

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ

КАРШИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи
УДК 662.995:536.8

АЛЛАЯРОВА ГУЛЬМИРА ХОЛМУРАТОВНА

ИЗУЧЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ УСТАНОВКИ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА ОТРАБОТАННОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ
В ПРОЦЕССАХ СУШКИ ХЛОПКА-СЫРЦА

5A140202 – ФИЗИКА (ПО НАПРАВЛЕНИЯМ)

диссертации на соискание академической степени
МАГИСТР

Научный руководитель:
к.т.н. Холмирзаев Н.С.

Карши – 2014

ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ ОЛИЙ ВА ЎРТА МАХСУС ТАЪЛИМ
 ВАЗИРЛИГИ

ҚАРШИ ДАВЛАТ УНИВЕРСИТЕТИ

Факультет: Физика-математика

Кафедра: Физика ва уни ўқитиш методикаси

Ўқув йили: 2013-2014

Магистратура талабаси: Аллаёрова Гулмира

Илмий раҳбар: Холмирзаев Нодир

Мутахассислиги: 5A140202-Физика

(йўналишлар бўйича)

МАГИСТРЛИК ДИССЕРТАЦИЯСИ АННОТАЦИЯСИ

Кўплаб технологик қурилмаларда иссиқлик чиқиндилари юқори энергетик потенциалга эга бўлиб, амалда улардан фойдаланилмайди. Қуритиш қурилмалари ёки бошқа истеъмолчиларни иссиқлик таъминоти учун иссиқлик чиқиндиларидан фойдаланиш бугуннинг долзарб масаласидир.

Тадқиқотдан мақсад рекуператив, спиралсимон ва пластинкали иссиқлик алмашинув қурилмаларининг иссиқлик-физик режимларини ўрганиш ва улардан пахта хом ашёсини қуритиш жараёнида фойдаланишни асослаш. Бунинг учун рекуператив иссиқлик ўзлаштиргичнинг радиацион режимларини, спиралсимон ва пластинкали иссиқлик алмашинув қурилмаларининг иссиқлик самарадорлигини ўрганиш талаб этилади.

Рекуператив иссиқлик ўзлаштиргичли куёш ҳавоқиздиргичи, спиралсимон ва пластинкали иссиқлик алмашинув қурилмалари тадқиқот объекти ва предметини ташкил этади.

Тадқиқот методи техник термодинамика, иссиқлик масса алмашинув назарияси услубларига асосланган ва натурал тадқиқотлар замонавий ўлчов асбобларидан фойдаланган ҳолда экспериментал рекуператив иссиқлик ўзлаштиргичли барабан типли қуритгичда ўтказилган.

Тадқиқотнинг илмий жиҳатдан янгилиги рекуператив, спиралсимон ва пластинкали иссиқлик алмашинув қурилмаларидан фойдаланиш билан куёш ҳавоқиздиргичнинг самарадорлигини оширишга эришилганлигидир.

Қурилмадан мамлакатимиз пахта хом ашёсини қуритиш жараёнида самарали фойдаланиш мумкин.

Диссертация кириш, 3 та боб, хулоса, библиография ва иловалардан ташкил топган бўлиб, 80 бетдан иборат.

Илмий раҳбар: _____

Магистратура талабаси: _____

THE MINISTRY OF HIGHER AND SECONDARY SPECIAL EDUCATION
KARSHI STATE UNIVERSITY

Faculty: Physics – mathematics

Master: Allayarova Gulmira Halmuratovna

Chair: Physics and its teaching method

Supervisor: Holmirzaev Nodir

Academic year: 2013-2014

Speciality: 5A140202-physics

(In directions)

ANNOTATION OF THE MASTER'S DISSERTATION

In many technological installations a thermal waste has a high energy potential which often is not used. There is a real problem or possibility of use of a thermal waste for a heat supply drying installations or other consumers.

Research objective is studying solar air heater with recuperative utilize heat, from the spiral and lamellar heat exchanger of the fulfilled heat-carrier, research of heat-technological modes and a substantiation of its application in processes of drying of a raw cotton.

The object and object of research is solar air heater with recuperative utilize heat of the fulfilled heat-carrier, spiral and lamellar heat exchangers.

Theoretical researches are based on methods of technical thermodynamics, the theory warmly-mass exchange and hydrodynamics. Natural researches were spent on experimental installation solar air heater with recuperative utilize heat and a dryer of drum-type, with use of the modern approved gauges.

Substantive provisions of scientific novelty are: - a method of increase of technological efficiency solar air heater, by its use as recuperative utilize heat of the fulfilled heat-carrier; - Thermal calculation of the spiral and lamellar heat exchanger;

Constructive both technological recommendations and methods heat engineering calculations can find practical application at the enterprises of primary processing of a raw cotton and other agricultural raw materials;

The dissertation consists of the introduction, three chapters, the conclusion, the bibliography and the appendix. The dissertation consists of 80 pages.

It is investigated solar air heater with recuperative utilize heat of the fulfilled heat-carrier, spiral and lamellar heat exchangers. At use by them the installation EFFICIENCY increases by 25-30 %.

Supervisor : _____

Master : _____

ОГЛАВЛЕНИЕ:

	стр.
ВВЕДЕНИЕ	6
Глава I. Солнечные сушильные установки и вопросы утилизации тепловых выбросов.	
1. Комбинированные солнечные сушильные установки	12
2. Утилизация тепла отработанного теплоносителя в топливных сушилках	18
3. Теплотехническая оценка эффективности использования вторичных энергоресурсов	25
Выводы по первой главе	27
Глава II. Солнечный воздухонагреватель с теплообменником спирального и пластинчатого типа.	
1. Конструктивная и технологическая характеристика теплообменника спирального и пластинчатого типа.	29
2. Теплотехнический расчет спирального и пластинчатого теплообменника.	42
3. Тепловой баланс спирального и пластинчатого теплообменника.	53
Выводы по второй главе	55
Глава III. Солнечный воздухонагреватель с рекуперативным утилизатором тепла.	
1. Конструктивная и технологическая характеристика солнечного воздухонагревателя с рекуперативным утилизатором тепла.	56
2. Температурный режим и тепловой баланс солнечно-рекуперативного воздухонагревателя	58

3.	Тепловая эффективность солнечно-рекуперативного воздухонагревателя	67
	Выводы по третьей главе	75
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	76
	Литература	78

Обоснование и актуальность работы. Наиболее простейшими и распространенными солнечными установками, преобразующими энергию солнечного излучения в тепловую, являются солнечные коллекторы - воздухонагреватели, которые широко применяются в солнечных отопительных, сушильных и других тепло-технологических установках. При всей своей теплосберегающей и экологической эффективности, солнечные воздухонагреватели имеют производственно технологический недостаток: суточные прерывания, погодные и сезонные изменения поступления солнечной радиации значительно снижают стабильность их работы в тепло-технологических процессах. Годовые и суточные колебания поступления солнечной радиации являются также основной причиной ограничивающих более широкое производственное внедрение различных солнечных установок. Во многих случаях тепло-технологические процессы имеют круглосуточный цикл. Например, процессы сушки, отопления и вентиляции. При отсутствии солнечной радиации (ночное время, высокая облачность) солнечные воздухонагреватели исключаются из производственного цикла.

Важнейшим направлением энергосберегающей технологии является создание комплексных установок, схемы и устройство которых обеспечивают рациональное использование потенциала тепловых выбросов, образующихся в тепло-технологических процессах, в целях обеспечения теплоснабжения.

Во многих технологических установках тепловые отходы имеют высокий энергетический потенциал, который часто не используется. В частности, в сушильных установках барабанного типа температура отработанного агента сушки составляет 70...130 °С. Существует реальная задача или возможность использования тепловых отходов для теплоснабжения сушильных установок или других потребителей.

Утилизация тепла отработанного теплоносителя (удаляемого теплого воздуха, агента сушки, продуктов сгорания топлива и др.) является наиболее эффективным методом повышения тепловой эффективности тепло-

технологического процесса, которая осуществляется тремя способами: рециркуляционным, регенеративным и рекуперативным. Прямая рециркуляция отработанного теплоносителя не всегда является приемлемой, так как отработанный теплоноситель может иметь большую запыленность, повышенное содержание влаги, углекислого газа, аэрозолей и т.д. Регенеративные методы требуют наличия сложных объёмных теплоаккумулирующих устройств.

Как с конструктивной, так и технологической позиции наиболее целесообразным является применение рекуперативного метода утилизации тепла отработанного теплоносителя, который позволяет объединить солнечный воздухонагреватель с рекуперативным теплообменником-утилизатором тепла, не требует больших изменений в его конструкции. В настоящее время в теплотехнических процессах развитых странах широко применяются рекуперативные теплообменники спирального и пластинчатого типа. В связи с этим, исследование тепло-технологических характеристик солнечного воздухонагревателя с рекуперативным утилизатором тепла и теплообменниками спирального и пластинчатого типа имеет актуальное практическое значение.

Объект и предмет исследования: солнечный воздухонагреватель с рекуперативным утилизатором тепла отработанного теплоносителя, спиральные и пластинчатые теплообменниками.

Целью исследования является изучения солнечного воздухонагревателя с рекуперативным утилизатором тепла, с спирального и пластинчатого теплообменника отработанного теплоносителя, исследование тепло-технологических режимов и обоснование его применения в процессах сушки хлопка-сырца.

Задачи и гипотезы исследования:

- исследование радиационных характеристик солнечного воздухонагревателя с рекуперативным утилизатором тепла отработанного теплоносителя и теплообменниками спирального и пластинчатого типа;
- Обоснование тепловой эффективности применения солнечного воздухонагревателя с рекуперативным утилизатором тепла и теплообменника спирального и пластинчатого типа в процессах сушки ;

Короткий анализ литературы по теме:

В отечественной и зарубежной практике накоплен значительный опыт экспериментальных и теоретических исследований в этой области [2, 4, 5, 6]. Основными элементами в солнечных сушильных установках являются солнечные воздухонагреватели [2, 6, 11]. Во многом решены вопросы конструктивных и технологических решений повышения эффективности преобразования и аккумулирования солнечной энергии, создания теоретической модели и инженерных методов расчета тепло-технологических процессов в солнечных сушильных установках.

Как показывает анализ литературных материалов в этой области, наиболее распространенными методами повышения эффективности работы как топливных, так и солнечных сушильных установок являются:

- аккумулирование тепла солнечной энергии;
- рециркуляционное использование отработанного теплоносителя;
- утилизация тепла отработанного теплоносителя;
- комбинированное солнечно-топливное теплоснабжение.

Рассмотрим наиболее характерные конструкции комбинированных солнечных сушильных установок.

Широкое применение получили солнечные сушильные установки с использованием различных систем аккумулирования тепла солнечной энергии и рециркуляции отработанного теплоносителя [2,6,9].

Утилизация и использования отработанного теплоносителя с спирального и пластинчатого теплообменниками широко изучена в пищевой,

металлургическая, химическая, целлюлозно-бумажная, нефтегазовая, фармакологическая и горнодобывающая промышленности (4,15).

Методы исследования. Теоретические исследования основаны на методах технической термодинамики, теории тепло-массообмена и гидродинамики. Натурные исследования проводились на экспериментальной установке солнечного воздухонагревателя с рекуперативным утилизатором тепла и сушилке барабанного типа, с использованием современных апробированных средств измерения, методов математического моделирования и вычислительного эксперимента.

Научная и практическая значимость результатов исследования:

- результаты теоретических и экспериментальных исследований могут быть использованы при разработке и проектировании комбинированных топливно-солнечно-утилизационных систем теплоснабжения для различных тепло-технологических процессов;
- объединение солнечного воздухонагревателя с рекуперативным теплообменником, теплообменником спирального и пластинчатого типа а) обеспечивает комплексное использование солнечной энергии и утилизацию тепла отработанного теплоносителя, сушильного агента, продуктов сгорания топлива, б) является перспективным направлением в создании экономически и экологически эффективных комбинированных солнечно-топливных систем теплоснабжения, обеспечивающих их эксплуатационную надежность при любых погодных условиях;
- конструктивные и технологические рекомендации и методы теплотехнических расчётов могут найти практическое применение на предприятиях первичной переработки хлопка-сырца и другого сельхозсырья;

Научная новизна исследования. Основными положениями научной новизны являются:

- метод повышения технологической эффективности солнечного воздухонагревателя, путем его использования как рекуперативного утилизатора тепла отработанного теплоносителя;
- тепло-гидравлические характеристики солнечного воздухонагревателя с рекуперативным утилизатором тепла в режиме комбинированного
- Тепловой расчет спирального и пластинчатого теплообменника;
- результаты экспериментальных исследований тепло-технологических режимов при топливно-солнечно-рекуперативном теплоснабжении в процессах сушки хлопка-сырца;

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, трёх глав, заключения, библиографии и приложения. Объём диссертации составляет 80 страниц, содержит 9 рисунка, 5 таблиц, 21 наименований литературных источников.

