МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи
УДК 696.2

АЛИМХОДЖАЕВ ДИЛШОД ИСЛАМОВИЧ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

диссертация
на соискание академической степени магистра по специальности

5А340403 - Теплогазоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха и охрана воздушного бассейна

Научный руководитель:

к.т.н., с.н.с. Рашидов Ю.К.

ТАШКЕНТ – 2013

О Г Л А В Л Е Н И Е

	Введение.	5
Глава I	**ОБЗОР СИСТЕМ СОЛНЕЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ.**	7
1.1.	Обзор систем солнечного охлаждения абсорбционного типа. . .	8
1.2.	Эффективность абсорбционной системы солнечного охлаждения.	13
1.3.	Моделирование абсорбционных холодильных установок.	22
	Выводы по главе I	
Глава II	**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ УЛУЧШЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ АБСОРБЦИОННЫХ ГЕЛИО-ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК.**	28
2.1.	Гелиохолодильник круглосуточного действия	28
2.2.	Улучшение технических характеристик твердых сорбентов для солнечных холодильников.	32
	Выводы по главе II.	45
Глава III	**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ГЕЛИОХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК**	46
3.1.	Экспериментальные исследования процесса десорбции	46
3.2.	Зависимость абсорбции аммиака абсорбентом $Ca[NH_3]_8C1_2$ от давления	51
	Выводы по главе III.	55
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.	56
	Список использованной литературы	58

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой ПСЭИК
к.т.н., доц. Рашидов Ю.К.
«___»_____2012 г.

ЗАДАНИЕ ПО ПОДГОТОВКЕ И НАПИСАНИЮ МАГИСТЕРСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ

Магистерская диссертация по теме: *Использование солнечной энергии в системах кондиционирования воздуха*
название (с указанием материалов конкретных организаций)
утверждённая приказом ректората института от «27 »____02___2012 г.
за номером ____2/53_____по кафедре____*ПСЭИК*_____
за слушателем___*Алимходжаев Дилшод Исламович*_____
научный руководитель ____Рашидов Ю.К.., *к.т.н., с.н.с.*_____
Ф.И.О., занимаемая должность, учёная степень, учёное звание
должна быть подготовлена и представлена к предварительной защите на кафедру_____20 *июня 2013 г.*_____
число, месяц, год
В работе будут использованы: *Авторефераты, справочная литература, КМК, статьи журналов, отчёты о научно-исследовательской работе,*
Практические, балансовые и др. материалы, стат. данные др. ведомств и т.п. за годы публикации,
материалы семинаров, обзорные проспекты, брошюры, каталоги
труды и т.д. законодательные и нормативные акты, инструкции и т.п.

В работе предусматривается*: Использование солнечной энергии в системах кондиционирования воздуха, обзор работ по системам солнечного охлаждения, анализ эффективности систем солнечного охлаждения абсорбционного типа, кондиционирование воздуха при использовании твердых адсорбентов, моделирование абсорбционных холодильных установок, разработка и исследование улучшенных конструкций абсорбционных гелиохолодильных установок, Разработка гелиохолодильника круглосуточного действия, улучшение технических характеристик твердых сорбентов для солнечных холодильников, экспериментальные исследования абсорбционных гелиохолодильных установок*
лит. таблицы, группировочные таблицы, графики, схемы, диаграммы, математические модели и т.п.
В работе предусматривается изложение следующих групп вопросов:

1-я группа *Обзор систем солнечного охлаждения*.
название
2-я группа *Разработка и исследование улучшенных конструкций абсорбционных гелиохолодильных установок*
название
3-я группа *Экспериментальные исследования абсорбционных гелиохолодильных установок*

название

Задание выдано _____

число, месяц, год

Научный руководитель *Рашидов Юсуф Каримович*

подпись, Ф.И.О., дата

Задание принял слушатель *Алимходжаев Дилшод Исламович*

График завершения магистерской диссертации в первоначальном варианте

Глава I. *Обзор систем солнечного охлаждения*

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

Глава II. *Разработка и исследование улучшенных конструкций абсорбционных гелиохолодильных установок*

название второй главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

Глава III. *Экспериментальные исследования абсорбционных гелиохолодильных установок*

название третьей главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

Предварительная защита диссертация на кафедре *20 июня 2013 г.*

срок, дата, год

Задание выдано *к.т.н., с.н.с.*

научный руководитель магистерской диссертации

Рашидов Юсуф Каримович

Ф.И.О.

_____

подпись

_____

дата

Задание принял *Алимходжаев Дилшод Исламович*

Ф.И.О., слушателя, подпись

_____

Дата

В В Е Д Е Н И Е

Актуальность темы. В последнее время, в связи с ростом цен на традиционные энергоносители, вновь начинает увеличиваться интерес к использованию солнечной энергии. При этом новый интерес к солнечным установкам также пока основан на тезисе - с увеличением цен на топливо конкурентоспособность солнечных установок будет возрастать.

В летнее время в климатических условиях Республик Центральной Азии, в том числе нашей Республики, вопросы смягчения микроклимата тем или иным способом представляет собой важную народнохозяйственную проблему.

Капитальные затраты на системы кондиционирования воздуха помещений нередко достигают 20% от общей стоимости зданий, а эксплуатационные - 30÷50% от всей стоимости эксплуатации.

Источником перегрева зданий в летнее время является солнечная радиация, которая имеет максимальную интенсивность в данный период года. При этом наблюдается прямая зависимость: чем больше поступление солнечной радиации, тем больше потребность в охлаждении зданий. Это создаёт благоприятные условия для использования солнечной энергии в системах кондиционирования воздуха, так как производительность солнечных холодильных устройств возрастает с увеличением поступления солнечной радиации.

Поэтому разработка солнечных холодильных устройств для систем летного кондиционирования воздуха является **актуальной** задачей для нашей Республики. Однако известные солнечные холодильные установки имеют два существенных недостатка. Это низкий КПД порядка нескольких процентов и периодичность действия.

Целью диссертационной работы является изучение возможностей использование солнечной энергии в системах кондиционирования воздуха, увеличение КПД гелиохолодильных установок и создание установок круглосуточного действия.

Для достижения поставленной цели в работе планировались следующие **научно – технические задачи:**

1. Выполнить обзор работ по системам солнечного охлаждения.
2. Провести анализ эффективности систем солнечного охлаждения абсорбционного типа.
3. Изучить кондиционирование воздуха при использовании твердых адсорбентов.
4. Моделирование абсорбционных холодильных установок.
5. Разработка и исследование улучшенных конструкций абсорбционных гелиохолодильных установок.
6. Разработка гелиохолодильника круглосуточного действия.
7. Улучшение технических характеристик твердых сорбентов для солнечных холодильников.
8. Экспериментальные исследования абсорбционных гелиохолодильных установок.

Объектом исследования является системы летного кондиционирования воздуха с применением солнечных абсорбционных холодильных установок.

ГЛАВА 1. ОБЗОР СИСТЕМ СОЛНЕЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ СОЛНЕЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Использование солнечной энергии в холодильных циклах может рассматриваться с точки зрения двух различных, но связанных между собой областей применения: охлаждение с целью сохранения пищевых продуктов и создание комфорта в помещениях. В /12/ приведен краткий обзор литературы, посвященной этим областям применения, основанных на общих технологических принципах. Затем рассматривается ряд задач, связанных с разработкой систем кондиционирования воздуха на базе использования солнечной энергии. В частности, обсуждаются вопросы использования плоских коллекторов для системы зимнего отопления и летнего охлаждения в климатических условиях Узбекистана.

Охлаждение с помощью солнечной энергии исследовано гораздо в меньшей степени, чем отопление. Целый ряд зданий с солнечным отоплением был спроектирован, построен, в течение продолжительного периода испытан, детально изучен, а соответствующие результаты опубликованы. Напротив, охлаждение с помощью солнечной энергии исследовалось в немногих непродолжительных экспериментах, которые лишь подтвердили техническую осуществимость солнечных абсорбционных воздушных кондиционеров, однако не обеспечили необходимым материалом для проведения расчетов таких систем и не выявили наиболее существенные требования для их проектирования. Поэтому охлаждение с помощью солнечной энергии находится на более раннем этапе исследования и разработки, чем солнечное отопление. В течение нескольких последних лет осуществлено моделирование систем охлаждения, что дает возможность проводить расчеты и идентификацию наиболее ответственных узлов конструкций.

В этой главе основное внимание уделяется работе установок кондиционирования воздуха, в которых используются такие же плоские

коллекторы, как и в системах зимнего отопления. В принципе солнечную энергию можно превращать в электрическую или механическую и использовать затем эту энергию для питания компрессионных систем охлаждения. Основная трудность связана с осуществлением первой ступени преобразования энергии. Если удастся решить эту проблему экономически, то будет открыт путь к созданию воздушных кондиционеров компрессионного типа с использованием солнечной энергии, что позволит избежать целого ряда проблем, присущих абсорбционным системам, и тогда представится возможность написать новую главу по солнечному охлаждению.

1.1. Обзор систем солнечного охлаждения абсорбционного типа

Разработка абсорбционных систем солнечного охлаждения проводилась в двух направлениях. Первое направление связано с использованием непрерывно действующих охлаждающих систем, аналогичных по конструкции и действию обычным газовым или паровым установкам. В этих системах энергия от системы коллектор — аккумулятор - дополнительный источник подается к генератору в тех случаях, когда требуется охлаждение помещения. Второе направление связано с использованием систем периодического действия, аналогичных по принципу действия промышленным пищевым холодильникам "Айси-болл" фирмы "Кросли", которые использовались много лет назад в сельских местностях до их электрификации и до изобретения компрессионных холодильников. Системы охлаждения периодического действия, насколько нам известно, не получили применения для кондиционирования воздуха и поэтому не были детально исследованы с точки зрения их возможного применения для кондиционирования воздуха с помощью солнечной энергии.

Современный опыт показывает, что непрерывные абсорбционные циклы могут быть реализованы при использовании плоских коллекторов.

Схема одного из возможных решений такой системы приведена на рис. 1.1. Ограниченный рабочий интервал температур плоских коллекторов накладывает определенные ограничения на выбор промышленной установки, допуская ли ль использование систем, работающих на водном растворе бромида лдтия. При работе машин на бромиде лития требуется вода для охлаждения абсорбера и конденсатора, в связи с чем, по-видимому, понадобятся градирни. Использование охлаждающих систем на водном растворе аммиака, которые в настоящее время широко производятся промышленностью, затруднительно, поскольку в генераторе такой системы необходимо поддерживать высокие температуры.

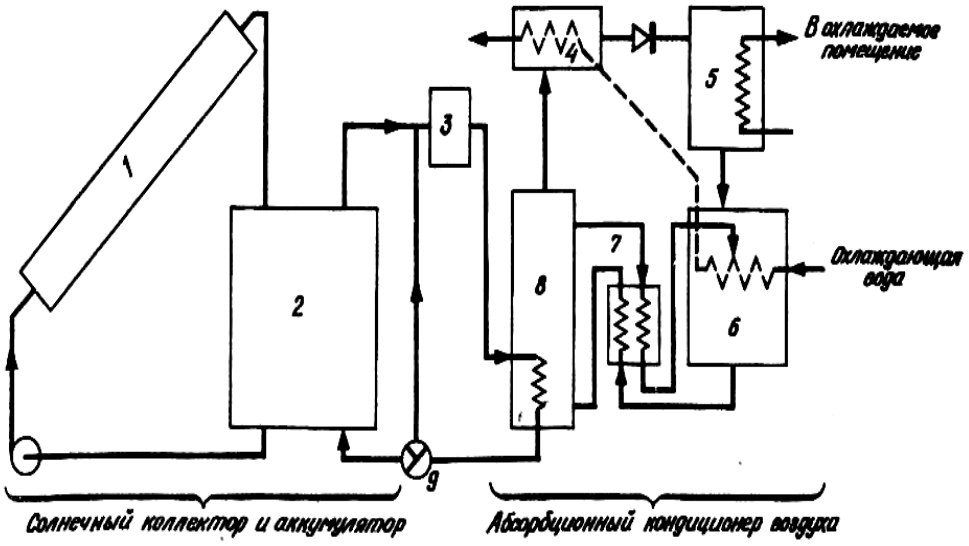

Рис. 1.1. Схема абсорбционной системы кондиционирования воз. духа с использованием солнечной энергии.
1 — коллектор; 2'— бак-аккумулятор; 3 - дополнительный источник энергии; 4 — конденсатор; 5 - испаритель; 6 - абсорбер; 7 - тепло-обменник; 8 - генератор; 9 - трехпозиционный кран.

Известны немногочисленные попытки создания абсорбционных систем охлаждения с плоскими коллекторами. Разработка специальных систем охлаждения для работы на солнечной энергии позволит, по-видимому, подимому, понизить рабочие температуры генератора, улучшить режим работы в заданном интервале температур и повысить эффективность

использования энергии, поступающей от коллектора в генератор. Если размер коллектора определять исходя не из требований обеспечения тепловой нагрузки, а по условиям охлаждения, то возможно удастся создать систему охлаждения с более высоким, чем обычно, к.п.д. Например, можно использовать двухступенчатые испарители для снижения требований к подводимой энергии [8, 19]. Таким образом, условия работы и ограничения, накладываемые на систему, работающую за счет солнечной энергии, могут привести к созданию систем охлаждения, существенно отличающихся от соответствующих систем, работающих на обычном топливе.

Абсорбционное охлаждение непрерывного действия с использованием солнечной энергии представляет собой технически осуществимый метод солнечного охлаждения. В Висконсинском университете была экспериментально проверена работа модифицированного серийного кондиционера воздуха на бромиде лития, в генератор которого вместо пара подавалась горячая вода от солнечного водонагревателя [9]. Характеристики этой экспериментальной установки были изучены как при кратковременной работе, так и при непрерывном действии в течение ряда "полных" суток. Результаты этих экспериментов приведены в следующем разделе.

В работе [10] аналитически исследована работа системы солнечного охлаждения на водном растворе бромида лития, используемой в комбинации с плоским коллектором, для выявления ее основных расчетных параметров и интегральной оценки влияния специфики прихода солнечной энергии на рабочие характеристики установки. В рамках принятых в этом исследовании допущений показано, что наиболее важное значение в системе имеют эффективность теплообменника, расположенного между абсорбером и генератором, температура охлаждающей воды и конструкция генератора. Требования к генератору в такой системе оказываются более высокими, чем в холодильных системах

на обычном топливе, поскольку эффективность всей системы определяется работой как коллектора, так и холодильной части системы. Экспериментальная программа была также разработана в шт. Квинсленд (Австралия) применительно к специально разработанному лабораторному зданию [17].

В работе [7] проведен расчет коэффициента полезного действия системы солнечного охлаждения непрерывного действия на водном растворе бромида лития применительно к климату Коломбо (Цейлон). В этой работе обращается внимание на возможность накапливания хладагента-абсорбента для аккумулирования энергии и проведены предварительные экономические оценки, которые показали, что в условиях Коломбо системы, использующие солнечную энергию, могут быть конкурентноспособными с электрическими компрессионными системами.

