных системах.

В практических расчётах предпочтительно пользоваться опытными данными, которые получают в изучаемой системе при различных парциальных давлениях распределяемого компонента при фазовом равновесии. Опытные данные могут быть выражены табличной зависимостью между значениями равновесного парциального давления p^* в газе и концентрации растворённого вещества c в жидкости.

Равновесное относительное массовое содержание Y^* можно вычислить по формуле:

$$Y^* = \frac{M_k}{M_{\text{ин}}} \cdot \frac{p^*}{P - p^*} \quad (5)$$

где M_k – молекулярная масса абсорбируемого компонента;

$M_{\text{ин}}$ – молекулярная масса инертного компонента (смеси компонентов) газовой фазы (носителя);

P – общее давление газовой смеси.

Соответствующее относительное массовое содержание абсорбированного компонента в жидкости можно определить по формуле:

$$X = \frac{c}{\rho - c} \quad (6)$$

где c – концентрация поглощённого компонента в жидкости, кг/м^3 ;

ρ – плотность жидкой фазы в условиях равновесия, кг/м^3 .

По полученным табличным значениям можно построить линию равновесия на диаграмме в координатах Y - X .

В частных случаях возможно построение линий равновесия с использованием отдельных законов фазового равновесия газов, паров и жидкости.

Рассмотрим построение линии равновесия для трех видов систем, заданных в вариантах расчёта, расчётным способом.

1. Если распределяемое (поглощаемое) вещество – газ, то при небольших концентрациях его в газовой фазе при фазовом равновесии справедлив закон Генри, согласно которому равновесное парциальное давление газа над жидкостью пропорционально мольной доле газа, растворённого в жидкости:

$$p^* = E \cdot x \quad (7)$$

где x – мольная доля (моль/моль смеси) газа в жидкости, кг/кг смеси ($x < 1$);

E – коэффициент пропорциональности (коэффициент Генри).

Растворитель при фазовом равновесии также находится в равновесии со своим паром. При небольших давлениях и концентрациях равновесие подчиняется закону Рауля, согласно которому равновесное парциальное давление пара над жидким раствором равно произведению упругости насыщенных паров над чистым растворителем при рабочей температуре на мольную долю чистого растворителя в растворе:

$$p_L = p_{LS} \cdot (1 - x) \quad (8)$$

где p_{LS} – упругость насыщенных паров над чистой жидкостью (не содержащей растворённых веществ).

В парогазовой смеси над поверхностью жидкости действует также закон Дальтона, согласно которому давление газовой смеси равно сумме парциальных давлений всех компонентов. В применении к данному частному случаю можно в соответствии с законом Дальтона записать уравнение:

$$P = p + p_L + p_{in} \quad (9)$$

где P – общее давление в системе;

p – парциальное давление распределяемого компонента в газовой смеси;

p_L – парциальное давление паров поглотителя в газовой смеси;

p_{in} – парциальное давление инертной части газовой смеси (например, газа – носителя).

Для газовой смеси, которую можно считать смесью идеальных газов (при небольших давлениях), мольные доли компонентов равны объёмным долям и определяются отношением парциального давления компонента к общему давлению смеси. Из уравнения (7) следует, что сумма мольных долей газовой смеси равна 1:

$$y + p_L + p_{in} = 1 \quad (10)$$

где $y = \frac{p}{P} = \frac{E \cdot x}{P} = m \cdot x$ – мольная доля распределяемого компонента (с

учётом (5) в состоянии равновесия, причём $m = \frac{E}{P}$);

$y_L = \frac{p_L}{P} = \frac{p_{LS} \cdot (1 - x)}{P} = y_{LS} \cdot (1 - x)$ – мольная доля паров жидкости (с учётом

(6) в состоянии равновесия, причём $y_{LS} = \frac{p_{LS}}{P}$);

$y_{in} = \frac{p_{in}}{P} = 1 - y - y_L$ – мольная доля инертного газа (с учётом (8)).

Относительную массовую долю распределяемого компонента в газовой фазе можно определить по формуле (3):

$$Y = \frac{M_K}{M_{in}} \cdot \frac{y}{y_{in}} = \frac{M_K}{M_{in}} \cdot \frac{y}{1 - y - y_L} \quad (11)$$

где M_K — молекулярный вес компонента, кг/кмоль;

M_{in} — молекулярный вес инертного газа, кг/кмоль.

Относительную массовую долю распределяемого компонента в жидкой фазе можно определить по формуле:

$$X = \frac{M_K}{M_L} \cdot \frac{x}{1 - x} \quad (12)$$

где M_L — молекулярный вес жидкого поглотителя.

Можно изменять значения x , вычислять соответствующие значения y , а затем по (9) и (10) Y и X . Результаты можно свести в таблицу — это будет представлять табличную форму выражения линии равновесия.

Можно получить окончательный вид функциональной зависимости линии равновесия:

$$Y^* = \frac{M_K}{M_{in}} \cdot \frac{m \cdot X}{\frac{M_K}{M_L} \cdot (1 - y_{LS}) + (1 - m) \cdot X} \quad (13)$$

2. Если распределяемое вещество пар, конденсат пара образует с жидким абсорбентом идеальную смесь жидкостей, что означает полную взаимную растворимость, а давление паров обеих жидкостей над их смесью в состоянии равновесия подчиняется закону Рауля:

$$p^* = x \cdot p_S \quad (14)$$

$$p_L^* = (1 - x) \cdot p_{LS} \quad (15)$$

где p_S — упругость насыщенных паров компонента в равновесии с чистой жидкой фазой компонента.

Согласно закону Дальтона в состоянии равновесия в газовой смеси над жидкой смесью поглотителя и распределяемого вещества:

$$\Pi = p_{in} + p^* + p_L^* = p_{in} + x \cdot p_S + (1 - x) \cdot p_{LS} \quad (16)$$

Согласно определению мольных долей компонентов в газовой смеси их сумма будет равна 1, а определение мольных долей паров жидкого поглотителя и поглощаемого компонента с учётом (12) и (13) будет следующим:

$$y = \frac{x \cdot p_s}{\Pi} = x \cdot y_s \quad (17)$$

где $y_s = \frac{p_s}{\Pi}$

$$y_L = \frac{(1-x) \cdot p_{LS}}{\Pi} = (1-x) \cdot y_{LS} \quad (18)$$

где $y_{LS} = \frac{p_{LS}}{\Pi}$

Равновесные относительные массовые доли распределяемого компонента в газовой и жидкой фазах можно рассчитать по формулам (9) и (10). Так же, как в п.1, можно вычислить табличные значения Y-X линии равновесия в исследуемом интервале значений x. Формула для определения функции равновесия:

$$Y^* = \frac{M_K}{M_{in}} \cdot \frac{y_s \cdot X}{\frac{M_K}{M_L} \cdot (1 - y_{LS}) + (1 - y_s) \cdot X} \quad (19)$$

3. Система аналогична п.2, но жидкая смесь неидеальна. В силу особенностей взаимодействия компонентов в смеси равновесное давление паров над жидкостью будет отличаться от того, что предсказывает закон Рауля:

$$p^* = \gamma \cdot x \cdot p_s \quad (20)$$

$$p_L^* = \gamma_L \cdot (1-x) \cdot p_{LS} \quad (21)$$

где γ, γ_L – активности поглощаемого компонента и поглотителя.

Активности отражают отклонение от закона Рауля, учитывая эффект взаимодействия компонентов в смеси жидкостей, и зависят от мольных долей компонентов в смеси жидкостей.

Равновесные мольные доли паров в газовой фазе определяют аналогично (15) и (16) с учётом (18) и (19):

$$y = \frac{\gamma \cdot x \cdot p_s}{\Pi} = \gamma \cdot x \cdot y_s \quad (22)$$

$$y_L = \frac{\gamma_L \cdot (1-x) \cdot p_{LS}}{\Pi} = \gamma_L \cdot (1-x) \cdot y_{LS} \quad (23)$$

Аналогично пп. 2 и 3 можно рассчитать равновесные относительные массовые доли распределяемого компонента в газовой и жидкой фазах и

построить табличную зависимость $Y-X$ для линии равновесия. Также можно воспользоваться формулой для линии равновесия:

$$Y^* = \frac{M_K}{M_{in}} \cdot \frac{\gamma \cdot y_S \cdot X}{\frac{M_K}{M_L} \cdot (1 - \gamma_L \cdot y_{LS}) + (1 - \gamma \cdot y_S) \cdot X} \quad (24)$$

Для вычислений надо знать зависимости активностей от мольных долей компонентов в жидкой бинарной смеси. Формулы для определения активностей компонентов бинарной смеси жидкостей:

$$\lg \gamma = \frac{A}{\left(1 + \frac{x}{x_L} \cdot \frac{A}{B}\right)^2} = \frac{A}{\left(1 + \frac{x}{(1-x)} \cdot \frac{A}{B}\right)^2} \quad (25)$$

$$\lg \gamma_L = \frac{B}{\left(1 + \frac{x_L}{x} \cdot \frac{B}{A}\right)^2} = \frac{B}{\left(1 + \frac{(1-x)}{x} \cdot \frac{B}{A}\right)^2} \quad (26)$$

где A, B – коэффициенты, определяемые для каждой бинарной смеси по опытным данным;

x, x_L – мольные доли в жидкости поглощённого компонента и чистого поглотителя.

Для таких смесей заданы равновесные мольные доли компонентов в табличной форме. Значения активностей компонентов определяются по формулам:

$$\gamma = \frac{y}{x \cdot y_S} \quad (27)$$

$$\gamma_L = \frac{y_L}{x_L \cdot y_{LS}} = \frac{y_L}{(1-x) \cdot y_{LS}} \quad (28)$$

В формулах (23), (24), (26) мольная доля в жидкости чистого поглотителя для бинарной смеси выражается через мольную долю поглощённого компонента:

$$x_L = 1 - x \quad (28)$$

Для полученных по формулам (25), (26) нескольких значений активностей вычисляем соответствующие значения коэффициентов A и B :

$$A = \lg \gamma \cdot \left(1 + \frac{x_L}{x} \cdot \frac{\lg \gamma_L}{\lg \gamma}\right)^2 = \lg \gamma \cdot \left(1 + \frac{1-x}{x} \cdot \frac{\lg \gamma_L}{\lg \gamma}\right)^2 \quad (29)$$

$$B = \lg \gamma_L \cdot \left(1 + \frac{x}{x_L} \cdot \frac{\lg \gamma}{\lg \gamma_L}\right)^2 = \lg \gamma_L \cdot \left(1 + \frac{x}{1-x} \cdot \frac{\lg \gamma}{\lg \gamma_L}\right)^2 \quad (30)$$

Полученные значения коэффициентов A и B усредняют:

$$\bar{A} = \frac{\sum A}{m} \quad (31)$$

$$\bar{B} = \frac{\sum B}{m} \quad (32)$$

где m – количество расчётных точек.

Подставив полученные средние значения коэффициентов в формулы (23) и (24), можно, используя операцию потенцирования, определить окончательно функции активностей от мольной доли поглощённого компонента:

$$\gamma = 10^{\frac{\bar{A}}{\left(1 + \frac{x}{1-x} \cdot \frac{\bar{A}}{\bar{B}}\right)^2}} \quad \text{если } x \neq 0 \text{ или } x \neq 1 \quad (33)$$

$$\gamma = 1 \quad \text{если } x = 0 \text{ или } x = 1$$

$$\gamma_L = 10^{\frac{\bar{B}}{\left(1 + \frac{(1-x) \cdot \bar{B}}{x \cdot \bar{A}}\right)^2}} \quad \text{если } x \neq 0 \text{ или } x \neq 1 \quad (34)$$

$$\gamma_L = 1 \quad \text{если } x = 0 \text{ или } x = 1$$

Теперь можно приступить к расчёту линии равновесия (22).

Построение рабочей линии строим на основании уравнения материального баланса с учетом относительного движения фаз в аппарате. Возможны две схемы относительного движения газовой и жидкой фаз: прямоточная и противоточная.

Жидкий поглотитель, как правило, поступает в верхнюю часть колонны абсорбера. Газ может поступать в аппарат в том же сечении и двигаться в том же направлении – сверху вниз, что и жидкость. Такой аппарат работает по прямоточной схеме. Газ и жидкость выходят из аппарата в его нижнем сечении. Если газ поступает в нижнюю часть колонны, из которой выводится из аппарата отработанный жидкий поглотитель, и далее движется вверх навстречу потоку жидкости, то такой аппарат работает по противоточной схеме. Газ отводится из верхней части колонны, куда поступает жидкость.

Рабочая линия должна проходить выше линии равновесия при абсорбции: при этом движущая сила процесса массопередачи – разность между рабочим относительным массосодержанием и равновесным

относительным массосодержанием поглощаемого компонента в газовой смеси будет положительной.

Уравнение рабочей линии можно получить, если задать входное сечение, например по газу, и записать уравнение материального баланса распределяемого вещества в фазах между выбранным входным сечением и другим произвольным сечением аппарата, которое расположено между входным и выходным сечением, например по газу, где относительные массовые содержания поглощаемого компонента соответствует точке $Y-X$ рабочей линии в данном сечении.

Для прямоточной схемы материальный баланс между входным по газу и произвольным сечением, отстоящим от входного по направлению движения газа, будет выглядеть так:

$$G \cdot (Y_1 - Y) = L \cdot (X - X_1) \quad (35)$$

откуда получаем уравнение рабочей линии:

$$Y = Y_1 - \frac{L}{G} \cdot (X - X_1) = Y_1 - l \cdot (X - X_1) \quad (36)$$

где $l = \frac{L}{G}$ - удельный массовый расход жидкого чистого поглотителя, равный отношению массовых расходов чистого поглотителя и инертного газаносителя.

Для противоточной схемы материальный баланс между входным по газу и произвольным сечением, отстоящим от входного по направлению движения газа, будет выглядеть так:

$$G \cdot (Y_1 - Y) = L \cdot (X_2 - X) \quad (37)$$

откуда получаем уравнение рабочей линии:

$$Y = Y_1 + l \cdot (X - X_2) \quad (38)$$

Рабочие линии – прямые линии, но как видно из схем расходы жидкой фазы будут отличны при разных схемах тока, поскольку будут отличаться выходные массосодержания в жидкости. При прямотоке наклон рабочей линии к оси абсцисс (ось X) будет отрицательным, а при противотоке – положительным.

Поскольку расход газа и начальная и конечная концентрации компонента в газе заданы, а в жидкой фазе задана начальная концентрация компонента, то в расчёте сначала надо определить расход жидкой фазы. На графиках, показано положение рабочих линий, при котором удельный расход жидкости будет минимальным. Это соответствует случаю, когда рабочая линия в выходном, или ином сечении коснётся равновесной, при этом массосодержание компонента в этом сечении будет равно равновесному.

Для прямотока это соответствует точке линии равновесия:

$$Y_2 = f(X_2^*) \quad (39)$$

Для противотока это соответствует точке линии равновесия:

$$Y_1 = f(X_2^*) \quad (40)$$

Вид функциональной зависимости $f(X_2^*)$ для линии равновесия может соответствовать одной из формул (11), (17), (22). Координата искомой точки X_2^* может быть определена по Y_1 или Y_2 из формул либо по графику линии равновесия.

Минимальный удельный расход чистого жидкого абсорбента определим по формуле:

$$l_{\min} = \frac{Y_1 - Y_2}{X_2^* - X_1} \quad (41)$$

Обычно, если не заданы другие условия, принимают начальную относительную массовую долю поглощаемого компонента в абсорбенте равной нулю: $X_1=0$.

Расход абсорбента обычно принимают несколько выше минимального $l > l_{\min}$. Массовый расход абсорбента будет равен $L = l \cdot G$. Назначив расход, определим выходное относительное массосодержание абсорбата в абсорбенте:

$$X_2 = X_1 + \frac{Y_1 - Y_2}{l} \quad (42)$$

Теперь можно окончательно построить рабочую линию процесса абсорбции. Соотношения для прямоточной схемы для материального баланса,

линии равновесия и рабочей линии также могут быть применены при расчёте нестационарных периодических процессов абсорбции.

Расчёт размеров абсорбционных аппаратов

Расчет абсорбционной колонны насадочного типа.

Необходимо в начале расчета задать исходные данные. Во-первых, к ним относятся, полученные выше функции линий равновесия фаз в системе и рабочей линии, расходы газовой и жидкой фазы. Во-вторых, необходимо определить физические свойства газа и жидкости при рабочих параметрах (температуре и давлении): плотности, коэффициенты вязкости и др. В-третьих, необходимо выбрать тип насадки и задать для нее параметры размеров элементов, удельной площади поверхности, пористости слоя насадки, коэффициент извилистости.

Режимы работы колонны зависят от скоростей движения газовой смеси и жидкости (абсорбента). Газ обычно движется через насадку снизу вверх навстречу стекающей по насадке жидкости. Для характеристики движения сред в колонне рассчитывают фиктивные средние скорости движения:

$$w_{\Gamma} = \frac{G}{\rho_{\Gamma} \cdot S_K} \quad (43)$$

$$w_{жс} = \frac{L}{\rho_{жс} \cdot S_K} \quad (44)$$

где $\rho_{\Gamma}, \rho_{жс}$ – плотности газа и жидкости, кг/м³;

S_K – площадь поперечного сечения колонны, м².

Главным геометрическим параметром, влияющим на гидравлические характеристики насадок, является эквивалентный диаметр:

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \cdot \varepsilon \cdot \psi}{a} \quad (45)$$

где ε – пористость слоя насадки;

ψ – коэффициент извилистости;

a – удельная площадь поверхности насадки, м²/м³.

Удельная площадь поверхности насадки изменяется в широких пределах: для деревянных хордовых – от 50 до 100 м²/м³; для других – от 60

до $450 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Пористость или доля свободного объема насадок меняется: для хордовых – от 0,55 до 0,77; для беспорядочно уложенных керамических колец – от 0,7 до 0,8; для правильно уложенных колец – от 0,7 до 0,74.

Обычно скорость газа принимают, учитывая то, что она не должна превышать предел захлёбывания. Режим подвисяния - это режим торможения поднимающимся газом стекающей по насадке вниз жидкости при повышении скорости газа до начала подвисяния. При дальнейшем повышении скорости до предела подвисяния начинается режим захлёбывания. При скоростях газа, превышающих предел захлёбывания, течение жидкости обращается вспять и начинается унос ее газом. Работа насадочной колонны в режиме начала подвисяния считается оптимальной по образованию максимальной поверхности межфазного контакта и эффективности массоотдачи. Оценить скорость газа в колонне, соответствующую началу режима подвисяния, можно по уравнению:

$$Re = 0,045 \cdot Ar^{0,57} \cdot \left(\frac{G}{L} \right)^{0,43} \quad (46)$$

где Re – критерий Рейнольдса;

Ar – критерий Архимеда.

Определяем критерий Re_G для газа:

$$Re = \frac{w_G \cdot d_{\text{э}} \cdot \rho_G}{\mu_G} \quad (47)$$

где μ_G – коэффициент динамической вязкости газа, Па·сек.

Определим критерий Архимеда:

$$Ar = \frac{g \cdot d_{\text{э}}^3 \cdot \rho_G^2}{\mu_G^2} \cdot \frac{\rho_{\text{ж}} - \rho_G}{\rho_G} \quad (48)$$

где $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

По формуле (46) сначала определяем Re , а затем скорость газа, соответствующую началу режима подвисяния:

$$w_G = Re \cdot \frac{\mu_G}{\rho_G \cdot d_{\text{э}}} \quad (49)$$

Задаем значение скорости равное или несколько меньшее величины, найденной по формуле (49).

Определяем, задавшись значением скорости газа, площадь поперечного сечения колонны:

$$S_K = \frac{G}{\rho_{\Gamma} \cdot w_{\Gamma}} \quad (50)$$

Затем скорость жидкости, см. формулу (47).

Определяем критерий Re_{Γ} для газа:

$$Re_{\Gamma} = \frac{4 \cdot w_{\Gamma} \cdot \psi}{a \cdot \nu_{\Gamma}} \quad (51)$$

где ν_{Γ} — коэффициент кинематической вязкости, м²/сек.

Определяем критерий $Re_{жс}$ для жидкости:

$$Re_{жс} = \frac{4 \cdot w_{жс} \cdot \psi}{a \cdot \nu_{жс}} \quad (52)$$

где $\nu_{жс}$ — коэффициент кинематической вязкости, м²/сек.

Для определения коэффициента массопередачи K_Y , кг/(м²·с), который отнесен к разности $(Y - Y^*)$ относительного массодержания абсорбтива в газовой фазе, где Y^* — равновесное содержание, соответствующее содержанию абсорбата X в жидкой фазе ($Y^* = f(X)$, т.е. на линии равновесия), по формуле:

$$K_Y = \frac{1}{\frac{1}{\beta_Y} + \frac{m}{\beta_X}} \quad (53)$$

Необходимо определить коэффициенты массоотдачи β_Y — со стороны газа, кг/(м²·с), β_X — со стороны жидкости, кг/(м²·с), а также коэффициент m .

Коэффициенты массоотдачи определяют по критериальным уравнениям, полученным на основе экспериментальных данных в виде уравнений регрессии.

Коэффициент массоотдачи в газовой фазе для насадочных колонн с орошаемой насадкой определяем по уравнению:

$$Nu_{D\Gamma} = 0,407 \cdot Re_{\Gamma}^{0,655} \cdot Pr_{D\Gamma}^{1/3} \cdot \left(\frac{H}{d_{\text{э}}} \right)^{-0,47} \quad (54)$$

где $Nu_{D\Gamma} = \frac{\beta_{\Gamma} \cdot d_{\text{э}}}{D_{\Gamma}}$ — диффузионный критерий Нуссельта;

$Pr_{D\Gamma} = \frac{\nu_{\Gamma}}{D_{\Gamma}}$ — диффузионный критерий Прандтля;

β_{Γ} — коэффициент массоотдачи в газовой фазе, м/с;

D_{Γ} – коэффициент диффузии абсорбтива в газовой фазе, м²/с;

H – высота рабочей части колонны (насадки).

При первом вычислении можно положить в (47) $\left(\frac{H}{d_{\varepsilon}}\right)^{-0,47} = 1$.

После определения диффузионного критерия Нуссельта, вычисляем коэффициент массоотдачи:

$$\beta_{\Gamma} = Nu_{D\Gamma} \cdot \frac{D_{\Gamma}}{d_{\varepsilon}} \quad (55)$$

Коэффициент массоотдачи в жидкой фазе для насадочных колонн определяем по уравнению:

$$Nu_{Dж} = 0,00216 \cdot Re_{ж}^{0,77} \cdot Pr_{Dж}^{0,5} \quad (56)$$

где $Nu_{Dж} = \frac{\beta_{ж}}{D_{ж}} \cdot \left(\frac{\mu_{ж}^2}{\rho_{ж}^2 \cdot g}\right)^{1/3}$ – диффузионный критерий Нуссельта;

$\beta_{ж}$ – коэффициент массоотдачи в жидкой фазе, м/с;

$\mu_{ж}$ – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па·сек.

В качестве определяющего размера принимается приведенная толщина

пленки жидкости $\delta_{ж} = \left(\frac{\mu_{ж}^2}{\rho_{ж}^2 \cdot g}\right)^{1/3}$, м.

После вычисления диффузионного критерия Нуссельта определяем коэффициент массоотдачи:

$$\beta_{ж} = Nu_{Dж} \cdot \frac{D_{ж}}{\delta_{ж}} \quad (57)$$

Значения коэффициентов диффузии определяют по справочным данным или расчётным путём.

Для диффузии газа А в газе В (или наоборот) коэффициент диффузии, например, вычисляют по формуле:

$$D_{\Gamma} = 0,042183 \cdot \frac{T^{3/2}}{p \cdot \left(v_A^{1/3} + v_B^{1/3}\right)^2} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \quad (58)$$

где D_{Γ} – коэффициент диффузии, м²/с;

T – температура, К;

P – давление (абсолютное), Па;

M_A, M_B – молярные массы газов А и В;

v_A, v_B – молярные объёмы газов.

Для диффузии растворенного компонента (А) в жидкости (растворителе, В) коэффициент диффузии можно приближенно вычислить по формуле:

$$D_{жс} = \frac{10^{-6}}{A \cdot B \cdot \sqrt{\mu} \cdot \left(v_A^{1/3} + v_B^{1/3}\right)^2} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \quad (59)$$

где $D_{жс}$ – коэффициент диффузии, м²/с;

μ – динамический коэффициент вязкости, мПа·с;

M_A, M_B – молярные массы растворенного вещества (А) и растворителя (В);

v_A, v_B – молярные объёмы растворенного вещества и растворителя;

A, B – коэффициенты, зависящие от свойств растворенного вещества и растворителя.