Глава I. Солнечные сушильные установки и вопросы утилизации тепловых выбросов.

1.1. Комбинированные солнечные сушильные установки.

Одно из перспективных направлений практического применения солнечной энергии - её преобразование в низкотемпературное тепло и использование в технологических процессах сушки сельскохозяйственной продукции. Территория Узбекистана расположена в благоприятных климатических условиях для использования солнечной энергии в низкотемпературных технологических процессах. Из общего числа часов солнечного сияния в году 2800...3050 более 70% приходится на тёплый период года. Среднедневная температура окружающей среды в течение теплого периода года колеблется от 20...22 °С (ранней весной и поздней осенью) до 36...38 °С (в летние месяцы) [2,14].

В отечественной и зарубежной практике накоплен значительный опыт экспериментальных и теоретических исследований в этой области [2, 6, 7, 13]. Основными элементами в солнечных сушильных установках являются солнечные воздухонагреватели [6,11]. Во многом решены вопросы конструктивных и технологических решений повышения эффективности преобразования и аккумулирования солнечной энергии, создания теоретической модели и инженерных методов расчета тепло-технологических процессов в солнечных сушильных установках.

Как показывает анализ литературных материалов в этой области, наиболее распространенными методами повышения эффективности работы как топливных, так и солнечных сушильных установок являются:

- аккумулирование тепла солнечной энергии;
- рециркуляционное использование отработанного теплоносителя;
- утилизация тепла отработанного теплоносителя;
- комбинированное солнечно-топливное теплоснабжение.

Рассмотрим наиболее характерные конструкции комбинированных солнечных сушильных установок.

Характерный пример конструкции солнечной сушильной установки с аккумулятором тепла и рециркуляцией теплоносителя приведен в работе [6], где также предусмотрен дополнительный подогрев рециркулируемого воздуха в солнечном воздухонагревателе (рис. 1.1).

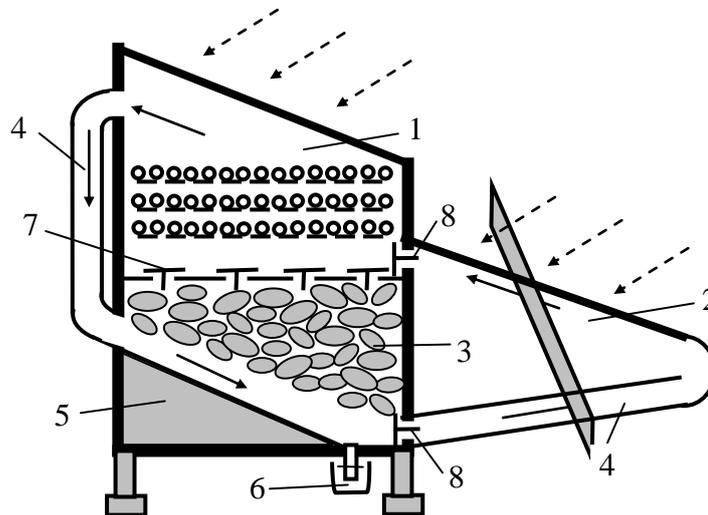


Рис. 1.1. Схема устройства комбинированной гелиосушильной установки:
 1-сушильная камера; 2-солнечный воздухонагреватель;
 3-теплоаккумулирующая секция; 4-воздуховоды; 5-наклонная секция; 6-сосуд для сбора конденсата; 7-клапаны в сушильной камере; 8-клапаны в солнечном воздухонагревателе.

Материал сушки в сушильной камере 1 прогревается за счет тепла солнечного излучения, поступающего непосредственно в камеру. Нагретый и влажный воздух из верхней части сушильной камеры через воздуховод 4 поступает в теплоаккумулирующую секцию 3. В дневное время температура в секции 3 ниже температуры поступающего воздуха. Воздух, проходя через секцию 3, часть тепла передаёт теплоаккумулирующему материалу (галька, булжжик). Одновременно на поверхностях теплоаккумулирующего материала и стенках наклонной секции 5 конденсирует влага, которая собирается в сосуде 6. Охлажденный и осушенный воздух через воздуховод 4 поступает в солнечный воздухонагреватель 2, где дополнительно нагревается и вновь поступает в сушильную камеру.

В ночное время температура теплоаккумулирующего материала выше температуры наружного воздуха. Клапаны 7 в сушильной камере открываются, а клапаны 8 в солнечном воздухонагревателе закрываются и циркуляция воздуха происходит минуя солнечный воздухонагреватель.

Рециркуляция отработанного теплоносителя позволяет повысить производительность сушильной установки. За счет аккумуляции тепла солнечной энергии и рециркуляции сушильного агента производительность и КПД установки возрастают в 1,5 раза.

Как видно из схемы (рис. 1.1), в приведенной конструкции солнечной сушильной установки используется полная рециркуляция отработанного теплоносителя - сушильного агента. Рециркуляция приводит к повышению влагосодержания сушильного агента.

Одним из путей повышения тепловой эффективности солнечных установок в различных системах теплоснабжения (в том числе сушильных) и обеспечения их эксплуатационной надежности при любых погодных условиях является создание комбинированных солнечно-топливных систем теплоснабжения [8, 9, 12, 18].

В работе [3] исследован комбинированный солнечно-топливный источник тепла для сушки хлопка-сырца в барабанных сушилках (рис. 1.2).

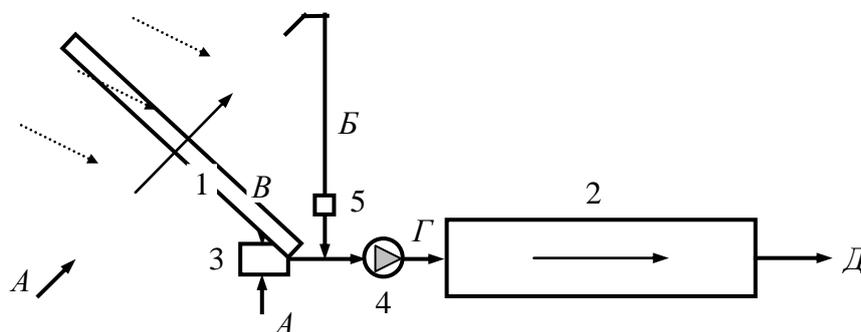


Рис. 1.2. Технологическая схема сушильной установки барабанного типа с комбинированным топливно-солнечным источником тепла:

1-солнечный воздухонагреватель; 2-барабанная сушилка; 3-теплогенератор; 4-вентилятор; 5-шибер; *A*-атмосферный воздух; *B*-нагретый воздух; *B*-топливо; *Г*-смесь продуктов сгорания топлива и воздуха; *Д*-удаляемый агент сушки.

В период инсоляции атмосферный воздух *A* нагревается в солнечном воздухонагревателе до 50...90 °С. Нагретый воздух *B* смешивается с продуктами сгорания топлива (агентом сушки) и вентилятором 4 подается в барабанную сушилку 2. В промышленных хлопкосушильных установках типа СБ-10 предварительный подогрев холодного атмосферного воздуха за счёт тепла солнечного излучения обеспечивает до 18 % экономии топлива, годовое снижение выбросов в атмосферу продуктов сгорания топлива составляет 400...450 тыс. м³/год.

Тепловая эффективность солнечного теплоснабжения в комбинированной установке существенно зависит от температуры окружающей среды и режима инсоляции солнечного воздухонагревателя. В то же время, эффективность топливного теплоснабжения в рассматриваемой установке не зависит от погодных условий.

При всей своей тепловой и экологической эффективности, такой вариант топливно-солнечного теплоснабжения технологии сушки хлопка-сырца имеет существенный недостаток. Как известно, в сезон сбора хлопка-сырца (сентябрь-ноябрь) на предприятиях его первичной обработки, сушка хлопка-сырца производится круглосуточно. При отсутствии солнечной радиации (высокая облачность, ночное время) солнечные воздухонагреватели исключаются из производственного цикла.

Перспективным направлением повышения эффективности комбинированных солнечных сушилок является метод рекуперативной утилизации тепла отработанного теплоносителя.

Примером рекуперативной утилизации тепла отработанного сушильного агента является гелиосушилка, приведенная в [11] (рис. 1.4).

Гелиосушилка имеет последовательно соединенные солнечный воздухонагреватель 1, вентилятор 3, сушильную камеру 4 и воздуховоды. С целью использования рециркулируемого теплоносителя для дополнительного подогрева воздуха, между теплоизолированным дном и зачернённым теплоприёмником солнечного излучения образован канал 2 для рециркулируемого отработанного сушильного агента. При работе вентилятора 3, атмосферный воздух *A* поступает в солнечный воздухонагреватель 1, нагревается теплом солнечного излучения и дополнительно от рециркулята сушильного агента *B* в канале 2, поступающего из сушильной камеры 4.

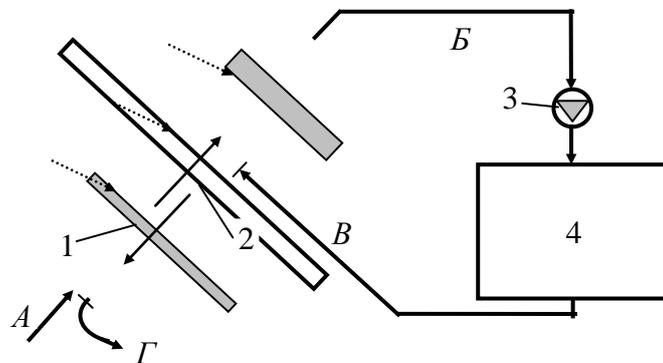


Рис. 1.4. Схема гелиосушилки с подогревом воздуха от рециркулята сушильного агента:

1-солнечный воздухонагреватель; 2-канал рециркулируемого теплоносителя; 3-вентилятор; 4-сушильная камера; *A*-атмосферный воздух; *B*-нагретый воздух; *B*-рециркулируемый сушильный агент; *Г*-удаление сушильного агента в атмосферу.

Таким образом, происходит комбинированный подогрев атмосферного воздуха за счет тепла солнечного излучения и рекуперативной утилизацией тепла отработанного сушильного агента.

Наиболее эффективный метод утилизация тепла отработанного теплоносителя является утилизация тепла с спирального и пластинчатого теплообменниками. В зарубежных производствах широко применяются теплообменники спирального и пластинчатого типа (6,16.). Особенности конструкции спирального теплообменника приведена на рис.1.5 и 1.6 с точки

зрения конструктивного и технологического решения, методы утилизации тепла с теплообменниками спирального и пластинчатого типа являются наиболее оптимальными.

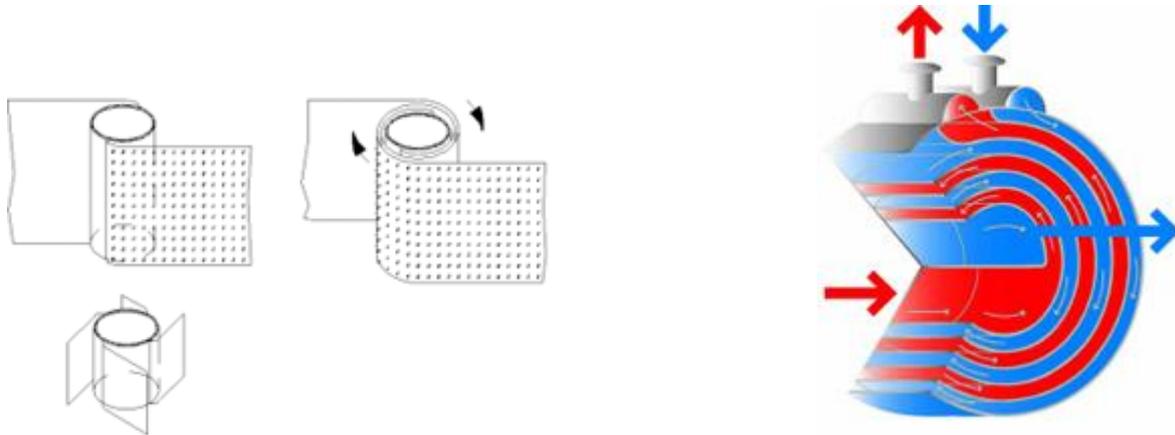


Рис.1.5. Элементарный спиральный теплообменник

Концепция спирального теплообменника построена на закручивании 2-х или 4-х полос металла вокруг центральной трубы, полосы свариваются между собой при помощи разделительных шпилек на определенной дистанции, создавая 2 или 4 канала равномерной ширины. Центральная труба разделена на 2 части, образуя входной и выходной коллектор. Вся конструкция помещается в цилиндрический корпус. Наружные концы листов привариваются вдоль коллекторов, образуя оставшиеся два входной и выходной патрубки с боковой стороны корпуса.