В работе [14] проведено моделирование системы солнечного и газового отопления и охлаждения с использованием выборочных метеорологических данных, характерных для зимнего и летнего сезонов в районе Мадисона (шт. Висконсин). Вычислительная машина, которая применялась в этих исследованиях, имела низкое быстродействие. Полученные результаты сводились к тому, что проведенное моделирование хорошо подтверждается известными экспериментальными данными. И теперь этот вывод кажется еще более достоверным, чем десять лет назад.

Фарбер и др. [12, 13] исследовали ряд систем солнечного охлаждения на водном растворе аммиака. В этих системах использовались плоские коллекторы без аккумулятора. Вода, поступающая в генератор, обычно имела температуру в интервале 60 - 93°С; температура воды конденсата не оговаривалась. Типичные концентрации аммиака в абсорбере и генераторе составляли 58 и 39 %. Установка действовала непрерывно с различными расходами в зависимости от поступления энергии. Таким образом, были проведены довольно существенные экспе-

риментальные и теоретические исследования систем этого класса, однако диапазон конкретных исследований был довольно узок. Во всех этих исследованиях проблема аккумулирования энергии трактовалась неоднозначно, и только один эксперимент был посвящен исследованию вопросов комбинированной системы отопления и охлаждения.

Другим типом солнечного охлаждения является *абсорбционное охлаждение периодическою действия.* Известные на сегодня работы, посвященные таким циклам, в основном связаны с исследованием возможности применения подобных холодильников для хранения пищевых продуктов, а не для охлаждения помещений. Однако результаты этих работ могут быть взяты за основу для решения проблем кондиционирования воздуха, поскольку применение упомянутых циклов обеспечивает потенциальную возможность решения проблемы аккумулирования энергии. В этих циклах выделение хладагента из абсорбента происходит на стадии регенерации, когда хладагент конденсируется и аккумулируется. На стадии охлаждения хладагент испаряется и поглощается вновь. Простейшая схема такого процесса показана на рис.1.2. Таким образом, имеет место раздельное аккумулирование хладагента и абсорбента. Модификация этого простого цикла состоит во введении пар испарителей, конденсаторов или других устройств, что может обеспечить практически непрерывный режим охлаж-

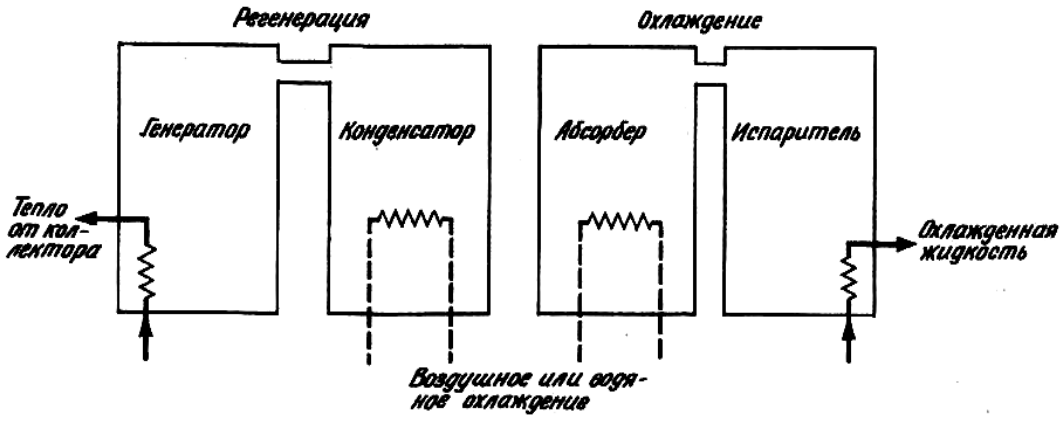

Рис. 1.2. Схема периодического абсорбционного цикла охлаждения. *Слева — цикл регенерации, справа — цикл охлаждения. Генератор и абсорбер так же, как конденсатор и испаритель, совмещены в одном элементе, выполняющем соответственно две функции.*

дения при более высоком к.п.д.

В периодических циклах в качестве систем хладагент — абсорбент использовались растворы NH_3 - H O и NH_3 -NaSCN. В более поздних устройствах в качестве абсорбента применялся раствор NaSCN в NH_3, а в качестве хладагента NH_3. Эта система была исследована Блитасом и Дэниелсом [2], а также Сарджентом и Бэкманом [16]. Было установлено, что такая система имеет хорошие термодинамические свойства при производстве льда. В работе [20] опубликованы данные экспериментальных исследований водоаммиачных холодильников периодического действия, использующих энергию фокусирующего коллектора, для регенерации.

Чиннаппа[5, 6], а также Свортмен и Сваминатан [18] провели экспериментальное исследование режимов работы системы периодического действия на водном растворе аммиака, в которой в качестве источника энергии использовались плоские коллекторы. Абсорбер и генератор представляли собой разделенные емкости. Генератор являлся составной частью плоского коллектора, в которой раствор хладагент-абсорбент циркулировал в трубах за счет термосифонного эффекта и движения пузырьков. При примерно одинаковых по времени циклах регенерации и охлаждения (5 — 6 ч каждый) удалось получить полный коэффициент полезного действия порядка 0,06 при изменении температуры генератора в процессе регенерации от комнатной до 99° С. Температуры в испарителе были ниже 0°С. При использовании охлаждающей воды с температурой ~ 30° С эффективное охлаждение на единицу площади поверхности коллектора экспериментальной установки составляло в ясные дни от 50 до 85 кДж/м^2.

1.2. Эффективность абсорбционной системы солнечного охлаждения

Исследованию работы абсорбционных холодильных устройств непрерывного действия на водном растворе бромида лития с плоскими

коллекторами в качестве источника энергии посвящено относительно небольшое число экспериментов. Чанг и др. [9] опубликовали результаты экспериментов, в которых холодильная.установка работала в комбинации с плоским коллектором. Коллектор представлял собой плоский водонагреватель с двумя стеклянными покрытиями, причем площадь коллектора составляла $^1/_3$ - $^1/_5$ требуемой площади. Для точного воспроизведения коллектора большей площади применялся тепловой усилитель. В эксперименте не использовались какие-либо дополнительные (в обычном смысле) источники энергии и не осуществлялось аккумулирование тепла. Холодильная установка представляла собой машину Аркла с номинальной производительностью 3 т, в которой предусматривалось нагревание генератора паром. В данных экспериментах конструкция внешних узлов генератора была несколько изменена, чтобы его можно было нагревать водой от солнечного коллектора. В результате этих изменений мощность холодильной установки уменьшилась до $\sim {}^2/_3$ от номинального уровня. Эффективная площадь коллектора выбиралась таким образом, чтобы максимальная производительность (в полдень) полностью соответствовала уменьшенной мощности холодильника. Эффективную площадь коллектора в этих экспериментах можно было легко менять, регулируя тепловой усилитель.

На рис. 1.3 приведены характеристики работы этой системы в облачный и ясный дни. Отчетливо видна временная зависимость охлаждения, а также ограниченная продолжительность действия холодильной установки в системе, не содержащей аккумулятора. В табл.1.1 приведены суммарные результаты, характеризующие работу данной системы в течение нескольких дней.

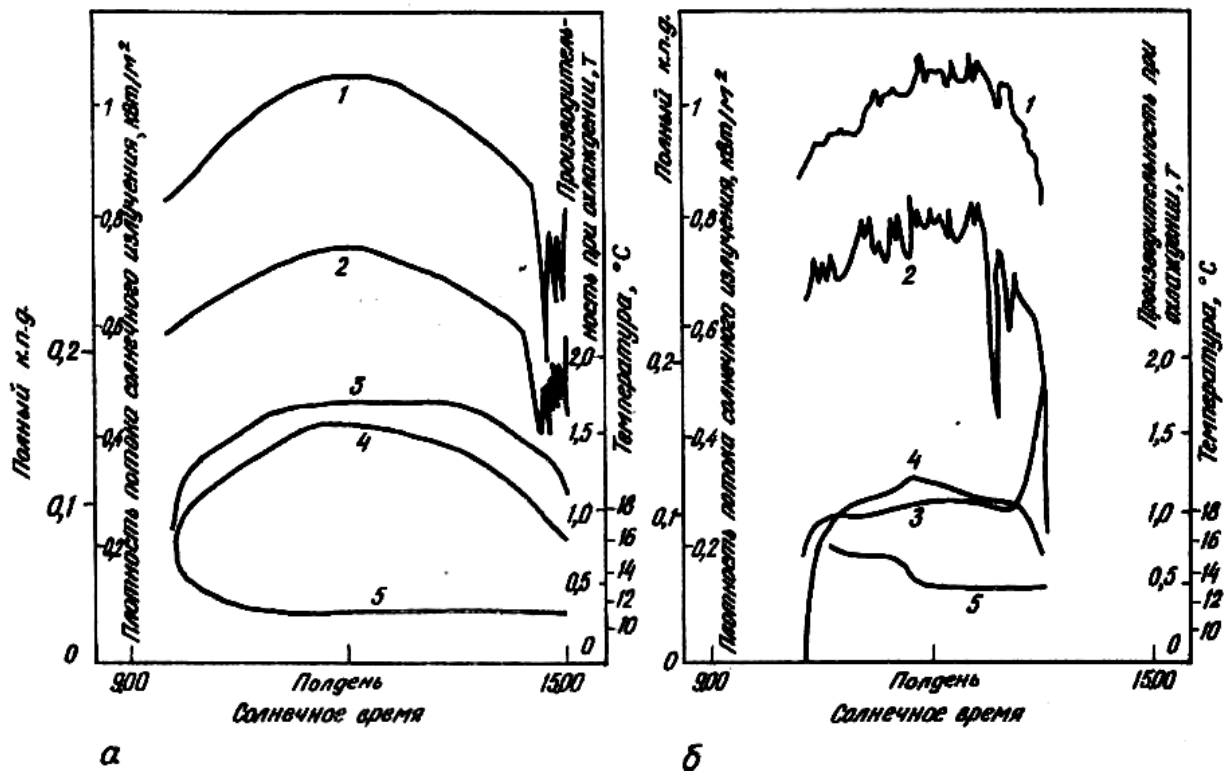

Рис.1.3. Характеристики работы экспериментальной системы плоский коллектор — холодильная установка на водном растворе бромида лития в течение двух суток [9].
а — работа в ясный день, площадь коллектора 31,8 м^2; б - работа в облачный день, площадь коллектора 35 м^2; 1 - плотность потока излучения на поверхности, наклоненной под углом 35°; 2 - плотность потока излучения на горизонтальной поверхности; 3 - к.п.д.; 4 — производительность при охлаждении; 5 - температура испарения.

На основе этих и других подобных экспериментов можно сделать заключение о возможности применения абсорбционных установок на водном растворе бромида лития в системе солнечного охлаждения.

Без изменения конструкции генератора эти установки могут работать с уменьшенной мощностью. Если их реконструировать, то они будут работать с номинальными мощностями при нагревании генератора горячей водой. При работе с недогрузкой возможно некоторое уменьшение к.п.д. и снижение уровня влажности воздуха в помещении. Таким образом, температурный диапазон генератора, требуемый для работы промышленных кондиционеров воздуха на водном растворе бромида лития, согласуется с рабочим температурным диапазоном плоских коллекторов (при этом коллекторы работают приблизительно при такой же

разности температур с окружающей средой, как и в режиме зимнего отопления). Однако для абсорберов и конденсаторов требуется охлаждающая вода и в большинстве случаев - градирни.

Экономика солнечного отопления и охлаждения

Экономический анализ комбинированной системы солнечного отопления и охлаждения в основном проводится так же, как и для одной только системы отопления, но с учетом некоторых дополнительных факторов. Эти дополнительные факторы можно разделить на две группы: факторы, оказывающие непосредственное влияние на затраты, и факторы, влияющие на затраты через показатели тепловой эффективности системы.

Добавление системы охлаждения к системе отопления и горячего водоснабжения, оказывает по меньшей мере двоякое влияние на эффективность системы. Во-первых, что особенно важно, коллектор снабжает систему дополнительной полезной энергией в летнее время, снижая (если рассматривать только коллектор) затраты на получение энергии. Во-вторых, при использовании коллектора для кондиционирования воздуха значительно сокращается расход энергии на горячее водоснабжение в летнее время. Анализ тепловых характеристик системы за полный период отопления и охлаждения позволяет оценить степень влияния тех или иных факторов на эффективность системы в целом.

Экономический анализ системы должен преследовать две цели: оптимизировать систему и сравнить ее с обычными системами того же назначения. Сравнение следует проводить с такими системами, которые вероятнее всего могут рассматриваться в качестве замены систем солнечного отопления и охлаждения. В настоящее время можно сопоставить топливный подогреватель и компрессионный кондиционер, с одной стороны, с системой, состоящей из солнечного коллектора,

дополнительного источника энергии и абсорбционного кондиционера воздуха — с другой. Поскольку стоимость абсорбционных холо
дильных установок значительно выше, чем компрессионных, то дополнительное возрастание исходных затрат может быть возмещено за счет стоимости солнечной установки. Согласно данным Лёфа и Тибота[15], дополнительные затраты могут составлять 1000 долл.. В свою очередь, стоимость энергии, вырабатываемой с помощью солнечной установки, должна быть значительно ниже. Затем можно произвести сравнение по сумме полных годовых затрат на эксплуатацию и стоимость основного оборудования этих систем (или каких-либо иных рассматриваемых систем). Для описания работы комбинированной системы отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования можно использовать уравнения. Уравнение необходимо лишь дополнить величиной $C_{R\ i}$, учитывающей стоимость абсорбционной системы охлаждения

$$C_{T,a} = (C_c A_e + C_{ST} + C_E + C_{Rt}.)l + PC_{p\ +} Q_A C_F. \qquad (1.1)$$

При проведении сравнений по затратам стоимость подогревателя на обычном топливе можно исключить, как и в случае сравнения только отопительных систем, когда входящее в их состав однотипное оборудование не учитывается. При необходимости можно учесть различные амортизационные отчисления по каждому из видов оборудования.

Лёф и Тибот, помимо опубликованной ими работы по экономике солнечного отопления, рассмотренной в предыдущей главе, представили на конгресс в Париже новую работу [15]. В этой работе на основе исследования тепловой модели определена годовая эффективность комбинированной системы, предназначенной для отопления и кондиционирования воздуха, и оценены затраты, что позволило оптимизировать основные конструктивные параметры солнечной установки, а также сравнить ее с другими системами подобного назначения. Исследованная ими система показана на рис.1.4.