В разбавленных растворах коэффициент диффузии можно вычислить по формуле:

$$D_{жс} = 7,4 \cdot 10^{-12} \cdot \frac{T \cdot \sqrt{\beta \cdot M}}{\mu \cdot v^{0,6}} \quad (60)$$

где $D_{жс}$ – коэффициент диффузии, м²/с;

M – молярная масса растворителя, г/моль;

v – молярный объём диффундирующего вещества, см³/моль;

T – температура, К;

μ – динамический коэффициент вязкости растворителя, мПа·с;

B – параметр, учитывающий ассоциацию молекул растворителя.

Коэффициенты массоотдачи $\beta_G, \beta_{жс}$ отнесены к разности массовых концентраций, кг/м³. Чтобы вычислить коэффициенты массоотдачи β_Y, β_X , которые отнесены к разности массосодержаний, надо использовать формулы:

$$\beta_Y = \beta_G \cdot \frac{P \cdot M_{ин}}{R \cdot T} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{M_{ин}}{M_K}\right) \cdot \bar{Y}} \quad (61)$$

$$\beta_X = \beta_{жс} \cdot \frac{\rho_{жс}}{1 + \bar{X}} \quad (62)$$

где $R=8310$ Дж/(моль·К) – универсальная газовая постоянная;

T – температура, К;

P – давление, Па;

$\bar{Y} = \frac{Y_1 + Y_2}{2}$ - среднее массосодержание абсорбтива в газовой фазе, кг/кг инертного газа;

$\bar{X} = \frac{X_1 + X_2}{2}$ - среднее массосодержание абсорбата в жидкой фазе.

Коэффициент m представляет отношение:

$$m = \frac{Y^*}{X} \quad (63)$$

которое определяется по линии равновесия. В формулу подставляем среднее значение коэффициента:

$$m = 0,5 \cdot \left(\frac{Y^*(X_1)}{X_1} + \frac{Y^*(X_2)}{X_2} \right) \quad (64)$$

Рассчитываем коэффициент массопередачи K_Y .

Величину рабочей поверхности границы раздела фаз, через которую происходит массопередача определим по формуле:

$$F_{ap} = \frac{G}{K_Y} \cdot n_Y \quad (65)$$

где G – расход через колонну газа-носителя (инертного), кг/с;

K_Y – коэффициент массопередачи, кг/(м²·с);

F_{ap} – величина рабочей площади массопередачи, м²;

$n_Y = \int_{Y_2}^{Y_1} \frac{dY}{Y - Y^*}$ - число единиц переноса.

Определенный интеграл при расчете n_Y вычисляется в пределах от Y_2 до Y_1 , так как при абсорбции содержание абсорбтива в газовой фазе уменьшается ($Y_2 < Y_1$). Вычисление интеграла в общем случае возможно численным методом. Для этого надо построить табличную зависимость подинтегральной функции $\frac{1}{Y - Y^*}$ от Y , пользуясь уравнениями рабочей и равновесных линий процесса, либо получая точки с графиков.

Таблица 1

Y	Y_2	...	Y_n	...	Y_1	Примечания
X	X_2	...	X_n	...	X_1	Имеется зависимость по рабочей линии процесса $Y = f(X)$
	$Y^*(X_2)$	...	$Y^*(X_n)$	...	$Y^*(X_1)$	Имеется зависимость по равновесной линии процесса
$Y - Y^*$	$Y - Y^*(X_2)$	...	$Y - Y^*(X_n)$	...	$Y - Y^*(X_1)$	
	$\frac{1}{Y - Y^*(X_2)}$	...	$\frac{1}{Y - Y^*(X_n)}$	...	$\frac{1}{Y - Y^*(X_1)}$	

n – промежуточные точки разбиения интервала $[Y_2; Y_1]$.

Процесс графического построения подинтегральной функции. Определенный интеграл графически эквивалентен площади под кривой – заштрихованная криволинейная трапеция. Эту площадь можно найти численно методом трапеций по приближенной формуле:

$$n_Y \approx \sum_K 0,5 \cdot (J_i + J_{i+1}) \cdot (Y_{i+1} - Y_i) \quad (66)$$

где K – число интервалов $[Y_i; Y_{i+1}]$ разбиения интервала $[Y_2; Y_1]$.

Определив число единиц переноса, затем определим рабочую площадь массопередачи. Она связана с геометрической площадью поверхности насадки по формуле:

$$F_{ap} = H \cdot S_K \cdot a \cdot \varphi \quad (67)$$

где произведение $H \cdot S_K \cdot a$ определяет геометрическую площадь поверхности насадки (H – высота; S_K – площадь поперечного сечения; a – удельная площадь поверхности насадки, приходящаяся на единицу ее объема);

φ – коэффициент активности насадки или смачивания. Он обычно меньше 1 ($\varphi < 1$).

При оптимальной степени орошения насадки жидкостью $\varphi \approx 1$.
Оптимальную степень орошения можно оценить по формуле:

$$U_{opt} = b \cdot a \quad (68)$$

где a – удельная площадь поверхности насадки;

b – коэффициент, величина которого, например, при абсорбции аммиака водой составляет 0,158, а при абсорбции паров органических жидкостей водой принимается равным 0,093.

Надо сопоставить величину $w_{жс} c U_{opt}$:

при $w_{жс} < U_{opt}$ величина $\varphi < 1$;

при $w_{жс} \geq U_{opt}$ величина $\varphi \approx 1$.

В первом случае можно оценить φ по формулам:

$$\varphi = 0,71 \cdot (\rho_{жс} \cdot w_{жс})^{1/3} \cdot \left(\frac{\sigma}{20} \right)^{-m}$$

для колец размером 15-35 мм, загруженных беспорядочно,

где $\rho_{жс} \cdot w_{жс} = 0,14-5,6$ кг/(м²·с) – массовая скорость жидкости;

$\sigma = 30-70$ мН/м – поверхностное натяжение жидкости;

$$m = 1,42 \cdot d^{-0,7},$$

где d – номинальный диаметр кольца, см.

$$\varphi = A \cdot (\rho_{жс} \cdot w_{жс})^{0,435} \cdot \sigma^{-n}$$

для колец Рашига и седел Берля размером 12,5-25 мм, загруженных беспорядочно, при плохой растворимости абсорбата,

где $n = b \cdot d^{-p}$;

для колец $A = 2,26$, $b = 0,83$, $p = 0,48$;

для седел $A = 0,767$, $b = 0,495$, $p = 0,98$.

Из уравнения (67) можно определить рабочую высоту насадки:

$$H = \frac{F_{ap}}{S_K \cdot a \cdot \varphi} \quad (69)$$

Для уточнения расчета следует вернуться к формуле (54), подставить полученное значение H , и повторить расчет.

Диаметр колонны определим по формуле:

$$d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot S_K}{\pi}} \quad (70)$$

5.1 Преимущества использования нетрадиционных возобновляемых источников энергии для теплоснабжения

Рациональное использование топливно-энергетических ресурсов сегодня представляет собой одну из глобальных мировых проблем, в том числе и для России. Успешное решение этой проблемы будет иметь определяющее значение не только для дальнейшего развития мирового сообщества, но и для сохранения окружающей среды. Одним из перспективных путей решения данной проблемы является применение новых энергосберегающих технологий, использующих нетрадиционные возобновляемые источники энергии (НВИЭ).

Нетрадиционные возобновляемые источники энергии - энергоресурсы, которые восполняются естественным образом и в перспективе являются практически неисчерпаемыми. К нетрадиционным возобновляемым источникам энергии относятся:

- торф;
- энергия биомассы (отходы сельскохозяйственные, лесного комплекса, коммунально-бытовые и промышленные; энергетические плантации: сельскохозяйственные культуры, древесно-кустарниковая и травянистая растительность);
- энергия ветра;
- энергия солнца;
- энергия водных потоков на суше (гидроэлектростанции мощностью менее 1 МВт: миниГЭС, микроГЭС);
- средне и высокопотенциальная геотермальная энергия (гидротермальные и парогидротермальные источники; сухие, глубоко залегающие горные породы);
- энергия морей и океанов (приливы и отливы, течения, волны, температурный градиент, градиент солености);
- низкопотенциальная тепловая энергия (почвы и грунта, зданий и помещений, сельскохозяйственных животных).

На рис. 1 приведена структура потенциального использования возобновляемых источников энергии.

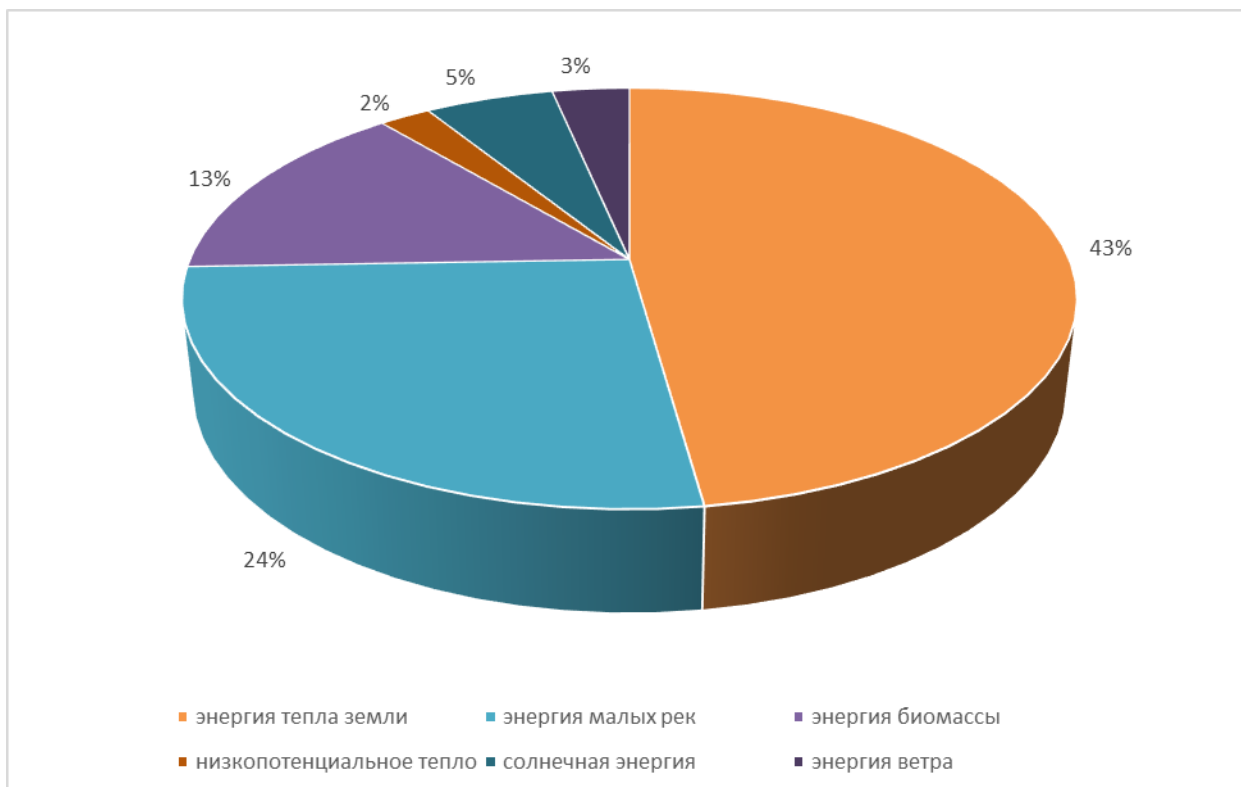


Рис 1. Диаграмма потенциального использования НВИЭ

Теплоснабжение в условиях России с ее продолжительными и достаточно суровыми зимами требует весьма больших затрат топлива, которые превосходят почти в 2 раза затраты на электроснабжение. Основными недостатками традиционных источников теплоснабжения являются низкая энергетическая, экономическая и экологическая эффективность (традиционное теплоснабжение является одним из основных источников загрязнения крупных городов). Кроме того, высокие транспортные тарифы на доставку энергоносителей усугубляют негативные факторы, присущие традиционному теплоснабжению, затраты на тепловые сети, которые являются одним из самых надежных элементов в системах централизованного теплоснабжения. Удельная аварийность для трубопроводов диаметром 1400 мм составляет одну аварию в год на 1 км длины, а для труб меньшего диаметра – около шести аварий. Если учесть, что общая протяженность тепловых сетей в России составляет 650 тыс. км, а в полной замене нуждаются 300 тыс. км, становится очевидно, что строительство и

поддержание тепловых сетей в рабочем состоянии требуют затрат, соизмеримых со стоимостью ТЭЦ или районных котельных.

В последние десятилетия истощение запасов традиционного ископаемого топлива и экологические последствия его сжигания обусловили значительное повышение интереса к нетрадиционным источникам энергии практически во всех развитых странах мира.

Преимущества технологий теплоснабжения, использующих такие источники энергии, по сравнению с их традиционными аналогами, связаны не только со значительными сокращениями затрат энергии в системах жизнеобеспечения зданий и сооружений, но и с их экологической чистотой, а также с новыми возможностями в области повышения степени автономности систем жизнеобеспечения. По всей видимости, в недалеком будущем именно эти качества будут иметь определяющее значение в формировании конкурентной ситуации на рынке теплогенерирующего оборудования.

Использование солнечной энергии возможно при применении солнечных коллекторов, а использование низкопотенциального тепла возможно с помощью тепловых насосов.

5.2 Использование тепловых насосов в системах теплоснабжения в мировой практике

Климатические характеристики стран Центральной и Северной Европы, которые вместе с США и Канадой являются главными районами использования низкопотенциального тепла земли, определяют, главным образом, потребность в отоплении (охлаждение воздуха даже в летний период требуется относительно редко). Поэтому, в отличие от США, тепловые насосы в европейских странах работают в основном в режиме отопления. В США тепловые насосы чаще используются в системах воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией, что позволяет как подогревать, так и охлаждать наружный воздух. В европейских странах тепловые насосы обычно применяются в системах водяного отопления.

За последние десять лет количество систем, использующих для тепло- и холодоснабжения зданий низкопотенциальное тепло земли посредством

тепловых насосов, значительно увеличилось. Наибольшее число таких систем используется в США, а также в Канаде и странах Центральной и Северной Европы: Австрии, Германии, Швеции и Швейцарии. Швейцария лидирует по величине использования низкопотенциальной тепловой энергии земли на душу населения. Данные, оценивающие мировой уровень использования низкопотенциальной тепловой энергии земли посредством тепловых насосов, приведены в таблице 1

Таблица 1.

Мировой уровень использования низкопотенциальной тепловой энергии земли посредством тепловых насосов

Страна	Установленная мощность оборудования, МВт	Произведенная энергия, ТДж/год
1	2	3
Австралия	24,0	57,6
Австрия	228,0	1094,0
Болгария	13,3	162,0
Венгрия	3,8	20,2
Германия	344,0	1149,0
Дания	3,0	20,8
Италия	1,2	6,4
Канада	360,0	891,0
Норвегия	6,0	31,9
Польша	26,2	108,3
Россия	1,2	11,5
Словакия	1,4	12,1
США	4800,0	12000,0
Финляндия	80,5	484,0
Франция	48,0	255,0
Швейцария	300,0	1962,0

Страна	Установленная мощность оборудования, МВт	Произведенная энергия, ТДж/год
1	2	3
Швеция	377,0	4128,0
Япония	3,9	64,0

В России тепловые насосы производят ЗАО «Энергия» (г. Новосибирск), завод «Компрессор» (г. Москва), группа компаний «Инсор» (г.Москва), ЗАО «Экомам» (г.Саратов). Новые ТН большой мощности конструкцией фирма «ЭКИП» (г.Москва). Европейскими производителями являются такие фирмы как «Valliant» (Германия), «NIBE» (Швеция), «EURONOM» (Швеция) и др. – поставляют на российский рынок широкий модельный ряд тепловых насосов.

5.3 История развития теплового насоса

Первую практическую теплонасосную систему предложил Вильям Томсон (лорд Кельвин), в 1852 г. она была названа «умножитель тепла» (рис. 2) и показывала, как можно холодильную машину эффективно использовать для целей отопления.

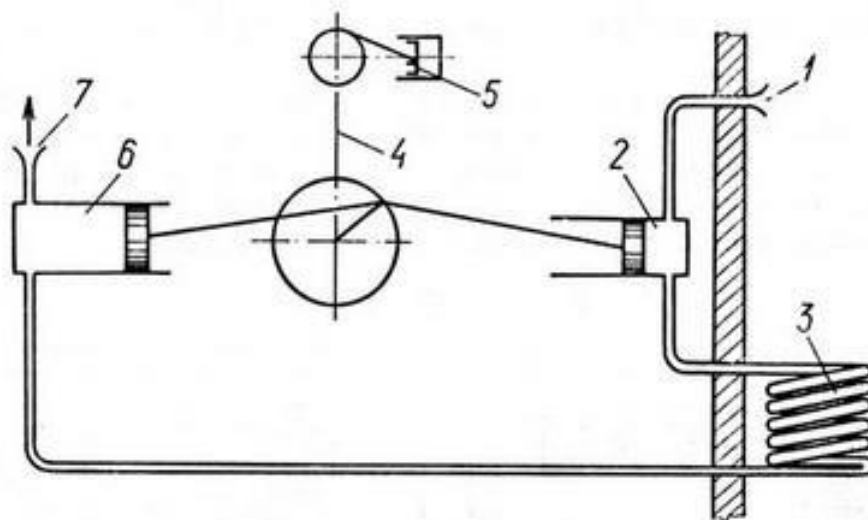


Рис. 2. Схема умножителя тепла Томсона 1852 г.: 1-окружающий воздух; 2- входной цилиндр; 3- теплообменник; 4-привод; 5-парвая машина; 6-выходной цилиндр; 7-обогреваемое помещение

В обосновании своего предложения, уже тогда, Томсон указывал, что ограниченность энергетических ресурсов не позволит непрерывно сжигать топливо в печах для отопления и что его «умножитель тепла» будет потреблять меньше топлива, чем обычные печи. Предложенный Томсоном тепловой насос использовал воздух в качестве рабочего тела. Окружающий воздух засасывался в цилиндр, расширялся, охлаждаясь от этого, а затем проходил теплообменник, где нагревался наружным воздухом. После сжатия до атмосферного давления воздух из цилиндра поступает в обогреваемое помещение, будучи нагретым до температуры выше окружающей. Фактически подобная машина была реализована в Швейцарии. Томсон заявил, что его тепловой насос способен давать необходимое тепло при использовании только 3% энергии, затрачиваемой на отопление.

Дальнейшее свое развитие теплонасосные установки получили только в 20 - 30-е годы XX века, когда в Англии была создана первая установка, предназначенная для отопления и горячего водоснабжения с использованием тепла окружающего воздуха.

Первая крупная теплонасосная установка в Европе была введена в действие в Цюрихе в 1938-1939 гг. в ней использовались тепло речной воды, ротационный компрессор и хладагент. Она обеспечивала отопление ратуши водой с температурой 60°C при мощности 175 кВт. Имелась система аккумулирования тепла с электронагревателем для покрытия пиковой нагрузки. В летние месяцы установка работала на охлаждения. В период с 1939 по 1945 года было создано еще 9 подобных установок, с целью сокращения потребления угля в стране.

5.4 Источники возобновляемой высокопотенциальной и низкопотенциальной теплоты

Анализ возможных областей внедрения технологий, использующих нетрадиционные источники энергии, в практику отечественного строительства, показывает, что наиболее эффективным направлением представляется широкое применение тепловых насосных систем, использующих в качестве повсеместно

доступного источника тепла низкого потенциала грунт поверхностных слоев земли.

При использовании тепла земли можно выделить два вида тепловой энергии – высокопотенциальную и низкопотенциальную. Источников высокопотенциальной тепловой энергии являются гидротермальные ресурсы – термальные воды, нагретые в результате геологических процессов до высокой температуры, что позволяет их использовать для теплоснабжения зданий. Однако, использование высокопотенциального тепла земли ограничено районами с определенными параметрами. В России это, например, Камчатка, район Кавказских минеральных вод; в Европе источники высокопотенциального тепла есть в Венгрии, Исландии и Франции.

В отличие от «прямого» использования высокопотенциального тепла (гидротермальные ресурсы), использование низкопотенциального тепла земли посредством тепловых насосов возможно практически повсеместно. В настоящее время это одно из наиболее динамично развивающихся направлений использования нетрадиционных возобновляемых источников энергии.

Низкопотенциальное тепло земли может использоваться в различных типах зданий и сооружений для отопления, горячего водоснабжения, кондиционирования воздуха.

Воздух

- **Наружный воздух**
- **Отводящий воздух/Рециркулирующий воздух**

Наружный воздух, будучи совершенно бесплатным и общедоступным, является наиболее предпочитаемым источником тепла.

Тем не менее, тепловые насосы, применяющие именно воздух, имеют фактор сезонной нагрузки (SPF) в среднем ниже на 10-30% по сравнению с водяными тепловыми насосами. Это объясняется следующими обстоятельствами:

- быстрым снижением мощности и производительности с падением наружной температуры;

- относительно большой разностью температур конденсации и испарения в период минимальных зимних температур, что в целом снижает эффективность процесса;

- энергозатратами на размораживание испарительной батареи и функционировании соответствующих вентиляторов.

В условиях теплого и влажного климата на поверхности испарителя в диапазоне от 0 до 6°C образуется изморось, что ведет к снижению мощности и производительности теплового насоса.

Иней уменьшает площадь свободной поверхности и препятствует прохождению воздуха. Как следствие, снижается температура испарения, что в свою очередь способствует нарастанию инея и дальнейшему неуклонному снижению производительности вплоть до возможной полной остановки агрегата вследствие срабатывания контрольного датчика низкого давления, если прежде не будет устранено обледенение.

Размораживание батареи осуществляется путем инверсии охлаждающего цикла или иными, хотя и менее эффективными способами. Энергопотребление имеет тенденцию к росту, общий коэффициент производительности COP (или трансформации тепла) сокращается с увеличением частоты размораживания. Применение специальной системы контроля, обеспечивающей размораживание по требованию (то есть, когда оно фактически необходимо), а не периодическое, может существенно повысить общую эффективность.

Тепловой насос регенерирует тепло из отводимого воздуха и обеспечивает приготовление горячей воды или теплого воздуха для отопления помещений. В этом случае, однако, требуется постоянное вентилирование в течение всего отопительного сезона или даже целого года, если предусмотрено кондиционирование помещений в летний период.

Существуют аппараты, в которых конструктивно заложена возможность использования и отводимого вентиляционного воздуха, и наружного воздуха. В некоторых случаях тепловые насосы, применяющие отводимый воздух, используются в комбинации с рекуператорами «воздух-воздух».

Вода

Подпочвенные воды есть во многих местах, они имеют достаточно стабильную температуру в диапазоне от 4 до 10 °С.

Для ее использования применяются главным образом открытые системы: подпочвенная вода, откачивается и подается на теплообменник системного агрегата, где у воды отбирается часть содержащегося в ней тепла. Вода, охлажденная таким образом, отводится в сливной колодец или поверхностные воды. Открытые системы требуют самого тщательного проектирования в целях предотвращения проблем с замерзанием, коррозией и накоплением отложений.

Большим недостатком тепловых насосов, работающих на подпочвенных водах, является высокая стоимость работ по монтажу водозабора. Кроме того, следует учитывать требования, порой весьма жесткие, местных администраций в вопросах организации сточных вод.

Речная и озерная вода с теоретической точки зрения представляется весьма привлекательным источником тепла, но имеет один существенный недостаток – чрезвычайно низкую температуру в зимний период (она может опускаться до уровня чуть выше или практически вплотную к 0 °С).

По этой причине требуется особое внимание при проектировании системы в целях предотвращения замораживания испарителя.

Морская вода в некоторых случаях является отличным источником тепла и используется главным образом в средних и крупных системах.

На глубине от 25 до 50 м морская вода имеет постоянную температуру в диапазоне от 5 до 8 °С. И, как правило, проблем с образованием льда не возникает, поскольку точка замерзания здесь от 10 до -2 °С. Есть возможность использовать как системы прямого расширения, так и системы с рассолом.