Среды движутся в каналах по концентрическим окружностям, а разделительные шпильки создают существенную турбулентность при низких скоростях и соответственно низких числах Рейнольдса (Re), эта особенность конструкции позволяет добиться высокой теплопередачи даже для вязких и очень загрязненных сред. Высокая турбулентность в каналах снижает отложение загрязнений. Перечисленные факторы позволяют изготавливать компактные теплообменники, снижая металлоемкость их стоимость.

Спиральных теплообменников широко применяется в следующих областях: пищевых, металлургических, химических, целлюлозно-бумажных, нефтегазовая, фармакологическая, горнодобывающих промышленности. Исследование тепло-физических характеристик спирального и пластинчатого теплообменника и их применение в процессах сушки хлопка-сырца позволяет экономить топливной энергии на 20-25%.

1.2. Утилизация тепла отработанного теплоносителя в топливных сушилках

Многие технологические установки являются источниками тепловых выбросов, обладающих определённым энергетическим потенциалом, который часто не используется. С энергетической точки тепловые отходы, как вторичные энергоресурсы, могут быть утилизированы и использованы собственно в самих установках, так и для других технологических потребностей.

Типичными источниками тепловых выбросов (вторичных энергоресурсов) являются сушильные установки. В частности, в сушильных установках барабанного типа температура отработанного теплоносителя (агента сушки) составляет 70...130 °С. В таблицах 1.1 и 1.2 приведены показатели удельных тепловых затрат для различных топливных сушильных установок. Как видно из таблиц 1.1 и 1.2, технологические процессы сушки являются наиболее энергоёмкими. При этом наиболее энергоёмкими являются процессы сушки хлопка-сырца. Непрерывные действующие сушильные установки более экономичны, чем периодически действующие.

Как следует из данных таблицы 1.2, из всех видов тепловых потерь наибольшими являются теплотери с уходящим сушильным агентом.

Таблица 1.1

Удельный расход тепла q на 1 кг испарённой влаги [19, 31, 50, 56, 67]

№	Типы сушильных установок	q , кДж/кг
1	Теоретическая сушильная установка	2200...2700
2	Лесосушильные установки: непрерывного действия периодического действия	3000...4000 2700...6500
3	Сушка тонких материалов типа ткани, картона; твёрдых дисперсных материалов	5000...8000
4	Сушка растительных материалов: зелёный корм зерно	3700...5800 5000...6700

5	Сушка хлопка-сырца: в прямоточных сушилках в противоточных сушилках	до 8400 до 12600
---	--	---------------------

Таблица 1.2

Среднестатистические показатели распределения тепловых затрат в конвективных сушильных установках

№	Виды тепловых затрат	%
1	Испарение влаги из материала	20...60
2	Нагревание материала	5...25
3	Теплопотери с уходящим сушильным агентом	15...40
4	Теплопотери через ограждения конструкции	3...10
5	Прочие теплопотери: для непрерывно действующих для периодически действующих	5...10 30...35

Использование теплового потенциала такого отработанного теплоносителя, создание энергосберегающей технологии для теплоснабжения сушильной установки или для других потребителей является важной энергетической и экономической задачей.

Техническое решение утилизации тепловых выбросов обосновывается не только термодинамически и технико-экономически, но и экологически, как методы решения экологической эффективности процесса, обеспечения его малоотходности.

Как известно, установки теплоутилизаторы для усвоения теплоты вторичных энергоресурсов разделяются на три вида [4, 5, 11, 20]: рециркуляционные, тепловые насосы и теплообменники-утилизаторы.

В рециркуляционных методах утилизация тепла осуществляется за счёт полной или частичной рециркуляции отработанного агента сушки. При всей своей конструктивной и технологической простоте этого метода, прямая рециркуляция агента сушки приводит к повышению влагосодержания и углекислого газа, запылению и другим загрязнениям сушильного агента. При отсутствии запыления и загрязнения сушильного агента применяется частичная рециркуляция агента сушки [2, 5, 10]. Примером использования

рециркуляционного метода утилизации тепла отработанного теплоносителя являются комбинированные солнечные сушильные установки, рассмотренные в [7,10,17] (рис. 1.1 и 1.3).

Тепловые насосы - преобразователи теплоты, позволяющие повысить температуру теплоносителя за счёт совершения внешней работы. При этом количество утилизируемого тепла может превышать в 2,5...3 раза затраты на работу теплового насоса. Тепловые насосы наиболее эффективны в тепло-технологических процессах, где вода ниже 100 °С или воздух ниже 50 °С. Поэтому основное применение тепловые насосы получили в системах тепло- и холодоснабжения [4, 18].

Теплообменники утилизаторы тепла делятся на три группы: регенеративные, рекуперативные, смесительные.

В качестве **регенеративных утилизаторов** тепла удаляемого теплоносителя применяются теплообменники с движущейся и неподвижной насадкой, в которых передача тепла осуществляется теплоаккумулирующей массой, находящейся последовательно в потоках теплого и холодного воздуха [5, 19,].

Примером регенеративного теплообменника с движущейся насадкой является вращающиеся регенераторы тепла (системы Юнгстрема), которые состоят из корпуса-барабана (заполненного теплоаккумулирующей насадкой), электропривода (вращающего барабан с насадкой) и воздухопроводов. В качестве теплоаккумулирующей массы используются металлические (сетки, шарики, стружка), керамические (шарики, цилиндры, пластинки) насадки [4].

Регенеративные теплообменники с неподвижной насадкой называются переключающими регенераторами, в которых теплоаккумулирующая насадка последовательно омывается (путем переключения направления) тёплым и холодным воздухом.

Основными недостатками регенеративных теплоутилизаторов является наличие теплоаккумулирующего массива-насадки и, связанные с его эксплуатацией, дополнительные энергозатраты.

Характерными примерами использования регенеративных методов аккумулирования тепла солнечной энергии являются комбинированные солнечные сушильные установки.

В различных системах утилизации тепла удаляемого теплоносителя широкое применение получили **рекуперативные теплообменники** [12, 13, 17]. Рекуперативные теплообменники основаны на передаче тепла через теплопередающие поверхности, разделяющие непрерывные потоки горячего и холодного теплоносителя. В качестве теплоутилизаторов используются воздухо-воздушные или воздухо-жидкостные рекуператоры. В условиях непрерывного производства рекуперативные теплообменники гарантируют получение чистого сухого воздуха - теплоносителя. В зависимости от направления движения теплообмениваемых сред, рекуператоры делятся на прямо-, противо- и перекрестноточные теплообменники. При прямоточном движении конечная температура нагреваемой среды (воздуха) не может быть выше температуры охлаждаемой среды (агента сушки) на выходе из теплообменника, при противоточном движении степень подогрева нагреваемой среды (воздуха) полностью определяется входной температурой охлаждаемой среды (агента сушки).

По конструктивно-технологическим и экономическим показателям рекуперативные теплообменники наиболее совместимы в сушильных установках.

Примером солнечной сушильной установки с рекуперативной утилизацией тепла отработанного сушильного агента является гелиосушилка, приведённая в [19] (рис. 1.4).

Смесительные теплообменники, используемые в системах утилизации тепла, основаны на взаимодействии горячего теплоносителя и воды

(образования газо-водной смеси) для нагревания воды. Горячая вода в дальнейшем используется для нагревания сушильного агента или для других технологических нужд производства.

Рециркуляционные методы утилизации тепла отработанного сушильного агента так же можно рассматривать как смешительные (образование смеси сушильный агент - воздух).

Как показывает анализ различных систем и устройств утилизации тепла отработанного теплоносителя (горячего воздуха, сушильного агента, продуктов сгорания топлива), в сушильных установках для утилизации тепла отработанного сушильного агента наиболее оптимальными (конструктивно, технологически и экономически) являются рекуперативные теплообменники [2, 12, 18].

Рассмотрим наиболее характерные варианты использования рекуперативных теплообменников в качестве теплоутилизаторов тепла в топливных сушильных установках.

На рис. 1.5 приведена схема утилизации теплоты сушильного агента, уходящего из барабанной сушилки, основанная на применении пластинчатого воздухо-воздушного теплообменника-рекуператора [19].

Отработанный сушильный агент *В* (при температуре до 100 °С) из барабанной сушилки *2* поступает в рекуперативный теплообменник *1*, где отдает часть тепла атмосферному воздуху *Г* и затем удаляется в атмосферу *Д*. Воздух, нагретый в рекуператоре *1* (до 50...60 °С), через шиберы *5* поступает в смешительную камеру *3* и в воздуховод, где смешивается с продуктами сгорания топлива, поступающих из топки *4*. Смесь продуктов сгорания топлива и нагретого воздуха *Б* поступает в сушильный барабан *2*.

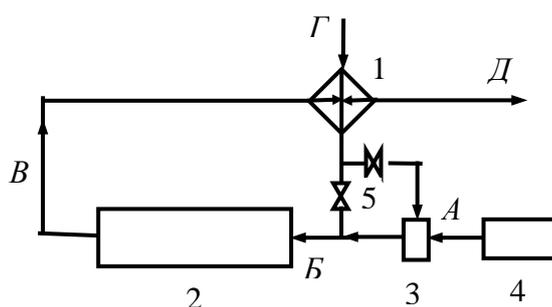


Рис. 1.5. Схема применения рекуперативного теплоутилизатора в сушильной установке:

1-теплообменник-рекуператор; 2-сушилка; 3-камера смещения; 4-топка; 5-шибер; А-продукты сгорания; Б-смесь продуктов сгорания и нагретого воздуха; В-отработанный сушильный агент; Г-атмосферный воздух; Д-удаление в атмосферу.

При реализации таких систем обеспечивается 20...60 % экономии первичной энергии, затрачиваемой на сушку.

На рис. 1.6 приведена технологическая схема двухступенчатой комбинированной сушилки (с рекуперативной утилизацией тепла) для сушки кормовой травы.

В барабанной сушилке 1 (первая ступень) для сушки материала используется сушильный агент А с максимально возможной по технологическим требованиям температурой. Отработанный сушильный агент с подсушенным материалом поступает в циклон 2. Сушильный агент вентилятором 3 подается в рекуперативный теплообменник 4. Материал сушки из циклона поступает в конвейерную сушилку 5 (вторая ступень). В рекуперативном теплообменнике наружный воздух В нагревается, за счет утилизации тепла удаляемого сушильного агента, и подается в конвейерную сушилку, где происходит досушка материала. Воздух, нагретый за счет

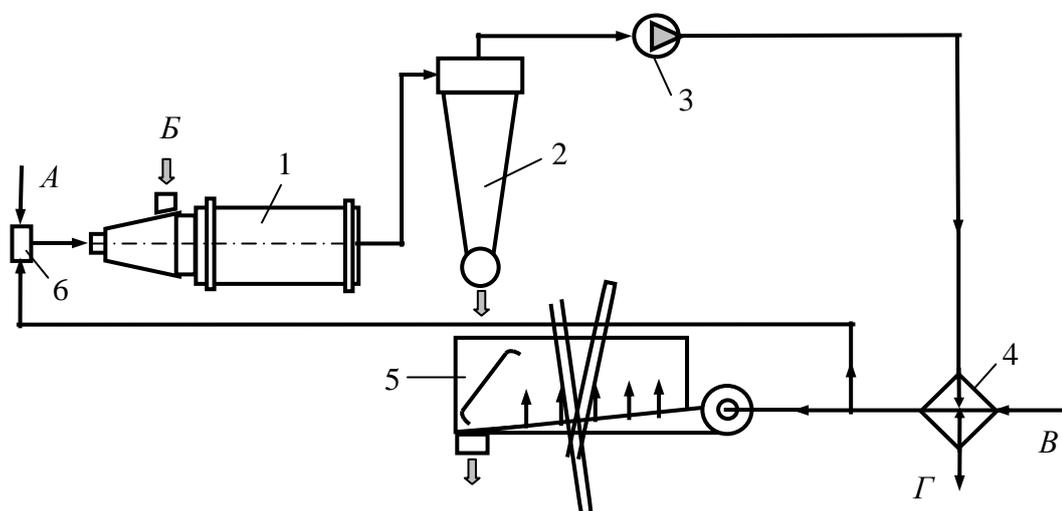


Рис. 1.6. Технологическая схема рекуперативной утилизации тепла отработанного сушильного агента при сушке сельхозпродукции:
 1-барabanная сушилка; 2-циклон; 3-вентилятор; 4-рекуперативный теплообменник; 5-конвейерная сушилка; 6-смеситель;
А-сушильный агент; *Б*-материал сушки; *В*-наружный воздух; *Г*-удаление в атмосферу.