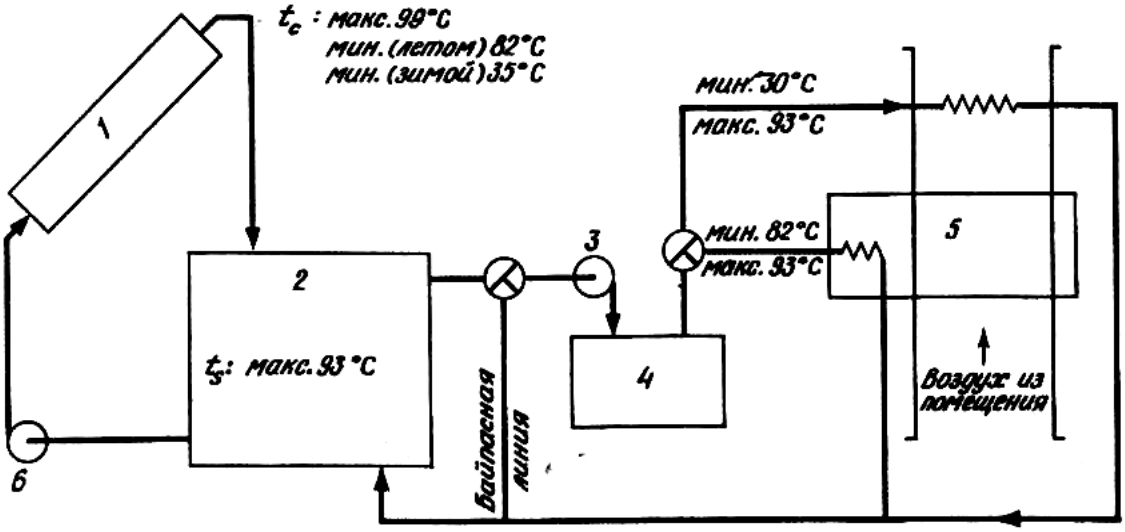

Рис.1.4. Схема комбинированной системы отопления и охлаждения [15]. -
1 - солнечный коллектор; 2 — бак с горячей водой; 3 — насос нагрузки; 4 — дополнительный нагреватель; 5 — кондиционер воздуха; 6 — насос коллектора.

Холодильная установка в этой системе представляет собой абсорбционную машину производительностью 3 т, в генератор которой подается горячая вода при температуре 93° С. В режиме номинальной мощности машины ее к.п.д. составляет 0,6 при условии, что вода в баке-аккумуляторе имеет температуру в пределах 82 — 93°С. Для повышения температуры воды, подаваемой в генератор, до 93°С при ее падении в баке-аккумуляторе ниже 82°С предусмотрен дополнительный источник энергии. Если температура воды в баке-аккумуляторе упала ниже 82°, энергия, необходимая для работы системы кондиционирования воздуха, полностью обеспечивается за счет дополнительного источника и горячая вода подается в генератор холодильной установки по байпасной линии, минуя бак-аккумулятор. Нагрузки по охлаждению и отоплению соответствуют тем же двум зданиям, которые были рассмотрены в более раннем исследовании Лёфа и Тибота (т.е. 0,33 - 0,55 кВт/град при температуре наружного воздуха не более 18 °С). Нагрузки по охлаждению для системы кондиционирования определены с учетом ряда факторов, в том числе явных и скрытых перетоков воздуха, внутреннего

тепловыделения, теплопроводности стен и проникновения солнечного излучения через окна.

При анализе указанной системы отопления и охлаждения изучены четыре ее конструктивных параметра, включая площадь коллектора, угол его наклона, число стеклянных покрытий и объем аккумулятора. Как и в случае отопления, в расчете были использованы метеорологические данные для восьми районов Соединенных Штатов. Проведено также сравнение затрат при использовании солнечной энергии для различных комбинаций режимов отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха. Указанные затраты подсчитаны в зависимости от числа стеклянных покрытий, площади коллектора и объема бака-аккумулятора на единицу площади коллектора.

Показано, что оптимальное число слоев стекла в коллекторе комбинированной системы отопления и кондиционирования равно двум или трем. Оптимальное значение удельного показателя аккумулятора равно - 50 кг/м^2 для системы отопления и для комбинированной системы. В климатических условиях Альбукерке при постоянной площади коллектора увеличение емкости аккумулятора приводит к незначительному повышению эффективности системы солнечного отопления и к еще меньшему повышению эффективности комбинированной системы. Оптимальная площадь коллектора дома в Альбукерке при установлен* ной величине затрат оказывается наименьшей для случая отопления, наибольшей - для кондиционирования и принимает некоторое промежуточное значение для комбинированной системы. Для других климатических районов получаются совершенно иные результаты. Например, в районе Майами кривая затрат в зависимости от площади коллектора для системы отопления не имеет минимума, а аналогичные кривые для системы кондиционирования и комбинированной системы практически совпадают.

Лёф и Тибот для каждого из восьми районов страны сравнили также затраты при минимальной стоимости энергии, полученной за счет солнечной радиации, с затратами при использовании обычных источников энергии в случаях применения раздельных систем отопления и кондиционирования, а также комбинированной системы. Результаты этого сравнения при стоимости коллектора 21,50 долл./м^2, сроке амортизации 20 лет и норме годового процента, равной 8%, показывают, что:

1. В таких городах, как Альбукерке, Майами, Чарлстон, Феникс и Омаха, затраты при использовании солнечной энергии для комбинированной системы оказываются меньшими, чем при использовании ее для систем, предназначенных только для отопления или кондиционирования.

2. В Бостоне, Санта-Мария и Сиэтле затраты при использовании солнечной энергии только для отопления оказываются меньшими, чем аналогичные затраты для комбинированной системы.

Комбинированные системы солнечного отопления и охлаждения

Как отмечалось в предыдущих разделах, мы еще не располагаем достаточным практическим опытом для того, чтобы ответить на вопрос, какая из рассмотренных комбинированных систем может быть принята за базовую. На сегодня достаточно хорошо разработаны аналитические расчетные методы, позволяющие планировать эксперимент для отработки вариантов конструкций. Тем не менее, следует отметить некоторые важные моменты, связанные с работой системы и конструкцией здания.

Одна из задач, которая возникает при создании комбинированных систем отопления и охлаждения, заключается в определении соотношения между летней и зимней нагрузками. Эффективность коллектора и, следовательно, его размеры и конструктивное решение могут определять как та, так и другая нагрузка. Очевидно, что в этой ситуации определяющим фактором является климат, и в таких районах, как

районьгФеникса и Майами, первостепенное значение приобретают требования охлаждения. Конструкция общественных зданий должна учитывать требования нагрузки на кондиционирование даже для условий более северного климата. Следует учитывать также влияние конструктивных особенностей здания на энергетические требования, определяющие соотношения обеих нагрузок. К числу таких особенностей следует отнести, например, распределение окон, затенение карнизами и листвой, а также ориентацию здания. Не следует упускать из виду важное значение уровня термодинамической эффективности системы отопления и охлаждения. Например, при использовании недостаточно эффективной абсорбционной холодильной установки потребуется коллектор значительно больших размеров,(чем при использовании установки с более высоким к.п.д., а это в свою очередь приведет к тому, что требования к коллектору будут определяться условиями летнего койдиционирования воздуха, а не зимнего отопления.

Определенное влияние на нагрузки по отоплению и охлаждению оказывает и способ размещения аккумулятора (внутри или снаружи здания). При размещении действующего аккумулятора тепловой энергии внутри здания его тепловые потери в течение всего отопительного сезона являются полезным вкладом, который в расчетах не учитывается, и дополнительной нагрузкой в период охлаждения.

Если коллекторы служат конструктивным элементом крыши здания, то тепловые потери с его тыльной стороны также являются полезным вкладом в режиме отопления и дополнительной нагрузкой в режиме охлаждения.

Как и в случае использования, только системы солнечного отопления, основной проблемой проектирования считается определение оптимальной площади коллектора, поскольку уменьшение площади коллектора связано с возрастанием роли дополнительного источника энергии, а увеличение — с ограничением возможностей снижения начальных

капиталовложений в солнечную энергетическую установку. Следует отметить, что в настоящее время абсорбционные воздушные кондиционеры значительно дороже компрессионных. В районах, где по климатическим условиям годовые нагрузки по охлаждению невелики, применение абсорбционных холодильных установок увеличит затраты на охлаждение из-за невыгодных условий эксплуатации таких установок.

Изложенные соображения не позволяют пока выработать сколько-нибудь общие рекомендации. В настоящее время наилучший путь разработки таких систем заключается в моделировании и имитации их работы в соответствующих климатических условиях и в выборе наилучшей системы исходя из эффективности и расчетов затрат.

1.3. Моделирование абсорбционных холодильных установок

Солнечные абсорбционные холодильные установки могут работать по крайней мере в двух возможных режимах. В первом режиме холодильная установка работает в расчетных условиях или близких к ним. При этом дефицит энергии постоянно восполняется за счет дополнительного источника, если приход солнечной энергии или поступление тепловой энергии от аккумулятора оказывается недостаточным для обеспечения расчетного режима. В этом случае отбираемая от коллектора или аккумулятора тепловая энергия идет на поддержание расчетной температуры жидкости, поступающей на вход генератора (например, 90°С для холодильной установки на водном растворе бромида лития, реконструированной для совместной работы с солнечной установкой). Энергию, отбираемую при меньшей'температуре, для солнечного охлаждения использовать нельзя. Эти условия соответствуют режиму работы холодильной установки постоянной мощности при постоянном к.п.д. и стабильных условиях теплообмена в испарителе работающей холодильной машины. При моделировании таких систем следует

учитывать теплоемкость здания и зону нечувствительности регулятора, работающего в режиме "включено — выключено".

Во-втором режиме абсорбционная холодильная установка работает при мощностях, меньших номинальной, за счет того, что уровень температуры теплоносителя (например, воды) ниже требуемого по расчетным условиям. В этом случае мощность холодильной установки определяется в основном температурой горячей жидкости, поступающей в генератор, и температурой охлаждающей жидкости в абсорбере и конденсаторе [11].

Для моделирования такого режима работы можно составить полную систему балансовых энергетических уравнений для каждого из элементов холодильной установки. Можно также оценить работу установки, исходя из эмпирических соображений. Такой подход возможен при наличии определенного опыта работы с машиной, позволяющего учесть влияние изменений условий ее эксплуатации (в частности, температур воды в генераторе и абсорбере-конденсаторе) на эффективность холодильной установки. Иллюстрацией этого подхода является рис.1.5, на которой показана мощность конструктивно измененной холодильной машины Аркла, работающей на водном растворе бромида лития, в зависимости от температуры горячей воды на входе в генератор при различных температурах охлаждающей воды в абсорбере и конденсаторе.

Эти зависимости, приведенные в работе [13],- получены в опытах со стационарными машинами Аркла, в процессе которых изучалось влияние введенного конструктивного изменения на снижение уровня заполнения (посредством дополнительного насоса) и на улучшение теплопередачи от горячей воды к раствору в генераторе. Результаты измерений, проведенных на этих и других холодильных установках, работающих на водном растворе бромида лития, показывают, что к.п.д. может быть принят постоянным и равным 0,65, а изменение мощности по отношению к номинальной (д) может быть заключено в пределах от 0,35 до 1,15. Эмпирическое соотношение для Д имеет вид[1]

$$\Delta = 0{,}03114\, T_{\text{гор. вода}} - 0{,}04662\,(T_{\text{охл. вода}} - 18{,}3) - 1{,}56,$$

$$0{,}35 < \Delta < 1{,}15,$$

$$\text{К.п.д.} = 0{,}65\ .$$

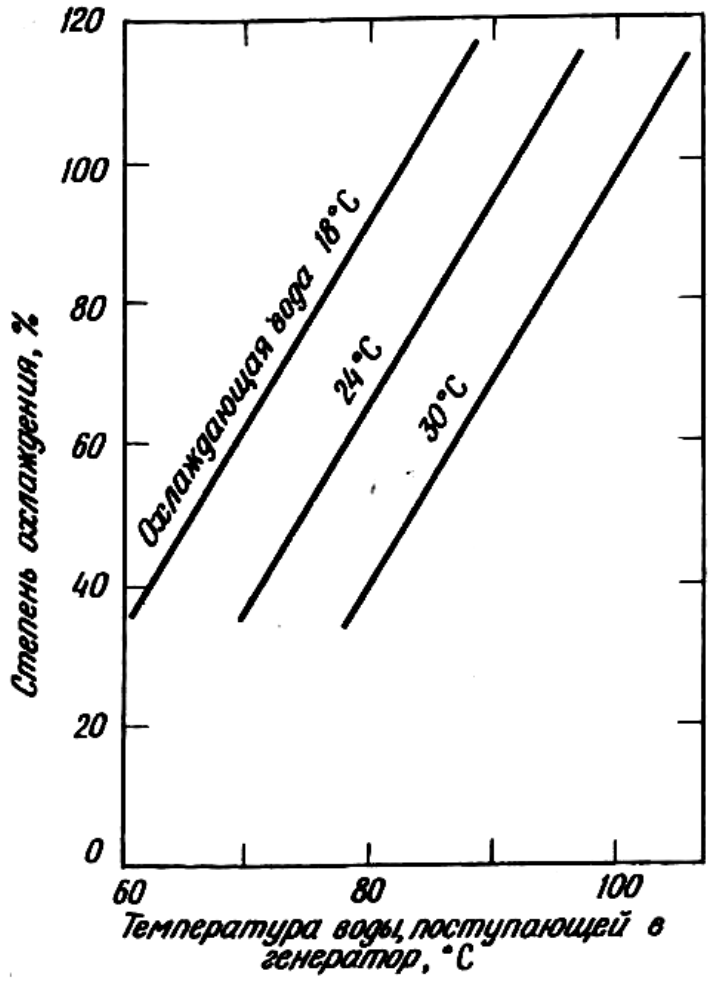

Рис. 1.5. Пример эмпирической оценки зависимости степени охлаждения от температуры воды, нагревающей генератор, и охлаждающей воды в абсорбере и конденсаторе холодильной установки на водном растворе бромида лития.

Такой подход для получения эмпирических соотношений может оказаться весьма полезным при исследовании системы. Конечно, по мере накопления опыта работы результаты будут уточняться. В /6/ рассматривается пример, в котором используется такой же подход.

По всей вероятности, работа холодильной установки на растворе бромида лития с недогрузкой имеет ряд существенных преимуществ с

точки зрения более эффективного использования солнечной энергии. В этом случае можно использовать часть энергии, поступающую от коллектора при более низкой температуре, чем необходимо для работы холодильной установки на полную мощность. Работа холодильной установки с недогрузкой может оказаться очень кстати в тот момент, когда нагрузка на охлаждение снижается и можно удовлетворить другие потребности здания в тепловой энергии. За весь сезон охлаждения может понадобиться значительно меньше дополнительной энергии, если холодильная установка работает не в режиме "включено - выключено" при полной нагрузке, а в непрерывном режиме, но с недогрузкой. Если в системе аккумулирования используется бак горячей воды, то такой аккумулятор может работать в более широком интервале температур ниже точки кипения, что снижает требования к насосному оборудованию в системе коллектор — аккумулятор. Следует отметить, что в системах охлаждения, работающих на обычном топливе, работа с недогрузкой, как правило, не практикуется, поскольку это может привести к нарушению требуемого уровня влажности воздуха в помещении. Это соображение может заставить пересмотреть' конструкцию испарителей холодильной установки, работающей в режиме неполной нагрузки, если окажется, что эффективность коллектора и системы в целом таковы, что этот режим является наиболее подходящим.