Важно использовать теплообменники и насосные агрегаты, стойкие к воздействию коррозии, и предотвращать накопление отложений органического характера в водозаборном трубопроводе, теплообменниках, испарителях и пр.

На рисунке 3 показана схема отопления при помощи теплового насоса типа «вода-вода».

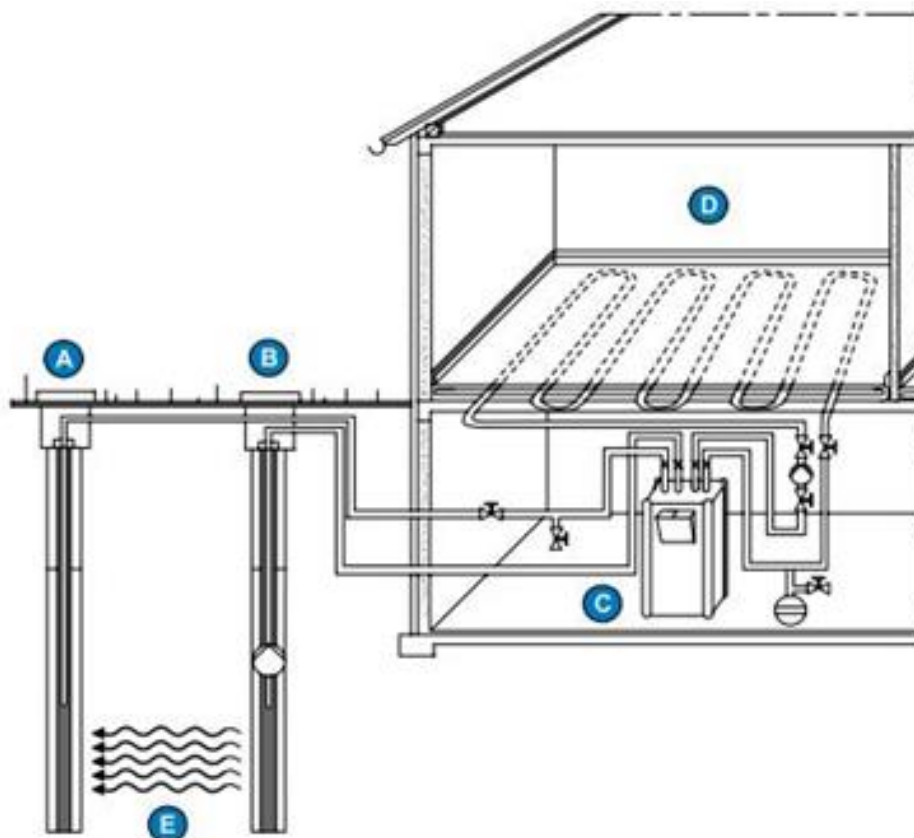


Рис. 3. Система отопления с ТН типа «вода-вода»

A – приемная скважина, B – подающая скважина, C – тепловой насос, D – напольное отопление, E – направление потока грунтовых вод

Грунт

- **Грунтовый коллектор**
- **Грунтовый зонд**
- **Траншейный коллектор**

В качестве источника низкопотенциальной тепловой энергии могут использоваться грунт поверхностных (глубиной до 400м) слоев земли.

Теплоснабжение грунтового массива в общем случае выше. Тепловой режим грунта поверхностных слоев земли формируется под действием различных факторов (рис.4).

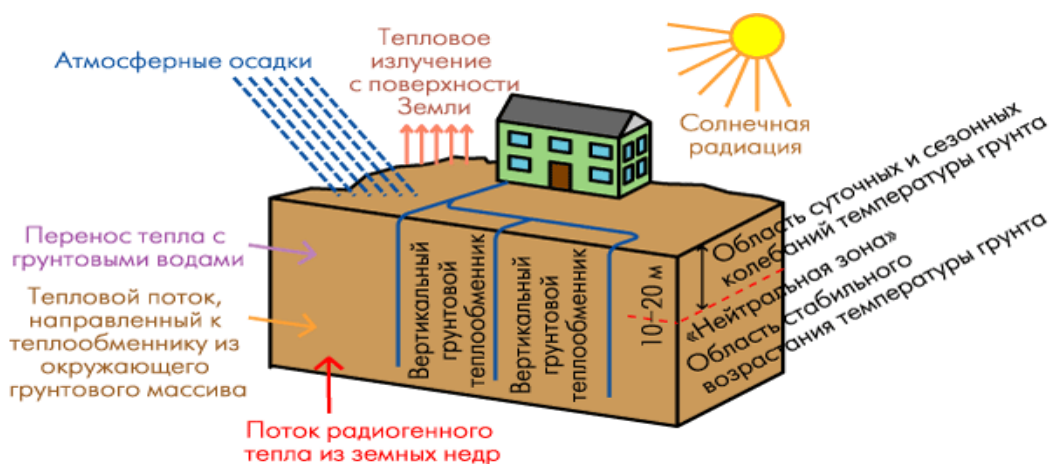


Рис.4. Факторы, влияющие на формирование температурного режима грунта

Сезонные и суточные изменения интенсивности солнечной радиации и температуры наружного воздуха вызывают колебания температуры верхних слоев грунта. Глубина проникновения суточных колебаний температуры наружного воздуха и интенсивности падающей солнечной радиации в зависимости от конкретных почвенно-климатических условий колеблется в пределах от нескольких десятков сантиметров до полутора метров.

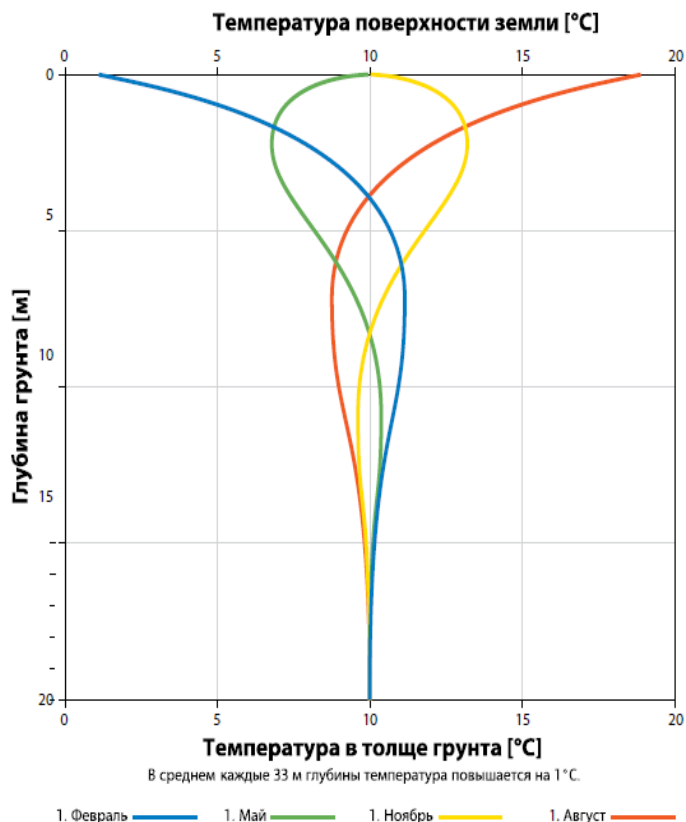


Рис. 5. График изменения температуры грунта в зависимости от глубины

В среднем каждые 100 м глубины температура повышается на 3 °С. На рис. 5 показано изменение температур в течение года в верхней части грунта до глубины 15 м. в зимнее время температура воздуха может опускаться ниже нулевой отметки, однако уже на глубине нескольких метров температура почвы уже достигает значения в среднем 10 °С.

В летнее время температура воздуха поднимается в среднем до отметки 20 °С, однако температура почвы на глубине нескольких метров имеет практически постоянную температуру 10 °С. Это также относится к переходным периодам – весне и осени. Годовые изменения температуры в почве на небольшой глубине показывают, что грунт является постоянным источником энергии.

Грунтовые теплообменники связывают теплонаносное оборудование с грунтовым массивом. Кроме «извлечения» тепла земли, грунтовые теплообменники могут использоваться и для накопления тепла (или холода) в грунтовом массиве. В общем случае можно выделить два вида систем использования низкопотенциальной тепловой энергии земли:

- открытые системы: в качестве источника низкопотенциальной тепловой энергии используются грунтовые воды, подводимые непосредственно к тепловым насосам;

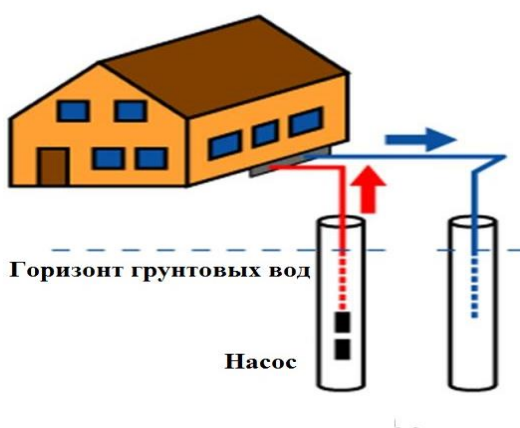


Рис. 6. Схема открытой системы использования низкопотенциальной энергии грунтовых вод (или подземных вод)

- замкнутые системы: теплообменники расположены в грунтовом массиве; при циркуляции по ним теплоносителя с пониженной относительно грунта температурой происходит «отбор» тепловой энергии от грунта и перенос ее к испарителю теплового насоса (или, при использовании теплоносителя с повышенной относительно грунта температурой, его охлаждение).

Основная часть открытых систем – скважины, позволяющие извлекать грунтовые воды из слоев грунта и возвращать воду обратно в те же водоносные слои. Обычно для этого устраиваются парные скважины (рис. 7).

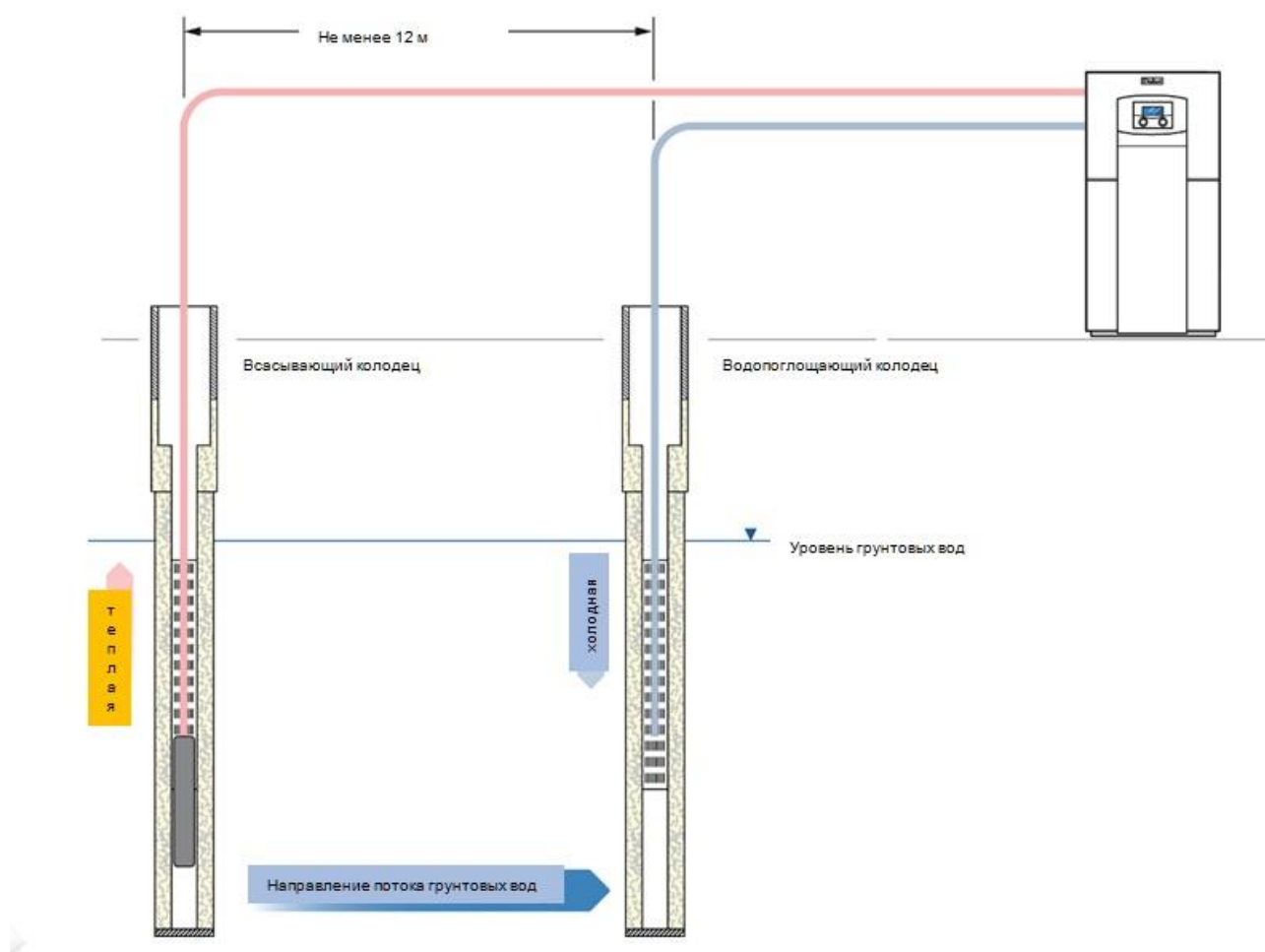


Рис. 7. Схема открытой системы использования низкопотенциальной тепловой энергии грунтовых вод

Достоинством открытых систем является возможность получения большого количества тепловой энергии при относительно низких затратах. Однако скважины требуют обсаживания. Кроме этого, использование таких систем возможно не во всех местностях. Главными требованиями к грунтовым водам являются:

- достаточная водонепроницаемость грунта, позволяющая пополняться запасам воды;

- химический состав грунтовых вод, позволяющий избежать проблем связанных с образованием отложений на стенках труб и коррозией.

Открытые системы чаще используются для теплохладоснабжения крупных зданий. Иногда к системам, использующим тепло земли, относят и системы использования НПТ открытых водоемов, естественных и искусственных. Такой подход принят в США. Системы, использующие низкопотенциальное тепло водоемов, относятся к открытым, как и системы, использующие низкопотенциальное тепло грунтовых вод.

Замкнутые системы, в свою очередь, делятся на горизонтальные и вертикальные.

Горизонтальный грунтовой теплообменник устраивается, как правило, рядом с домом на небольшой глубине (но ниже уровня промерзания грунта в зимнее время). Использование горизонтальных грунтовых теплообменников ограничено размерами имеющейся площадки.

В странах Западной и Центральной Европы горизонтальные грунтовые теплообменники обычно представляют собой отдельные трубы, положенные относительно плотно и соединенные между собой последовательно или параллельно (рис. 8а, 8б). Для экономии площади участка были разработаны усовершенствованные типы теплообменников, например, теплообменники в форме спирали, расположенной горизонтально или вертикально (рис. 8д, 8е). Такая форма теплообменников распространена в США.

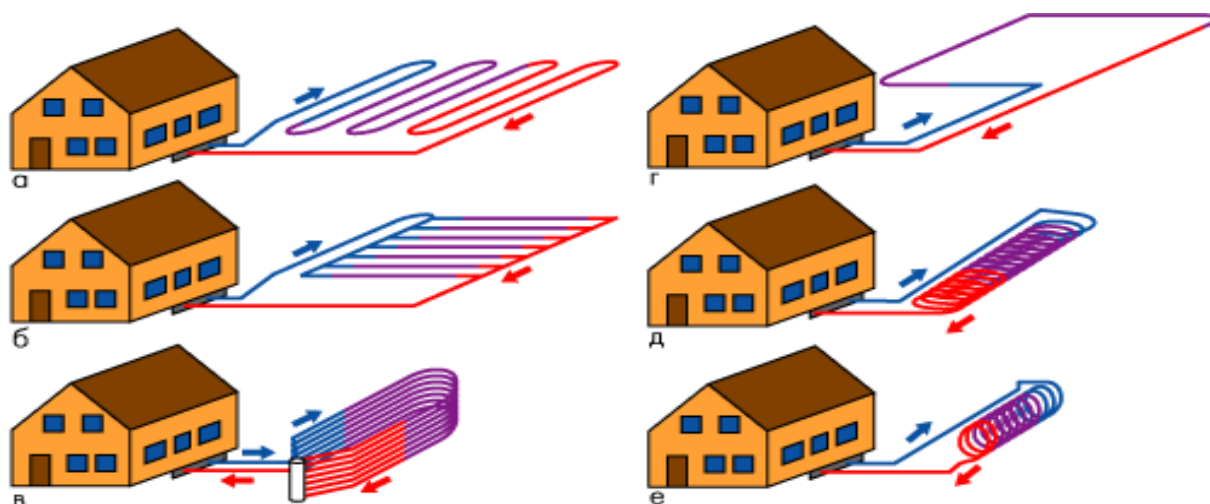


Рис. 8. Виды горизонтальных грунтовых теплообменников

а – теплообменник из последовательно соединенных труб; б – теплообменник из параллельно соединенных труб; в – горизонтальный коллектор, уложенный в траншее; г – теплообменник в форме петли; д – теплообменник в форме спирали, расположенной горизонтально («slinky» коллектор); е – теплообменник в форме спирали, расположенной вертикально

Если система с горизонтальными теплообменниками используется только для получения тепла, ее нормальное функционирование возможно только при условии достаточных теплоступлений с поверхности земли за счет солнечной радиации. По этой причине поверхность выше теплообменников должна быть подвержена воздействию солнечных лучей.

Вертикальные грунтовые теплообменники позволяют использовать низкопотенциальную тепловую энергию грунтового массива, лежащего ниже «нейтральной зоны» (10-20 м от уровня земли). Системы с вертикальными грунтовыми теплообменниками не требуют участков большой площади и не зависят от интенсивности солнечной радиации, падающей на поверхность. Вертикальные грунтовые теплообменники эффективно работают практически во всех видах геологических сред, за исключением грунтов с низкой теплопроводностью, например, сухого песка или сухого гравия. Системы с вертикальными грунтовыми теплообменниками получили очень широкое распространение.

Схема отопления и горячего водоснабжения многоквартирного жилого дома посредством теплонаносной установки с вертикальным грунтовым теплообменником приведена на рис. 9.



Рис. 9. Схема отопления и горячего водоснабжения одноквартирного жилого дома посредством теплонасосной установки с вертикальным грунтовым теплообменником

Теплоноситель циркулирует по трубам (чаще всего полиэтиленовым или полипропиленовым), уложенным в вертикальных скважинах глубиной от 50 до 200 м. Обычно используется два типа вертикальных грунтовых теплообменников (рис. 10):

- U-образный теплообменник, представляющий собой две параллельные трубы, соединенные в нижней части. В одной скважине располагаются одна или две (реже три) пары таких труб. Преимуществом такой схемы является относительно низкая стоимость изготовления. Двойные U-образные теплообменники - наиболее широко используемый в Европе тип вертикальных грунтовых теплообменников;

- коаксиальный (концентрический) теплообменник. Простейший коаксиальный теплообменник представляет собой две трубы различного диаметра. Труба меньшего диаметра располагается внутри другой трубы. Коаксиальные теплообменники могут быть и более сложных конфигураций.

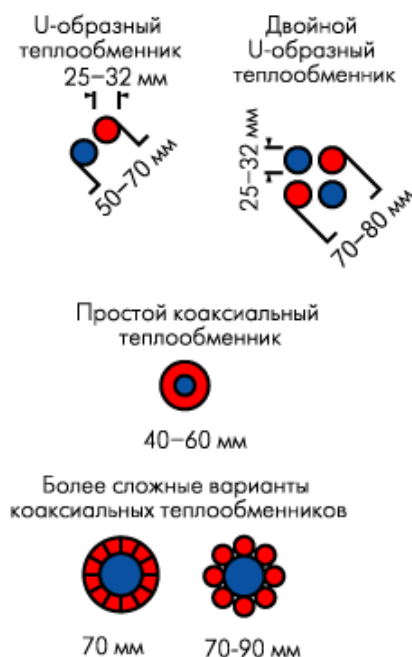


Рис. 10. Сечение различных типов вертикальных грунтовых теплообменников

Для увеличения эффективности теплообменников пространство между стенками скважины и трубами заполняется специальными теплопроводящими материалами.

Системы с вертикальными грунтовыми теплообменниками могут использоваться для тепло- и холодоснабжения зданий различных размеров. Для небольшого здания достаточно одного теплообменника; для больших зданий может потребоваться устройство целой группы скважин с вертикальными теплообменниками. Самое большое в мире число скважин используется в системе тепло- и холодоснабжения «Richard Stockton College» в США в штате Нью-Джерси. Вертикальные грунтовые теплообменники этого колледжа располагаются в 400 скважинах глубиной 130 м. В Европе наибольшее число скважин (154 скважины глубиной 70 м) используются в системе тепло- и холодоснабжения центрального офиса Германской службы управления воздушным движением («Deutsche Flug-sicherung»).

Частным случаем вертикальных замкнутых систем является использование в качестве грунтовых теплообменников строительных конструкций, например, фундаментных свай с замоноличенными трубопроводами. Сечение такой сваи с тремя контурами грунтового теплообменника приведено на рис. 11.

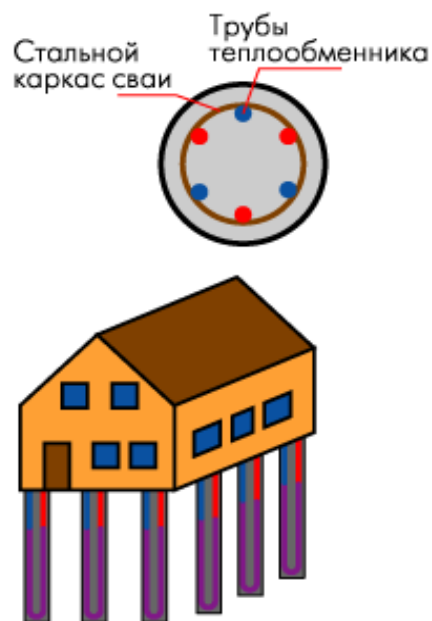


Рис. 11. Схема грунтовых теплообменников, замоноличенных в фундаментные сваи здания, и поперечное сечение такой сваи

Грунтовой массив (в случае вертикальных грунтовых теплообменников) и строительные конструкции с грунтовыми теплообменниками могут использоваться не только как источник, но и как естественный аккумулятор тепловой энергии или «холода», например, тепла солнечной радиации. Одно из перспективных направлений - использование в качестве источника низкопотенциальной тепловой энергии воды из шахт и туннелей. Температура этой воды постоянна в течение всего года. Вода из шахт и туннелей легко доступна. Если сравнивать вертикальные земляные (грунтовые) зонды и грунтовые коллекторы, то можно сделать вывод, что вертикальные трубы занимают меньше места и позволяют в некотором смысле использовать тепло, аккумулированное в летние месяцы, что дает им экономические преимущества. Исследования вертикальных U – образных трубок показали возможность значительного извлечения тепла. Горизонтальный испаритель с площади 150-200 м позволяет получить 12 кВт тепла. U – образные трубки, размещенные в скважинах диаметром 127мм и глубиной 8 м, позволяют получить 1,2 кВт только из двух скважин. Отсюда видно, что U – образные трубки снижают требуемую поверхность грунта в 10 раз по сравнению с горизонтальными.

6.1 Принцип работы теплового насоса

Тепловой насос – установка, предназначенная для повышения потенциала теплоты с низкого температурного уровня на более высокий на основе обратного термодинамического цикла. Тепловой насос работает благодаря термодинамическому циклу Карно: обратимый круговой процесс, состоящий из двух адиабатических и двух изотермических процессов.