утилизации отработанного теплоносителя, может использоваться также для других технологических нужд. Применение рекуперативного теплоутилизатора в комбинированной сушилке позволило снизить на 20...30 % расход топлива.

Все большее применение в промышленности находят спиральные и пластинчатые теплообменники, которые успешно заменяют широко известные кожухотрубчатые теплообменные аппараты.

Расчет спирального теплообменника (рис. 1.7) начинается с определения теплофизических свойств заданной рабочей среды и теплоносителя (хладагента) при их средних температурах.

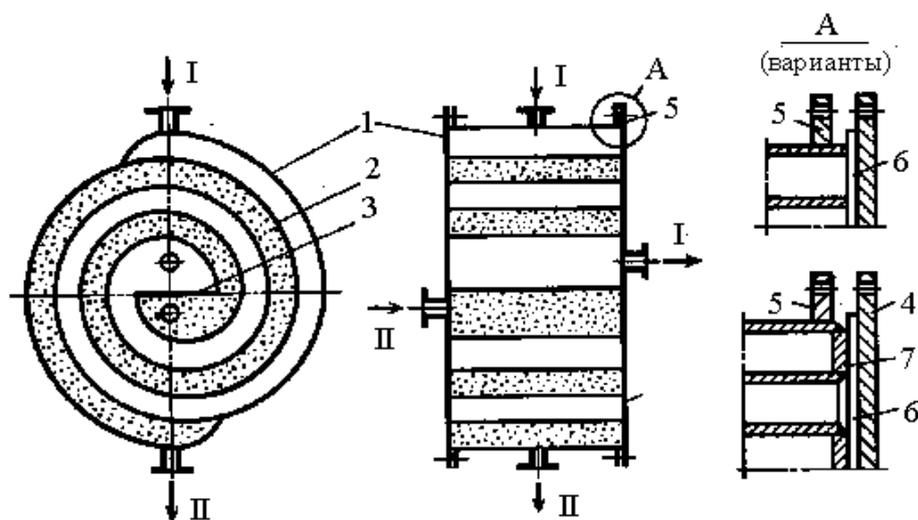


Рис. 1.7. Спиральный теплообменник: 1,2 - металлические листы; 3 - пластина - перегородка; 4 - крышки; 5 - фланцы; 6 - прокладка; 7 - дистанционная полоса; I и II - теплоносители

1.3. Теплотехническая оценка эффективности использования вторичных энергоресурсов

Качественная оценка вторичных энергоресурсов (отработанного теплоносителя) выполняется на основании тепловых и материальных балансов основного технологического процесса, анализа энергетического баланса установки. В сушильных установках отработанным теплоносителем является смесь продуктов сгорания топлива и воздуха. Энергетический потенциал вторичных энергоресурсов в сушильных установках характеризуется теплотой сгорания топлива и физической теплотой отходящих газов.

При сравнительной оценке качества работы как теплотехнологических, так и теплоутилизационных установок основными экономическими показателями являются термодинамические, теплотехнологические и технико-экономические показатели.

Для оценки термодинамического качества реального процесса широко используются коэффициент термодинамического (или термического) совершенства и термический коэффициент полезного действия.

Коэффициент термодинамического совершенства определяет степень отклонения реального процесса от идеального, работающего по обратимому циклу Карно [4, 5]:

$$\eta_{mc} = Q_p / Q_u ; \quad (1.1)$$

где Q_p - энергия, получаемая в реальном процессе; Q_u - энергия, получаемая в идеальном процессе.

Термический коэффициент полезного действия реального процесса выражается следующим соотношением:

$$\eta_{тер} = Q_n / Q_3 ; \quad (1.2)$$

где Q_n - количество полезной энергии или работы; Q_3 - количество

затраченной энергии (тепловой, электрической, механической).

Практически во всех термодинамических системах преобразования тепловой энергии или её передача связаны с электрическими, механическими и другими затратами. Для оценки соотношения получаемой тепловой мощности Q к затрачиваемой при этом электрической и механической энергий N применяется **коэффициент использования энергии**:

$$\eta_{ис} = Q_n / N ; \quad (1.3)$$

При сравнительной оценке теплоутилизационных установок **коэффициент использования энергии** определяется как отношение утилизируемой мощности, к энергетической мощности, затрачиваемой на прокачивание (вентиляцию) теплоносителя.

Важной характеристикой теплогенерирующих установок является эксергетическая эффективность, определяемая первым и вторым законами термодинамики. Эксергетическая эффективность установки характеризует качество получаемого тепла и оценивается эксергетическим коэффициентом полезного действия. В общем виде **эксергетический коэффициент полезного действия** выражается аналогично (1.2)

$$\eta_{э} = E_n / E_з ; \quad (1.4)$$

где E_n - количество полезной эксергии; $E_з$ - количество затраченной эксергии (тепловой, электрической, механической).

Приведенные выше (1.1)-(1.4) показатели определяют только термодинамическое совершенство системы и недостаточны для полной технико-экономической оценки установки.

Для оценки эффективности теплоутилизационных систем используется **коэффициент использования вторичных энергоресурсов**:

$$\eta_{вэр} = Q_y / Q_{вэр} ; \quad (1.5)$$

где Q_y - фактически утилизированная тепловая энергия вторичного энергоресурса; $Q_{вэр}$ - общая тепловая энергия вторичного энергоресурса.

Основой для оценки эффективности утилизации вторичных энергоресурсов является степень экономии топлива. При тепловом использовании вторичных энергоресурсов определяется **экономией натурального $B_{нт}$ или условного $B_{ум}$ топлива:**

$$B_{нт} = Q_y / Q_n^h ; \quad B_{ум} = Q_y / Q_y^h ; \quad (1.6)$$

где Q_n^h , Q_y^h - низшая теплота сгорания натурального и условного топлива.

При экономической оценке системы утилизации тепла определяется её экономический эффект, как разность приведенных затрат для базового и предлагаемого вариантов. В качестве базового варианта принимается система без утилизации тепла. В общем виде экономический эффект определяется по формуле [11]:

$$\mathcal{E} = \Pi - \Pi_{ум} = C - C_{ум} + \frac{U - U_{ум}}{P_{ум} + E_{ум}^h} ; \quad (1.7)$$

$$P_{ум} = 0,1 / (1,1^n - 1) ; \quad E_{ум}^h = 0,15 ; \quad (1.7a)$$

где Π , $\Pi_{ум}$ - приведенные затраты по базовому (без утилизации тепла) и предлагаемому (с утилизацией тепла) вариантам; C , $C_{ум}$ - сметная стоимость и U , $U_{ум}$ - эксплуатационные затраты соответственно по базовому и предлагаемому вариантам; $P_{ум}$ - доля отчислений от балансовой стоимости на полное восстановление основных фондов по предлагаемому варианту; $E_{ум}^h$ - нормативный коэффициент эффективности новой техники по предлагаемому варианту; n - полный срок службы оборудования.

Выводы по первой главе

Анализ расчётно-экспериментальных и теоретических исследований по комбинированным топливно-солнечным сушильным установкам и утилизации тепла отработанного теплоносителя позволяет сделать следующие **выводы:**

1. Процессы тепловой сушки характеризуются высокой энергоёмкостью и являются источниками высокопотенциальных тепловых выбросов (вторичных энергоресурсов). Сушка хлопка-сырца является наиболее энергоёмкой.

2. В условиях Узбекистана приоритетной энергетической, экономической и экологической задачей является широкое применение солнечной энергии и утилизация тепловых выбросов в технологии сушки хлопка-сырца.

3. В процессах сушки хлопка-сырца конструктивно и технологически наиболее оптимально совместимыми являются солнечные воздухонагреватели и рекуперативные утилизаторы тепла отработанного теплоносителя с спирального и пластинчатого теплоприёмниками.

4. Комбинированные топливно-солнечно-утилизационные установки обеспечивают использование тепла солнечной радиации и утилизацию тепловых выбросов, устраняют зависимость теплоснабжения от суточных и сезонных изменений поступления солнечной радиации и температуры атмосферного воздуха.

Приведенный анализ основных конструктивно-технологических решений, экспериментально-теоретических исследований по комбинированным топливно-солнечным сушильным установкам и утилизации тепловых выбросов в топливных сушилках позволил определить направление исследований, цели и задачи, решаемые в настоящей диссертации.

ГЛАВА II. СОЛНЕЧНЫЙ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬ С ТЕПЛООБМЕННИКОМ СПИРАЛЬНОГО И ПЛАСТИНЧАТОГО ТИПА

1. Конструктивная и технологическая характеристика теплообменника спирального и пластинчатого типа.

Пластинчатые теплообменные аппараты применяют для охлаждения и нагревания жидкостей, конденсации чистых паров и паров из парогазовых смесей, а также в качестве греющих камер выпарных аппаратов [4,16]. Пластинчатые теплообменники (рис. 5, а, б) имеют щелевидные каналы, образованные параллельными пластинками. Для интенсификации теплообмена и повышения компактности, пластинам при изготовлении придают различные профили (рис. 5, в, г), а между плоскими пластинами помещают профилированные вставки. Пластины штампуют из листовой стали (углеродистой, оцинкованной, легированной), алюминия, мельхиора, титана и других металлов и сплавов. Толщина пластин — 0,15...1,4 мм, расстояние между пластинами — 2...5 мм.

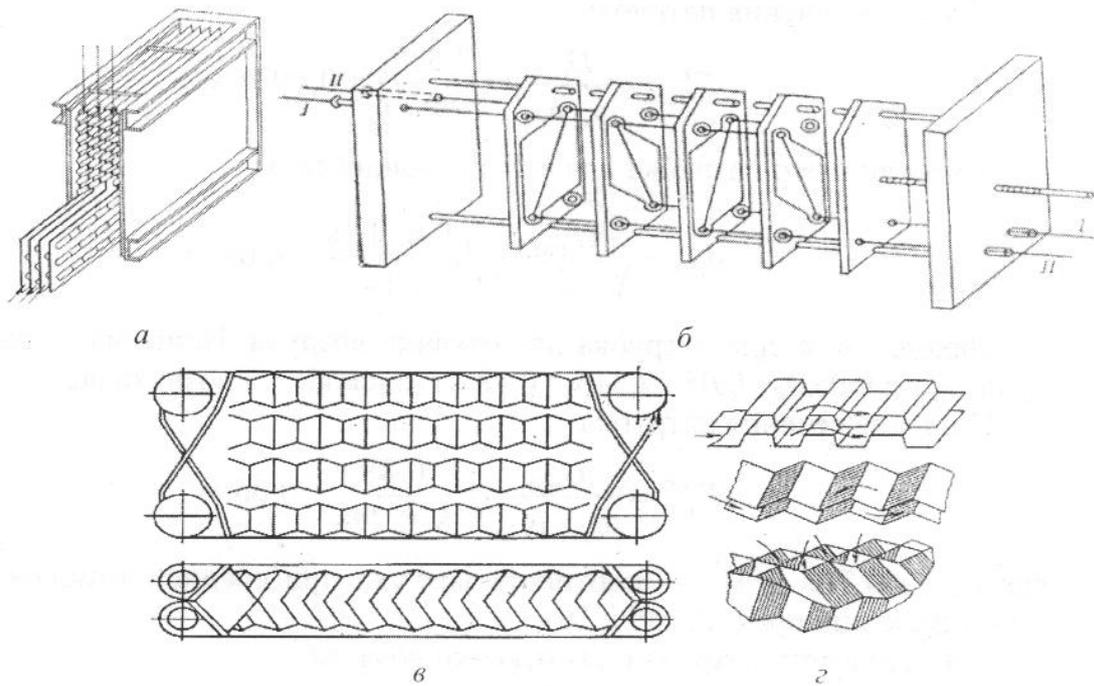


Рис.5.Пластинчатые теплообменники: а—пластинчатый воздухоподогреватель; б— разборный пластинчатый теплообменник для тепловой обработки жидких сред; в—гофрированные пластины; г— профили каналов между пластинами; I, II — вход и выход теплоносителя.