Как было отмечено выше, выпускаемые промышленностью абсорб-ционные воздушные кондиционеры предназначены для работы с обыч-ными источниками энергии. Периодический характер поступления солнечной энергии и ограниченный интервал температур теплоносителя выдвигают новые конструктивные задачи, которые еще в полной мере не решены при разработке холодильных установок. В настоящее время можно считать, что основными элементами установки являются генератор и испаритель. Можно также полагать, что достижение высокого значения к.п.д. в значительной степени зависит от создания чувствительного

теплообменника между генератором и абсорбером. Все это может иметь важное прикладное значение в таких климатических условиях, где охлаждение зданий более важно, чем их отопление.

Моделирование систем отопления и охлаждения

Моделирование таких систем в основном аналогично моделированию систем, рассчитанных только на отопление, но при этом следует рассматривать дополнительные элементы, включая холодильное оборудование. Изменение нагрузки по охлаждению во времени имеет большое значение, и при моделировании зданий эта зависимость должна соответствующим образом учитываться. В противоположность системам солнечного отопления, для которых модели "градус — сутки" являются вполне удовлетворительными, здание в данном случае необходимо рассматривать как элемент системы. Выделение тепла и влаги в помещении, внешние притоки воздуха и проникновение солнечной радиации через окна могут оказать значительный вклад при определении основных и скрытых нагрузок. Поэтому при моделировании солнечного охлаждения необходимо учитывать дополнительный метеорологический параметр — температуру влажного термометра — так же, как при расчетах системы отопления учитывались плотность потока солнечной радиации, скорость ветра и температура сухого термометра. Различные программы, с помощью которых можно рассчитать нагрузки на охлаждение, читатель найдет в работе [3].

Расчеты эффективности и экономических показателей систем солнечного отопления и охлаждения

Рассмотрим работу Буца [3], посвященную изучению тепловых нагрузок здания, оборудованного комбинированной системой солнечного горячего водоснабжения, отопления и кондиционирования воздуха. Это рассмотрение не коснулось работы системы охлаждения. В данном разделе

описывается система, содержащая кондиционер воздуха (фиг. 7.1). На этой фигуре показаны все упомянутые элементы системы, расположенные в здании, и дополнительно введенный кондиционер воздуха, градирня, а также несколько измененная схема регулирования работы кондиционера. Как уже указывалось, система работала в климатических условиях Альбукерке и основным изучаемым конструктивным параметром являлась площадь коллектора. Новые элементы системы, способ их регулирования и условия работы могут быть представлены следующим образом.

Выводы по главе I

1. В летнее время в климатических условиях республики в системах кондиционирования воздуха с целью экономии энергии весьма заманчиво использование солнечной энергии для охлаждения воздуха. Для этой цели перспективно применение абсорбционной системы солнечного охлаждения с твердыми адсорбентами, которые отличаются простотой конструкции.

2. Известные солнечные холодильные установки абсорбционного типа с твердыми адсорбентами имеют два существенных недостатка. Это низкий КПД порядка нескольких процентов и периодичность действия.

3. Для расширения масштабов внедрения солнечных холодильных установок абсорбционного типа с твердыми адсорбентами необходимо проведение исследований по совершенствованию их конструкций и улучшению технических характеристик твердых сорбентов для солнечных холодильников.

Глава II. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ УЛУЧШЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ АБСОРБЦИОННЫХ ГЕЛИОХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК.

2.1. Гелиохолодильник круглосуточного действия

Известные гелиоабсорбционные холодильные установки периодического действия с твердым сорбентом имеют плоский генератор-абсорбер, конденсатор, ресивер и испаритель, которые соединены между собой холодопроводом. Генератор-абсорбер выполнен в виде плоской трубчатой батареи, трубы которой заглушены с одного торца фланцами, а с другого подключены к общему коллектору с выводными подтрубками. По оси каждой трубы расположены перфорированные трубы, введенные одним концом в коллектор. Трубы заполнены порошком $Ca[NH_3]_8Cl$.

Примером может служить абсорбционная гелиохолодильная установка (рис.2.1), в которой двухфазный гидротермический процесс применен для повышения экономичности и надежности эксплуатации установки путем использования теплоты конденсации хладагента для нагревательных целей в зимнее время и предохранения адсорбента от перегрева в летнее время [12].

Установка содержит генератор 1 с твердым абсорбентом 2, конденсатор 3, ресивер 4 жидкого хладагента, испаритель 5, трубопровод 6 с запорным вентилем 7, обводную линию 8, на которой установлены обратный клапан 9, дополнительный ресивер 10 и терморегулирующий вентиль 11 с силовым патроном 12.

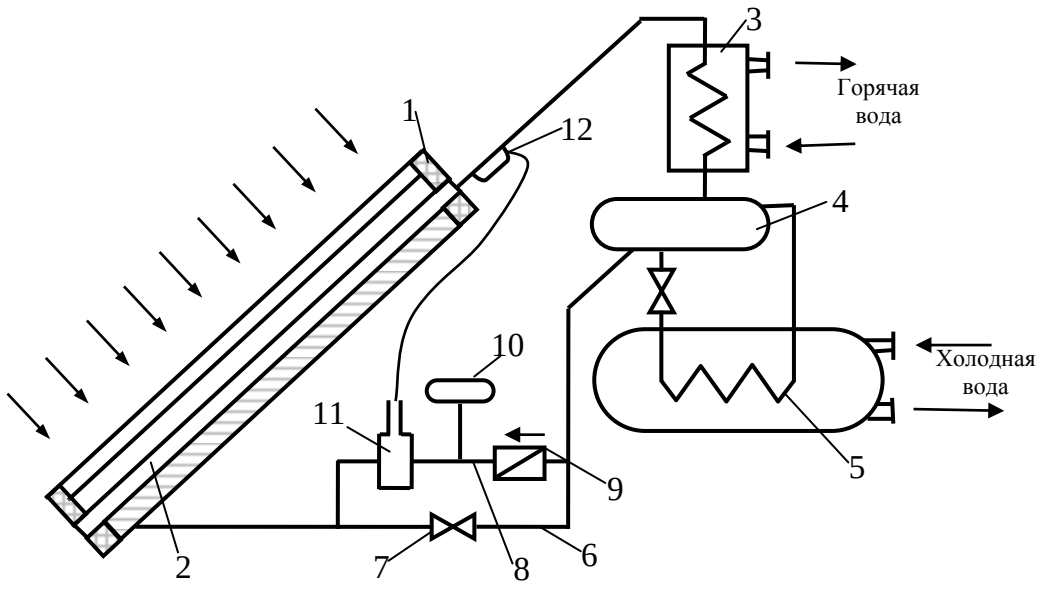

Рис. 2.1. Абсорбционная гелиохолодильная установка периодического действия.

1-генератор; 2-твёрдый абсорбент; 3-конденсатор; 4-ресивер; 5-испаритель; 6-трубопровод; 7-запорный вентиль; 8-обводная линия; 9-обратный клапан; 10-дополнительный ресивер; 11-терморегулирующий вентиль; 12-силовой патрон.

Установка работает в двух режимах. В летнем режиме запорный вентиль 7 на трубопроводе 6 закрыт. Под действием солнечной энергии в генераторе из абсорбента выделяются пары хладагента, например аммиака, которые сжижаются в конденсаторе. Жидкий аммиак накапливается в ресивере 4, испарителе и дополнительном ресивере 10.

Терморегулирующий вентиль настраивается на $100\,^{o}$C. При превышении этой температуры терморегулирующий вентиль открывается, и жидкий аммиак из дополнительного ресивера сливается в нижнюю часть генератора, в котором за счет капиллярных сил подымается по абсорбенту 2, предохраняя его от перегрева. После захода солнца абсорбент в генераторе остывает и начинает усиленно поглощать пары аммиака. При этом давление в установке падает, жидкий аммиак кипит и производит холодильное действие.

В летнем режиме установка вырабатывает днем тепло, а ночью холод. Зимой запорный вентиль 7 открыт и установка работает как тепловая труба с раздельными каналами жидкости и пара. Пары аммиака, выделяющиеся из абсорбента под действием солнечных лучей, поступают в конденсатор, где конденсируясь нагревают протекающую через конденсатор воду. Жидкий аммиак по трубопроводу 6 сливается в генератор.

Необходимый в различные периоды года гидротермический режим в установке, организуется путем изменения количества хладагента в системе, излишки которого скапливаются в дополнительном ресивере. Экономическая эффективность рассмотренной установке выражается в ее круглогодичном использовании для получения тепла и холода.

Несколько усложнив схему установки (рис.2.2), ее можно в зимний период использовать в качестве теплового насоса [22]. При этом обеспечивается также повышение удельной холодопроизводительности в летний период.

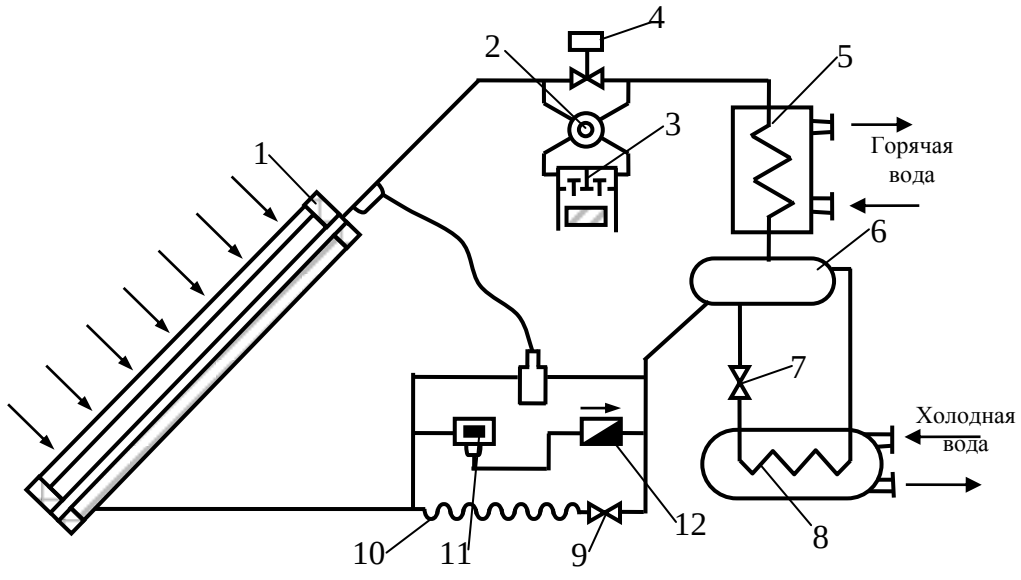

Рис. 2.16. Адсорбционная гелиохолодильная установка, работающая в режиме теплового насоса.

1-генератор; 2-четырёх ходовой переключатель; 3-компрессор; 4-соленоидный вентиль; 5-конденсатор; 6-ресивер; 7, 9-запорный вентиль; 8-испаритель; 10-капилярная трубка; 11-поплавковая камера; 12-обратный клапан; 13-терморегулирующий вентиль.

Двухфазные гидротермодинамические процессы, основанные на взаимном превращении потенциальной и кинетической энергии паров хладагента, можно использовать в гелиоадсорбционной холодильной установке для обеспечения круглосуточного производства холода [131]. Схема такой установки показана на рис.2.17.

При наличии солнца в дневной период суток, в генераторе 1 из твердого адсорбента выделяются при высоком давлении пары холодильного агента. В сопке эжектора 10 пары расширяются, и подсасывать из испарителя 5 по ветви 7 пары хладагента, в котором кипит жидкий хладагент, производя холодильное действие. Смесь паров из эжектора поступает в конденсатор 2, в котором сжижается окружающим воздухом или водой. Жидкий хладагент поступает через дроссельный вентиль 3 в ресивер 4 откуда сливается в испаритель 5. Обратный клапан 8 в это время закрыт за счет разности давлений между генератором 1 и испарителем 5.

В вечерний и ночной период суток, когда отсутствует солнечная радиация, генератор 1 охлаждается наружным воздухом и в нем падает давление паров хладагента за счет их адсорбции твердым адсорбентом. Давление в генераторе 1 становится меньше, чем в испарителе 5. Обратный клапан 9 открывается и в испарителе 5 начинается кипение жидкого хладагента при низком давлении с производством холода. Образующиеся пары хладагента поступают в генератор 1 по ветви 6, в котором адсорбируются твердым адсорбентом. Утром, когда снова восходит солнце, установка производит холод, как указано выше. Так обеспечивается круглосуточное действие гелиоадсорбционной холодильной установки.

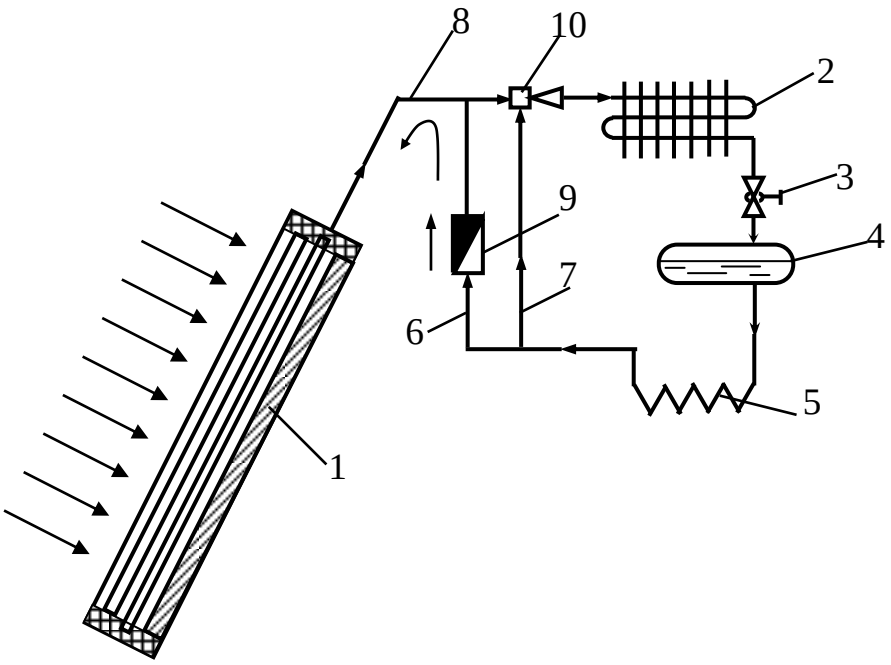

Рис.2.3. Гелиоадсорбиционная холодильная установка круглосуточного действия:

1-генератор; 2-конденсатор; 3-дроссельный вентиль; 4-ресивер; 5-испаритель; 6,7-ветви связи испарителя с генератором; 8-линия связи генератора с конденсатором; 9-обратный клапан; 10-эжектор.