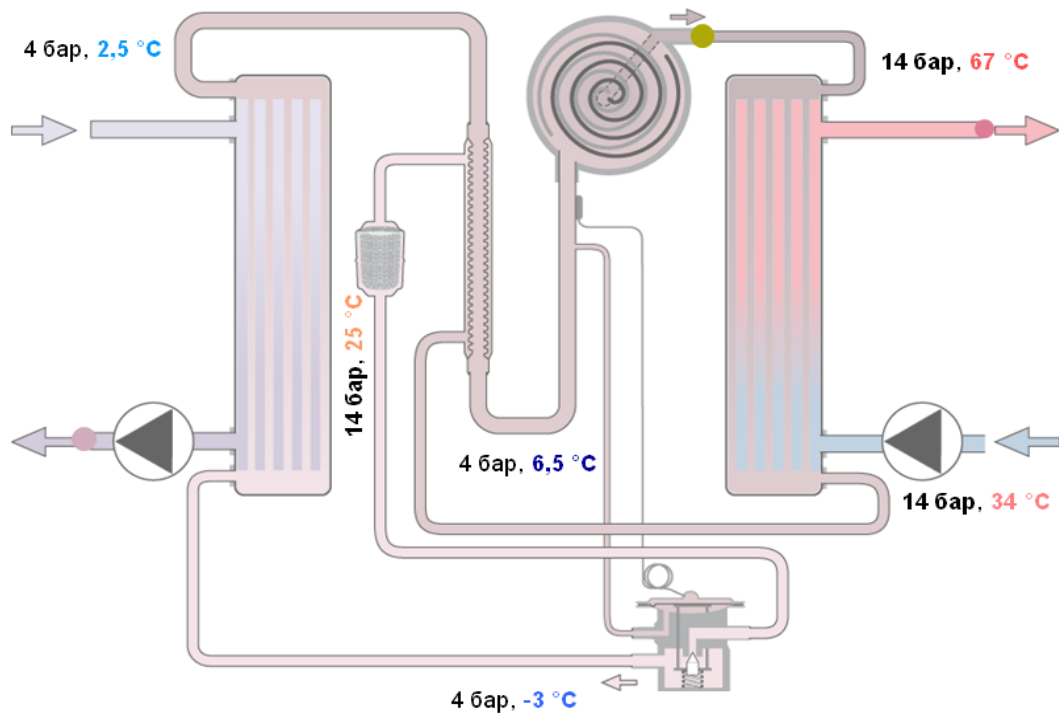


Рис. 1. Принцип работы теплового насоса

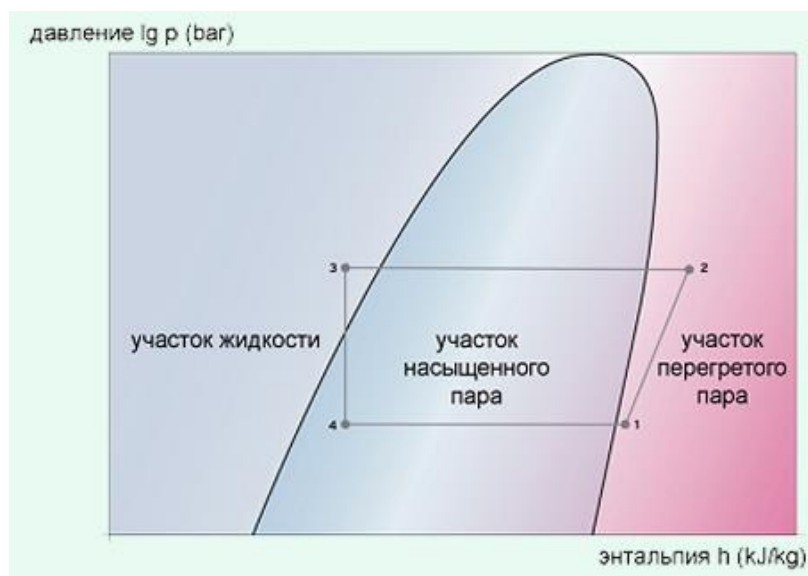


Рис. 2. Диаграмма $\lg p, h$

Согласно второму закону термодинамики, тепло поступает от тела с высокой температурой к телу с низкой температурой. Что бы «развернуть» поток тепла в тепловом насосе используются два теплообменника. В первом теплообменнике (испарителе) хладагент с низкой температурой поглощает тепло от тёплой окружающей среды (воздух, грунт или вода). Во втором теплообменнике (конденсаторе) уже горячий хладагент, после сжатия в компрессоре, передает тепло жидкости с меньшей температурой в контуре отопления. В обоих случаях выполняется закон передачи тепла от высокотемпературного источника энергии к низкотемпературному.

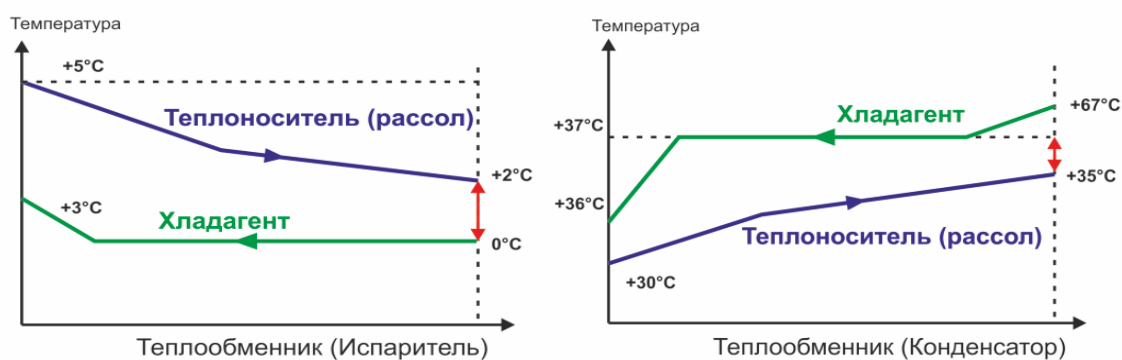


Рис. 3. Передача тепла в испарителе и в конденсаторе

Тепловой насос и вспомогательное оборудование, такое как гидравлические машины, трубопроводы для подвода и отвода теплоносителей, системы энергопитания, контроля и регулирования, составляют теплонасосную установку (ТНУ).

На рисунке 4 приведена принципиальная схема работы ТН.

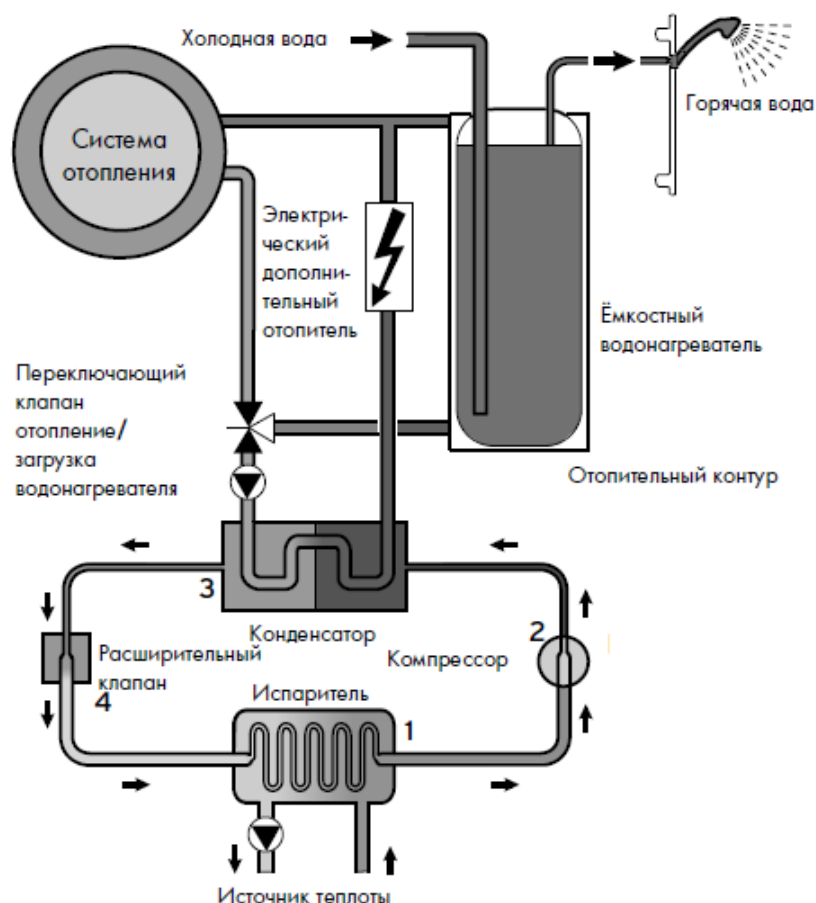


Рис 4. Принципиальная схема работы теплового насоса

Через испаритель (1) контур хладагента соединён с источником теплоты Земли и поглощает её тепловую энергию, при этом изменяется агрегатное состояние хладагента, он испаряется. Через конденсатор (3) контур хладагента соединён с системой отопления, которой он отдает тепловую энергию.

После чего хладагент снова становится жидким, он конденсируется. Поскольку тепловая энергия может переходить только от тела с более высокой температурой к телу с более низкой температурой, хладагент в испарителе должен иметь более низкую температуру, чем источник теплоты Земли. С другой стороны, температура хладагента в конденсаторе должна быть выше температуры греющей воды, чтобы обеспечить передачу тепловой энергии в этой точке. Эта разница температур в контуре хладагента достигается посредством компрессора (2) и расширительного клапана (4), которые находятся между испарителем и конденсатором.

Парообразный хладагент поступает из испарителя в компрессор и там сжимается, при этом давление и температура паров хладагента сильно возрастают. После этого процесса хладагент проходит через конденсатор, отдавая при этом свою тепловую энергию греющей воде в результате конденсации. В виде жидкости он направляется к расширительному клапану, где расширяется, при этом значительно снижается его давление и температура. Хладагент может поглотить новую тепловую энергию в испарителе. Таким образом, цикл повторяется.

Принцип работы компрессора

В двух вставленных друг в друга спиралях постоянно образуются изменяющиеся газовые полости. Одна спираль неподвижная, в то время как другая при этом эксцентрично движется. Благодаря движению пар хладагента всасывается в открытую внешнюю камеру. При продолжении движения спирали камера пара хладагента непрерывно уменьшается. В центре неподвижной спирали имеется отверстие, через которое сжатый пар через камеру давления направляется в напорный трубопровод. Спиральный компрессор ZH благодаря оптимизированному внутреннему строению имеет более высокий коэффициент мощности.

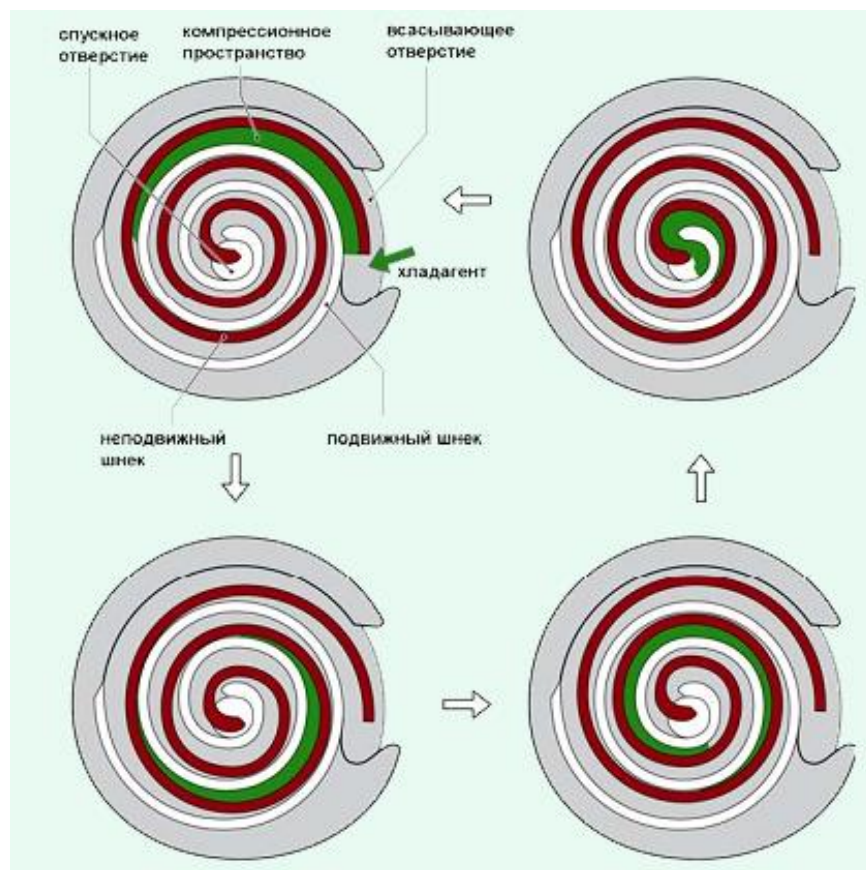


Рис. 5. Строение спирального компрессора

Поскольку спиральному компрессору рабочие клапана не нужны, то потери течения также очень незначительны. Благодаря почти непрерывному процессу сжатия возникает остающееся постоянным давление (нет газовых пульсаций). Компрессор характеризуется высокой плавностью хода и незначительной эмиссией шума. При длительной работе компрессор получит повреждение.

Рабочие жидкости для тепловых насосов

Как известно, из принципа действия теплового насоса с замкнутым циклом сжатия, для обеспечения эффективной работы требуется рабочая жидкость. Эти жидкости также называют: хладонами, фреонами, хладагентами. Они обеспечивают стабильную работу и высокую эффективность ТН с заданными параметрами.

Рабочие вещества кипят при атмосферном давлении с низкими (как правило, отрицательными) температурами. Они называются «хладагентами»

(русский термин) или фреонами (международный термин) и обозначаются буквой R (от англ. слова Refrigeration – охлаждение) или буквой H (от англ. слова Heat – нагрев), иногда RH.

В качестве рабочих жидкостей могут быть использованы природные жидкости – это вещества, содержащиеся в биосфере в естественном состоянии. Как правило, они не имеют негативного влияния на окружающую среду, поэтому их применение может быть хорошей альтернативой хлорсодержащим фреонам. Примерами природных рабочих жидкостей являются: аммиак (NH_3), углеводород (например, пропан), диоксид углерода (CO_2), воздух и вода. Некоторые из природных рабочих жидкостей являются горючими или токсичными, поэтому их применение весьма ограничено.

Аммиак (NH_3) является широко распространенным во многих странах как рабочая жидкость в средних и крупных тепловых насосах. Аммиак имеет высокую горючесть, поэтому существуют строгие правила и нормы при использовании его как хладагента в теплонасосных системах. Как правило, аммиак используют в системах высокого давления позволяющие достичь температуры конденсации до $78\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Углеводороды - горючие рабочие жидкости с хорошими термодинамическими свойствами. В настоящее время, пропан, пропилен, бутан, изобутан и этан рассматриваются инженерами как перспективные рабочие жидкости для использования в теплонасосных системах. В связи с высокой горючестью углеводородов необходимы усиленные меры безопасности и особые конструкции теплонасосного и холодильного оборудования.

Вода является отличной рабочей жидкостью для высокотемпературных промышленных тепловых насосов благодаря её высоким термодинамическим свойствам. Также вода не является горючей и токсичной, обычно ее используют в открытых и полуоткрытых системах и довольно редко в замкнутых системах. Рабочая температура находится в диапазоне от $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Недостатком воды является низкая теплоемкость, по сравнению с традиционными хладагентами,

это требует применения мощных компрессоров, особенно в диапазоне низких температур.

Диоксид углерода по своим экологическим свойствам не хуже аммиака, но является нетоксичным, негорючим, неядовитым, химически инертным по отношению к металлам вещества. Однако, термодинамические свойства CO₂ как рабочей жидкости невысоки и требуют особых подходов к конструированию тепловых насосов.

Традиционно, наиболее распространенные рабочие жидкости для тепловых насосов являются:

- R12 (хлорфторуглерод CFC-12) - малая и средняя температуры (максимальная температура 80 °C);
- R114 (хлорфторуглерод CFC-114) - высокая температура (максимальная температура 120 °C);
- R500 (фреон R500) - средняя температура (до 80 °C);
- R502 (фреон R500) - низкая и средняя температуры (максимальная температура 55 °C);
- R22 (хлорфторуглеводород HCFC-22), применяется практически во всех обратимых и низкотемпературных тепловых насосах (максимальная температура 55 °C).

CFC (хлорфторуглероды), в связи с высокой химической активностью и содержанием в своем составе хлора, вредны для окружающей среды. Данные рабочие жидкости оказывают сильное разрушающее воздействие на озоновый слой атмосферы Земли, а также имеют высокий потенциал глобального потепления.

CFC относятся к группе запрещенных хладагентов. Это означает, что они запрещены к использованию в новых объектах. Однако, по-прежнему разрешено их использование в существующих холодильных и теплонасосных установках. Эта группа включает в себя следующие хладагенты: R11, R12, R13, R113, R114, P115, R500, R502, R13B1.

Общее требование к модернизированным тепловым насосам при переходе на альтернативные рабочие жидкости заключается в том, что такие установки должны обладать более высокой надежностью и экономической целесообразностью, чем системы, использующие CFC хладоны. Так же тепловые насосы должны обладать высокой энергетической эффективностью, чтобы теплонасосные системы оставались интересны с точки зрения энергосберегающей альтернативы традиционным видам получения энергии.

HCFC (гидрохлорфторуглероды) также содержат в своем составе хлор, но имеют гораздо более низкий потенциал разрушения озонового слоя, чем CFC (около 2-5% от показателей R12). Хладагенты группы HCFC являются, так называемыми переходными рабочими жидкостями. Они предназначены только для модернизации теплонасосных систем. В группу входят следующие хладагенты: R22, R401, R402, R403, R408 и R409.

Таблица 1.

График поэтапного отказа от HCFC и CFC

Дата	Меры контроля
1	2
1 января 1996 г.	CFC запрещено к использованию; использование HCFC заморожено на уровне 1989 г. HCFC + 2,8 % в 1989 г. от уровня потребления CFC (базовый уровень)
1 января 2004 г.	использование HCFC сократилось на 35% ниже базовых уровней
1 января 2010 г.	использование HCFC сократилось на 65%
1 января 2015 г.	использование HCFC сократилось на 90%
1 января 2020 г.	использование HCFC прекращено

Таблица 1 показывает поэтапный отказ от CFC и HCFC для промышленно развитых стран, который был согласован в рамках Монреальского протокола его поправок и корректировок. От применения HCFC в промышленно развитых

странах планируется отказаться к 2020 году и отказаться во всем мире к 2040 году.

HFC (гидрофторуглероды) рассматриваются в промышленности как перспективные альтернативные хладагенты. Данные рабочие жидкости не содержат хлора. В группу HCF входят такие хладоны как: R134a, R152a, R32, R125 и R-507. Однако эти хладагенты все же не полностью безопасны для окружающей среды, так как их применение способствует глобальному потеплению. Особенностью этих рабочих жидкостей является то, что традиционные минеральные смазочные масла не растворяются в них, поэтому необходимо использовать сложные эфирные масла для корректной работы ТН.

Хладагент R134a по своим теплофизическим свойствам схож с фреоном R12. Коэффициент преобразования теплового насоса с R134a будет практически такой же, как для R12 при низкой температуре кипения (ниже -1°C). С ростом температуры кипения коэффициент преобразования будет снижаться.

Хладагент R152a используется, главным образом, как один из компонентов в смеси R-500, но он также успешно применяется в ряде малых теплонасосных систем и бытовых холодильниках.

Хладон R32 обладает невысокой горючестью, а также практически не способствует глобальному потеплению. Он рассматривается как заменитель фреону R22 в области кондиционирования, тепловых насосах и в промышленном холодильном оборудовании. Благодаря малой горючести R32 применяют в смесях как основной компонент.

Смеси представляют собой хорошую альтернативу для замены фреонов CFC и HCFC. Смесь состоит из двух или более чистых рабочих жидкостей, и может быть азеотропная, азеотропной или близкой к азеотропной. Азеотропной смеси испаряются и конденсируются при постоянной температуре, остальные в определенном диапазоне температур (температура скольжения). Температура скольжения может быть использована для повышения производительности, но для этого требуется изменение конструкции оборудования.

Новое поколение смесей для замены R502 и R22 не содержат в своем составе хлор. R410a и R 407C наиболее распространенные хладоны, используемые в долгосрочных перспективных объектах, они призваны, в конечном итоге, заменить все хлорсодержащие рабочие жидкости.

Хладагент R 407C представляет собой смесь гидрофторуглеродов R32 (23%), R125 (25%) и R134a (52%). По своим эксплуатационным характеристикам хладон R 407C очень близок к R-22, что позволяет осуществлять замену многих агрегатов, работающих на R-22. В таблице 1.3 приведены некоторые технические характеристики хладагента R 407C [15].

Таблица 2.

Технические характеристики хладагента R 407C

Характеристика	Единица измерения	Значение
1	2	3
Относительная молекулярная масса	г/моль	86,2
Температура кипения при 1 атм	°C	-25,6
Плотность насыщенных паров при температуре кипения	кг/м ³	4,5
Плотность насыщенной жидкости при 25 °C	кг/дм ³	1,1
Критическая температура	°C	86,2
Критическое давление	кг/см ²	48,3
Температурный перепад	°C	-11,4
Пределы воспламенения на воздухе		нет
Потенциал разрушения озона (ODP)		0,000
Влияние на глобальное потепление (HGWP)		0,34

Фазовый переход рабочей среды

Если температура жидкости повысилась до точки кипения, то наступает переходная фаза. Во время этой «паузы» жидкая и газообразная (пар) фаза рабочей среды существуют одновременно. Этот процесс продолжается, пока вся жидкость не превратится в пар. Всё поглощённое тепло уходит на испарение и не вызывает рост температуры. Это тепло называют скрытой теплотой, и его количество у различных веществ различно. Хотя это тепло и называют скрытым, согласно закону сохранения энергии оно никуда не девается. Всё поглощенное во время испарения (кипения) тепло, затем выделяется при конденсации, т.е. обратном фазовом переходе из пара в жидкость.

Использование фазового перехода, дает возможность значительно увеличить эффективность теплового насоса. Рабочая жидкость контура теплового насоса во время изменения фазы поглощает/выделяет значительно больше тепла, чем при изменении только температуры.

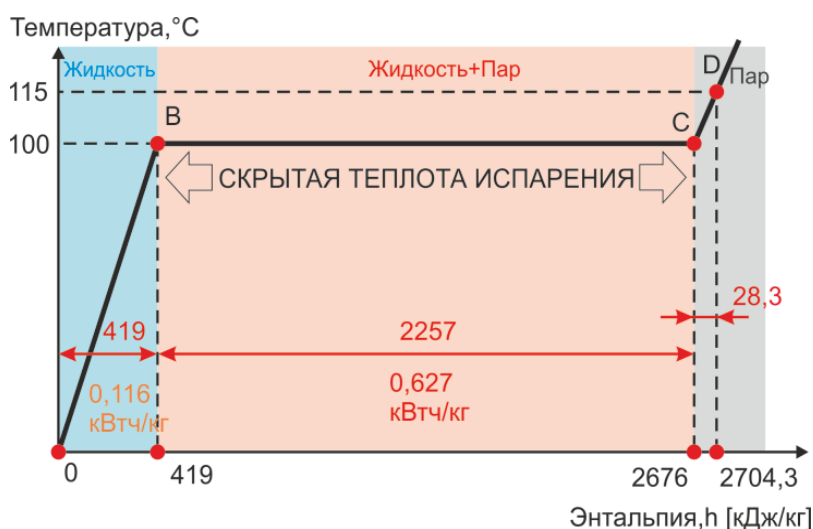


Рис. 6. Скрытая теплота парообразования воды

Температура испарения и конденсации рабочей среды

Температура, при которой рабочая среда конденсируется или испаряется, зависит от давления. Сжимая газообразный хладагент, компрессор так же значительно повышает давление. При большом давлении процесс конденсации происходит при относительно высоких температурах, позволяя отдавать тепло в конденсаторе теплового насоса в систему отопления.

В свою очередь, низкое давление рабочей среды приводит к тому, что хладагент может закипать при довольно низкой температуре. Этому способствует так же основное свойство рабочей жидкости. Хладагент испаряется, а значит и поглощает тепло, при температуре -50°C в условиях атмосферного давления. Благодаря этому свойству хладагента и соответствующему давлению тепловой насос может отбирать тепло из окружающей среды даже при температуре -20°C и отдавать тепло с температурой 60°C . В природе это явление можно сравнить с кипением воды в горах при разряженном воздухе. На высоте 3 000 м давление составляет 0,7 бар. В таких условиях вода кипит уже при температуре 90°C . На уровне моря, при атмосферном давлении равном 1 бар, вода кипит при температуре 100°C . С увеличением давления, увеличивается и температура кипения воды.

6.2. Расчет термодинамического цикла теплового насоса.

Теплонасосные циклы

Для расчета цикла теплового насоса необходимо по заданным внешним условиям - параметрам низкотемпературного источника и уровню подогрева теплоносителя для потребителей выбрать хладагент.