Теплообменники выполняют разборными и неразборными. В разборных аппаратах герметизацию каналов обеспечивают с помощью прокладок на основе синтетических каучуков. Их целесообразно применять при необходимости чистки поверхностей с обеих сторон. Они выдерживают температуру 20...150 °С и давление не более 2...2,5 МПа. Неразборные пластинчатые теплообменники выполняют сварными. Они могут работать при температуре до 400 °С и давлении до 3 МПа. Из попарно сваренных пластин изготавливают полуразборные теплообменники. К аппаратам этого же типа относятся блочные, которые набирают из блоков, образованных несколькими сваренными пластинами.

Пластинчатые теплообменники – это компактные прочные теплообменники, которые работают при экстремально высоких температурах и давлениях, там, где невозможно использовать другие виды теплообменников.

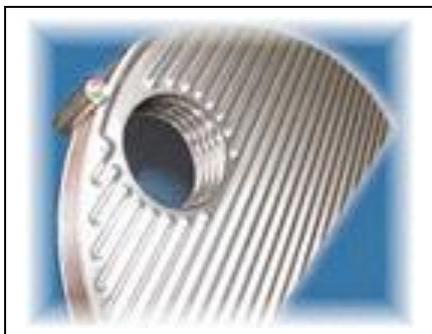
Пластинчатые теплообменники – это уникальное оборудование, позволяющее использовать все преимущества пластинчатых теплообменников для сложных применений.

Пластинчатые теплообменники пригодны для работы с жидкостями, газами и двухфазными средами при высоких давлениях, а так же при низких и высоких температурах. Они изготавливаются из различных материалов, обеспечивая стойкость к коррозионно-активным средам. Конструкция сварных теплообменников отвечает самым высоким требованиям к качеству, надежности и эффективности.

На этой странице Вы найдете обзор модельного ряда сварных пластинчатых теплообменников:

Сварной теплообменник серии Supermax[®] – Супермакс

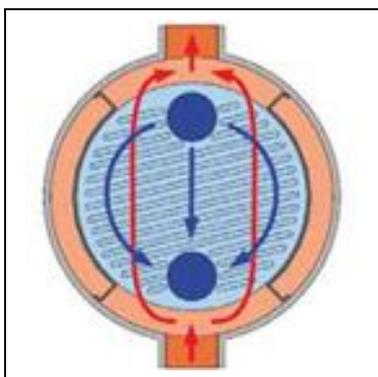
Особенности конструкции



Сварной теплообменник Supermax разработан для применения со средами давлением 100 бар и более, рабочей температурой от – 200 до 900 °С. Конструктивно, теплообменник представляет собой пакет пластин круглой или овальной

формы, пластины сварены между собой в кассеты, которые также свариваются между собой специальным образом, обеспечивая стойкость к температурным деформациям.

Пакет пластин, оснащенный распределителями потока по всей длине пакета, устанавливается в цилиндрический кожух. Одна среда циркулирует в канале внутри пакета пластин, другая среда омывает пакет пластин снаружи.



Внутренний канал соединен с входным и выходным патрубками, приваренными к одной из плит (или сразу обоим), закрывающей торцы цилиндрического кожуха. Патрубки, соединяющие канал, омывающий пакет пластин, приварены сбоку кожуха. Так, например, теплоноситель пар подается в верхнюю часть корпуса через патрубок диаметр, которого может варьироваться включительно до Ду800, пар конденсируется на поверхности пакета пластин, омывая межпластинчатое пространство и передавая тепло среде, циркулирующей внутри пакета пластин.



Конструктивно теплообменник может быть изготовлен с разборным кожухом, в котором демонтаж торцевой плиты позволяет вынимать пакет пластин для инспекции и механической очистки. Существуют варианты изготовления теплообменника, когда канал между пластинами имеет по 2 патрубка с обеих сторон кожуха. Количество патрубков со стороны кожуха также может варьироваться.

Возможно изготовление сварного теплообменника с полностью приваренными торцевыми плитами (крышками).

Примеры применений:



Полностью сварной паровой конденсатор типа SPW-75, пакет пластин нерж. сталь AISI316, корпус углеродистая сталь



Аммиачный испаритель типа SPW-55 вместе с сепаратором для холодильной машины, пакет пластин нерж. сталь AISI304 корпус углеродистая сталь



Сварной теплообменник типа SPW-75, полностью из нерж нерж. стали AISI316, корпус разборной конструкции со съёмным пакетом пластин



Два полностью сварных испарителя SPW-55 для фреона R507 вместе с сепаратором, для климатической установки пакет пластин нерж. сталь AISI316, корпус



Полностью сварной нержавеющей жидкостный теплообменник типа OPW-42, усиленный рамой из углеродистой стали,



Полностью сварной теплообменник для агрессивных сред типа OPW-42, корпус усиленный оребрением

углеродистая сталь

*рабочее давление 40
бар*

Техническая характеристика теплообменника Supermax®

- 1 Высокая пропускная способность, так как аппараты могут включаться в модульные блоки,*
- 2 Рабочее давление: до 100 бар*
- 3 Диапазон температур: -195°C – +900°C*
- 4 Присоединения: Ду10 – Ду800, фланцы, под приварку, резьба*
- 5 Материал – нержавеющая сталь AISI 304, AISI 316, титан, другие*

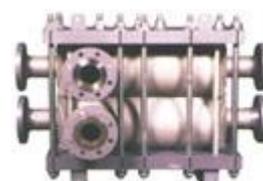
Сварной теплообменник серии Maxchanger[®] – Максчэнджер и Ultramax[®] – Ультамакс

Особенности конструкции

Это серия цельносварных теплообменников отличается чрезвычайно компактной конструкцией. Теплообменник обеспечивает максимальную эффективность при минимальных габаритах. Различные конфигурации пластин позволяют достигать универсальности. В качестве опции предлагаются сдвоенные пластины для агрессивных сред. Процессы теплообмена в сварных теплообменника серии Максчэнджер и Ультамакс происходят так же эффективно, как и в любом другом пластинчатом теплообменнике, но отсутствие уплотнительных прокладок и корпуса обеспечивает высокую прочность, большую компактность, меньший вес.

Предельно высокие значения коэффициента теплопередачи и малые потери давления являются результатом уникальной геометрии внутренних каналов. Специальные углубления на каждой пластине обеспечивают максимально устойчивые к высоким давлениям точки теплопередающих контактов. Такой дизайн позволяет применять эти серии сварных теплообменников при высоких температурах и давлениях.

Сварные теплообменники могут устанавливаться в блоки по



несколько штук, включенных параллельно или последовательно, в зависимости от параметров, которые необходимо выполнить.

Техническая характеристика Maxchanger[®] и Ultramax[®]

- компактность, возможность установки в блоках по несколько штук
- Рабочее давление: до 115 бар
- Диапазон температур: -50°C – +540°C
- Присоединения: Ду25 – Ду300, фланцы, под приварку, резьба
- Материал – нержавеющая сталь AISI 316, титан, другие

Сварной теплообменник серии Platecoil[®] – Плейткойл и Econocoil[®] –
Эконокойл

Особенности конструкции

Теплообменник серии Плейткойл и Эконокойл изготавливаются из двух гофрированных листов стали сваренных между собой. Среда движется в канале, конфигурация которого может быть разнообразна, что бы обеспечить максимальную эффективность теплообмена между средами внутри теплообменника и снаружи. Разница в моделях Плейткойл и Эконокойл заключается в различии рельефов пластин. В теплообменнике серии Плейткойл каналы напоминают зигзагообразную трубу,



интегрированную в поверхность пластины, в теплообменнике серии Эконокойл канал – это целая полость между двумя сваренными листами, разделенная, в определенной последовательности и с различным шагом, местами точечной сварки этих двух листов.



Теплообменники плоского типа, благодаря особенности и простоте конструкции обладают большой гибкостью и могут изготавливаться различной формой (существуют более 300 конфигураций). Ширина листа для теплообменника может варьироваться от 305 мм до 1092 мм, длина листа может изменяться от 584 мм до 3632 мм. Патрубки также могут привариваться в любом месте в торце пластины или по плоскости.

Полированная гладкая поверхность теплообменника позволяет легко производить его очистку механическим способом, что делает возможным применение теплообменника для охлаждения или подогрева в объеме очень вязких, или загрязненных сред, для утилизации тепла продуктов сгорания (газов), утилизация тепла падающих потоков (каскадные охладители), криогенная техника, в качестве подогревателя встроенного внутри трубопровода

Одним словом теплообменники серии Плэйткойл и Эконокойл – это конструктор, элемент системы, любого промышленного процесса, где необходимо осуществлять теплообмен между средами и в условиях невозможных для

любого другого вида теплообменников.

Примеры применений:



Теплообменник охлаждения или нагрева в открытой емкости, используется конвективный теплообмен



Коллектор для охлаждения газов в техпроцессе, коррозия не проблема, так как аппарат изготовлен из титана



Барaban для конвекционной сушки твердых сыпучих веществ, например биомассы



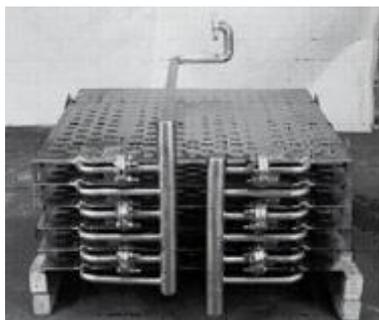
Охлаждающая поверхность для вакуумной камеры для интенсификации процесса сублимации



Теплообменники для охлаждения трубопроводов, например охлаждение воды на всасывающей трубке насоса



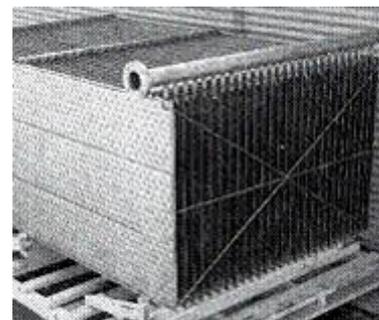
Теплообменник выполненный в форме реактора для различных химпроцессов



Теплообменник для системы охлаждения в фармакологической промышленности



Облицовка стен в промышленной камере, для создания определенного температурного режима



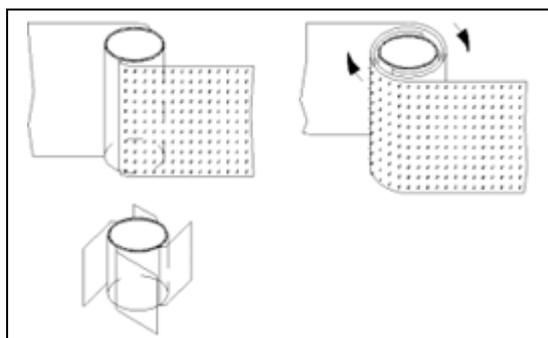
Теплообменник для производства льда, охлаждающей средой служит этиленгликоль

Техническая характеристика Platecoil® и Econocoil®

- Гибкий дизайн, 300 различных конфигураций
- Рабочее давление внутреннее: до 28 бар
- Рабочее давление наружное: до 69 бар
- Диапазон температур: -195°C – +450°C
- Материал – углеродистая сталь, нержавеющая сталь AISI 316, титан, SMO254, другие
- Опции по обработке поверхности пластин: электрополировка, механическая полировка, покраска, оцинковка и другие

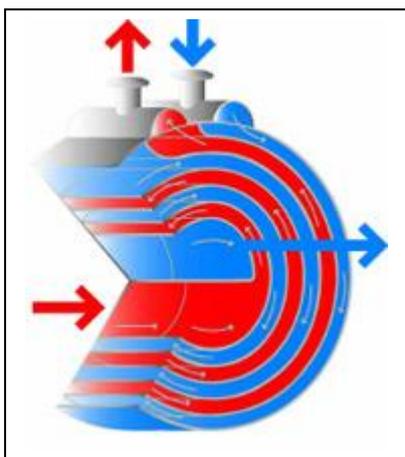
Спиральные теплообменники

Особенности конструкции



Концепция спирального теплообменника построена на закручивании 2-х или 4-х

полос металла вокруг центральной трубы, полосы свариваются между собой при помощи разделительных шпилек на определенной дистанции, создавая 2 или 4 канала равномерной ширины. Центральная труба разделена на 2 части, образуя входной и выходной коллектор. Вся конструкция помещается в цилиндрический корпус. Наружные концы листов привариваются вдоль коллекторов, образуя оставшиеся два входной и выходной патрубки с боковой стороны корпуса.



Среды движутся в каналах по концентрическим окружностям, а разделительные шпильки создают существенную турбулентность при низких скоростях и соответственно низких числах Рейнольдса (Re), эта особенность конструкции позволяет добиться высокой теплопередачи даже для вязких и очень загрязненных сред. Высокая турбулентность в каналах снижает отложение загрязнений. Перечисленные факторы позволяют изготавливать компактные теплообменники, снижая металлоемкость их стоимость.