Данная установка отличается от других известных гелиохолодильных установок круглосуточного действия, отсутствием движущихся частей и некоторых вспомогательных элементов, что делает ее простой и надежной в эксплуатации.

2.2. Улучшение технических характеристик твердых сорбентов для солнечных холодильников

Одной из принципиальных вопросов для улучшения технических характеристик твердых сорбентов для солнечных холодильников является проблема эффективного протекания процесса регенерации адсорбента, осуществляемого путем изобарической десорбции рабочей жидкости за счет подвода теплоты от внешнего источника. Для обеспечения высокой термодинамической эффективности этот процесс должен быть близок к

равновесному: температурные напоры должны быть малыми, а давление паров сорбата над адсорбентом, находящимся при температуре T_1, должно лишь незначительно превосходить давление насыщенных паров сорбата в конденсаторе при температуре окружающего воздуха T_2. Аналогично, в процессе поглощения сорбата давление его насыщенных паров при температуре в холодильной камере T_3 должно быть близко к давлению его паров над адсорбентом при T_2:

$$p_{исп}(T_3) \approx p_{сорб}(T_2), \quad p_{сорб}(T_1) \approx p_{исп}(T_2). \tag{2.1}$$

Если считать, что удельные теплоты испарения сорбата $\boldsymbol{q_{исп}}$ и сорбции $\boldsymbol{q_{сорб}}$ постоянны в рассматриваемом диапазоне изменения температур, а для пара сорбата применимо уравнение состояния идеального газа, то интегрирование уравнения Клапейрона-Клаузиса дает:

$$\ln p_{исп}(T_2) - \ln p_{исп}(T_3) = \frac{q_{исп}}{R}\left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_2}\right), \quad \ln p_{сорб}(T_1) - \ln p_{сорб}(T_2) = \frac{q_{сорб}}{R}\left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1}\right), \tag{2.2}$$

где R – газовая постоянная. Из (2.1) из (2.2) можно получить выражение для температуры начала десорбции сорбата T_1*:

$$T_1^* = \frac{T_2}{1 - \frac{q_{исп}}{q_{сорб}}\left(\frac{T_2}{T_3} - 1\right)}. \tag{2.3}$$

Подставив эту температуру в выражение для эффективности цикла Карно [28], получим предельное для САХУ значение коэффициента преобразования теплоты, подведенной к адсорбенту в процессе регенерации, в энергию холода $COP_x^* = q_{исп} / q_{сорб}$ [30, 31, 35]. При подводе тепла к адсорберу при этой температуре получается и максимальный интегральный коэффициент преобразования энергии солнечного излучения в рассматриваемой солнечной адсорбционной холодильной установке [31,33]. В работе [35] минимальная температура десорбции в адсорбционных и химических машинах была рассчитана в общем случае из энтропий и энтальпий адсорбции и испарения.

В работах в [29, 35] для оценки минимальной температуры десорбции предложено использовать полуэмпирическое правило Трутона, декларирующее пересечение кривой равновесия для чистой жидкости и изостер адсорбции в одной точке. Его выполнимость была проверена в [37] для всех основных рабочих пар адсорбционных тепловых машин: вода – силикагель Fuji RD, вода – цеолит 13X, вода – Селективные Сорбенты Воды, аммиак – уголь PX31, метанол – уголь AC-35, метанол – уголь TA90, метанол – цеолит CBV 901 Y и CO_2 – уголь. Правило Трутона позволяет существенно упростить математические выражения, в частности (2.3) при этом превращается [29,36] в

$$T_{1,Tp}^{*} = \frac{T_{2}^{2}}{T_3}. \qquad (2.4)$$

Оказалось [9], что для всех рассмотренных рабочих пар значения T_1^{*}, рассчитанные по формуле (2.4), отличаются от экспериментальных, как правило, не более, чем на 1…3ºС, что сравнимо с точностью определения этой величины. Таким образом, во всех последующих расчетах целесообразно пользоваться выражением (2.4), которое справедливо для всех практически важных случаев. Отметим, что при выполнении правила Трутона выражения (2.3) и (2.4) полностью совпадают, поскольку $q_{исп}/q_{сорб}$ = T_2/T_3 [29], т.е. для адсорбционных устройств отношение $q_{исп}/q_{сорб}$ независимым параметром не является, как, например, для случая химических холодильных машин. Для последних можно оценить погрешность применения правила Трутона при определении T_1^{*}, сравнивая выражения (2.3) и (2.4):

$$\frac{T_{1,Tp}^{*}}{T_1^{*}} = \frac{T_2}{T_3}\cdot\left[1-\frac{q_{исп}}{q_{сорб}}\left(\frac{T_2}{T_3}-1\right)\right]. \qquad (2.5)$$

Для солнечного химического холодильника характерный диапазон изменения температуры окружающей среды T_2 = 10…45ºС (283…308 К), а

температуры охлаждения T_3 = –15…10ºС (258…283 К), и отношение T_2/T_3 изменяется в диапазоне 1,0…1,23. Зависимости $T^*_{1,Tp}/T^*_1$ от T_2/T_3 в этом диапазоне при различных значениях $q_{исп}/q_{сорб}$ представлены. При характерном соотношении теплот $q_{исп}/q_{сорб}=0{,}8$ практически во всем диапазоне изменения T_2/T_3 температуры T^*_1 и $T^*_{1,Tp}$ совпадают с погрешностью менее 1%, что позволяет в дальнейшем пользоваться правилом Трутона и для химических холодильников. Заметные отклонения будут наблюдаться только для случая, когда $q_{исп}/q_{сорб} \le 0.5\ldots0.6$

Итак, для обеспечения начала регенерации адсорбента он должен быть нагрет до температуры $T_1{}^*$, рассчитываемой по (2.3) или (2.4). Если используемый для регенерации нагреватель не позволяет нагреть адсорбент до этой температуры, то адсорбционный холодильник работать вообще не будет, и его энергетическая эффективность будет равна нулю. Как отмечено в [3], наибольшая эффективность САХУ достигается тогда, когда весь сорбат удаляется непосредственно при этой температуре, как это осуществляется в химических тепловых машинах. Для такого идеального адсорбента изобара десорбции при давлении, равном давлению в конденсаторе, должна быть ступенчатой, что соответствует моновариантному типу равновесия [28]. Возможность синтеза реального адсорбента со свойствами, близкими к свойствам идеального, обсуждается в [38, 39].

В реальной САХУ адсорбционное равновесие дивариантно, и равновесное давление паров сорбата над адсорбентом является функцией двух переменных: температуры и влагосодержания адсорбента, а давление насыщенных паров сорбата зависит только от температуры в конденсаторе. Это приводит к тому, что для извлечения сорбата из адсорбента в процессе регенерации требуется повышение температуры адсорбента выше начальной температуры десорбции, т.е. до некоторой

температуры $T_1^{\max} > T_1^*$, при которой осуществляется оптимальное по количеству извлечение сорбата из адсорбента. Наличие оптимума связано с тем, что при малой разности температур ($T_1^{\max} - T_1^*$) эффективность мала, т.к. мала масса удаляемого сорбата, а при большой – она снова уменьшается из-за того, что основная часть сорбата уже удалена и дальнейшее повышение температуры приводит к росту тепловых потерь. Вопрос о выборе оптимальной температуры регенерации будет рассмотрен ниже.

ОПТИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА РЕГЕНЕРАЦИИ АДСОРБЕНТА

Эффективность генерации холода в САХУ характеризуется ее холодильным коэффициентом COP_x. Он равен отношению количества тепла Q_3, отведенного от испарителя холодильной камеры, к теплу Q_1, подведенному к установке в процессах изостерического нагрева до температуры начала десорбции и изобарической десорбции (регенерации) при дальнейшем нагреве, и может быть представлен в виде [32]:

$$COP_x = \frac{Q_3}{Q_1} = \frac{q_{исп}\Delta w}{c_{из}(T_1^* - T_2) + q_{сорб}\Delta w + \bar{c}_p^{дес}\Delta T_1^*}, \qquad (2.6)$$

где Δw – разность между максимальным и минимальным содержанием сорбата в адсорбенте в цикле, $c_{из}$ – теплоемкость адсорбера на стадии изостерического нагрева, включая теплоемкость адсорбента с содержащимся в нем сорбатом, и теплоемкость пассивных элементов конструкции, $\bar{c}_p^{дес}$ – средняя теплоемкость адсорбера на стадии десорбции с учетом изменения содержания в нем сорбата, $\Delta T_1^* = T_1^{\max} - T_1^*$ – перегрев адсорбера выше начальной температуры десорбции T_1^* до максимальной температуры $T_1^{\max}$. Все удельные величины приведены к 1 кг сухого адсорбента.

Соотношение (2.6) можно преобразовать к виду:

$$\frac{COP_x}{COP_x^*} = \frac{1}{1+\alpha/\Delta w}, \tag{2.7}$$

$$\alpha = \frac{c_p^{из}\left(T_1^* - T_2\right) + c_p^{дес}\Delta T_1^*}{q_{сорб}} = \frac{c_p^{из}(T_1^{\max} - T_2) + c_p^c \Delta T_1^* \Delta w/2}{q_{сорб}} \approx \frac{c_p^{из}\left(T_1^{\max} - T_2\right)}{q_{сорб}}, \tag{2.8}$$

поскольку член числителя (2.8), пропорциональный $\Delta T_1^* \Delta w$, в условиях работы реальной САХУ, как правило, существенно меньше первого члена, и его в первом приближении можно не учитывать.

Зависимость COP_x / COP_x^* от количества обмениваемого в процессе работы САХУ сорбата Δw при различных значениях α. С ростом Δw холодильный коэффициент приближается к предельному (COP_x^*), однако темп этого приближения сильно зависит от величины α.

Оценим типичные значения этого параметра для САХУ, использующей в качестве рабочей жидкости воду. Характерная теплота сорбции воды различными адсорбентами составляет $\boldsymbol{q_{сорб}}$ ≈ 3000 кДж/кг [33]. Теплоемкость многих сорбентов (цеолиты, силикагель и др.) составляет 0,7…1,0 кДж/(кг К) [40], а теплоемкость рабочей жидкости в адсорбированном состоянии можно принять близкой к ее теплоемкости в жидком состоянии [40, 41]. Тогда интегральную теплоемкость адсорбента $c_{из}$ можно оценить в 1.0…1.5 кДж/(кг К). Требуемую для работы холодильной установки минимальную разность температур $(T_1^{\max} - T_2)$ оценим в 40ºС (T_2 = 30ºС, $T_1^{\max}$=70ºС). В предельном случае, когда теплоемкость всех инертных масс САХУ принята равной 0, α = 0,015…0,025, что соответствует верхней кривой на рис. 3. COP_x на уровне 90% от предельного в таких условиях может быть реализован уже при Δw = 0,2.

Для учета теплоемкости инертных масс используем данные, представленные в литературе для нескольких хорошо сконструированных САХУ [14, 15]. В работе [14] приводятся полная теплоемкость всех элементов конструкции, контактирующих с адсорбентом, 8221 Дж/К, а

полная теплоемкость адсорбента 5320 Дж/К и поглощенного аммиака (заполнение 0.23 кг/кг) 9645 Дж/К в сумме дают 14965 Дж/К, т.е. в первом приближении, теплоемкость инертных масс составляет примерно половину от теплоемкости системы «адсорбент-поглощенный сорбат». К аналогичным результатам приводят данные, представленные в работе [15]: теплоемкость солнечного приемника (23250 Дж/К) примерно вдвое меньше, чем суммарная теплоемкость адсорбента (26420 Дж/К) и поглощенного метанола (25500 Дж/К). Таким образом, теплоемкость инертных частей адсорбера понижает эффективность хорошо сконструированных САХУ не слишком сильно.

Очевидно, что для повышения эффективности адсорбционного холодильника следует стремиться к увеличению удельной массы обмениваемого сорбата Δw, что, в принципе, подтверждает вывод работы [14]. Однако, как отмечено выше, в конкретных условиях работы установки может существовать оптимальное значение $\Delta w^{опт}$, при котором достигается максимальное значение COP_x холодильной установки.

Дело в том, что коэффициент α в уравнении (2.7), как и величина удельной массы обмениваемого сорбата Δw, зависят от температуры нагрева сорбента $T_1^{\max}$, что в выполненных выше оценках не учитывалось. Учет этих зависимостей позволяет уточнить сделанные оценки, а также оценить оптимальную величину перегрева сорбента ΔT_1^* и соответственно оптимальное значение $\Delta w^{опт}$, обеспечивающие получение максимального холодильного коэффициента COP_x.

В соответствии с принципом Поляни [16] удельное содержание сорбата в сорбенте может быть описано функцией одной переменной – свободной энергией адсорбции ΔF - вместо обычных двух (температуры и давления). Воспользовавшись предложенным в [17] уравнением для описания равновесной адсорбции (разновидность уравнения Дубинина-Астахова)

$$w = a \cdot \exp\left(-b \cdot \Delta F^{\sim}\right), \qquad (2.9)$$

где a и b – эмпирические константы, характеризующие конкретный адсорбент, $\Delta F = -RT\ln(P_a / P_s)$, P_a и P_s соответственно давление паров сорбата над адсорбентом и давление насыщенных паров при температуре T, и исходя из условия равенства давлений (2.1), получим для максимального и минимального влагосодержаний следующие выражения:

$$w_{\max} = a \cdot \exp\left[-b \cdot RT_2 \cdot \ln \frac{P_s(T_2)}{P_s(T_3)} \right] = a \cdot \exp\left[b \cdot T_2 \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_3} \right) \right], \qquad (2.10)$$

$$w_{\min} = a \cdot \exp\left[-b \cdot RT_1^{\max} \cdot \ln \frac{P_s(T_1^{\max})}{P_s(T_2)} \right] = a \cdot \exp\left[b \cdot T_1^{\max} \left(\frac{1}{T_1^{\max}} - \frac{1}{T_2} \right) \right]. \qquad (2.11)$$

Из (2.10) и (2.11) для $\Delta w = w_{\max} - w_{\min}$ можно получить

$$\Delta w / \Delta w_0 = \left[1 - \exp\left(-\frac{\Delta T_1^*}{\Delta T_0} \right) \right], \qquad (2.12)$$

где

$$\Delta w_0 = a \cdot \exp\left[-b \cdot q_{исп} \left(\frac{T_2}{T_3} - 1 \right) \right], \quad \Delta T_0 = \frac{T_2}{b \cdot q_{исп}}, \qquad (2.13)$$

а ΔT_1^* – величина перегрева сорбента выше температуры начала десорбции. Отметим, что Δw_0 представляет собой максимально возможную удельную массу обмениваемого сорбата для данного адсорбента при заданных температурах конденсатора и испарителя, а ΔT_0 – характерный масштаб перегрева сорбента. Из соотношения (2.12) легко определить, что при $\Delta T_1^* / \Delta T_0 = 1$ в цикле холодильной установки будет обмениваться около 2/3 максимальной возможной массы сорбата Δw_0, а при $\Delta T_1^* / \Delta T_0 > 3$ – более 95%.