Затем построить цикл теплового насоса в диаграмме s - T или $i(h)$ - $\lg P$, используя диаграмму состояния выбранного хладагента.

При построении цикла в диаграммах удобно одновременно следить за изменением состояния хладагента по схеме работы установки. Рассмотрим схему и методику расчета одноступенчатых теплонасосных установок.

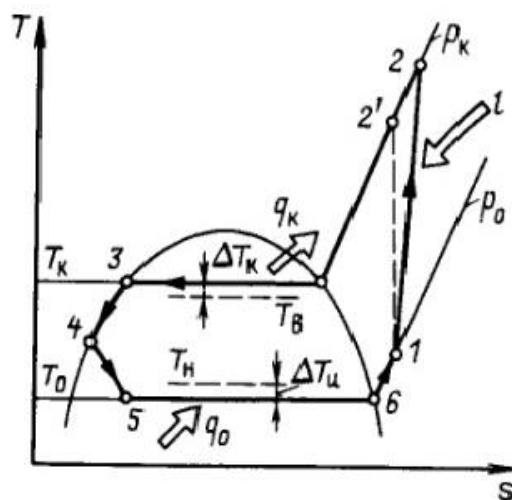


Рис. 7. Схема работы реальной одноступенчатой парожидкостной компрессорной установки на s - T диаграмме

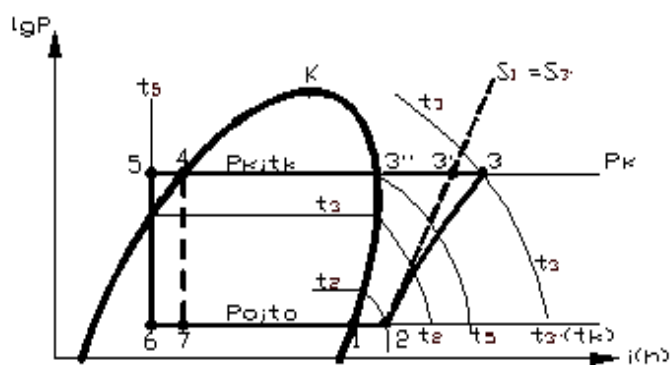


Рис. 8. Процесс работы реальной одноступенчатой парожидкостной компрессорной установки на $i(h)$ - $\lg P$ диаграмме

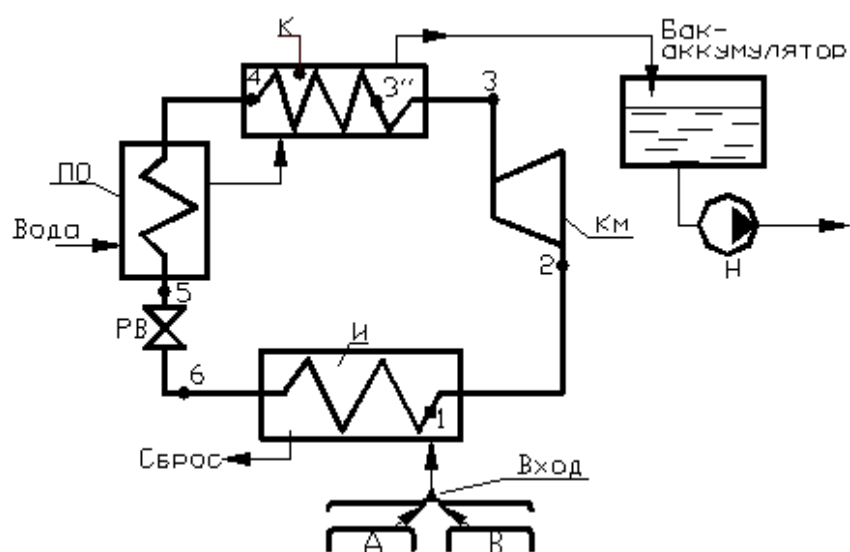


Рис. 9. Схема работы реальной одноступенчатой парожидкостной компрессорной установки

На схеме теплового насоса (рис. 9) цифры относятся к различным состояниям хладагента в соответствии с диаграммами, а буквенные обозначения соответствуют следующим деталям установки:

- И – испаритель теплового насоса;
- K_m – компрессор;
- К – конденсатор;
- ПО – переохладитель или, точнее, охладитель жидкого агента после конденсатора;
- РВ – дроссель (часто выполнен как регулирующий вентиль, которым можно, меняя степень дросселирования, изменять давление и, следовательно, температуру кипения в испарителе);
- Н – насос, подающий воду, нагретую в конденсаторе, к тепловому потребителю. Показан вход холодной воды в переохладитель, затем вода поступает в конденсатор, после которого подается в бак-аккумулятор;
- А и Б – низкопотенциальные источники теплоты.

1.5. Методика расчета параметров и показателей эффективности циклов теплового насоса

По номерам точек на рис. 7, 8, 9 можно проследить ход всех процессов в теплонасосном цикле. Точка 1 на диаграммах и на схеме соответствует состоянию сухого насыщенного пара, образовавшегося в результате полного испарения жидкой фазы хладагента в испарителе (И) теплового насоса. Кипение рабочего вещества в испарителе происходит при постоянном давлении P_0 (изобарический процесс) и постоянной температуре t_0 . Теплота парообразования отбирается от источников А или Б, имеющих невысокую температуру. Давление обычно выбирают близкое к атмосферному.

Перегрев пара от точки 1 до точки 2 происходит в трубопроводах, идущих к компрессору K_m . Процесс 1-2 – изобара с подъемом температуры до перегрева t_2 (на диаграммах обычно температуры наносятся в $^{\circ}\text{C}$). Перегрев на 5, 10 и более градусов предусматривается в расчете схемы для обеспечения надежной работы

компрессора, согласно методическому указанию по расчету тепловых насосов для теплоснабжения.

Далее происходит сжатие в компрессоре (процесс 2-3) по линии, которая в реальном случае может быть названа «политропной». Для определения положения конечной точки 3 после сжатия в реальном компрессоре удобно воспользоваться сначала линией сжатия для идеального компрессора (2-3'), которая представляет собой изоэнтропу (идеальный компрессор сжимает адиабатически с энтропией $s_2=s_{3'}=\text{const}$). Линии постоянных энтропий позволяют в любых координатных диаграммах найти точку 3' на пересечении изоэнтропы 2-3' с изобарой конденсации P_k . Давление P_k определяется по требуемой температуре нагрева теплоносителя для теплового потребителя.

Перейти от точки 3' к точке 3 помогает индикаторный КПД сжатия реального компрессора η_i . Этот КПД можно рассчитать с достаточной точностью по приблизительной оценке:

$$\eta_i \approx \frac{T_0}{T_k}, \quad (1)$$

где T_0 и T_k – соответственно температуры испарения и конденсации, К.

В идеальном компрессоре при сжатии энтальпия рабочего вещества изменяется на

$$\Delta i_{ид} = i_{3'} - i_2, \quad (2)$$

а в действительном компрессоре она возрастает на

$$\Delta i_{\delta} = \frac{\Delta i_{ид}}{\eta_i}. \quad (3)$$

Таким образом, энтальпия точки 3:

$$i_3 = i_2 + \Delta i_{\delta} = i_2 + \frac{i_{3'} - i_2}{\eta_i} = i_2 + \frac{i_{3'} - i_2}{\frac{T_0}{T_k}}, \text{ кДж/кг.} \quad (4)$$

Перегретый пар в состоянии 3 подается с достаточно высокой температурой t_3 в конденсаторе, где сначала охлаждается по изобаре до сухого насыщенного состояния (точка 3'') и затем конденсируется до жидкого состояния (точка 4), отдавая при этом суммарную тепловую энергию q_k . Величина q_k равна сумме энергии, полученной при кипении хладагента в испарителе, q_0 и энергии,

эквивалентной работе сжатия хладагента в реальном компрессоре, l_v . Работа сжатия хладагента называется внутренней работой l_v и определяется по разнице энтальпий

$$l_v = i_3 - i_2. \quad (5)$$

Таким образом, теплота, отданная в конденсаторе хладагентом и полученная теплоносителем,

$$q_k = q_0 + l_v = i_3 - i_4, \text{ кДж/кг}. \quad (6)$$

К этой энергии добавляется и энергия, получаемая теплоносителем от жидкого рабочего агента в охладителе ПО, в котором температура хладагента снижается от температуры конденсации до температуры точки 5. Температура точки 5 определяется в зависимости от температуры воды на входе в ПО. На диаграмме i -lgP точка 5 определится как точка пересечения изотермы t_5 с изобарой P_k .

В результате, хладагент может передать теплоносителю суммарную теплоту $q_{т.н.}$

$$q_{т.н.} = q_k + q_{ПО} = i_3 - i_5, \text{ кДж/кг}. \quad (7)$$

Сконденсированная и охлажденная жидкость находится под давлением P_k . Для снижения давления до P_0 жидкий хладагент проходит через дроссельный регулирующий вентиль РВ, при этом снижается и температура хладагента.

Процесс дросселирования проходит практически адиабатно, поэтому с большой точностью процесс 5-6 считают изоэнтальпийным, т.е. $i_5 = i_6 = \text{const}$. Точка 6 находится на пересечении изоэнтальпийной линии (в координатах i -lgP это вертикаль) с изобарой P_0 . При этом хладагент частично испаряется.

В испарителе жидкость кипит с температурой t_0 (ниже, чем температура низкопотенциального источника), отбирая теплоту парообразования от теплоотдатчика:

$$q_0 = i_1 - i_6, \text{ кДж/кг}. \quad (8)$$

Охладитель рабочего агента ПО нагревает теплоноситель перед подачей в конденсатор, а также обеспечивает большую разность энтальпий точек 1 и 6 по сравнению с разностью энтальпий точек 1 и 7 в случае дросселирования без ПО.

Расчет цикла теплового насоса нужно выполнять в следующей последовательности:

1. Определить тепловую нагрузку для теплового насоса $Q_{\text{тн}}$ или $Q_{\text{в}}$, кВт.
2. Изобразить принципиальную схему теплонасосной установки.
3. Выбрать температурные напоры между греющими и нагревательными средами в конденсаторе и испарителе. Как правило, температурные напоры принимают порядка 3...7 градусов.
4. Выбрать по заданным условиям хладагент.
5. По температуре нагреваемой среды перед охладителем ПО определить температуру охлаждения жидкого рабочего агента (на 3...5 градусов теплее входящей воды) (точка 5).
6. Выбрать температуру перегрева (точка 2) рабочего агента на 5...10 градусов выше температуры t_0 (точка 1).
7. Оценить КПД сжатия реального компрессора по формуле (1).
8. Нанести все процессы цикла на термодинамическую диаграмму выбранного хладагента (рабочего агента). Построив цикл, определить параметры всех характерных точек.
9. Определить коэффициент трансформации или преобразования тепла – μ .

Этот коэффициент показывает отношение теплопроизводительности теплового насоса к затраченной для этого работе:

$$\mu = \frac{q_{\text{т.н.}}}{l}, \quad (9)$$

где $q_{\text{т.н.}}$ – теплопроизводительность теплового насоса, кДж/кг;

l – работа, затраченная в тепловом насосе с учетом всех потерь на устройстве привода, кДж/кг,

$$l = \frac{l_{\text{в}}}{\eta_{\text{эм}}}, \quad (10)$$

где $\eta_{\text{эм}}$ – КПД привода, ~0,9.

Таким образом μ можно рассчитать по формуле:

$$\mu = \frac{q_{\text{т.н.}}}{l} = \frac{i_3 - i_5}{i_3 - i_2} \eta_{\text{эм}}. \quad (11)$$

В числителе дроби – разность энтальпий включает теплоту парообразования q_0 и теплоту, эквивалентную внутренней работе компрессора, а в знаменателе – только затраты работы (с учетом $\eta_{эм}$). Таким образом, коэффициент трансформации тепла (иногда его называют коэффициентом тепловой эффективности или коэффициентом преобразования теплового насоса) получается больше единицы, т.е. тепловая эффективность $>100\%$. Однако не следует путать коэффициент трансформации с КПД установки.

10. Определить КПД теплового насоса, или КПД теплонасосного цикла (КПД эксергетический).

КПД теплового насоса равен отношению работы, затрачиваемой для производства единицы тепла в идеальной установке (по идеальному обратимому циклу Карно) к затрате работы на то же количество тепла в реальном цикле.

Понятие «эксергия» обозначает эквивалент работы, которую можно получить в идеальном прямом цикле Карно. Эксергия для теплового насоса (процесс в обратном цикле) покажет количество затрачиваемой работы в цикле Карно для передачи тепла к теплоприемнику при данных наружных условиях.

По определению КПД теплового насоса следует:

$$\eta_{т.н.} = \frac{\mathcal{E}_в^{ид}}{\mathcal{E}_{т.н.}}, \quad (12)$$

где $\mathcal{E}_в^{ид}$ – удельная затрата работы в идеальном цикле Карно для передачи единицы тепла «верхнему» источнику;

$\mathcal{E}_{т.н.}$ – удельная затрата работы в действительном тепловом насосе.

Определим величины $\mathcal{E}_в^{ид}$ и $\mathcal{E}_{т.н.}$. T_n и T_v – соответственно температуры «нижнего» и «верхнего» источников. Для теплового насоса – это температура низкопотенциального поставщика тепла к испарителю и температура нагретого в конденсаторе теплоносителя для потребителя.

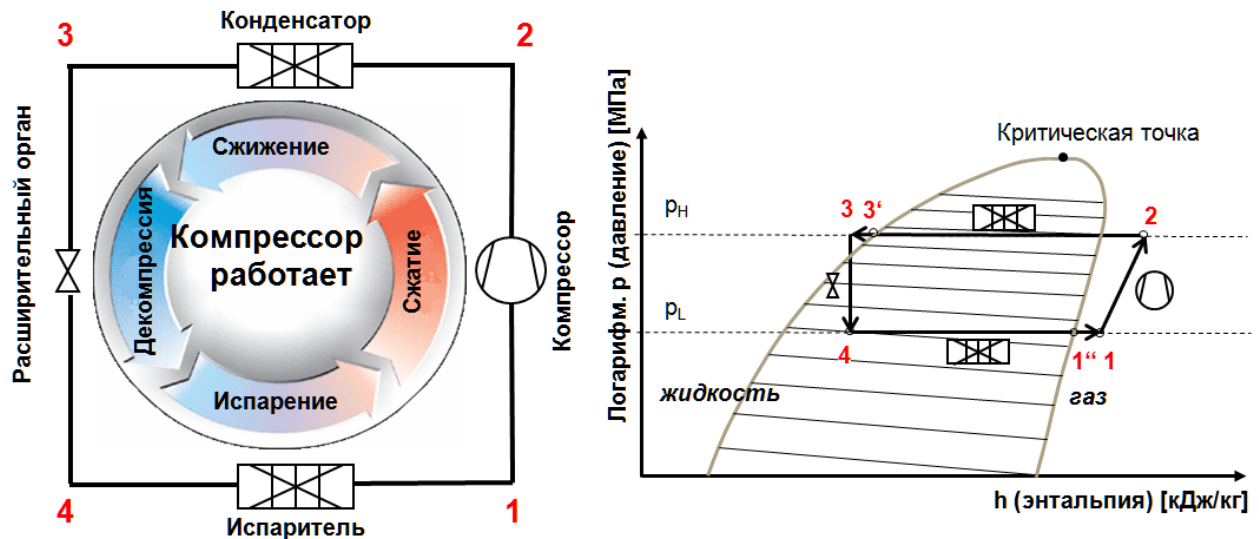


Рис. 10. Цикл Карно

В s - T координатах цикл Карно представляет собой прямоугольник. В обратном (теплонасосном) цикле теплота, отдаваемая верхнему источнику равна площади $T_g \cdot \Delta s$, а работа цикла равна площади между температурами T_H и T_B .

Таким образом, удельная затрата работы в идеальном цикле:

$$\mathfrak{E}_g^{ud} = \frac{l^{ud}}{q_g} = \frac{(T_g - T_H) \Delta s}{T_g \cdot \Delta s} = 1 - \frac{T_H}{T_g}, \quad (13)$$

т.е. удельная работа цикла Карно является функцией только температур верхнего и нижнего источников. Удельный расход работы реального теплового насоса:

$$\mathfrak{E}_{m.n.} = \frac{l}{q_{m.n.}} = \frac{i_3 - i_2}{(i_3 - i_5) \eta_{эм}}. \quad (14)$$

Обратная величина удельной работы является коэффициентом трансформации тепла:

$$\frac{1}{\mathfrak{E}_{m.n.}} = \frac{q_{m.n.}}{l} = \mu. \quad (15)$$

Таким образом, КПД теплового насоса определяется по формуле:

$$\eta_{m.n.} = \frac{\mathfrak{E}_g^{ud}}{\mathfrak{E}_{m.n.}} = \left(1 - \frac{T_H}{T_g}\right) \frac{1}{\mathfrak{E}_{m.n.}} = \left(1 - \frac{T_H}{T_g}\right) \mu. \quad (16)$$

Следует иметь в виду, что температуры нижнего и верхнего источников T_H и T_B соответствуют температурам потоков А или Б и температуре воды после конденсатора.

10. Выбрать мощность электроприводов для компрессоров

$$N_{\text{э}} = \text{Э}_{\text{т.н.}} \cdot Q_{\text{т.н.}} \quad (17)$$

где $Q_{\text{т.н.}}$ – тепловая нагрузка теплового насоса, кВт;

$\text{Э}_{\text{т.н.}}$ – удельный расход работы реального теплового насоса.

Мощность электродвигателя выбирают с запасом на 10...15% от расчетной величины.

12. Определить величину теплообменных поверхностей для испарителей и конденсаторов теплового насоса.

13. Рассчитать эффективность применения теплового насоса. Для этого необходимо связать количество тепла, полученное от теплового насоса, с затратой электрической (механической) энергии для привода компрессора.

Полученную теплоту переводят в эквивалентное количество сэкономленного топлива, подсчитывают экономию в ценах на топливо, например, для альтернативной котельной. Затраты на привод теплового насоса подсчитывают, переводя работу электропривода в киловатт-часы и умножая их количество на стоимость единицы электроэнергии. Сопоставление экономии и затрат на этом не завершается, т.к. на альтернативной котельной кроме топлива есть затраты на электроэнергию, персонал и др. эксплуатационные расходы.

7.1 Работа гелиоустановки совместно с резервным котлом

При работе гелиоустановки в часы незначительного солнечного излучения, для поддержания заданной температуры теплоносителя устанавливают резервный котел. Принципиальная схема такой установки показана на рисунке 1.

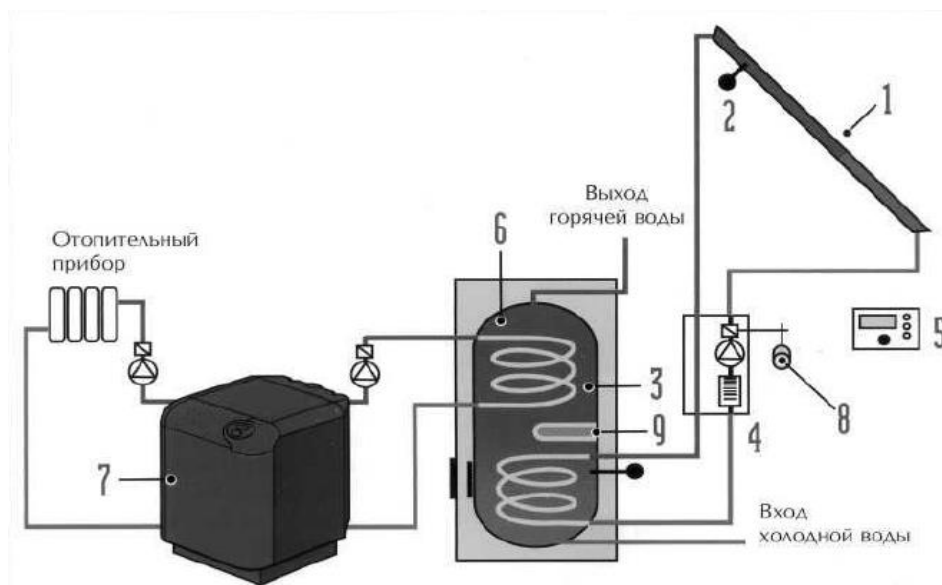


Рис. 1. Принципиальная схема гелиоустановки с резервным котлом

1 – солнечный коллектор; 2 – датчик температуры поглощающей панели; 3- бак-накопитель; 4- гидравлическая группа; 5 – контролер работы солнечной панели; 6 – уровень разбора горячей воды; 7 – котел; 8 – расширительный бак мембранного типа, 9 – ТЭН

Солнечная энергия трансформируется в тепловую в солнечном коллекторе и циркулирующий в коллекторе теплоноситель нагревается. Нагретый теплоноситель циркуляционным насосом (который включается при достижении определенной температуры) подается в нижний теплообменник бака-накопителя, и передает теплоту нагреваемой воде. Контролер работы солнечной панели управляет насосом и обеспечивает расход воды в зависимости от температуры воды. Нагретая вода подаётся в систему горячего водоснабжения. Дополнительный нагрев воды в баке может обеспечиваться при помощи котла или ТЭНа

7.2 Основные схемы включения теплового насоса в комплексные системы теплоснабжения

Выбор схемы включения теплового насоса зависит от таких основных

факторов, как:

- уровень необходимых температур для потребителя (традиционное отопление, напольное или панельное отопление, горячее водоснабжение);
- источник низкотемпературного тепла (грунт, грунтовые воды, поверхностные воды, воздух);
- соотношение цен на топливо и электроэнергию.

При традиционном отоплении максимальная температура теплоносителя должна быть в пределах 90-95 °С, напольном или панельном – 35-45 °С, на горячее водоснабжение вода должна поступать с температурой 60°С.

Предельная температура подачи воды в системах со стандартными моделями тепловых насосов составляет 60°С. Это означает, что в ряде случаев воду необходимо догревать с помощью резервного котла, гелиоустановки или электронагревателя.

В объединенных системах тепловых насосов с водогрейными котлами возможны два режима работы: бивалентно-параллельный и бивалентно-альтернативный.

Бивалентно-параллельный режим означает, что общая потребность в тепловой энергии обеспечивается тепловым насосом и водогрейным котлом.

Водогрейный котел используется в качестве вспомогательного источника тепла. В типовых схемах бивалентно-параллельных систем принимается, что тепловой насос обеспечивает от 50 до 70% потребности объекта в тепле. Суммарная продолжительность работы насосов в течение отопительного периода составляет от 75 до 92%.

Бивалентно-альтернативный режим означает, что тепловой насос снабжает отопительные контуры теплом до определенной температуры наружного воздуха - бивалентной точки. После того, как температура наружного воздуха опустится ниже этого значения, тепловой насос отключается, и водогрейный котел покрывает 100% потребности объекта в

тепле, согласно инструкции по проектированию «Системы тепловых насосов».