Потоки могут двигаться в разных направлениях, выполняя то или иное требование режима теплообмена:

Тип А. Противоток или поток одного направления.

Применяется со средами жидкость/жидкость или пар/жидкость

Тип Б. Перекрестный ток. Применяется в аппаратах, где необходимо выпарить или сконденсировать какую-либо среду

Целлюлозно-бумажная промышленность (сульфатные и сульфитные растворы, ...)

Нефтегазовая промышленность (тяжелые масла, нефть, фракции бензинов, ...)

Фармакологическая промышленность (различные взвеси и растворы,)

Горнодобывающая промышленность (бокситные суспензии, окислы магния,)

Очистка сточных вод и рекуперация тепла сточных вод
Множество других применений

Основные технические характеристики



- дистанция между 2-мя листами, образующими канал от 5 до 70 мм
- ширина листов, образующих канал от 50 до 2000 мм
- теплообменная поверхность аппарата от 0,1 до 800 м²
- толщина листа от 2 до 8 мм
- толщина листа корпуса (кожуха) от 4 до 30 мм
- рабочее давление от вакуума до 45 бар и более
- рабочая температура от -100 до + 450 °С
- диаметр корпуса от 250 до 2600 мм
- материалы углеродистые стали, нержавеющей стали, алюминиевые сплавы, сплавы никеля, титан, цирконий, другие
- сертификаты PED, TÜV, ASME, ISO 9001:2000, ГОСТ, другие

Основные преимущества спиральных теплообменников



диапазоне нагрузок

1. Возможность применения с «проблемными» средами, такими как сильно загрязненные жидкости, агрессивные и очень вязкие среды, и т.д.
2. Высокая эффективность работы во всем диапазоне нагрузок
3. Малые потери давления
4. Компактность, соответственно экономия полезного пространства
5. Легкая очистка отложений механическими или химическими способами промывки
6. Широкая гамма типов движения потоков и типов каналов
7. Снижение эксплуатационных затрат на остановки, так как очистка проводится намного реже и легче, чем с другими видами теплообменников

2. Теплотехнический расчет спирального и пластинчатого теплообменника.

Устройство спирального теплообменника

Спиральные теплообменники— аппараты, в которых каналы для теплоносителей образованы двумя свернутыми в спирали на специальном станке листами(рис. 6). Расстояние между ними фиксируется приваренными бобышками или штифтами. Навивку спиральных теплообменников производят из рулонной стали шириной 0,2...1,5 м с поверхностями нагрева 3,2...100 м² при расстоянии между листами 8...12 мм и толщине стенок 2 мм для давления до 0,3 МПа и 3мм— до 0,6 МПа. Зарубежные фирмы

изготавливают специальные теплообменники из рулонного материала (углеродистых и легированных сталей, никеля, титана, алюминия, их сплавов и некоторых других) шириной 0,1...1,8 м, толщиной 2...8 мм при расстоянии между листами 5...25 мм. Поверхности нагрева составляют 0,5...160 м²

ду листов 5...25 мм. Поверхности нагрева составляют 0,5...160 м².

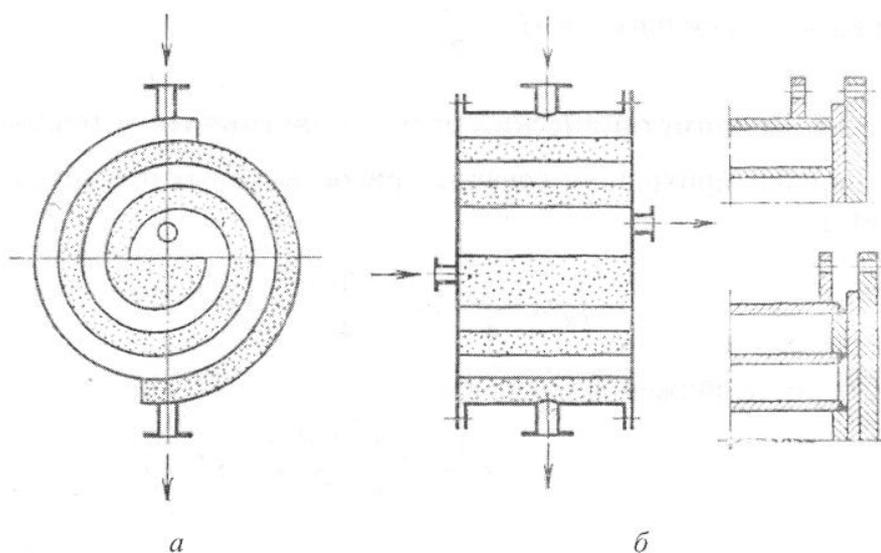


Рис. 6. Спиральный теплообменник: а — принципиальная схема спирального теплообменника; б— способы соединения спиралей с торцевыми крышками

Спиральные теплообменники устанавливают по штуцерам горизонтально и вертикально. Их часто монтируют блоками по 2, 4, 8 аппаратов и применяют для нагревания и охлаждения жидкостей и растворов.

Вертикальные аппараты используют также для конденсации чистых паров и паров из парогазовых смесей. В последнем случае на коллекторе для конденсата имеется штуцер для удаления неконденсирующегося газа.

Расчет спирального и пластинчатого теплообменника

Все большее применение в промышленности находят спиральные и пластинчатые теплообменники, которые успешно заменяют широко известные кожухотрубчатые теплообменные аппараты.

Расчет спирального теплообменника (рис. 11) начинается с определения теплофизических свойств заданной рабочей среды и теплоносителя (хладагента) при их средних температурах.

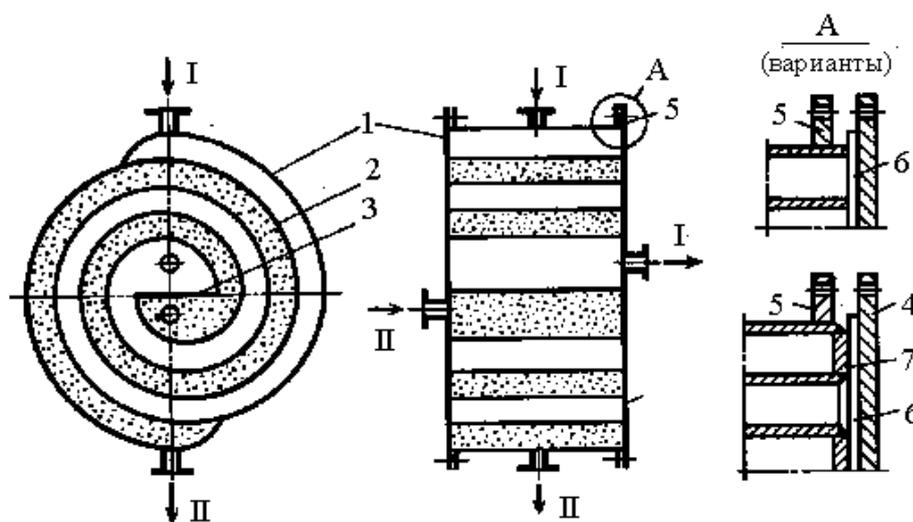


Рис. 11. Спиральный теплообменник: 1,2 - металлические листы; 3 - пластина - перегородка; 4 - крышки; 5 - фланцы; 6 - прокладка; 7 - дистанционная полоса; I и II - теплоносители

1. Средняя температура потоков определяется как среднеарифметическое температуры на входе и на выходе из теплообменного устройства, °С

- для рабочей среды
$$\bar{t}_1 = \frac{t_1 + t_2}{2} ;$$

- для теплоносителя $\bar{t}_2 = \frac{t_3 + t_4}{2}$.

2. Теплофизические свойства материальных потоков: плотность ρ , кг/м³; удельная теплоемкость c , Дж/(кг·К); коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К); динамический коэффициент вязкости μ , Па·с - определяются по их средним температурам (табл. 15; рис. 12, 13, 14).

Таблица 15 - Плотность жидких веществ и водных растворов в зависимости от температуры

Вещество	Плотность, кг/м ³							
	- 20°C	0 °C	20°C	40°C	60°C	80°C	100°C	120°C
Ацетон	835	813	791	768	746	719	693	665
Бензол	?	900	879	858	836	815	793	769
Бутиловый спирт	838	824	810	795	781	766	751	735
Вода	?	1000	998	992	983	972	958	943
Глицерин, 50 %	?	1136	1126	1116	1106	1006	996	986
Диэтиловый эфир	758	736	714	689	666	640	611	576
Изопропиловый	817	801	785	768	752	735	718	700

спирт								
Кальций хлористый, 25 % раствор	1248	1239	1230	1220	1210	1200	1190	1180
м - Ксилол	?	882	865	847	831	796	796	777
Метиловый спирт, 100 %	828	810	792	774	756	736	714	?
Метиловый спирт, 40 %	?	946	935	924	913	902	891	880
Натрий хлористый, 20 %	?	1157	1148	1189	1130	1120	1110	1100
Октан	734	718	702	686	669	653	635	617
Серная кислота	?	1857	1837	1817	1789	1779	1761	1742
Сероуглерод	1323	1293	1263	1233	1200	1165	1125	1082
Соляная кислота, 30 %	1173	1161	1149	1138	1126	1115	1103	1090
Толуол	902	884	866	847	828	808	788	766
Уксусная кислота ⁴	?	1072	1048	1027	1004	981	958	922
Четыреххлористый углерод	1670	1633	1594	1556	1517	1471	1434	1390
Этиловый спирт,	823	806	789	772	754	735	716	693

100 %								
Этиловый спирт, 80 %	?	857	843	828	813	797	783	768
Этиловый спирт, 60 %	?	904	891	878	864	849	835	820
Этиловый спирт, 40 %	?	947	935	923	910	897	885	872
Этиловый спирт, 20 %	?	977	969	957	946	934	922	910

3. Тепловая нагрузка аппарата, кДж/с

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1 - t_2),$$

где c_1 - теплоемкость рабочей среды, Дж/(кг·К).

4. Расход теплоносителя на нагрев (охлаждение) рабочей среды, кг/с

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot |(t_4 - t_3)|},$$

где c_2 - теплоемкость теплоносителя (хладагента), Дж/(кг·К).

5. Для расчета поверхности нагрева (охлаждения) теплообменника необходимо вычислить среднюю разность температур между холодным и горячим теплоносителями.

Среднюю разность температур можно подсчитать, как среднелогарифмическую, °С

$$C_{H_2O},$$

где Δt_6 , Δt_m - соответственно

$$\Delta t_6 = \max\{\Delta t_1; \Delta t_2\}$$

$$\Delta t_m = \min\{\Delta t_1; \Delta t_2\},$$

где Δt_1 , Δt_2

$$\Delta t_1 = |t_1 - t_4|$$

$$\Delta t_2 = |t_2 - t_3|.$$

6. Эквивалентный диаметр канала в спиральном теплообменнике, м

$$d_g \approx \frac{4 \cdot b \cdot \delta}{2 \cdot b} = 2\delta,$$

где $\delta = 0,008$ м - ширина спирального канала в теплообменнике.