Соотношение (2.6) для холодильного коэффициента преобразуем с использованием правила Трутона к виду:

$$COP_x = \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{c_{из}(T_2 - T_3)}{q_{исп} \cdot \Delta w} + \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{c_{из} \Delta T_1^*}{q_{исп} \Delta w} - \frac{c_p^w \Delta T_1^*}{2 q_{исп}} \cdot \frac{T_3}{T_2}}, \quad (2.14)$$

где c_p^w – удельная теплоемкость поглощенного сорбата. Если теперь подставить (2.12) в (2.14), то можно получить уравнение, описывающее зависимость холодильного коэффициента от ΔT_1^*. Однако это выражение весьма громоздко, а получаемое из него уравнение для оптимального значения COP_x – трансцендентное и не допускает аналитического решения.

Остановимся в связи с этим лишь на аналитических оценках, позволяющих получить обобщающую информацию, важную для анализа зависимости холодильного коэффициента от температуры перегрева адсорбента. Рассмотрим предельные случаи $\Delta T_1^* << \Delta T_0$ и $\Delta T_1^* >> \Delta T_0$ (как отмечалось выше, последний практически реализуется уже при $\Delta T_1^* = 3\Delta T_0$). В этих предельных случаях выражение для COP_x существенно упрощается. Имеем, соответственно,

$$COP_x^0 = \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{1}{1 + \beta + \frac{\gamma}{\Delta T_1^*}}, \quad (2.15)$$

$$COP_x^\infty = \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{1}{1 + \mu + \nu \cdot \Delta T_1^*}, \quad (2.16)$$

где

$$\beta = \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{c_{из}}{q_{исп}} \cdot \frac{\Delta T_0}{\Delta w_0}, \quad \gamma = \frac{c_{из}}{q_{исп}} \cdot \frac{\Delta T_0}{\Delta w_0}(T_2 - T_3), \quad \mu = \frac{c_{из}}{q_{исп}} \cdot \frac{T_2 - T_3}{\Delta w_0}, \quad \nu = \frac{T_3}{T_2 q_{исп}} \left(\frac{c_{из}}{\Delta w_0} - \frac{c_p^w}{2} \right). \quad (2.17)$$

Дифференцирование (2.15) и (2.16) по ΔT_1^* соответственно дает:

$$\frac{\partial (COP_x^0)}{\partial (\Delta T_1^*)} = \frac{T_2}{T_3} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{COP_x^0}{\Delta T_1^*} \right)^2, \quad \frac{\partial (COP_x^0)}{\partial (\Delta T_1^*)}(\Delta T_1^* = 0) = \frac{T_3}{T_2 \gamma} \quad (2.18)$$

и

$$\frac{\partial\left(COP_x^{\infty}\right)}{\partial\left(\Delta T_1^*\right)}\left(\Delta T_1^* \to \infty\right) = -\nu\frac{T_2}{T_3}\left(COP_x^{\infty}\right)^2, \qquad (2.19)$$

Видно, что производные (2.18) положительны, а производная (2.19) отрицательна. Это означает, что зависимость $COP_x(\Delta T_1^*)$ имеет максимум, который, с учетом ранее сделанных оценок, находится при $\Delta T_1^* < 3\Delta T_0$.

Для проведения количественных оценок необходимо рассмотреть конкретные пары сорбент/сорбат.

СРАВНЕНИЕ НЕКОТОРЫХ АДСОРБЕНТОВ

Полученные выше соотношения являются достаточно общими и пригодны для оценки эффективности использования различных пар сорбент/сорбат при единственном существенном предположении о том, что равновесная сорбция описывается соотношением (36). Одним из типичных представителей таких сорбентов является промышленный силикагель Fuji Davison RD [45], который используется в единственном пока коммерческом адсорбционном холодильнике [46]. Именно он был выбран в дальнейших оценках в качестве базового адсорбента.

В последние годы в Институте Катализа СО РАН разработано новое семейство композитные сорбентов «соль в пористой матрице», так называемые Селективные Сорбенты Воды (ССВ) [38, 39]. Они отличаются тем, что за счет внедрения различных солей в поры обычных сорбентов удается а) существенно увеличить их сорбционную способность, б) осуществить обмен большого количества воды в узком температурном интервале и с) «подогнать» эту температуру к требуемой для данного цикла САХУ [38, 39]. Нами рассмотрены три адсорбента из этого семейства: ССВ-1К, ССВ-2К и ССВ-8К, которые представляют собой силикагели, модифицированные хлоридом кальция, хлоридом лития и нитратом кальция, соответственно. Характерные зависимости

равновесного влагосодержания этих четырех сорбентов от свободной энергии адсорбции, измеренные в ИК СО РАН, представлены на рис. 4 сплошными линиями. Эти данные были аппроксимированы в практически интересном для САХУ диапазоне изменения ΔF=(4…10) кДж/моль [32] с использованием соотношения (2.9).

Для всех новых адсорбентов (кроме ССВ-1К) практически во всем диапазоне изменения ΔF аппроксимация уравнением (2.9) хорошо согласуется с исходными данными. У ССВ-1К при изменении ΔF в интервале 5.2…5.5 кДж/моль происходит резкое падение Δw, что связано с изменением механизма сорбции в композитном адсорбенте, которое уравнением (2.8) не учитывается. Поэтому для оценок по ССВ-1К использовали 2 варианта аппроксимации: «грубая» – на интервале ΔF=(4…10) кДж/моль и «точная» (короткие штрихи на рис. 4) – на интервале ΔF=(5.5…10) кДж/моль. Последний интервал при T_3 = 5°С приблизительно соответствует T_2>40°С.

Как и ранее [33], в расчетах рассматривались два рекомендованных Всемирной организацией здравоохранения [34] характерных значения температуры окружающего воздуха для жарких стран: типичное – 32°С и экстремальное – 43°С. Температура испарителя холодильной камеры принималась равной 5°С. Температура начала десорбции T_1^* в этих случаях составляет, соответственно, 62°С и 86°С.

Полученные эмпирические коэффициенты уравнения (9), а также рассчитанные с их помощью ΔT_0 и максимальные удельные массы обмениваемой воды Δw_0 для всех четырех сорбентов приведены в Таблице 1. Видно, что при T_2=32°С минимальное значение удельной массы воды, обмениваемой в цикле, имеет silica Fuji RD (0,12 г/г), максимальное (около 0,24 г/г) – ССВ-1К и ССВ-8К. Повышение температуры окружающей среды до T_2=43°С ведет к значительному снижению доступной для обмена влаги: минимальное значение Δw_0 = 0,026 г/г у ССВ-8К, максимальное – у ССВ-1К (0,093 г/г). Важным показателем является характерный масштаб

требуемого перегрева адсорбента при регенерации ΔT_0. Его величина слабо зависит от T_2 и минимальна для ССВ-8К (менее 6°С), а максимальна для silica Fuji RD (около 25°С).

В таблице 2 приведены значения холодильного коэффициента, вычисленные по (2.15) при ΔT_1^*=1°С (при ΔT_1^*=0 COP_x=0) и по (2.16) при $\Delta T_1^*=3\Delta T_0$, а также предельные значения COP_x^*, а в таблице 3 – характерные производные от COP_x по температуре при трех значениях ΔT_1^*. При оценке максимального коэффициента преобразования энергии предполагалось, что теплоемкость адсорбера $c_{из}$ равна 1 кДж/(кг К).

Производные $COP_\infty'(3\Delta T_0)$, в рассмотренных случаях не превышают нескольких тысячных $°C^{-1}$, что означает весьма слабую зависимость COP_x от температуры адсорбента при таких температурах его перегрева (на каждые 10°С дополнительного перегрева COP_x уменьшается всего примерно на 1%). Физически это может быть объяснено тем, что перегрев адсорбента выше температуры начала десорбции T_1^* на $\Delta T_1^*>3\Delta T_0$ уже практически не приводит к дополнительной десорбции влаги.

Производные $COP_0'(0)$ для всех адсорбентов велики, так что при ΔT_1^*=1°С значения $COP_0(\Delta T_1^*=1°C)$ достигают значительных величин на уровне нескольких десятых. Соответственно с ростом температуры производные резко уменьшаются и уже при ΔT_1^*=1°С $COP_0'(\Delta T_1^*=1°C)$ равны всего нескольким десятым $°C^{-1}$. Это означает, что холодильный коэффициент COP_x достаточно быстро приближается к максимуму при относительно небольших перегревах адсорбента ΔT_1^*.

Отметим, что более детальные численные расчеты, выполненные для рассмотренных адсорбентов, показали, что максимум COP_x лежит при $\Delta T_1^* \le (1{,}5\ldots2{,}0)\Delta T_0$. При выбранных расчетных температурах окружающей среды и испарителя холодильной камеры оптимальное значение перегрева адсорбента выше температуры начала десорбции T_1^* среди рассмотренных адсорбентов максимально для silica Fuji RD и составляет около 35°С, для ССВ-1К – 20…25ºС, для ССВ-2К – около 25ºС, для ССВ-8К – всего около

7ºC. С практической точки зрения важно оптимизировать не COP_x, а интегральный коэффициент преобразования солнечной энергии в энергию холода (*STR*), представляющий собой произведение кпд солнечного нагревателя и COP_x. Поскольку с ростом температуры нагрева кпд солнечного нагревателя падает [33], оптимум по ΔT_1^* находится при еще меньших значениях ΔT_1^* и может быть оценен как

$$(\Delta T_1^*)_{\text{опт}} = (1{,}0\ldots1{,}5)\Delta T_0 = (1{,}0\ldots1{,}5)\frac{T_2}{b \cdot q_{исп}}. \qquad (2.20)$$

Из (2.20) следует, что величина оптимального перегрева адсорбента прямо пропорциональна температуре окружающей среды T_2 и обратно пропорционально показателю экспоненты b в (2.9).

Выявленная особенность поведения COP_x при $\Delta T_1^* \geq 3\Delta T_0$ (малость производных $COP_\infty'(3\Delta T_0)$) позволяет сделать оценку максимально достижимых значений $COP_x^{\max}$:

$$COP_x^{\max} \approx COP_\infty(3\Delta T_0) = \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{1}{1+\mu+3\nu \cdot \Delta T_0}. \qquad (2.21)$$

Соотношение (2.21) показывает, что максимально достижимое значение $COP_x^{\max}$ пропорционально отношению температур T_3/T_2 и возрастает с уменьшением ΔT_0. На величину $COP_x^{\max}$ оказывают существенное влияние величины коэффициентов μ и ν, с уменьшением которых она возрастает. В свою очередь эти коэффициенты [см. (2.17)] уменьшаются с уменьшением изостерической теплоемкости адсорбера $c_{из}$ и ростом удельной массы сорбата Δw_0, которая обменивается в заданных условиях работы установки.

Как видно максимально достижимые значения $COP_x^{\max}$ для всех рассмотренных сорбентов меньше предельных значений, и при расчетной температуре T_2=32°C все 3 новых адсорбента имеют большее значение $COP_x^{\max}$ (0,75…0,84), чем традиционный силикагель Fuji Davison RD (0,70).

При более высокой температуре окружающей среды (T_2=43°С) у ССВ-1К и ССВ-2К эти показатели остаются лучшими (0,58…0,66), чем у Fuji RD (0,55), в то время как у ССВ-8К они хуже (0,46).

Выводы по главе II.

1. Разработана принципиальная схема гелиохолодильника с твердым сорбентом круглосуточного действия. Данная установка отличается от других известных гелиохолодильных установок круглосуточного действия, отсутствием движущихся частей и некоторых вспомогательных элементов, что делает ее простой и надежной в эксплуатации.

2. Для улучшения технических характеристик твердых сорбентов солнечных холодильников рассмотрена эффективность протекания процесса регенерации адсорбента, осуществляемого путем изобарической десорбции рабочей жидкости за счет подвода теплоты от внешнего источника. Для обеспечения высокой термодинамической эффективности этот процесс должен быть близок к равновесному: температурные напоры должны быть малыми, а давление паров сорбата над адсорбентом, находящимся при температуре T_1, должно лишь незначительно превосходить давление насыщенных паров сорбата в конденсаторе при температуре окружающего воздуха T_2.

3. Определена оптимальная температура регенерации адсорбента. Выполнено сравнение некоторых адсорбентов.

Глава II. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ГЕЛИОХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

3.1. Экспериментальные исследования процесса десорбции

Солнечные адсорбционные холодильники отличаются от других типов холодильников тем, что при работе агрегата не используются движущиеся механизмы и электрическая энергия, они просты по конструкции и не требуют особого обслуживания. Для получения подробной информации о процессах сорбции газов в твердые сорбенты необходимо теоретически изложить общую характеристику параметров и экспериментально получить их зависимость. Представляют практический интерес форма и размеры, глубина активного проникновения молекул газов в процессах сорбции.

В настоящей работе исследуется зависимость глубины проникновения молекул паров газов $(\delta_{пр})$ от коэффициента сорбции (ос) и экспериментально рассматриваются зависимость a от парциального давления $(P/P_Q = 1 \div 9 \cdot 10^5$Па) аммиака в пределах температуры сорбции (Т - 20-110°С) паров аммиака в твердые сорбенты хлорида кальция.

Путем сжатия порошка кальция на пресс-форме при заданном $P_м$, расстояние между частицами уменьшается, следовательно, уменьшаются линейные размеры и балластные объемы пор, образующихся между частицами хлористого кальция.

Изготовленные образцы хлористого кальция цилиндрической формы до насыщения парами аммиака помещали в эксикатор для защиты от поглощения ими водяных паров при температуре 46°С.

Разработанная технология изготовления из зернистых твердых сорбентов цилиндрических образцов разной пористостью включает в себя обезвоживание $CaC1_2$ при нагреве до 175°С, измельчение их в ступице до размеров $0.10 \div 0.125 \cdot 10^{-3}$ м^3, выдерживание в эксикаторе при температуре

36÷40°С не менее 2 ч и размещение подготовленных зернистых фракций в полый цилиндр пресс- формы. Под механическим давлением сжатия получали адсорбенты цилиндрических конфигураций с наименьшими размерами. Изготовленные образцы цилиндрической формы имеют значительно большую (в 1.6 раза) площадь поверхности по сравнению с порошкообразным адсорбентом, в результате чего вся масса адсорбента активно участвует в процессах сорбции [32].

В таблице приведены масса и объемы исследуемых образцов $CaCl_2$, изготовленных при заданных $P_м$.