7.3 Схема включения теплового насоса с газовым котлом

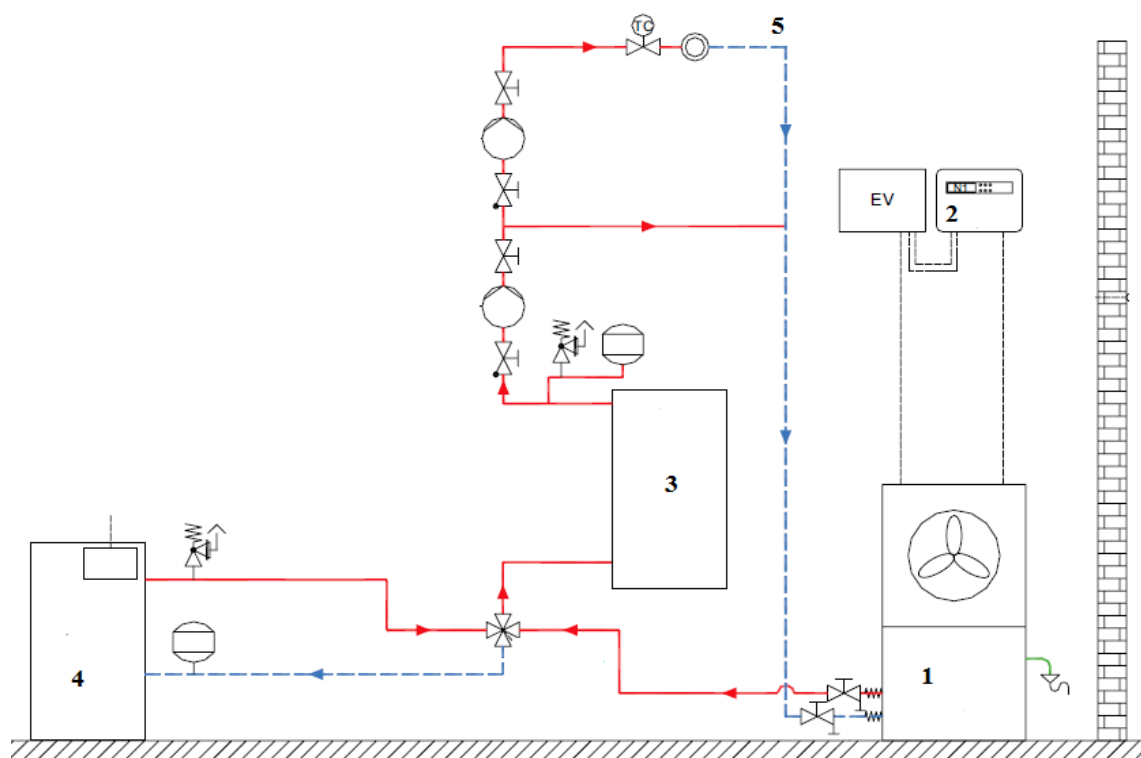


Рис. 2. Схема включения для бивалентного режима работы теплового насоса с газовым котлом
1 – тепловой насос; 2 – система управления тепловым насосом; 3 – буферный накопитель; 4 – газовый котел

Схема на рисунке 2 работает при совместном включении теплового насоса с газовым котлом. Основным источником тепла является тепловой насос (1), котел (4) служит дополнительным источником энергии в случае максимальной тепловой нагрузки на здание.

7.4 Моноэнергетический режим работы теплового насоса

Моноэнергетический режим – это бивалентный режим работы, в котором дополнительный теплогенератор, например, компрессор теплового насоса питается электроэнергией. В качестве дополнительного теплогенератора может использоваться, например, проточный

водонагреватель для теплоносителя во вторичном контуре. Для установок типичной конфигурации теплопроизводительность теплового насоса выбирается в расчете примерно на 70 - 85% от максимального теплоснабжения здания.

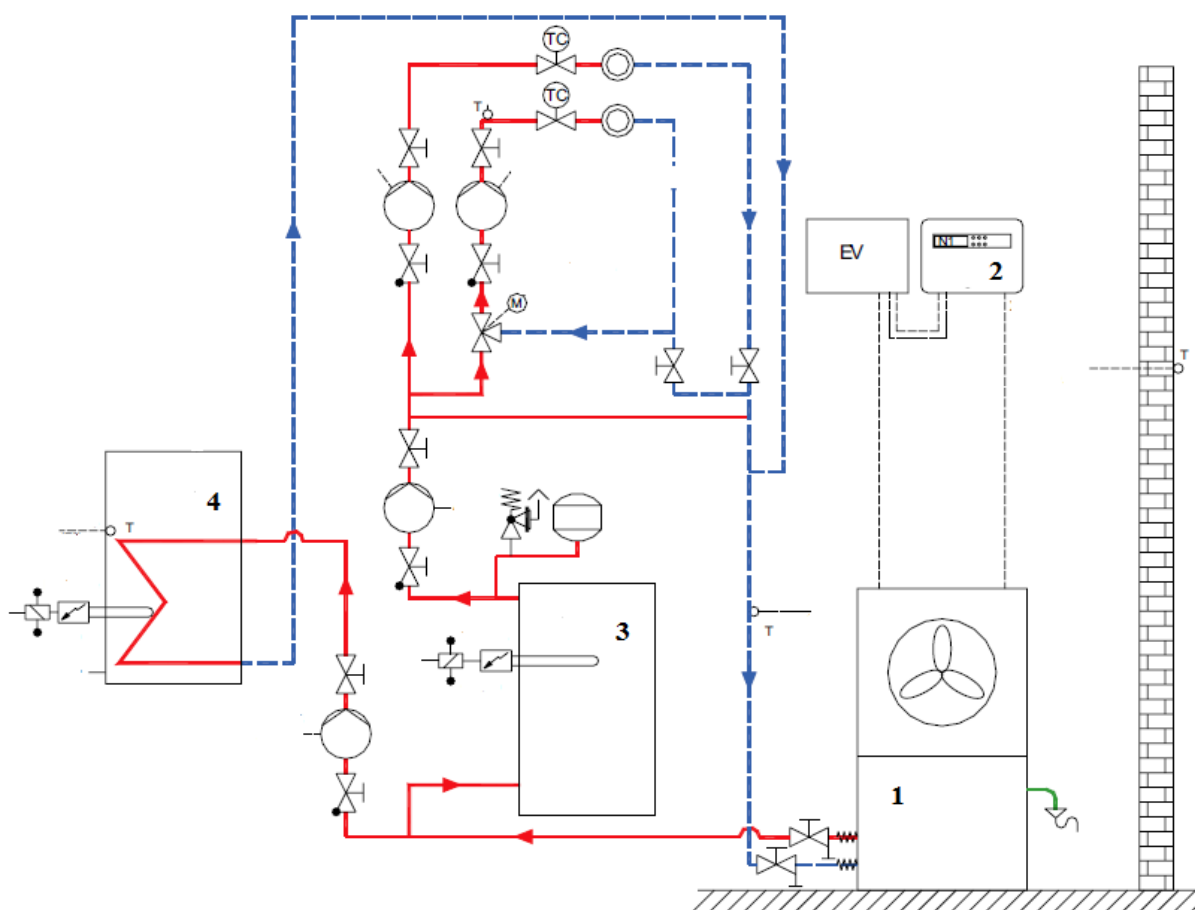


Рис. 3. Схема включения для моноэнергетического режима работы теплового насоса
1 – тепловой насос; 2 – система управления тепловым насосом; 3 – буферный накопитель; 4 – бойлер

7.5 Работа теплового насоса совместно с солнечным коллектором

На рис. 4 показана схема включения теплового насоса и солнечного коллектора в автономную систему теплоснабжения.

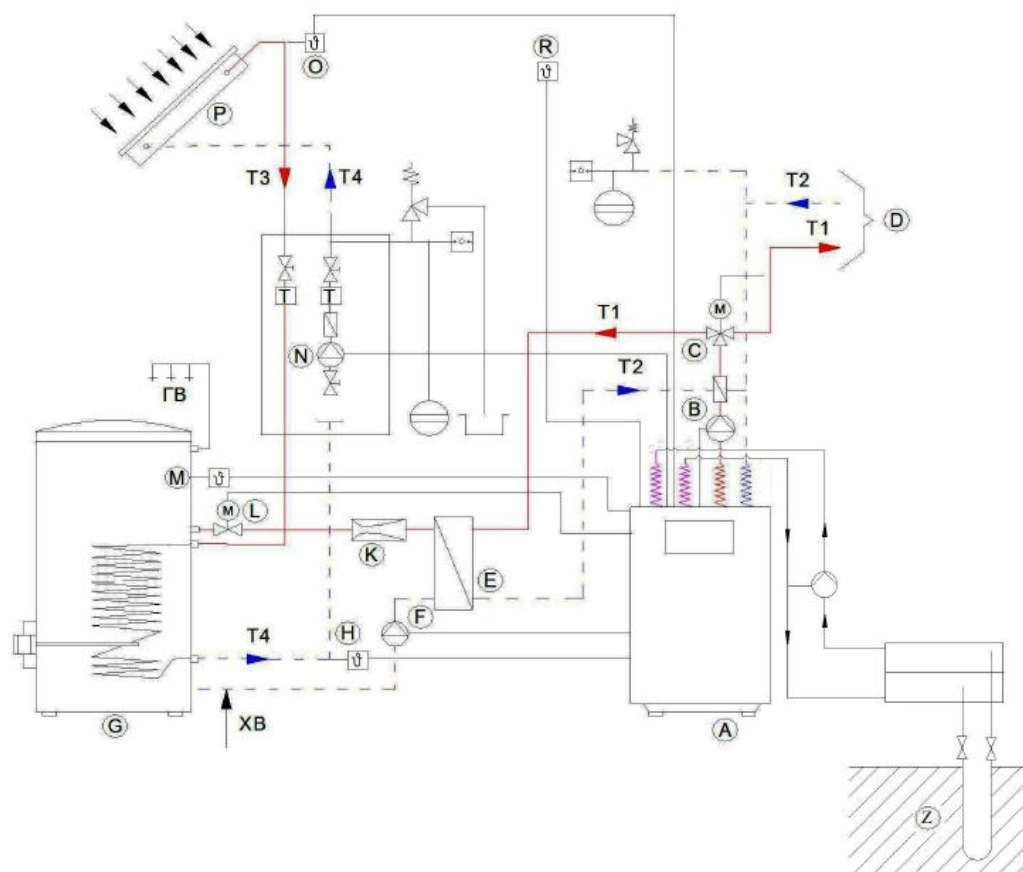


Рис. 4. Схема теплонасосной установки с солнечным коллектором

А – тепловой насос; В – вторичный насос; С – трехходовой переключающий клапан: отопление - ГВС; D – в систему отопления; E – теплообменник; F – циркуляционный насос греющего контура емкостного водонагревателя; G – емкостной водонагреватель; H – датчик температуры емкостного водонагревателя; K – ограничитель объемного расхода; L – двухходовой клапан; M – датчик температуры емкостного водонагревателя; N – циркуляционный насос контура солнечной установки; O – датчик температуры солнечного коллектора; P – солнечный коллектор; R – датчик наружной температуры; Z – грунтовой зонд. Условные обозначения трубопроводов: T1 – прямой трубопровод (ТНУ); T2 – обратный трубопровод (ТНУ); T3 – прямой трубопровод (солнечный коллектор); T4 – обратный трубопровод (солнечный коллектор); XB – трубопровод холодной воды; ГВ – трубопровод горячей воды.

Тепловой насос снабжает теплом отопительный контур. В переходный период, в зависимости от интенсивности солнечного излучения, отопительный контур может обеспечиваться теплом только с помощью солнечного коллектора. Тепловой насос включается, если количества тепла, подаваемого солнечным коллектором, будет недостаточно.

При высокой интенсивности солнечного излучения нагрев воды для

горячего водоснабжения осуществляют исключительно с помощью солнечного коллектора (Р). Теплоноситель из солнечного коллектора (Р) поступает в змеевик, расположенный в емкостном водонагревателе (G) и нагревает воду для системы ГВС. При отсутствии солнечного излучения для приготовления горячей воды включается тепловой насос (А).

Тепловой насос (А) обеспечивает также работу системы низкотемпературного отопления в зимний период, а в переходный период вода для низкотемпературного отопления может подогреваться в теплообменнике (Е) с помощью подачи горячей воды из емкостного водонагревателя (G).

Таким образом, данная схема может работать без резервного котла на органическом топливе. При необходимости дополнительного нагрева воды до требуемого уровня температур включается система электрообогрева в емкостном водоподогревателе.

Как известно, эффективность работы теплового насоса зависит от температуры нижнего источника тепла и поэтому, возможно включение солнечных коллекторов в схему теплонасосного теплоснабжения с целью повышения температуры нижнего источника тепла для теплового насоса в период повышенной интенсивности солнечного излучения. При повышении температуры нижнего источника возможно получение не только более высоких температур теплоносителя для систем теплоснабжения в одноступенчатом цикле, но и применение более эффективных по термодинамическим свойствам хладагентов для работы теплового насоса. Одна из таких схем совместной работы теплового насоса и солнечного коллектора показана на рис.5.

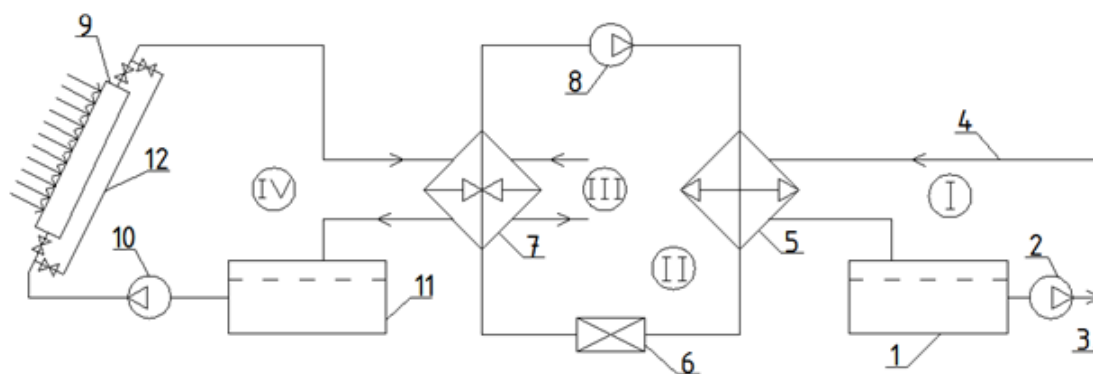


Рис. 5. Принципиальная схема совместного включения СК и ТН

I – контур циркуляции теплоносителя; II – контур циркуляции хладагента в ТН, III – контур подачи подземной воды в испаритель; IV – контур системы утилизации солнечной энергии коллектором; 1 – бак-аккумулятор; 2 – циркуляционный насос; 3, 4 – подающий и обратный теплопроводы; 5 – конденсатор; 6 – дроссельный клапан; 7 – испаритель; 8 – компрессор; 9 – солнечный коллектор; 10 – насос; 11 – бак аккумулятора; 12 – обводной байпасный трубопровод

Первый контур включает в себя бак-аккумулятор (1), циркуляционный насос (2), подающий (3) и обратный (4) теплопроводы, соединенные с внутренней системой жилых зданий микрорайона и конденсатором (5) ТН второго контура.

Во втором контуре источника тепла в состав ТН, кроме конденсатора (5), включены дроссель (6), испаритель (7) и компрессор (8).

Четвертый контур — это система утилизации солнечной энергии с СК (9), насосом (10) и баком-аккумулятором (11) низкопотенциального источника тепла, обводным байпасным трубопроводом (12) со своей арматурой.

Принцип работы системы теплоснабжения с солнечного коллектора совместно с тепловым насосом следующий. В часы солнечного сияния теплота радиации при помощи СК передается теплоносителю - воде или рассолу (NaCl). Нагретый в СК теплоноситель охлаждается в испарителе ТН и возвращается в бак-аккумулятор для последующего нагрева. В ночные и пасмурные часы вода или рассол проходит через байпасную линию, минуя СК, для сокращения тепловых потерь. При применении грунтового

аккумулятора (на схеме не показано) вместо аккумулятора (11) можно получить возможность использования данной системы и в зимние месяцы.

За счет низкопотенциального тепла, передаваемого от СК, в испарителе (7) хладагент испаряется, и пары поступают в компрессор (8). Сжатые пары хладагента с температурой 80-85 °С обеспечивают нагрев теплоносителя первого контура. Нагретый, например, до 65 С, теплоноситель поступает в бак-аккумулятор (1) и далее подается к жилым зданиям микрорайона.

Поскольку температура теплоносителя в СК близка температуре окружающей среды, то существенно сокращаются тепловые потери от поверхностей СК, что и приводит к повышению энергетической эффективности системы солнечного теплоснабжения. Кроме того, значительно сокращается необходимая поверхность СК, повышается их надежность. Сокращаются тепловые потери от теплопроводов при транспортировке низкотемпературного теплоносителя, однако повышается необходимая поверхность отопительных приборов при естественной циркуляции воздуха, установленных в помещениях зданий. Во избежание этого, следует применять фанкойлы, которые можно использовать также и при хладоснабжении зданий микрорайона.

7.6 Примеры комбинированных систем автономного теплоснабжения зданий

**Система газовых настенных котлов ecoTEC plus VC с
многофункциональной буферной емкостью allSTOR exclusive.**

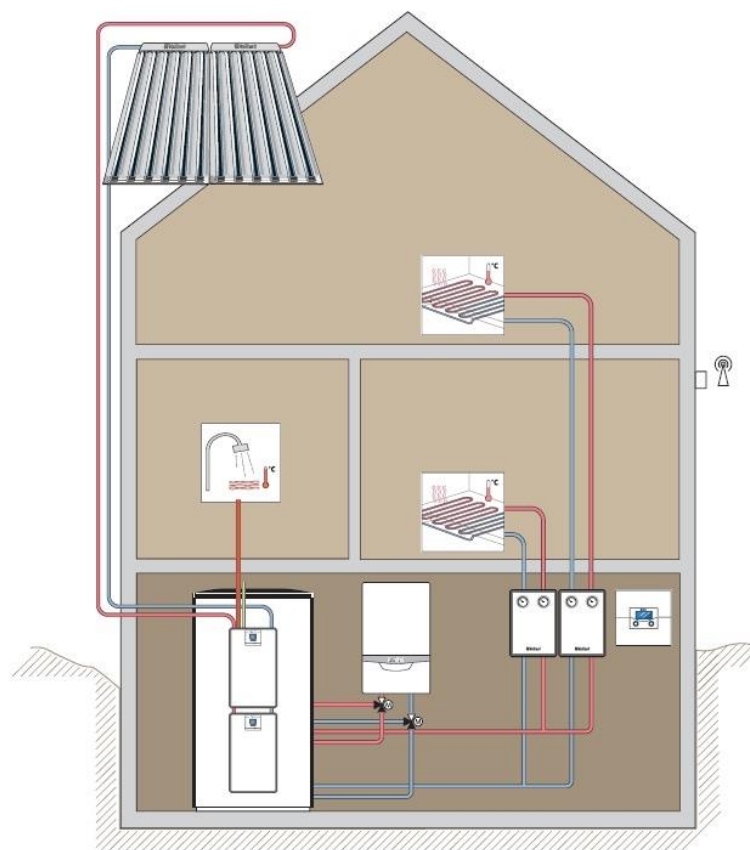


Рис. 6. Схема приготовления горячей воды от гелиоустановки и поддержка отопления от гелиоустановки для дома на одну семью - от 2 до 5 человек, площадью 200м².

Основные элементы системы

1. Конденсационные котлы *Vaillant ecoTEC plus VC OE 246 /3-5*, мощностью 24 кВт, отбирают из продуктов сгорания так называемую «скрытую» теплоту конденсации содержащихся в них водяных паров. Для потребителя это означает - экономный расход топлива и высокие показатели по экологии.
2. Компактная буферная накопительная емкость *allSTOR exclusive VPS 2000/3-7* объемом 1917 л, с послойным нагревом для комбинирования различных источников тепла, таких как солнечная установка, тепловой насос, твердотопливный котел, жидкотопливный котел, газовый котел, электрический котел.
3. Насосная группа
auroFLOW exclusive VPM/2S - насосная группа нагрева от гелиосистемы
aquaFLOW exclusive VPM/2 W - насосная группа ГВС

4. Трубчатый солнечный вакуумный коллектор *auroTHERM exclusive VTK 570/2* для работы в классических солнечных системах, которые работают под давлением.

5. Система управления отоплением *auroMATIC 620/3* по температуре наружного воздуха с возможностью управления солнечной установкой

Система теплового насоса с многофункциональной буферной емкостью *allSTOR exclusive* с электрическим дополнительным нагревом с помощью дополнительного отопительного аппарата *eIoBLOCK*.

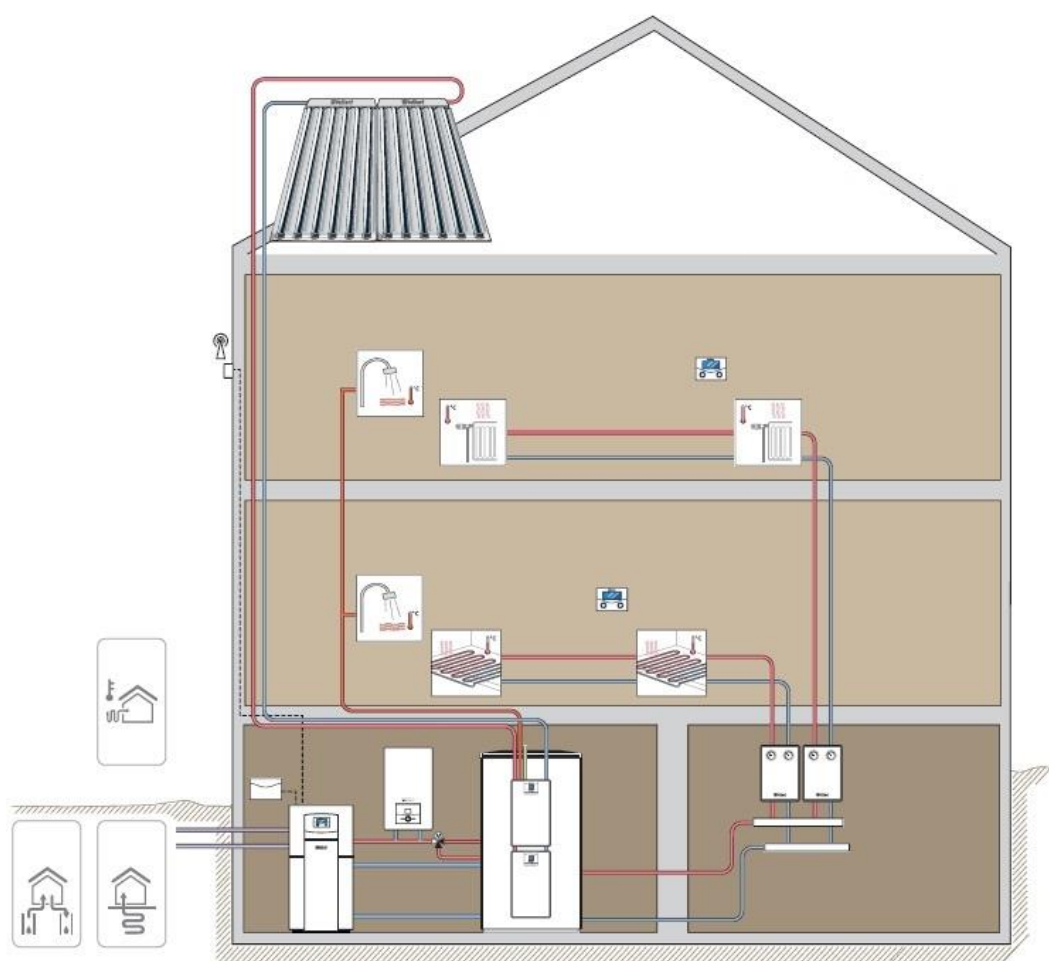


Рис. 7. Схема приготовления горячей воды от гелиоустановки и поддержка отопления от гелиоустановки для дома на одну или две семьи - от 4 до 10 человек с тепловым насосом в моноэнергетическом режиме работы.

Основные элементы системы

1. Настенный электрический котел *eloBLOCK VE 6-28* мощностью от 6 до 28 кВт
2. Компактная буферная накопительная емкость *allSTOR exclusive VPS 2000/3-7* объемом 1917 л, с послойным нагревом для комбинирования различных источников тепла, таких как солнечная установка, тепловой насос, твердотопливный котел, жидкотопливный котел, газовый котел, электрический котел.
3. Насосная группа
auroFLOW exclusive VPM/2S - насосная группа нагрева от гелиосистемы
aquaFLOW exclusive VPM/2 W - насосная группа ГВС
4. Трубчатый солнечный вакуумный коллектор *auroTHERM exclusive VTK 570/2* для работы в классических солнечных системах, которые работают под давлением.
5. Тепловые насосы большой мощности *geoTHERM VWS 300/2* для отопления и горячего водоснабжения, использующие низкопотенциальное тепло грунта в качестве источника

Система отопления и ГВС большого многоквартирного дома с насосными группами гелиосистемы *auroFLOW exclusive* и насосными

группами ГВС **aguaFLOW exclusive**.