7. Для расчета площади поперечного сечения канала теплообменного аппарата и ширины ленты задаемся скоростью движения среды ω_1 из интервала $\omega_1 = 0,3 \cdot 0,7$ м/с и находим площадь сечения канала теплообменника, м²

$$f' = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot \omega_1},$$

Откуда эффективная высота теплообменника (эффективная ширина ленты), м

$$b'_c = \frac{f'}{\delta}.$$

Действительную ширину ленты b_c (м) назначают на $8 \cdot 15\%$ больше расчетного значения. Тогда площадь поперечного сечения канала

$$f = (1,08 - 1,15) \cdot \delta \cdot b'_c.$$

Действительная скорость движения среды по каналу теплообменника, м/с

$$\omega_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f}.$$

Скорость движения теплоносителя в канале теплообменника, м/с

$$\omega_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f}.$$

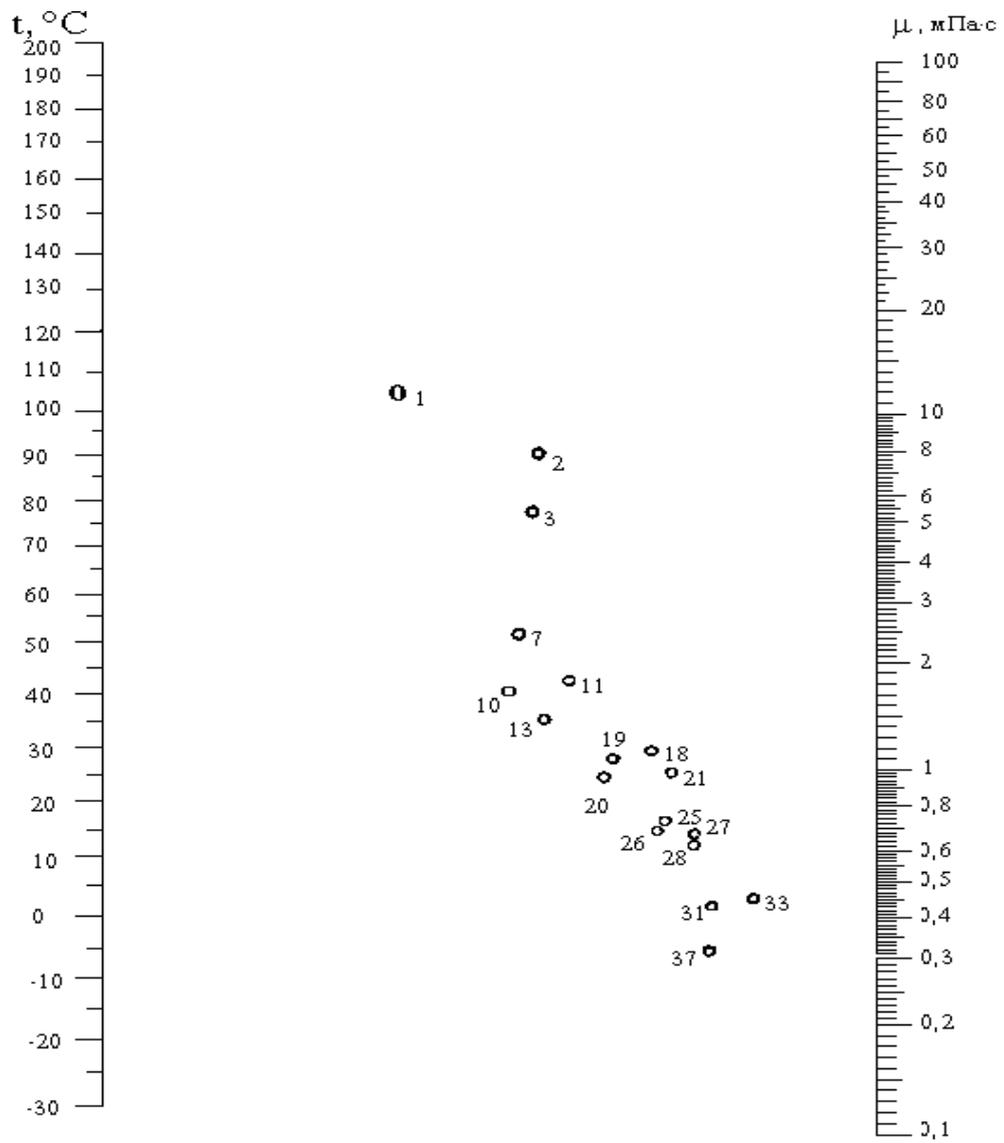


Рис. 12. Номограмма для определения динамического коэффициента

вязкости жидкостей при различных температурах

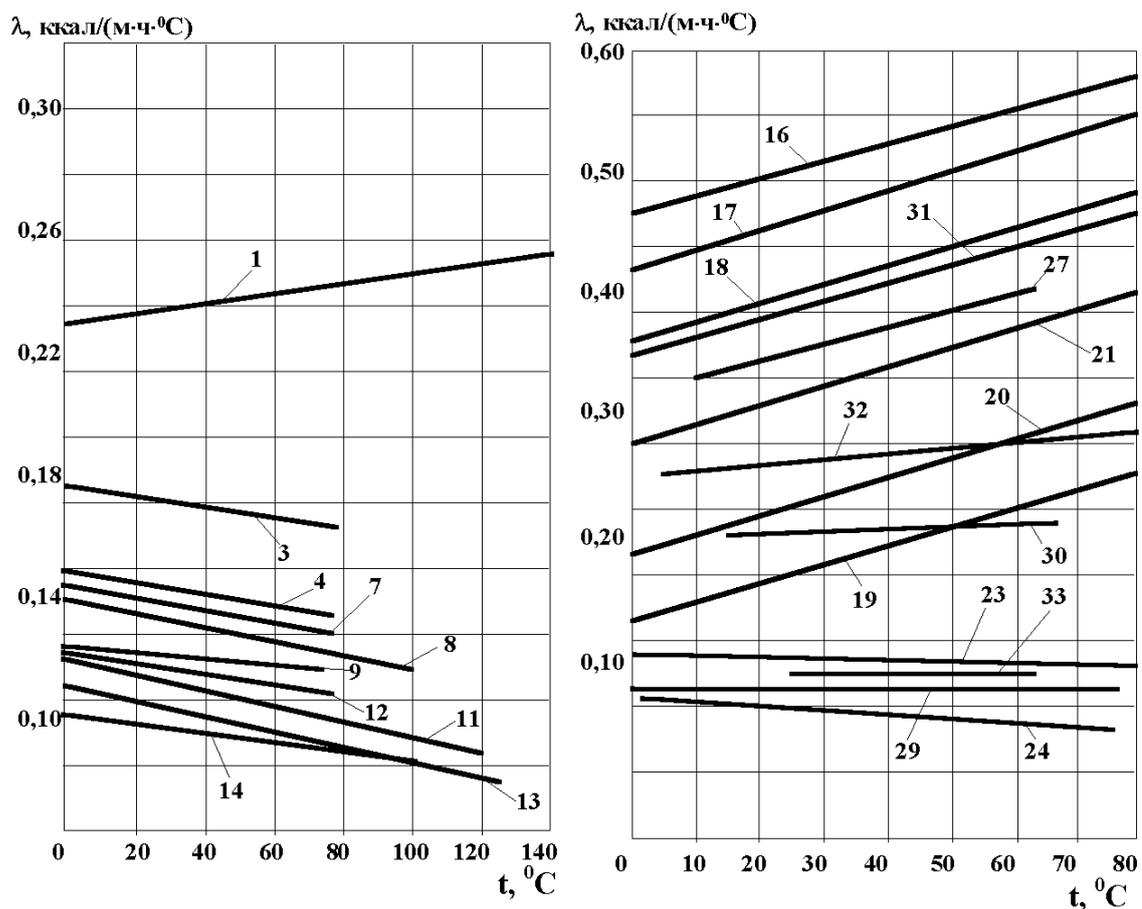


Рис. 13. Коэффициенты теплопроводности жидкостей

8. Процесс теплопередачи состоит из процесса теплоотдачи первого теплоносителя к стенке, теплопроводности через стенку теплообменника и процесса теплоотдачи от стенки ко второму теплоносителю.

Коэффициент теплоотдачи от раствора к стенке теплообменника, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{d_g},$$

где λ_1 - коэффициент теплопроводности рабочей среды, Вт/(м·К); Nu - критерий Нуссельта, для турбулентного режима течения жидкости

$$Nu = 0,0253 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr^{0,33},$$

где Re - критерий Рейнольдса для среды,

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot d_{\text{э}} \cdot \rho_1}{\mu_1},$$

где v_1 - кинематическая вязкость раствора, м²/с

Значение критерия Рейнольдса для теплоносителя (хладоагента)

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot d_{\text{э}} \cdot \rho_2}{\mu_2}.$$

По рассчитанной величине критерия Нуссельта, вычисляется коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменного аппарата к воде

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{э}}}.$$

Задаваясь, в зависимости от условий работы, толщиной стенки спирального теплообменника $\delta_{\text{ст}} = 0,002 \cdot 0,006$ м и материалом из стали X18H10T с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{\text{ст}} = 16$ Вт/(м·°С), находим значение коэффициента теплопередачи K

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

9. Определение поверхности теплообмена и конструктивных параметров спирального теплообменника.

Требуемая поверхность теплообмена, м²

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta \bar{t}}$$

Длина листов спирали, м

$$L = \frac{F}{2 \cdot b_c}$$

Число витков каждой спирали, необходимое для получения эффективной длины, определяем по уравнению

$$N = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot L}{\pi \cdot t} + x^2\right)} - x, \quad \text{где } x = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d}{t} - 1\right); \quad \text{шаг спирали } t = \delta + \delta_{ст}, \text{ м.}$$

Начальный диаметр спирали, м

$$d = 2 \cdot r + t,$$

где $r = 0,015$ м - конструктивно обусловленный размер.

Наружный диаметр спирали теплообменника D с учетом толщины листа, м

$$D = d + 2 \cdot N \cdot t + \delta_{ст}$$

10. После определения габаритных размеров теплообменника, необходимо провести проверку режимов движения сред его в каналах. Критическое значение числа Рейнольдса

$$Re_{кр} = 20000 \cdot \left(\frac{d_{\text{э}}}{D} \right)^{0,32} .$$

Если $Re_1, Re_2 > Re_{кр}$, то выполняется принятое допущение о турбулентном характере движения жидкости в спиральных каналах теплообменника.

11. Потеря давления жидкостью, при прохождении по каналам спирального теплообменника, Па.

- для рабочей среды

$$\Delta P_1 = 0,1109 \cdot \frac{L \cdot \rho_1 \cdot \omega_1^2}{Re_1^{0,25} \cdot \delta} ,$$

- для теплоносителя

$$\Delta P_2 = 0,1109 \cdot \frac{L \cdot \rho_2 \cdot \omega_2^2}{Re_2^{0,25} \cdot \delta} .$$

3. Тепловой баланс спирального и пластинчатого теплообменника

Количество затраченной энергии $Q_{зат}$ определяется суммой энергии теплоты, передаваемым сверху Q_n , и нижний пластин в канале теплообменника отработанным теплоносителем $Q_{от}$:

$$Q_{зат} = Q_n + Q_{от} . \quad (2.8)$$

Тепловой баланс СиПТ имеет следующий вид [35, 54]

$$Q_n + Q_{om} = Q_{nl} + Q_{mn}; \quad (2.8a)$$

Q_{nl} - полезное тепло, затраченное на нагревание воздуха, Вт;

Q_{mn} - суммарные теплотери, Вт.

Тепло передаваемое отработанным теплоносителем

$$Q_{om} = G_m C_m (t_{mo} - t_{ml}); \quad (2.8b)$$

G_m – массовые расход теплоносителя, кг/с;

C_m - удельные теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг К);

t_{mo}, t_{ml} - начальная и конечная температура теплоносителя, °С.

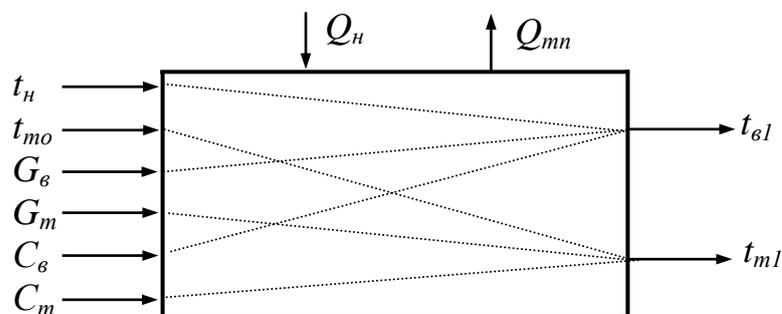


Рис. 2.7a. Информационная структура процесса теплообмена в СиПТ:

$G_m, G_ε, C_m, C_ε, t_{mo}, t_n$ - входные переменные; $t_εl, t_{ml}$ - выходные переменные; Q_n, Q_{mn} - параметры определяющие условия протекания процесса

Полезное тепло, затрачиваемое на нагревание воздуха

$$Q_{nl} = G_ε C_ε (t_{εl} - t_n); \quad (2.8г)$$

$G_ε$ – массовые расход воздуха, кг/с;

$C_ε$ - удельные теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг К);

$t_n, t_{εl}$ – наружная (начальная) и конечная температура воздуха, °С.

Массовые расходы воздуха и теплоносителя определяются по формулам

$$G_e = w_e \rho_e F_n ; \quad G_m = w_m \rho_m F_n . \quad (2.8д)$$

w_e, w_m - скорости потоков воздуха и теплоносителя, м/с;

ρ_e, ρ_m - плотность воздуха и теплоносителя, кг/м³;

F_n - площади поперечных сечений входных-выходных отверстий каналов, м².

Среднемассовые температуры воздуха t_e в верхнем канале и теплоносителя t_m в нижнем канале не одинаковы. Поэтому теплотери в верхнем и нижнем каналах определяются отдельно.