Масса (х10^{-6} кг) и объем (10^{-9} м^3) исследуемых образцов $CaC1_2$, изготовленных при заданных $P_м$

Давление сжатия	Объем образца	Масса образца
Порошок	1330.7	450
$P_м = 5 \cdot 10^5$ Па	387.5	480
$P_м = 10 \cdot 10^5$ Па	353.2	460
$P_м = 15 \cdot 10^5$ Па	349.7	480
$P_м = 20 \cdot 10^5$ Па	346.3	500

После изготовления образцы $CaC1_2$ в форме цилиндра помещаются в камеру для использования в качестве сорбентов для молекул газов и паров. В качестве такой камеры выбираем прямой параллелепипед с размерами *а, в, с,* во внутрь которого упаковываются образцы, при этом между образцами остается свободное пространство - щели (Щ). Отметим, что именно эти щели способствуют достижению интенсивного процесса сорбции молекул паров аммиака, т.е. происходит полное объемное поглощение паров аммиака в хлористый кальций. Поэтому, практически интересно установить зависимость площади поверхности образцов (щели) от площади поверхности камеры, где помещены эти образцы. Для получения такой зависимости берем отношение собственной площади поверхности образцов S_o к полной площади поверхности камеры *S:*

$$f = \frac{S_0}{S}, \tag{3.1}$$

здесь $S_o = NS$, N - число образцов, помещаемых в камере, определяется выражением

$$N = n_x \cdot n_y \cdot n_z = \frac{abc}{HD^2}, \tag{3.2}$$

n_V= b/d; n_y =c/H; n_z= a/d; H— высота цилиндра; d - диаметр основания цилиндра; d H * d

S" - боковая площадь поверхности образца цилиндрической формы,

$$S' = \pi dH . \tag{3.3}$$

Величина S - полная площадь поверхности камеры, в которой помещены образцы, определяется формулой

$$S = 2(ab + bc + ac), \tag{3.4}$$

a, b и c - размеры сторон параллелепипеда. Подставляя (3.2), (3.3) и (3.4) в (3.1), получим

$$f = \frac{abc\pi dH}{2Hd^2(ab + bc + ac)} = \frac{abc\pi}{2d(ab + bc + ac)} \tag{3.5}$$

Из (3.5) следует, что с уменьшением размера диаметра основания цилиндрического образца, функция /линейно растет, а с увеличением - линейно убывает. Для объяснения характера функции / нами вычислена функция при a = b= c - d, $f = \frac{\pi}{6}$. Следовательно, можно определить отношение собственного объема образцов к габаритному объему камеры:

$$f = \frac{V_{cop}}{V_k}, \tag{3.6}$$

здесь $V_{cop} = NV_o$, V_Q - полный объем одного цилиндрического образца, определяемый как

$$V = \frac{\pi d^2 H}{4}, \tag{3.7}$$

N - число образцов, определяемое формулой (3.2); *V* - объем камеры параллелепипеда, где размещены образцы, *V= dbc*. Тогда

$$f = \frac{N \cdot V_0}{V_k} = \frac{abc}{Hd^2} \cdot \frac{\pi R^2 H}{abc} = \frac{\pi R^2}{4R^2} = \frac{\pi}{4} \approx 0.785. \tag{3.8}$$

Отметим, что отношение собственных объемов образцов к габаритному объему камеры составляет f = 0.785 и, следовательно, не зависит от размеров образцов или размеров камеры, а также от размеров свободного пространства [33, 34]. Объем щелей в камере составляет f = 21.5% всего объема камеры.

Плотность адсорбирующих молекул газов через единицы площади поверхности адсорбентов в момент времени уменьшается с возрастанием толщины:

$$dn = -naxdx; \tag{3.9}$$

$$\frac{dn}{n} = -\alpha x dx; \tag{3.10}$$

$$\alpha = \text{const}, \qquad \int_{n}^{n_0} \frac{dn}{n} = -\alpha \int_{0}^{x} x dx; \tag{3.11}$$

$$\ln n \Big|_{}^{n_0} = \frac{\alpha x^2}{2}, \qquad n = n_0 e^{\frac{\alpha x^2}{2}}. \tag{3.12}$$

По полученной формуле (3.12) можно вычислить число сорбирующих молекул аммиака по толщине *(x)* сорбента за фиксированное время, где n_0 -

концентрация молекул паров аммиака на поверхности сорбента; n_0 - плотность $\frac{N}{м^3}$ на

поверхности сорбента. Для оценки оптимальной толщины твердого

адсорбента (δ_{ad}) введем функцию $\psi = xn\ (1/м^3)$, $\psi = xn_0 e^{\frac{\alpha x^2}{2}}$.

Исследуем ψ *на* экстремумы:

$$\frac{d\psi}{dx} = n_0 e^{\frac{\alpha x^2}{2}} \cdot (1 - \alpha x^2) = 0;\ n_0 e^{\frac{\alpha x^2}{2}} = 0;\ (1 - \alpha x^2) = 0;$$

$$\delta_0 = x = \frac{1}{\sqrt{\alpha}};\ \frac{d^2\psi}{dx^2} = e^{\frac{\alpha x^2}{2}} \cdot (\alpha^2 x^3 n_0 - 3\alpha x n_0);\ x = \delta_{ad};$$

$$\alpha^2 x^3 n_0 - 3\alpha x n_0 = \alpha x n_0 (\alpha x^2 - 3) | x = \delta = \frac{1}{\sqrt{\alpha}} < 0;$$

$x = \delta_{ad} = \frac{1}{\sqrt{\alpha}}$; *a* адсорбента с толщиной *(S_{ad})* зависит от его физической и химической природы, при этом в агрегате дополнительный бесполезный объем не появляется.

Выбор формы и размеров адсорбентов особое значение имеет для солнечных адсорбционных холодильных установок [34].

Полная поверхность и объем цилиндра с радиусом основания *г* и высотой *h*

$$S = 2\pi r^2 + 2\pi rh \quad (13);\quad V = \pi r^2 h \quad (14);\quad h = \frac{V}{\pi r^2} \qquad (3.13).$$

Подставляем *h* в (3.13): $S = 2\pi r^2 + 2\frac{V}{r}$. Задачу сводим к исследованию *S* как

функции от г. Приравнивая первую производную функцию *S (г)* к нулю, имеем

$$4\pi r^2 - 2\frac{V}{r^2} = 0;\ r^3 = \frac{V}{2\pi};\ r = \sqrt[3]{\frac{V}{2\pi}};\ h = \frac{V}{\pi\left(\sqrt[3]{\frac{V}{2\pi}}\right)^2} = 2\sqrt[3]{\frac{V}{2\pi}} = 2r - h = 2r.$$

Когда высота адсорбента *h - 2г,* в данном объеме помещается большее количество частиц.

Установлено, что коэффициент сорбции образца в интервале парциального давления паров аммиака *(P*= 14-9-10^5 Па) в 2 раза больше, чем коэффициент сорбции порошка хлорида кальция. При нормальном атмосферном давлении в интервале температуры 20-110°С сорбции аммиака, коэффициент десорбции образца почти одинаков с коэффициентом десорбции порошка.

Таким образом, использование образцов цилиндрической формы в качестве сорбентов для молекул газов или паров позволяет ускорить процессы десорбции и абсорбции за счет более развитой поверхности, следовательно, при использовании таких сорбентов, например, в абсорбционных установках, улучшаются их тепловые режимы и т.п.

3.2. Абсорбции аммиака абсорбентом $Ca[NH_3]_8C1_2$

Для повышения холодопроизводительиости, коэффициента преобразования энергии, надежности гелиохолодильной установки разработан генератор-абсорбер, содержащий цилиндрический корпус с зачерненной поверхностью, подключенный к хладопроводу сорбент - рабочее тело из $Ca[NH_3]_8C1_2$ имеющее форму цилиндра фланец-уплотнитель с концевой стороны.

Поскольку рабочие тела $Ca[NH_3]_8C1_2$ имеют цилиндрическую форму, размещены с одной стороны по диаметру плоской поверхности цилиндра генератора-абсорбера и плотно друг к другу не прилегают, т.е. имеют пространство между собой, то при увеличении объема они не испытывают избыточного давления и не подвергаются слипанию и разрушению. Кроме того, они имеют развитую поверхность, что способствует увеличению емкости сорбента и площади поглощения хладагента - аммиака. Размеры образцов выбраны так, чтобы достигались оптимальные условия абсорбции и десорбции аммиака. В качестве рабочего тела выбраны образцы $CaCl_2$ размерами $H = 2R$ (H - высота, R -

радиус окружности основания цилиндра, равный 0,005 м) до насыщения их парами аммиака при сжатии под механическим давлением P = 16-10^5 Па, после чего они были насыщены парами аммиака в специальной установке.

Принцип действия гелиохолодильника. Солнечное излучение, падая на стеклянную поверхность генератора-абсорбера, установленного к горизонту под углом 45°, нагревает его зачерненную поверхность и при. достижении температуры 90 + 110° начинается процесс генерации аммиака из состава рабочего тела. Выделяемые в генераторе-абсорбере пары аммиака поступают в конденсатор П и стекают в рессивер III, где накапливаются в период зарядки. По прекращении нагрева (после захода Солнца) вентиль Bi закрывается, парциальное давление паров аммиака в генераторе-абсорбере становится меньше давления насыщенных паров аммиака в рессивере и генератор-абсорбер остывает. При этом жидкий аммиак из рессивера через открытые вентили Bз и Bз непрерывно поступает в испаритель IV, где после испарения и охлаждающего действия возвращается в абсорбер и поглощается обедневшим поглотителем $Ca[NHз]_8C1_2$. К концу абсорбции весь накопленный в период зарядки аммиак поглощается поглотителем и установка к утру снова переключается на генерацию. Процесс генерации продолжается около 10 ч (дневная работа), а процесс абсорбции - 12 ч (ночная работа), при этом холодильная машина вырабатывает холод и вода, находящаяся в ванночке VI замерзает. Лед при таянии (дневное время) поглощает Тепло, проникающее в холодильный шкаф V, и этим достигается низкая температура в шкафу.

Следует отметить, что по окончании процесса генерации и до начала процесса абсорбции гелиоустановка переключается на процесс мертвой работы. Это осуществляется закрыванием вентилей Bi и $Bг$- В процессе мертвой работы происходит убывание парциального давления паров аммиака в генераторе-абсорбере до атмосферного давления.

При проведении исследований измеряли солнечную радиацию, температуру в отдельных точках и количество накопленного жидкого аммиака в рессивере непрерывно в течение суток через каждый час. Результаты показали, что разработанный гелиохолодильник в течение 12 ч (ночное время) вырабатывает около 8 + 10 кг льда, с помощью которого сохраняется средняя температура в холодильном шкафу объемом 0,120 м^3 на уровне 6 °С.

На рис. 3.1 приведен график зависимости от времени температур на поверхности генератора-абсорбера /, наружного воздуха 2, в холодильной камере *3,* испарителе *4;* парциального давления паров аммиака в генераторе-абсорбере *5* (в процессе абсорбции и • десорбции), в рессивере (в процессе абсорбции) *6;* солнечной радиации 7, количества накопленного аммиака при десорбции *8,* количества абсорбированного конденсата *9.*

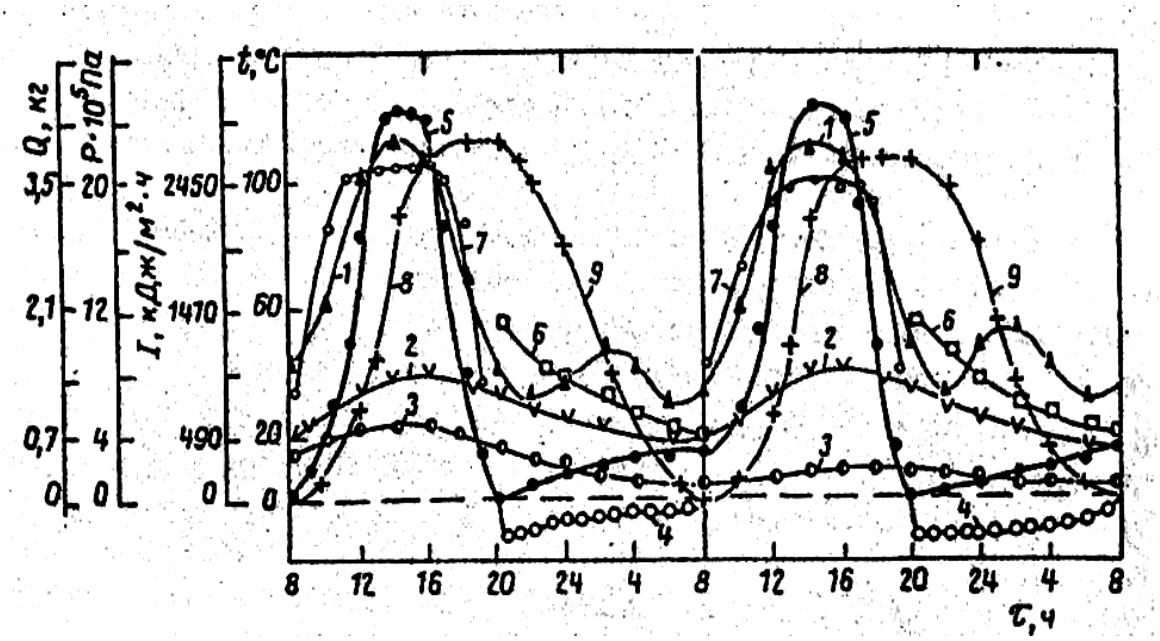

Рис.3.1. Зависимости температур на поверхности генератора-абсорбера *1,* наружного воздуха - *2,* в холодильной камере - *3,* испарителе -*4*\ парциального давления паров аммиака в генераторе-абсорбере - *5* (в процессе абсорбции и десорбции), в рессивере (в процессе абсорбции) - б; солнечной радиации - 7, количества накопленного аммиака при десорбции -*8,* количества абсорбированного конденсата - аммиака - *9* от времени.

На рис. 3.1 графически изображены результаты измерения зависимости холодопроизводительиости Q-1, коэффициента

преобразования энергии η - 2 от времени τ, η=Q/I**;** **Q** - холодопроизводительность и Q = mq, m - количество выработанного конденсата в процессе сорбции; q - удельная холодопроизводительность аммиака, кДж/ч; 1 - радиация солнечного излучения, кДж/(м^{2,}ч). Для сравнения приведены результаты измерения с рабочим телом из порошка $Ca[NH_3]_8C1_2$. Экспериментальные исследования осуществляли на гелиохолодильной установке с плоским генератором-абсорбером с перфорированными трубами.