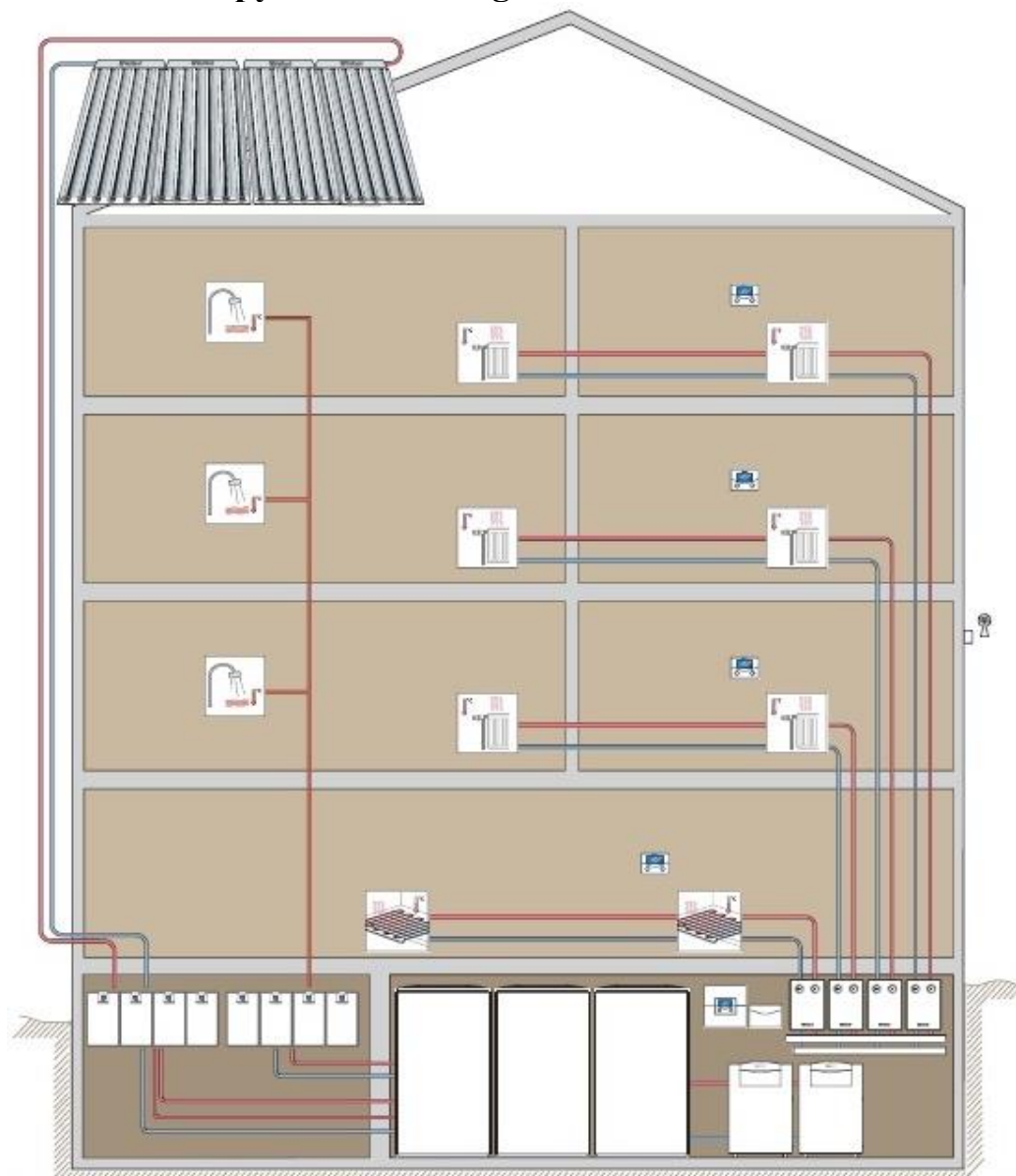


Рис. 8. Схема приготовления горячей воды от гелиоустановки и поддержка отопления от гелиоустановки в многоквартирных домах

Основные элементы системы

1. Конденсационный котел со встроенным приготовлением горячей воды *ecoTEC plus VUW INT 306/5-5* мощностью от 5,2 до 26,5. Конденсационный котел *ecoTEC plus VUW INT 306/5-5* отбирает из продуктов сгорания так называемую «скрытую» теплоту конденсации содержащихся в них водяных паров.
2. Компактная буферная накопительная емкость *allSTOR exclusive VPS 2000/3-7* объемом 1917 л, с послойным нагревом для комбинирования различных источников тепла, таких как солнечная установка, тепловой насос,

твердотопливный котел, жидкотопливный котел, газовый котел, электрический котел.

3. Насосная группа

auroFLOW exclusive VPM/2S - насосная группа нагрева от гелиосистемы

aquaFLOW exclusive VPM/2 W - насосная группа ГВС

4. Трубчатый солнечный вакуумный коллектор *auroTHERM exclusive VTK 570/2* для работы в классических солнечных системах, которые работают под давлением.

5. Тепловые насосы большой мощности *geoTHERM VWS 300/2* для отопления и горячего водоснабжения, использующие низкопотенциальное тепло грунта в качестве источника

6. Система управления отоплением *auroMATIC 620/3* по температуре наружного воздуха с возможностью управления солнечной установкой

Система отопления и ГСВ для *mikro-BHKW* (компактных когенерационных установок) *ecoPOWER* с многофункциональной буферной емкостью *allSTOR exclusive* и дополнительным нагревом с помощью дополнительного отопительного аппарата *ecoTEC*.

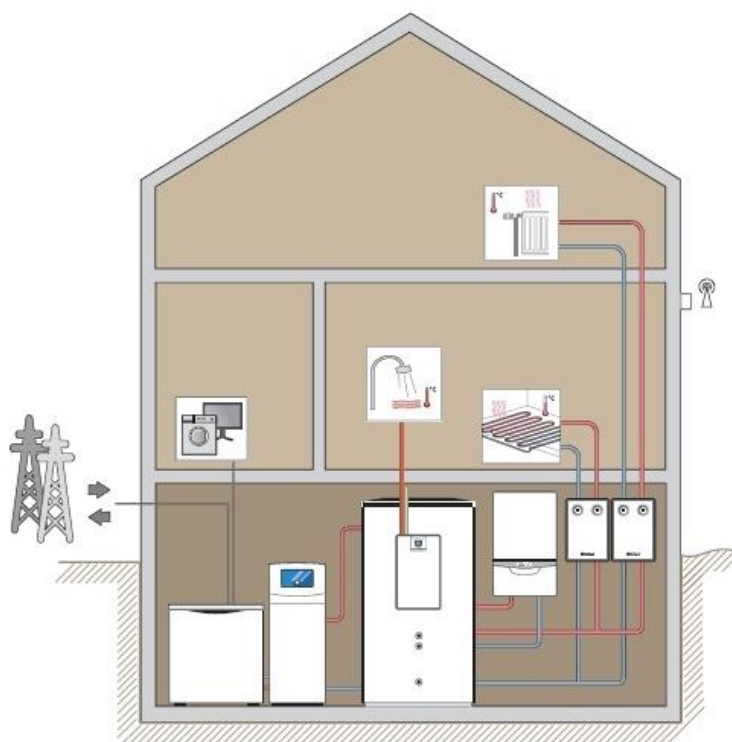


Рис. 9. Схема приготовления горячей воды, поддержка отопления и выработка электроэнергии в домах на одну или две семьи (от 4 до 10 человек)

Основные элементы системы

1. Когенерационная установка *ecoPOWER 1.0*, которая вырабатывает 1 кВт электричества и 2,5 кВт тепла.
2. Компактная буферная накопительная емкость *allSTOR exclusive VPS 2000/3-7* объемом 1917 л, с послойным нагревом для комбинирования различных источников тепла, таких как солнечная установка, тепловой насос, твердотопливный котел, жидкотопливный котел, газовый котел, электрокотел.
3. Насосная группа *aquaFLOW exclusive VPM/2 W*
4. Система управления отоплением *auroMATIC 620/3* по температуре наружного воздуха с возможностью управления солнечной установкой

8.1 Расчет водонагревателя

Производительность водоподогревателей для систем отопления, вентиляции и кондиционирования определяется по максимальным расходам теплоты на отопление, вентиляцию и кондиционирование. Количество подогревателей должно быть не менее двух. При этом при выходе из строя одного из них оставшиеся должны обеспечить отпуск теплоты в режиме самого холодного месяца.

Для систем отопления, вентиляции и кондиционирования, не допускающих перерывов в подаче теплоты, предусматривают установку резервного подогревателя.

Производительность водоподогревателей для системы горячего водоснабжения определяется по максимальному расходу теплоты на горячее водоснабжение. Количество подогревателей должно быть не менее двух. При этом каждый из них рассчитывают на отпуск теплоты на горячее водоснабжение в режиме среднего расхода теплоты.

Производительность подогревателей для технологических установок определяются по максимальному расходу теплоты на технологические нужды с учетом коэффициента одновременности потребления теплоты различными технологическими потребителями. Количество подогревателей должно быть не менее двух. При этом при выходе из строя одного из них оставшиеся должны обеспечить отпуск теплоты технологическим потребителям, не допускающим перерывов в подаче теплоты.

В автономных котельных применяют водо-водяные горизонтальные секционные кожухотрубные или пластинчатые подогреватели, согласно СП 41.104.2000 «Проектирование автономных источников теплоснабжения».

В качестве кожухотрубных секционных водоподогревателей рекомендуется применять водо-водяные подогреватели по ГОСТ 27590-88Е «Подогреватели водоводяных систем теплоснабжения. Основные технические условия», состоящие из секций кожухотрубного типа с блоком опорных

перегородок для теплоносителя давлением до 1,6 МПа и температурой до 150°C.

В качестве пластинчатых могут применяться водоподогреватели отечественного производства по ГОСТ 15518-87 «Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, параметры и основные размеры» или импортные, имеющие сертификат соответствия.

На рисунке 1 показан общий вид разборного пластинчатого теплообменного аппарата.

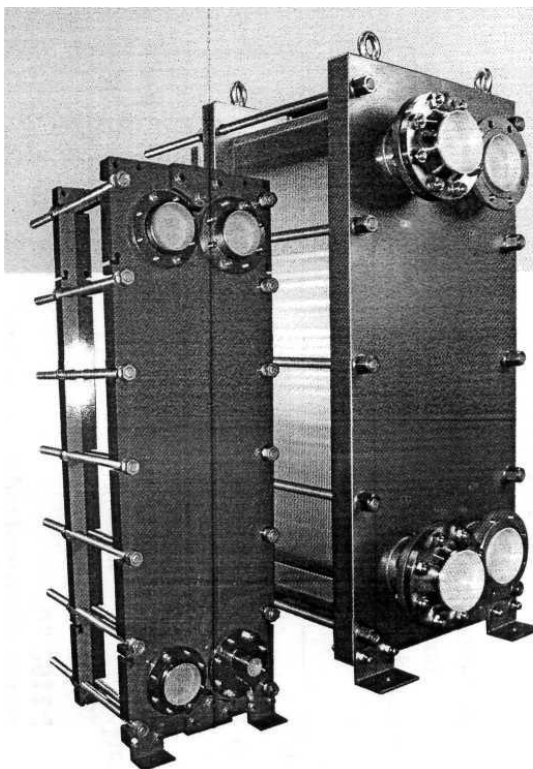


Рис.1. Общий вид разборного пластинчатого теплообменного аппарата

Для систем горячего водоснабжения допускается применение емкостных водоподогревателей с использованием их в качестве баков-аккумуляторов горячей воды.

При разработке тепловых схем следует учитывать следующие положения:

- в водо-водяных подогревателей применяют противоточную схему потоков теплоносителей,
- для горизонтальных секционных кожухотрубных водоподогревателей греющая вода от котлов должна поступать:

для водоподогревателей системы отопления - в трубки;

для водоподогревателей системы горячего водоснабжения - в межтрубное пространство.

- в пластинчатых теплообменниках нагреваемая вода должна проходить вдоль первой и последней пластины. Для пароводяных подогревателей пар должен поступать в межтрубное пространство.

Тепловой и гидравлический расчеты горизонтальных секционных кожухотрубных водо-водяных подогревателей и пластинчатых теплообменников проводят по методике, изложенной в СП 41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов».

8.2 Тепловой расчет водоподогревательной установки

Основной задачей расчета теплообменников как основной части оборудования тепловых пунктов является определение расходов теплоносителя и выбор типоразмера подогревателей.

Рассмотрим метод определения расчетного расхода теплоносителей, теоретические основы которого изложены в учебнике Соколова Е.Я. «Теплофикация и тепловые сети». При чисто отопительной нагрузке расчетный эквивалент расхода сетевой воды определится по формуле:

$$W'_x = G' \cdot C_p = \frac{Q'_0}{(\tau'_1 - \tau'_{x2})}, \quad [\text{Дж/с} \cdot \text{K}], \quad (1)$$

где G' – расчетный расход сетевой воды, кг/с;

C_p – теплоемкость воды, $C_p = 4190 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K}$;

Q'_0 – расчетный расход теплоты на отопление, Дж/с;

τ'_1 – температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети при расчетном расходе теплоты на отопление, °C.

При зависимой схеме присоединения отопительной установки к тепловой сети принимается $\tau'_{x2} = \tau'_{o2}$ и $W'_x = W'_o$, где τ'_{o2} и W'_o – температура воды после отопительной установки и эквивалент расхода сетевой воды на отопление при расчетном расходе теплоты.

При независимой схеме присоединения отопительной установки к тепловой сети $\tau'_{x2} = \tau'_{T2}$ и $W'_x = W'_T$, где τ'_{T2} и W'_T – температура сетевой воды после отопительного подогревателя и эквивалент расхода сетевой воды на отопительный подогреватель при расчетном расходе теплоты.

При наличии двух видов тепловой нагрузки (отопление и горячее водоснабжение) расчетный эквивалент расхода сетевой воды на тепловой подстанции W_p определяется по режиму работы сети при наименьшей температуре воды в подающем трубопроводе тепловой сети τ''_1 , соответствующей наружной температуре t''_n излома температурного графика. Вид расчетного уравнения зависит от системы теплоснабжения и схемы присоединения абонентских установок к тепловой сети.

При закрытой схеме теплоснабжения и присоединения установок горячего водоснабжения по параллельной (рис.2) или смешанной (рис.3) схеме

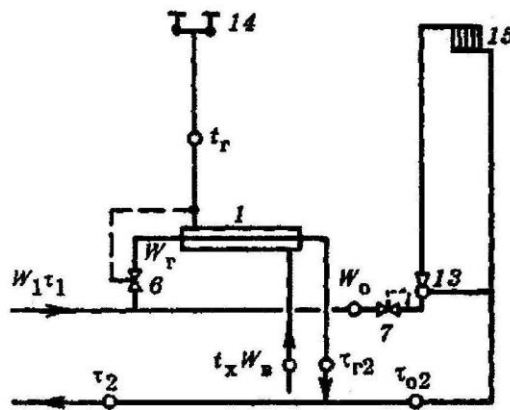


Рис.2. Схема абонентского ввода с параллельным присоединением установки горячего водоснабжения

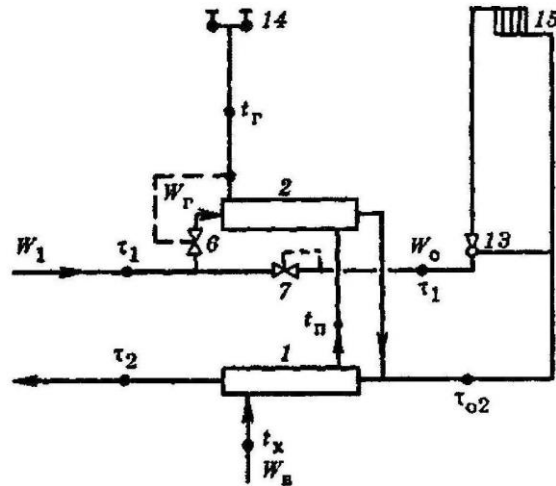


Рис.3. Схема абонентского ввода с двухступенчатым смешанным присоединением установки горячего водоснабжения

$$W_p = G_p \cdot C_p = W_o + W_h \geq W_x', [\text{Дж/с} \cdot \text{K}], \quad (2)$$

где W_p ; W_o ; W_h – расчетные эквиваленты расхода сетевой воды соответственно суммарный, на отопление, на горячее водоснабжение;

G_p – суммарный расчетный расход сетевой воды на тепловой подстанции, кг/с.

Расчетный эквивалент расхода сетевой воды на отопление:

$$W_o = Q_o'' \cdot (\tau_1'' - \tau_{x2}''). \quad (3)$$

При параллельной схеме присоединения установок горячего водоснабжения:

$$W_h = Q_h \cdot (\tau_1'' - \tau_{h2}''). \quad (4)$$

При двухступенчатой смешанной схеме присоединения установок горячего водоснабжения:

$$W_h = \frac{Q_h}{\tau_1'' - \tau_{x2}''} \cdot \frac{t_h - t_n''}{t_h - t_x}. \quad (5)$$

При присоединении установок горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме (рис.4):

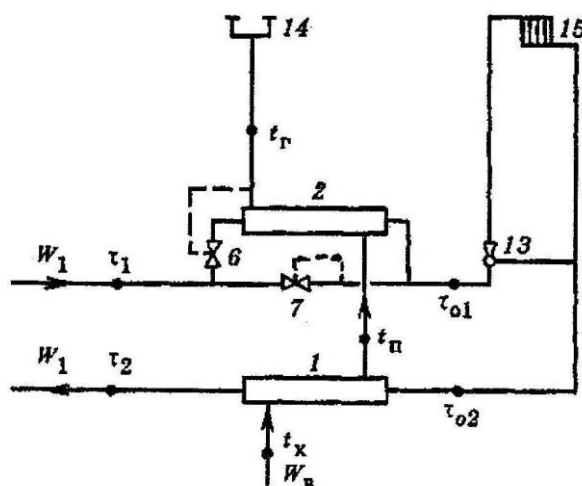


Рис.4. Схема абонентского ввода с двухступенчатым последовательным присоединением установки горячего водоснабжения

$$W_p = G_p \cdot C = \frac{Q_o'' + Q_h \cdot \frac{t_h - t_n''}{t_h - t_c}}{\tau_1'' - \tau_{x2}''} \geq W_{x'}, \quad (6)$$

где Q_o'' – расход теплоты на отопление при наружной температуре t_H'' , Дж/с;

Q_h – расчетная нагрузка горячего водоснабжения, Дж/с;

t_h – температура горячей воды после подогревательной установки горячего водоснабжения ($t_h=60^\circ\text{C}$);

t_c – температура холодной водопроводной воды, $^\circ\text{C}$;

τ_{x2}'' – температура сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения при расчетной нагрузке горячего водоснабжения в точке излома температурного графика.

При зависимой схеме присоединения отопительной установки к тепловой сети $\tau_{x2}'' = \tau_{o2}''$; при независимой схеме $\tau_{x2}'' = \tau_{T2}''$, где τ_{o2}'' и τ_{T2}'' соответственно температуры обратной воды после отопительной установки и после отопительного подогревателя в точке излома температурного графика, $^\circ\text{C}$.

Значение τ_{T2}'' определяется на основе технико-экономического расчета, предварительно можно принимать $\tau_{T2}'' = 25 - 30^\circ\text{C}$; температура водопроводной воды после подогревателя нижней ступени в точке излома температурного графика t_n'' при расчетной нагрузке горячего водоснабжения:

$$t_M'' = t_{x2}'' - \Delta t_H'', [^{\circ}\text{C}], \quad (7)$$

где $\Delta t_H''$ определяется технико-экономическим расчетом, предварительно можно принять $\Delta t_H'' = 5 \div 10^{\circ}\text{C}$.

Неравенство в правой части уравнений (2) и (6) указывает на то, что при любой схеме присоединения установок горячего водоснабжения расчетный расход сетевой воды на тепловой подстанции не может быть меньше расчетного расхода воды на отопление при наружной температуре t_H' . Если по (2) или (6) получается $W_p < W_x'$, следует принимать $W_p = W_x'$.

При наличии у абонентов аккумуляторов, выравнивающих нагрузку горячего водоснабжения, принимаем $Q_h = Q_h^m$, где Q_h^m – средненедельное значение нагрузки. При отсутствии аккумуляторов горячей воды у абонентов значение Q_h принимается равным:

- при параллельной и смешанной схемах – максимальной нагрузке горячего водоснабжения Q_h^{max} ;
- при двухступенчатой и предвключенной схемах – «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения:

$$Q_h = X_{\delta} \cdot Q_h^m, [Bm], \quad (8)$$

где X_{δ} – поправочный коэффициент для компенсации небаланса теплоты на отопление, вызываемого неравномерностью графика горячего водоснабжения. Значение X_{δ} зависит от характера суточного графика горячего водоснабжения и схемы присоединения абонентской теплопотребляющей установки к тепловой сети, обычно для закрытых схем принимается $X_{\delta}=1,2$, для открытых $X_{\delta}=1,1$.

8.3 Расчет кожухотрубного водоподогревателя

Расчет выполнен для водоподогревательной установки, состоящей из секций кожухотрубного типа с трубной системой из прямых гладких трубок и блоков опорных перегородок по ГОСТ 27590-2005 «Подогреватели кожухотрубные водо-водяные систем теплоснабжения»; установка водоподогревателей выполнена в два потока. Система отопления присоединена к тепловым сетям по зависимой схеме с автоматическим регулированием

подачи теплоты. Регулирование отпуска теплоты – центральное качественное по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. Максимальные секундный и часовой расходы воды на горячее водоснабжение соответственно составляют $g^h = 7,23$ л/с и $g_{hч}^h = 46,8$ м³/ч, а теплопотери расчетного участка составят $Q_{ht} = 206$ КВт.

Тогда максимальный тепловой поток на нужды горячего водоснабжения будет равен:

$$Q_{hч}^h = 1,16 \cdot 46,8 \cdot (55-5) + 206 = 2990 \text{ КВт.}$$

Максимальный тепловой поток на нужды отопления при общей площади микрорайона $A = 64650$ м²

$$Q_0^{\max} = 73 \cdot 64650 = 4720 \text{ КВт.}$$

Соотношение тепловых потоков составляет:

$$\xi = \frac{Q_{hч}^h}{Q_0^{\max}} = \frac{2990}{4720} = 0,63.$$

В этом случае принимается двухступенчатая смешанная схема присоединения водонагревателей к тепловым сетям (рис.4). При расчетной производительности одного потока равной 50% от суммарной нагрузки принимаем для одного потока:

$$g_{hч}^h = 23,4 \cdot 10^3 \text{ кг/ч; } Q_{hч}^h = 1495 \text{ КВт; } Q_0^{\max} = 2360 \text{ КВт}$$

Расчетные температурные параметры приняты следующими:

- расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t'_H = -20^\circ\text{C}$;
- температурный график тепловой сети $150-70^\circ\text{C}$;
- параметры в точке излома температурного графика $\tau'_1 = 80^\circ\text{C}$; $\tau'_2 = 40^\circ\text{C}$;
- температура холодной водопроводной воды, поступающей в водоподогреватель 1 ступени $t^c = 5^\circ\text{C}$;

- температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения на выходе из 2 ступени водоподогревателя $t_h = 60^\circ\text{C}$.