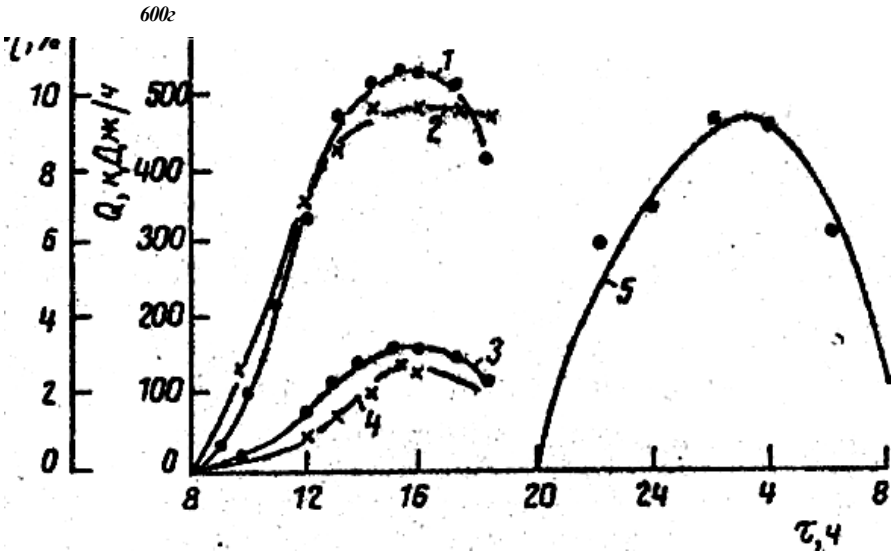

Рис. 3.2. Зависимость холодопротводптельностн, коэффициента преобразования энергии от времени:

Для гелиохолодильника с рабочим телом $Ca[NH_3]_8C1_2$ в цилиндрической форме: ***1*** - холодопроизводительность Q: ***2*** - коэффициент преобразования энергии ***η;*** холодопроизводительность при абсорбции Q.

Для гелиохолодильника с рабочим телом - порошок $Ca[NH_3]_8C1_2$ - *3* - холодопроизводительность Q; *4* - коэффициент преобразования энергии л.

Таким образом, можно сделать следующие выводы: при использовании $Ca[NH_3]_8C1_2$ в виде таблетки (цилиндра) вместо порошка в одних и тех же условиях работы и в одном и том же объеме генератора-абсорбера гелиохолодильника холодопроизводительность увеличивается в 2 -2,5 раза, а коэффициент преобразования энергии - в 2,5 раза в течение 10

ч (дневное время). Эти результаты не хуже полученных в гелпохолодильниках с использованием дополнительных устройств, например, с дополнительным устройством для получения горячей воды в период абсорбции при охлаждении генератора-абсорбера [34, 35].

Выводы по главе III

1. Использование образцов цилиндрической формы в качестве сорбентов для молекул газов или паров позволяет ускорить процессы десорбции и абсорбции за счет более развитой поверхности, следовательно, при использовании таких сорбентов, например, в абсорбционных установках, улучшаются их тепловые режимы.

2. При использовании $Ca[NH_3]_8C1_2$ в виде цилиндра вместо порошка в одних и тех же условиях работы и в одном и том же объеме генератора-абсорбера гелиохолодильника холодопроизводительность увеличивается в 2 -2,5 раза, а коэффициент преобразования энергии - в 2,5 раза в течение 10 ч (дневное время).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

Выполненные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. В летнее время в климатических условиях Республики Узбекистан в системах кондиционирования воздуха с целью экономии энергии можно успешно использовать солнечную энергию для охлаждения воздуха. Для этой цели перспективно применение абсорбционной системы солнечного охлаждения с твердыми адсорбентами, которые отличаются простотой конструкции.

2. Для расширения масштабов внедрения солнечных холодильных установок абсорбционного типа с твердыми адсорбентами выполнены исследования по совершенствованию их конструкций и улучшению технических характеристик твердых сорбентов для солнечных холодильников.

3. Ключевыми факторами, определяющими эффективность работы адсорбционной холодильной установки при фиксированных температуре охлаждения T_3 и температуре окружающей среды T_2 являются удельная масса обмениваемого в цикле сорбата Δw_0 и характерный масштаб ΔT_0 перегрева сорбента выше начальной температуры десорбции T_1^*. Эффективность установки возрастает с ростом Δw_0 и уменьшением ΔT_0. При заданных T_2 и T_3 эти факторы определяются лишь свойствами адсорбента и поэтому могут служить критериями при оптимизации его выбора.

4. Существует оптимальная величина перегрева адсорбента ΔT_1^* выше начальной температуры десорбции T_1^* в режиме регенерации. Для адсорбентов, равновесие которых с рабочей жидкостью описывается уравнением Дубинина-Астахова, максимальное значение внутреннего холодильного коэффициента преобразования энергии COP_x^{max} достигается при $\Delta T_1^* \leq (1{,}5 \ldots 2{,}0)\Delta T_0$. В случае САХУ, в которой регенерация адсорбента осуществляется с помощью солнечного приемника,

оптимальное с точки зрения получения максимальной суммарной эффективности преобразования солнечной энергии в энергию холода значение перегрева должно быть еще ниже.

5. Для рассмотренных в работе четырех адсорбентов ΔT_0 = 6…25ºС, причем новые селективные адсорбенты воды ССВ-1К, ССВ-2К и ССВ-8К характеризуются существенно более низкими значениями ΔT_0, чем традиционный адсорбент silica Fuji RD. Δw_0 у новых адсорбентов больше, чем у silica Fuji RD, что свидетельствует об их потенциальном преимуществе.

6. Оптимальный перегрев рассмотренных адсорбентов составляет не более 35ºС, что соответствует максимальному нагреву адсорбента в процессе регенерации выше температуры окружающей среды не более, чем на 70…80ºС. Такой нагрев достаточно эффективно и с минимальными затратами может быть осуществлен с помощью простейших конструкций солнечных нагревателей плоского типа, без использования концентраторов солнечного излучения или вакуумированных теплоприемников.

Список использованной литературы

I.Право-нормативные документы

1. Указ Президента Республики Узбекистан УП-4512 от 1.03.2013 г. «О мерах по дальнейшему развитию альтернативных источников энергии».

II.Труды Президента Республики Узбекистан И.А.Каримова

2. Каримов Ислам Абдуганиевич. Мировой финансово-экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана.- Т.: Узбекистан, 2009.- 48 с.

III.Основная литература

3. Даффи Дж.А., Бекман У.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. -М.: Мир, 1977. -420 с.

4. Твайделл Дж., Уэйр А. Возобновляемые источники энергии: Пер. с англ. - М.: Энергоатомиздат.1990 . -392 с.: ил.

5. Дэвис А., Шуберт Р. Альтернативные природные источники энергии в строительном проектировании / Пер. с англ. А.С. Гусева; Под ред. Э.В. Сарнацкого. -М.: Стройиздат, 1983.-190 с., ил.

6. Бринкворт Б. Солнечная энергия для человека. Пер. с англ. В.Н. Оглоблева. Под ред. и с предисл. Б.В. Тарнижевского. -М., Мир, 1976. -288 с.

7. Рашидов Ю.К. К вопросу совершенствования систем солнечного теплохладоснабжения. // Гелиотехника, 1982, № 5, с.68...73.

8. Рашидов Ю.К. Использование организационных гидротермических процессов в гелиосистемах теплохладоснабжения (обзор). Серия: Инженерное оборудование населенных мест, жилых и общественных зданий. ЦНТИ по гражданскому строительству и архитектуре. -М., 1984, Вып.I, 45 с.

9. Рашидов Ю.К., Абсорбционная гелиохолодильная установка периодического действия. А.с. 661199, СССР. -Опубл. в Б.И., 1979, № 17.

10. Рашидов Ю.К. Адсорбционная гелиохолодильная установка. А.с. 661200, СССР. -Опубл. в Б.И., 1979, № 17.

11. Рашидов Ю.К. Гелиоадсорбционная холодильная установка Ю.К.Рашидова. А.с. 808794, СССР. -Опубл. в Б.И., 1981, № 8.

12. Butz L.W., Use of Solar Energy for Residential Heating and Cooling, M.S. Thesis in Mechanical Engineering, University of Wisconsin, Madison, 1973.

13. Butz L.W., Beckman W.A., Duffie J.A., Simulation of a Solar Heating and Cooling System, *Solar Energy,* **16,** 129 (1974).

14. Chinnappa J.C.V., Experimental Study of the Intermittent Vapour Absorption Refrigeration Cycle Employing the Refrigerant-Absorbent System of Ammonia Water and Ammonia Lithium Nitrate, *Solar Energy*, **5,** 1 (1961).

15. Chinnappa J.C.V., Performance of an Intermittent Refrigerator Operated by a Flat-Plate Collector, *Solar Energy,* **6,** No. 4, 143 (1962).

16. Chinnappa J.C.V., The Solar Operation of a Vapour Absorption Cycle Air Conditioner at Colombo, *Trans. Inst. Engrs.*, Ceylon, **19** (1967).

17. Chinnappa J.C.V., Computed Year-Round Performance of Solar-Operated Multi-State Vapour Absorption Air Conditioners at Georgetown, Guyana, and Colombo, Ceylon, Paper presented at International Solar Energy Congress, Paris, 1973.

18. Chung R., Duffie J.A., Lof G.O.G., A Study of a Solar Air Conditioner, *Mech. Engr.*, **85,** 31 (1963).

19. Duffie J.A., Sheridan N.R., Lithium Bromide-Water Refrigerators for Solar Operation, *Mech. and Chem.. Engr. Trans.,* Inst. Engrs. Australia, **MC1,** 79 (1965).

20. Duffie J.A., Sheridan N.R., The Part-Load Performance of an Absorption Refrigerating Machine, Supplement au Bulletin de PInstitute International du Froid, 1965, pp. 381 - 387.

21. Eisenstadt M., Flanigan F.M., Farber E.A., Tests Prove Feasibility of Solar Air Conditioning, *Heating, Piping and Air Conditioning,* **32,** No. 11, 120 (1960).

22. Farber E.A., Design and Performance of a Compact Solar Refrigeration System, Paper presented at International Solar Energy Society Conference, Melbourne, 1970.

23. Lauck F., Myers P.S., Uyehara O.A., Glander H., Mathematical Model of a House and Solar-Gas Absorption Cooling and Heating System, *ASHRAE Trans.,* **71,** 273 (1965).

24. Lof G.O.G., Tybout R.A., The Design and Cost of Optimized Systerns for Cooling Dwellings by Solar Energy, Paper presented at the International Solar Energy Society Congress, Paris, 1973.

25. Sargent S.L., Beckman W.A., Theoretical Performance of an Ammonia-Sodium Thiocyanate Intermittent Absorption Refrigeration Cycle, *Solar Energy,* **12,** 137 (1968).

25.Sheridan N.R., Performance of the Brisbane Solar House, Paper presented at International Solar Energy Society Conference, Melbourne, 1970.

26. Swartman R.K., Swaminathan C, Further Studies on Solar-Powered Intermittant Absorption Refrigeration, Paper presented at International Solar Energy Society Conference, Melbourne, 1970.

27. Whitlow E.P., Swearingen J.S., An Improved Absorption-Refrigeration Cycle, Paper presented at Southern Texas AIChE Meeting, 1959.

28.Williams D.A., Chung R., Lof G.O.G., Fester D.A., Duffie J.A., Cooling Systems Based on Solar Regeneration, *Refr. Engr.,* **66,** 33 (1958).

29. Raldow W.M., Wentworth W.E. Chemical Heat Pumps a Basic Thermodynamic Analysis. // Solar Energy. 1979. V. 23. No. 1. PP. 75–79.

30. Critoph R.E. Performance limitation of adsorption cycles for solar cooling. // Solar Energy. 1988. V. 41. No. 1. PP. 21–31.

31. Sharonov V.E., Aristov Yu.I. Chemical and Adsorption Heat Pumps: Comments on the Second Law Efficiency. //2007. http://dx.doi.org/10.1016/j.cej.2007.07.026.

32. Чалаев Д.М., Аристов Ю.И. Оценка работы низкотемпературного адсорбционного холодильника. // Теплоэнергетика. 2006. №3. СС. 73–77.

33. Попель О.С., Фрид С.Е., Шаронов С.С. Анализ работы солнечной адсорбционной холодильной установки периодического действия. // Теплоэнергетика. 2007. В печати.

34. Refrigerators and freezers for storing vaccines and freezing icepacks. //2007. http://www.who.ch/gpv-document

35. Аристов Ю.И. Химические и адсорбционные тепловые машины: эффективность и граничные температуры цикла. // Теор. Основы Химич. Технологии, 2007. В печати.

36. Haseler L.E. Absorption cycle heat pumps for domestic heating. – AERE-G 104R, AERE Harwell, 1978.

37. Aristov Yu.I., Tokarev M.M., Sharonov V.E. Universal relation between the boundary temperatures of a basic cycle of sorption heat machines. // Chem. Engn. Sci. 2007 (submitted).

38. Aristov Yu.I. New Composite Adsorbents for Conversion and Storage of Low Temperature Heat: Activity in the Boreskov Institute of Catalysis. // J. Heat Transfer Society of Japan. 2006. V. 45. No. 192. PP. 12–19.

39. Aristov Yu.I., New family of materials for adsorption cooling: material scientist approach // J. Engn.Thermophysics, 2007, v. 16, No. 2, pp. 63–72.

40. Аристов Ю.И., Токарев М.М., Каччиола Г., Рестучча Д. Теплоемкость и теплопроводность водных растворов хлорида кальция в порах силикагеля. // ЖФХ. 1997. Т. 71. № 3. СС. 391–394.

41. Cacciola G., Maggio G., Restuccia G. // La Termotecnica. 1998. V. 4. PP. 67–72.

42. Lambert M.A. Design of solar powered adsorption heat pump with ice storage. // Applied Thermal Engineering. 2007. V. 27. PP. 1612–1628.

43. Maggio G., Gordeeva L., Freni A., Santori G., Aristov Yu., Polonara F., Restuccia G. Composite sorbent “lithium chloride in silica gel pores” for an efficient adsorptive ice-maker. // Appl. Therm. Engn., 2007 (submitted).

44. Polanyi M. // Trans. Faraday Soc. 1932. V. 28, P. 316.

45. Дубинин М.М., Астахов В.Ф. Адсорбция на микропористых сорбентах. // Известия АН СССР: Сер. Химия. 1971. С. 5–16.

IV. Дополнительная литература

46. Chua H.T., Ng K.C., Chakraborty A., Oo N.M., Othman M.A. Adsorption characteristics of silica gel – water system. // J. Chem. Eng. Data. 2002. V. 47. PP. 1177–1181.

47. Matsushita M. et al. Adsorption chiller using low-temperature heat sources. // Energy Conservation. 1987. V. 39. No. 10. P. 96.

VI.Сайты интернет

48. http://ekomaktab.uz/index.php/practical-work/101-2011-04-21-06-24-58

49.http://zelife.ru/ekoplanet/climate/14557-vozduhbigcity.html#addcomments

50. http://uznature.uz/rus/newsmain/512.html