С учетом принятых температурных параметров максимальный расход сетевой воды на отопление.

$$G_0 = \frac{3,6 \cdot Q_0^{\max}}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}, \text{ кг/ч;} \quad (9)$$

$$G_0 = \frac{3,6 \cdot 2,36 \cdot 10^3}{4,2 \cdot (150 - 70)} = 25,2 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

Максимальный расход греющей воды на горячее водоснабжение

$$G_h = \frac{3,6 \cdot 0,55 \cdot Q_{hч}^h}{c \cdot (\tau'_1 - \tau'_2)}, \text{ кг/ч;} \quad (10)$$

$$G_h = \frac{3,6 \cdot 0,55 \cdot 1,49 \cdot 10^6}{4,2 \cdot (80 - 40)} = 17,7 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

При ограничении максимального расхода сетевой воды на ЦТП в качестве расчетного принимается больший из двух расходов, полученный по формулам (3) и (4)

$$G_d = G_0 = 25,2 \cdot 10^3, \text{ кг/ч.}$$

Температура нагреваемой воды за водоподогревателем I ступени

$$t'_h = \tau'_2 - 5, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (11)$$

$$t'_h = 40 - 5 = 35 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Расчетная производительность водоподогревателя I ступени

$$Q_h^{SPI} = \frac{g_{hr}^h (t'_h - t_c) \cdot c}{3,6}, \text{ Вт;} \quad (12)$$

$$Q_h^{SPI} = \frac{23,4 \cdot 10^3 \cdot (35 - 5) \cdot 4,2}{3,6} = 0,82 \cdot 10^6, \text{ Вт.}$$

Расчетная производительность водоподогревателя II ступени

$$Q_h^{SPII} = Q_{hч}^h - Q_h^{SPI}, \text{ Вт;} \quad (13)$$

$$Q_H^{SPII} = 1,49 \cdot 10^6 - 0,82 \cdot 10^6 = 0,68 \cdot 10^6, \text{ Вт.}$$

Температура греющей воды на выходе из водоподогревателя II ступени τ_2^{II} и на входе в водоподогреватель I ступени τ_1^I

$$\tau_2^{II} = \tau_1^I = \tau_1^I - \frac{3,6 \cdot Q_h^{SPII}}{c \cdot Gd}, ^\circ\text{C}; \quad (14)$$

$$\tau_2^{II} = 80 - \frac{3,6 \cdot 0,68 \cdot 10^6}{4,2 \cdot 25,2 \cdot 10^3} = 57 ^\circ\text{C}.$$

Температура греющей воды на выходе из водоподогревателя I ступени:

$$\tau_2^I = \tau_1^I - \frac{3,6 \cdot Q_{hч}^h}{c \cdot Gd}, ^\circ\text{C}; \quad (15)$$

$$\tau_2^I = 80 - \frac{3,6 \cdot 1,49 \cdot 10^6}{4,2 \cdot 25,2 \cdot 10^3} = 30 ^\circ\text{C}.$$

Среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой водой для I ступени водоподогревателя:

$$\Delta t_{cp}^I = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_M}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_M}}, ^\circ\text{C}; \quad (16)$$

$$\Delta t_\delta = \tau_2^I - t_c; \Delta t_M = \tau_2^{II} - t_h'; \quad (17)$$

$$\Delta t_{cp}^I = \frac{(30-5)-(57-35)}{2,3 \cdot \lg \frac{25}{22}} = 23,4 ^\circ\text{C}.$$

Среднелогарифмическая разность температур между греющей и нагреваемой водой для II ступени водонагревателя по формуле (17) при

$$\Delta t_\delta = \tau_2^{II} - t_h'; \Delta t_M = \tau_1^I - t_h$$

$$\Delta t_{cp}^{II} = \frac{(57-35)-(80-60)}{2,3 \cdot \lg \frac{22}{20}} = 21 ^\circ\text{C}.$$

Согласно рекомендациям СП 41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов», определяем необходимое сечение трубок водонагревателя при скорости воды в трубках $W_{тр} = 1 \text{ м/с}$

$$f_{mp}^{усл} = \frac{g_{hr}^h}{3600 \cdot W_{mp} \cdot \rho}, \text{ м}^2; \quad (18)$$

$$f_{mp}^{ysl} = \frac{23,4 \cdot 10^3}{3600 \cdot 1 \cdot 10^3} = 0,0065 \text{ м}^2.$$

По величине f_{mp}^{ysl} по ГОСТ 27590-2005 «Подогреватели кожухотрубные водо-водяные систем теплоснабжения» подбираем тип водоподогревателя со следующими характеристиками:

$$f_{mp} = 0,0057 \text{ м}^2; D_H = 168 \text{ мм}; f_{mmp} = 0,0122 \text{ м}^2; d_{эKB} = 0,019 \text{ м}; f_{сек} = 6,98 \text{ м}^2$$

(при длине секции 4 м); $\frac{d_{нар}}{d_{вн}} = \frac{16}{14} \text{ мм}.$

Скорость воды в трубах при двухпоточной компоновке:

$$W_{mp} = \frac{g_{hr}^h}{3600 \cdot t_{mp} \cdot \rho}, \text{ м/с}; \quad (19)$$

$$W_{mp} = \frac{23,4 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,0057 \cdot 10^3} = 1,14 \text{ м/с}.$$

Скорость воды в межтрубном пространстве при двухпоточной компоновке:

$$W_{mmp} = \frac{G_d}{3600 \cdot f_{mmp} \cdot \rho}, \text{ м/с}; \quad (20)$$

$$W_{mmp} = \frac{25,2 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,0122 \cdot 10^3} = 0,57 \text{ м/с}.$$

Расчет водонагревателя I ступени

Средняя температура греющей воды:

$$t_{cp}^{gp} = \frac{t_{вх}^{gp} + t_{вых}^{gp}}{2} = \frac{\tau_2^{II} + \tau_2^I}{2}, ^\circ \text{C}; \quad (21)$$

Средняя температура нагреваемой воды

$$t_{cp}^{rp} = \frac{57 - 30}{2} = 43,5 ^\circ \text{C}. \quad (22)$$

$$t_{cp}^{rp} = \frac{5 + 35}{2} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубки:

$$\alpha_1 = 1,16[1210 + 18 \cdot t_{cp}^{rp} - 0,038 \cdot t_{cp}^{rp^2}] \cdot \frac{W_{mnp}^{0,8}}{d_{\text{экв}}^{0,2}}, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}; \quad (23)$$

$$\alpha_1 = 1,16[1210 + 18 \cdot 43,5 - 0,038 \cdot 43,5^2] \cdot \frac{0,57^{0,8}}{0,019^{0,2}} = 3148 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к нагреваемой воде:

$$\alpha_2 = 1,16[1210 + 18 \cdot t_{cp}^H - 0,038 \cdot t_{cp}^{H^2}] \cdot \frac{W_{Tp}^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,2}}, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}; \quad (24)$$

$$\alpha_2 = 1,16[1210 + 18 \cdot 20 - 0,038 \cdot 20^2] \cdot \frac{1,14^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 4704, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}.$$

Приняв коэффициент загрязнения поверхности труб $\beta = 0,9$ [4], определим коэффициент теплопередачи:

$$K^I = \frac{\psi \cdot \beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}, \quad (25)$$

ψ – коэффициент эффективности теплообмена, для гладких трубок $\psi = 1,2$.

$$K^I = \frac{1,2 \cdot 0,9}{\frac{1}{3148} + \frac{1}{4704} + \frac{0,001}{105}} = 2002, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}.$$

Требуемая поверхность нагрева водоподогревателя I ступени

$$F_{mp}^I = \frac{Q_h^{SPI}}{K^I \cdot \Delta t_{cp}^I}, \text{ м}^2; \quad (26)$$

$$F_{mp}^I = \frac{0,82 \cdot 10^6}{2002 \cdot 23,4} = 17,5, \text{ м}^2.$$

Число секций водоподогревателя I степени при длине секции 4 м:

$$N^I = \frac{F^I}{f_{сек}} = \frac{17,5}{6,98} = 2,51 шт.$$

Принимаем 3 секции, действительная поверхность нагрева

$$F^I \cdot f_{сек} \cdot 3 = 6,98 \cdot 3 = 20,94 м^2.$$

Расчет водоподогревателя II ступени

Средняя температура нагреваемой воды в соответствии с формулой (21):

$$t_{cp}^{zp} = \frac{80 + 57}{2} = 68,5^\circ C.$$

Средняя температура греющей воды в соответствии с формулой (22):

$$t_{cp}^H = \frac{35 + 60}{2} = 47,5^\circ C.$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубки (формула (27)):

$$\alpha_1 = 1,16[1210 + 18 \cdot 68,5 - 0,038 \cdot 68,5^2] \cdot \frac{0,57^{0,8}}{0,019^{0,2}} = 3711 Вт / м^2 \cdot ^\circ C.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к нагреваемой воде (формула (28)):

$$\alpha_2 = 1,16[1210 + 18 \cdot 47,5 - 0,038 \cdot 47,5^2] \cdot \frac{1,14^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 5988 Вт / м^2 \cdot ^\circ C.$$

Коэффициент теплопередачи при $\beta = 0,9$ и $\psi = 1,21$ (формула (23)):

$$K^II = \frac{1,21 \cdot 0,9}{\frac{1}{3711} + \frac{1}{5988} + \frac{0,001}{105}} = 2447 Вт / м^2 \cdot ^\circ C.$$

Требуемая поверхность нагрева водоподогревателя II ступени (формула (24)):

$$F_{mp}^{II} = \frac{0,68 \cdot 10^6}{2447 \cdot 21} = 13,2 м^2.$$

Число секций водоподогревателя II ступени:

$$N^{II} = \frac{13,2}{6,98} = 1,89 \text{ шт.}$$

Принимаем 2 секции, действительная поверхность нагрева:

$$F^{II} = f_{сек} \cdot 2 = 6,98 \cdot 2 = 14 \text{ м}^2.$$

По результатам расчета принято для одного потока 2 секции в водоподогревателе II ступени и 3 секции в водоподогревателе I ступени с суммарной поверхностью нагрева 34,9 м².

Потери давления в водоподогревателе (5 последовательно соединенных секций):

– для воды, проходящей в трубах, при коэффициенте φ (учитывает накипеобразование, обычно колеблется в пределах 2÷3), равном 2 и длине секции 4м:

$$\begin{aligned} \Delta P_H &= 0,75 \cdot \varphi \cdot W_H^2 \cdot N, \text{ Па}; \\ \Delta P_H &= 0,75 \cdot 2 \cdot \left(\frac{7,23}{0,0057 \cdot 1000} \right)^2 \cdot 5 = 12,1 \text{ кПа}; \end{aligned} \quad (27)$$

– для воды, проходящей в межтрубном пространстве:

$$\Delta P_{cp} = B \cdot W_{мтр}^2 \cdot N, \text{ Па} \quad (28)$$

где коэффициент B принимается в соответствии с ГОСТ 27590-2005 «Подогреватели кожухотрубные водо-водяные систем теплоснабжения»:

$$\Delta P_{cp} = 20 \cdot 0,57^2 \cdot 5 = 32,49 \text{ кПа.}$$

8.4 Расчет пластинчатого водоподогревателя

Расчет выполняется для водоподогревательной установки пластинчатого теплообменника, собранного из пластин 0,5 Пр для системы горячего водоснабжения с использованием тех же исходных данных, что и в предыдущем расчете. При расчете пластинчатого водоподогревателя оптимальная скорость принимается исходя из получения таких же потерь давления в установке по нагреваемой воде, как при применении

кожухотрубного водоподогревателя, что соответствует скорости воды в каналах $W_{\text{опт}} = 0,4$ м/с.

Выбираем пластины 0,5 Пр, по оптимальной скорости находим требуемое количество каналов по нагреваемой воде m_H :

$$m_H = \frac{g_{hr}^h}{W_{\text{онм}} \cdot f_k \cdot \rho \cdot 3600}, \text{шт}, \quad (29)$$

где f_k – живое сечение одного межпластинчатого канала ($f_k = 0,00285$ м²).

$$m_H = \frac{23,4 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 0,00285 \cdot 10^3 \cdot 3600} = 5,7, \text{шт}.$$

Округляем расчетное количество каналов до целого числа (m_H принимаем равным 6).

Компоновку водоподогревателя принимаем симметричной, т.е. $m_{\text{ГР}} = m_H$.
Общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды:

$$\begin{aligned} f_{\text{зп}} &= f_H = m_H \cdot f_k, \text{м}^2; \\ f_{\text{зп}} &= f_H = 6 \cdot 0,00285 = 0,017 \text{ м}^2. \end{aligned} \quad (30)$$

Находим фактические скорости греющей $W_{\text{ГР}}$ и нагреваемой W_H воды:

$$W_{\text{зп}} = \frac{G \cdot d}{3600 \cdot f_{\text{зп}} \cdot \rho}, \text{м / с}; \quad (31)$$

$$W_{\text{зп}} = \frac{25,2 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,017 \cdot 10^3} = 0,41 \text{ м / с};$$

$$W_H = \frac{g_{hr}^h}{3600 \cdot f_H \cdot \rho}, \text{м / с}; \quad (32)$$

$$W_H = \frac{23,4 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,017 \cdot 10^3} = 0,38 \text{ м / с}.$$

Расчет водоподогревателя I ступени

Коэффициент теплоотдачи α_1 от греющей воды к стенке пластины:

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot A \cdot \left(23000 + 283 \cdot t_{\text{зп}}^{\text{зп}} - 0,63 \cdot t_{\text{зп}}^{\text{зп}^2} \right) \cdot W_{\text{зп}}^{0,73}, \text{Вт / м}^2 \cdot ^\circ\text{C}, \quad (33)$$

где A – коэффициент, зависящий от типа пластин, принимается по ГОСТ 15518-83 «Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, основные параметры и размеры. Технические требования» ($A=0,492$); $t_{cp}^p = 43,5$ °C.

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 43,5 - 0,63 \cdot 43,5^2) \cdot 0,41^{0,73} = 10156 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{°C}.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки пластины к нагреваемой воде:

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot A \cdot (23000 + 283 \cdot t_{cp}^H - 0,63 \cdot t_{cp}^{H^2}) \cdot W_H^{0,73}, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{°C}, \quad (34)$$

где $t_{cp}^H = 20$ °C.

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 20 - 0,63 \cdot 20^2) \cdot 0,38^{0,73} = 8000 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{°C}.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K_1 = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\alpha_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{°C}, \quad (35)$$

где β – коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, в зависимости от качества воды принимается равным 0,7 – 0,85.

$$K_1 = \frac{0,8}{\frac{1}{10156} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{8000}} = 2797 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{°C}.$$

При заданной величине расчетной производительности

$Q_h^{SPI} = 0,82 \cdot 10^6$ Вт и по полученным значениям коэффициента теплопередачи K и температурного напора $\Delta t_{cp} = 23,4$ °C определяется необходимая поверхность нагрева первой ступени:

$$F^I = \frac{Q_h^{SPI}}{K_I \cdot \Delta t_{cp}^I}, \text{ м}^2, \quad (35)$$

$$F^I = \frac{0,82 \cdot 10^6}{2797 \cdot 23,4} = 12,5, \text{ м}^2.$$

Количество ходов в теплообменнике:

$$X^I = \frac{F_{TP} + f_{пл}}{2 \cdot m \cdot f_{пл}}, \text{ шт} \quad (36)$$

где $f_{пл}$ – поверхность нагрева одной пластины, м².

$$X^I = \frac{12,5 + 0,5}{2 \cdot 6 \cdot 0,5} = 2,17 \text{ шт.}$$

Число ходов округляется до целой величины, принимаем 3 хода.

Действительная поверхность нагрева всего водоподогревателя первой ступени:

$$\begin{aligned} F^I &= (2 \cdot m \cdot X_I - 1) f_{нл}, \text{ м}^2, \\ F^I &= (2 \cdot 6 \cdot 3 - 1) \cdot 0,5 = 17,5 \text{ м}^2. \end{aligned} \quad (37)$$

Потери давления ΔP водоподогревателе следует определять по формулам:

– для нагреваемой воды

$$\Delta P_H^I = \varphi \cdot B \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{ср}^H) \cdot W_{н.с.}^{1,75} \cdot X^I, \text{ Па}; \quad (38)$$

– для греющей воды

$$\Delta P_{гр}^I = \varphi \cdot B \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{ср}^{гр}) \cdot W_{гр}^{1,75} \cdot X^I, \text{ Па}; \quad (39)$$

где φ – коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей сетевой воды равен 1, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным, при отсутствии таких данных можно принимать $\varphi = 1,5 - 2,0$;

B – коэффициент, зависящий от типа пластины, принимается по ГОСТ 15518-83 «Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, основные параметры и размеры. Технические требования», ($B=3$);

$W_{н.с.}$ – скорость при прохождении максимального секундного расхода нагреваемой воды ($g_h = 7,23 \text{ л/с}$),

$$W_{н.с.} = \frac{7,23}{6 \cdot 0,00285 \cdot 1000} = 0,42 \text{ м/с.}$$

потери давления в первой степени по нагреваемой воде при значениях $\varphi = 1,5$ и $B = 3$:

$$\Delta P_H^I = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 20) \cdot 0,42^{1,75} \cdot 3 = 93 \text{ кПа.}$$

Потери давления I ступени водоподогревателя по греющей воде при $\varphi = 1$ и $B = 3$:

$$\Delta P_{гр}^I = 1 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 43,5) \cdot 0,41^{1,75} \cdot 3 = 55,8 \text{ кПа.}$$

Расчет водоподогревателя II ступени

В соответствии с указаниями СП 41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов», при расчете двухступенчатой смешанной схемы включения водоподогревателей с ограничением расхода во второй ступени водоподогревателя суммарные сечения каналов, значения скоростей греющей и нагреваемой воды будут аналогичны соответствующим значениям этих параметров из расчета водоподогревателя первой ступени.

Коэффициент теплоотдачи α_1 от греющей воды к стенке пластины ($t_{\text{ср}}^{\text{гр}}=68,5^{\circ}\text{C}$):

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 68,5 - 0,63 \cdot 68,5^2) \cdot 0,41^{0,73} = 11701 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки пластины к нагреваемой воде ($t_{\text{ср}}^{\text{H}}=47,5^{\circ}\text{C}$):

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 \cdot (23000 + 283 \cdot 47,5 - 0,63 \cdot 47,5^2) \cdot 0,38^{0,73} = 9863 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи K_{II} определяется при $\beta=0,8$:

$$K_{\text{II}} = \frac{0,8}{\frac{1}{11701} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{9863}} = 3214 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}.$$

Требуемая поверхность нагрева водоподогревателя II ступени ($\Delta t_{\text{ср}}^{\text{II}}=21^{\circ}\text{C}$):

$$F^{\text{II}} = \frac{0,68 \cdot 10^6}{3214 \cdot 21} = 10,1 \text{ м}^2.$$

Количество ходов (или пакетов при разделении на одноходовые теплообменники):

$$X^{\text{II}} = \frac{10,1 + 0,5}{2 \cdot 6 \cdot 0,5} = 1,77 \text{ шт.}$$

Округляем до целой величины $X^{\text{II}}=2$.

Действительная поверхность нагрева водоподогревателя II ступени:

$$F^{\text{II}} = (2 \cdot 6 \cdot 2 - 1) \cdot 0,5 = 11,5 \text{ м}^2.$$

Потери давления II ступени водоподогревателя по греющей воде:

$$\Delta P_{\text{гр}}^{\text{II}} = 1,3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 68,5) \cdot 0,41^{1,75} \cdot 2 = 34,7 \text{ кПа}.$$

Потери давления второй ступени водоподогревателя по нагреваемой воде принимая $\varphi=1,5$, при пропуске максимального секундного расхода воды на горячее водоснабжение:

$$\Delta P_H^{II} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 47,5) \cdot 0,42^{1,75} \cdot 2 = 57,6 \text{ кПа.}$$

Суммарные потери давления (напора) по нагреваемой воде при пропуске максимального секундного расхода на горячее водоснабжение:

$$\Delta P_H = \Delta P_H^I + \Delta P_H^{II} = 93 + 57,6 = 150,6 \text{ КПа (15,06 м.в ст).}$$

В результате расчета в качестве водоподогревателя в системе горячего водоснабжения принимаем два теплообменника (I и II ступени) с пластинами типа 0,5 Пр, толщиной 0,8 мм из стали 12Х18Н10Т (исполнение 01), на двухопорной раме (исполнение 2К), с уплотнительными прокладками из резины марки 359 (условной обозначение - 10). Поверхность нагрева I ступени – 17,5 м², II ступени – 11,5 м². Схема компоновки I ступени:

$$C_x = \frac{6+6+6}{6+6+6}.$$

Схема компоновки II ступени:

$$C_x = \frac{6+6}{6+6}.$$

8.5 Методика расчета и подбора насосных групп отопительных контуров системы здания.

Подбор необходимого насоса осуществляется по его номинальным параметрам.

Основные параметры насосов:

- КПД - отношение полезной мощности насоса к потребляемой.
- мощность – работа насоса в единицу времени
- *подача* – это количество жидкости, которое перекачивается насосом (установкой) в единицу времени. В характеристиках насосов обычно принято задавать объемную подачу, т. е. объем жидкости, полезно используемый потребителем, при давлении, измеренном на выходе из насоса. Для

гидроструйных насосов кроме полезной (пассивной) подачи должен быть задан расход рабочей (активной) жидкости.

- напор - повышение давления насосом

Под напором насоса (Н) понимается удельная механическая работа, передаваемая насосом перекачиваемой жидкости.

$$H = \frac{E}{G}, \text{ м} \quad (40)$$

Е - механическая энергия, Н·м

G - вес перекачиваемой жидкости, Н

При этом напор, создаваемый насосом, и расход перекачиваемой жидкости (подача) зависят друг от друга. Эта зависимость отображается графически в виде характеристики насоса.

Вертикальная ось (ось ординат) отражает напор насоса (Н), м.

Возможны также другие масштабы шкалы напора. При этом действительны следующие соотношения:

$$10 \text{ м в.ст.} = 1 \text{ бар} = 100\,000 \text{ Па} = 100 \text{ кПа}$$

На горизонтальной оси (ось абсцисс) нанесена шкала подачи, м³/ч.

Характеристика насоса приобретает форму падающей кривой, которая может зависеть, в частности, от частоты вращения мотора. При этом крутизна характеристики и смещение рабочей точки влияет также на изменение подачи и напора:

- пологая кривая – большее изменение подачи при незначительном изменении напора
- крутая кривая – большое изменение подачи при значительном изменении напора

Трение, имеющее место в трубопроводной сети, ведет к потере давления перекачиваемой жидкости по всей длине. Кроме этого, потеря давления зависит от температуры и вязкости перекачиваемой жидкости, скорости потока, свойств арматуры и агрегатов, а также сопротивления, обусловленного диаметром, длиной и шероховатостью стенок труб. Потеря давления отображается на

графике в виде характеристики системы. Для этого используется тот же график, что и для характеристики насоса. Причиной гидравлического сопротивления, имеющего место в трубопроводной сети, является трение воды о стенки труб, трение частиц воды друг о друга, а также изменение направления потока в фасонных деталях арматуры. При изменении подачи при открывании и закрывании термостатических вентилей, изменяется также скорость потока и, тем самым, сопротивление. Так как сечение труб можно рассматривать как площадь живого сечения потока, сопротивление изменяется квадратично. Поэтому график будет иметь форму параболы.

Эту связь можно представить в виде следующего уравнения:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad (41)$$

Расчет и выбор насоса

В автономных котельных устанавливают следующие группы насосов.

При двухконтурной схеме:

- насосы первичного контура для подачи воды от котлов к подогревателям отопления, вентиляции и горячего водоснабжения;
- сетевые насосы систем отопления (насосы вторичного контура);
- сетевые насосы систем горячего водоснабжения;
- циркуляционные насосы горячего водоснабжения.

При одноконтурной схеме:

- сетевые насосы систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения;
- рециркуляционные насосы горячего водоснабжения.

При выборе насосов принимают:

- а) подачу насосов первичного контура, м³/ч

$$G_{do} = \frac{Q_{o\max} + Q_{h\max} + Q_{v\max}}{(\tau_1 - \tau_2)c} \quad (42)$$

где G_{do} - расчетный максимальный расход греющей воды от котлов;

τ_1 - температура греющей воды на выходе из котлов, °С;

τ_2 - температура обратной воды на входе в котел, °С;

- напор насосов первичного контура на 20-30 кПа больше суммы потерь давления в трубопроводах от котлов до подогревателя, в подогревателе и в котле;

б) подачу насосов вторичного контура, м³/ч

$$G_o = \frac{Q_{do} + Q_{v\max}}{(t_1 - t_2)c}, \quad (43)$$

где G_o - расчетный максимальный расход воды на отопление и вентиляцию;

t_1 - температура воды в подающем трубопроводе системы отопления при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, °С;

t_2 - температура воды в обратном трубопроводе системы отопления, °С;

- напор насосов вторичного контура на 20-30 кПа больше потерь давления в системе отопления;

в) подачу сетевых насосов горячего водоснабжения, м³/ч

$$G_{dh\max} = \frac{Q_{h\max}}{(\tau_1 - \tau_2)c}, \quad (44)$$

- напор сетевых насосов горячего водоснабжения на 20-30 кПа больше суммы потерь давления в трубопроводах от котлов до подогревателя горячего водоснабжения, в подогревателе и в котле;

г) подачу циркуляционных насосов горячего водоснабжения в размере 10% расчетного расхода воды на горячее водоснабжение

$$G_{zh} = 0,1G_{h\max}, \quad (45)$$

где $G_{h\max}$ - максимальный часовой расход воды на горячее водоснабжение, м³/ч, рассчитывается по формуле

$$G_{h\max} = \frac{Q_{h\max}}{(t_{h1} - t_{h2})c} \quad (46)$$

где t_{h1} - температура горячей воды, °С;

t_{h2} - температура холодной воды, °С.

Для приема излишков воды в системе при ее нагревании и для подпитки системы отопления при наличии утечек в автономных котельных рекомендуется предусматривать расширительные баки диафрагменного типа:

- для системы отопления и вентиляции;
- системы котла (первичного контура).