Коэффициенты теплопередачи ограждений в общем виде определяются по формуле

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ei}} + \sum_j \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{ni}}} ; \quad (2.8и)$$

$$\alpha_{ei} = \alpha_{eki} + \alpha_{eui} ; \quad \alpha_{ni} = \alpha_{nki} + \alpha_{nui} ; \quad (2.8к)$$

где α_e, α_n - коэффициенты теплоотдачи на внутренних и наружных поверхностях, Вт/(м² К);

α_k, α_u - коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением, Вт/(м² К);

i, j - индексы ограждений и слоев в них.

Как видно из уравнений (2.8ж),(2.8к), при определении теплового баланса (2.8а) наибольшую трудность представляет определение теплотерь Q_{mn1}, Q_{mn2} .

Выводы по 2 главе

1. Приведена конструктивная и технологическая характеристика пластинчатого и спирального теплообменника.

2. Установлены температурные режимы пластинчатого и спирального теплообменника и количественные ресурсы утилизации тепла отработанного теплоносителя.

3. Исследован тепловой баланс пластинчатого и спирального теплообменника.

4. Установлены тепловая эффективность пластинчатого и спирального теплообменника. Термический КПД установки составляет $\eta_m=30\ldots40\%$. При низких значениях температуры t_n (зимнее время) обеспечивается максимальная утилизация тепла, при высоких температурах t_n (летнее время) - эффективность утилизации минимальная.

5. Результаты экспериментальных исследований позволяют прогнозировать суточную и сезонную тепло-технологическую эффективность СиПТ в зависимости от целей и условий их применения

Глава III. Солнечный воздушнонагреватель с рекуперативным утилизатором тепла .

3.1. Конструктивная и технологическая характеристика солнечного воздушнонагревателя с рекуперативным утилизатором тепла

С целью эффективного использования солнечной энергии и утилизации тепла отработанного теплоносителя в тепло-технологических процессах сушки хлопка-сырца в Каршинском государственном университете разработана конструкция комбинированного солнечного воздушнонагревателя (СВН) с рекуперативным утилизатором тепла (РУТ) (рис. 3.1).

СВН-РУТ представляет собой плоский двухканальный солнечный воздушнонагреватель, шириной $b=1$ м и длиной $L=5$ м, в котором по верхнему каналу высотой $h=0,1$ м проходит нагреваемый воздух, а по нижнему высотой $h=0,1$ м - противотоком проходит отработанный теплоноситель. В период инсоляции экранирующее полотно 6 (черная полиэтиленовая плёнка) поднимается с помощью электропривода 8, скатывается в рулон 7. Зачерненный теплоприемник 3, за счет поглощения солнечной радиации, нагревается и передаёт тепло теплоносителю (воздуху), проходящему по верхнему каналу 4. Отработанный теплоноситель нагнетающим вентилятором 16 подается в нижний канал 5. Теплопередачей через теплоприемник 3, часть

тепла теплоносителя, из канала 5 передается наружному воздуху в канале 4. Нагретый воздух вытяжным вентилятором 15 подается потребителю. Верхние каналы 4 воздухонагревателей объединяются диффузором 11, нижние каналы теплообменников 5 - конфузором 12. Для разделения потоков уходящего теплоносителя и наружного воздуха, т.е. устранения рециркуляции отработанного теплоносителя, установлен отклоняющий жёлоб 10.

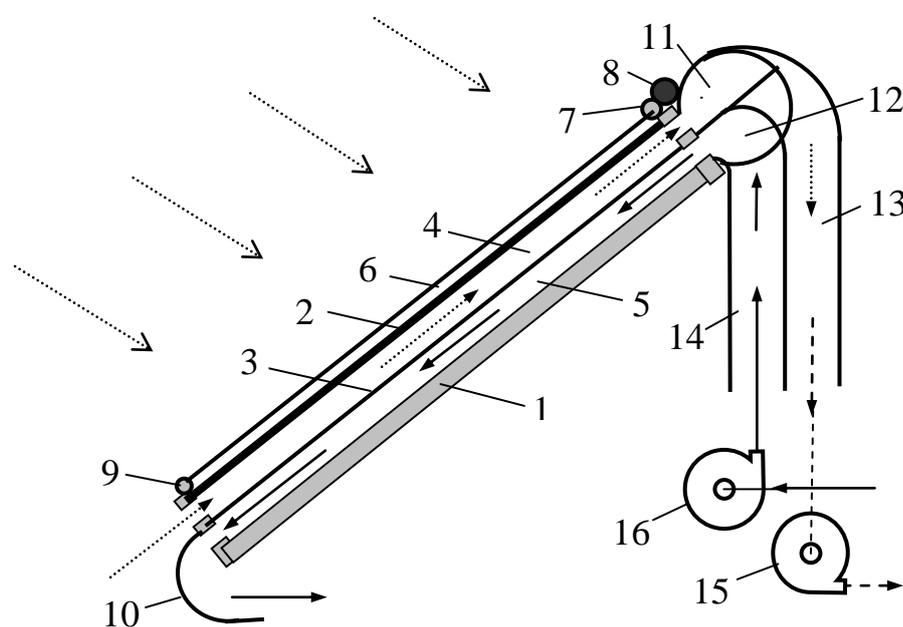


Рис.3.1. Солнечный воздухонагреватель с рекуперативным утилизатором тепла:

1-теплоизолированный ящик; 2-стеклянное покрытие; 3-зачернённый теплоприёмник; 4-верхний и 5-нижний каналы; 6- экранирующее полотно и 7-рулон; 8-электропривод; 9-груз; 10-отклоняющий жёлоб; 11-диффузор и 12-конфузор коллекторы; 13 и 14-воздуховоды; 15-вытяжной и 16-нагнетательный вентиляторы.

При отсутствии инсоляции, с целью снижения теплотерь, экранирующее полотно 6 опускается. Для натяжения полотна 6 используется груз 9 - металлический стержень. Воздух в верхнем канале 4 нагревается только за счет тепла отработанного теплоносителя, теплопередачей, через

теплоприёмник 3.

Таким образом, при наличии солнечной радиации СВН-РУТ работает в режиме солнечного и рекуперативного воздухонагревателя, при отсутствии - в режиме рекуперативного воздухонагрева. Совмещение СВН с РУТ повышает теплопроизводительность СВН, устраняет его «простой» при отсутствии солнечной радиации, обеспечивает круглосуточную работу.

Для режимных испытаний СВН-РУТ в качестве теплоносителя использовалась смесь продуктов сгорания природного газа и воздуха. Для СВН-РУТ принято противоточное движение воздуха и теплоносителя, которое является наиболее эффективным [2]. Как было отмечено в параграфе 1.2, при прямоточном движении конечная температура нагреваемого воздуха t_{el} не может быть выше температуры охлаждаемого теплоносителя t_{ml} , т.е. ограничивается условием $t_{el} < t_{ml}$. При противоточном движении степень подогрева воздуха t_{el} полностью определяется входной температурой t_{mo} охлаждаемого теплоносителя.

3.2. Температурный режим и тепловой баланс солнечно-рекуперативного воздухонагревателя

Режим поступления солнечной радиации

Поток прямой солнечной радиации на наклонную поверхность определяется по формуле [12]

$$S_n = S_{\perp} \cos i_o ; \quad (3.1)$$

$$\cos i_o = \cos \beta_2 \sinh_o + \sin \beta_2 \cosh_o \cos A ; \quad (3.1a)$$

$$\sinh_o = \sin \varphi_o \sin \delta_o + \cos \varphi_o \cos \delta_o \cos \tau^o ; \quad (3.1б)$$

$$\cos A_o = \frac{\sin \delta_o \sin \varphi_o}{\cos \beta_2} ; \quad (3.1в)$$

$$A = A_o - A_n ; \quad \tau^o = \omega \tau ; \quad \omega = \pi/12 ; \quad (3.1г)$$

где β_2 - угол наклона поверхности относительно горизонтали, град;

ω - угловая скорость вращения Земли вокруг своей оси, 15 град/ч.

СВН-РУТ имеет южную ориентацию и угол наклона $\beta_c=39^\circ$. Для поверхностей южной ориентации - $A_n=0$ и в формуле (3.1г) $A=A_o$. Протабулированные значения δ_o принимаются по данным [12, 21] (таблица П1 в приложении). В практических расчетах целесообразно использовать аппроксимационные формулы [4, 11]:

$$\delta_o = 23,45^\circ \sin \left(\frac{284 - n_d}{365} \right); \quad (3.1д)$$

где n_d - день года по порядку, начиная с 1 января.

Принимая условие изотропности рассеянной радиации D_c , падающей на горизонтальную поверхность, рассеянная радиация D_n , падающая на наклонную поверхность, определяется соотношением [4]:

$$D_n = D_c (1 + \cos \beta_c) / 2. \quad (3.2)$$

Суммарная солнечная радиация, падающая на наклонную поверхность

$$Q_n = S_n + D_n. \quad (3.3)$$

Прямая солнечная радиация, прошедшая через светопрозрачное покрытие определяется по формуле:

$$S_{np} = S_n (B_{1s} + B_{2s} + B_{3s} - 1). \quad (3.4)$$

Аналогично определяется рассеянная прошедшая радиация:

$$D_{np} = D_n (B_{1d} + B_{2d} + B_{3d} - 1); \quad (3.4а)$$

где B_{1s} и B_{1d} , B_{2s} и B_{2d} , B_{3s} и B_{3d} - коэффициенты светопропускания прямой и рассеянной радиации переплётотом, стеклом, загрязнением.

Коэффициенты светопропускания переплётотом определяется соотношением:

$$B_{1s} = B_{1d} = 1 - F_n / F_o. \quad (3.5)$$

Коэффициенты светопропускания прозрачным покрытием B_{2s} и B_{2d} определяются углом падения лучей i_o [5].

Светопропускательная способность однослойного стеклянного покрытия без учета поглощения [7]:

$$B_{c1} = \frac{1 - \rho_s}{1 + \rho_s} \quad (3.5a)$$

Показатель отражения светопрозрачного покрытия:

$$\rho_s = 0,5 \left(\frac{\sin^2(j_c) + \tan^2(j_c)}{\sin^2(j_c) + \tan^2(j_c)} \right); \quad (3.5b)$$

$$j_c = \arcsin(\sin i / n_c).$$

где j_c - угол преломления лучей; n_c - показатель преломления светопрозрачного покрытия.

Показатель поглощения светопрозрачного покрытия:

$$B_{c2} = \exp(-K_c m \delta_c / \cos j_c); \quad (3.5b)$$

K_c - коэффициент ослабления; δ_c - толщина стеклянного покрытия, м.

С учётом (3.5a) и (3.5b), коэффициент светопропускания стеклянного покрытия:

$$B_{2s} = B_{c1} B_{c2}. \quad (3.5г)$$

Аналогично (3.5a), (3.5b) и (3.5г), определяется B_{2d} для рассеянной радиации. В (3.5a) принимается показатель отражения для рассеянной радиации ρ_d , который является постоянной величиной: $\rho_d = 0,16$ - однослойное стеклянное покрытие; $\rho_d = 0,24$ - двухслойное [16].

Коэффициенты светопропускания загрязнением и пылью B_{3s} и B_{3d} зависят от времени года и условий эксплуатации, изменяются в пределах $B_{3s} = 0,8 \dots 0,96$ и $B_{3d} = 0,7 \dots 0,9$ [7].

Суммарная солнечная радиация, прошедшая в камеру-канал воздухонагревателя

$$Q_{np} = S_{np} + D_{np}. \quad (3.6)$$

Для определения радиационных режимов СВН-РУТ в качестве характерных месяцев приняты: 1) июнь - наибольшее поступление солнечной радиации; 2) июль - наиболее высокие температуры; 3) январь - наиболее низкие температуры; 4) декабрь - наименьшее поступление солнечной радиации.

На рис. 3.2 - 3.4 приведены суточные (для характерных дней) и среднемесячные радиационные режимы СВН-ПУТ при $\beta_2=39^\circ$ в условиях г. Карши ($\varphi=39^\circ$).

Как видно из рис. 3.2 и 3.3, в теплое время года (май-сентябрь) до восхода Солнца ($\tau < 6$ часов) и после захода Солнца ($\tau > 18$ часов) в СВН поступает только рассеянная радиация. В эти периоды СВН практически не работает. В холодное время года периоды поступления прямой и рассеянной радиации практически совпадают.

В зависимости от сезона эксплуатации СВН угол наклона лучевоспринимающей поверхности в период май - сентябрь (летний период работы) рекомендуется $\beta_2=33...36^\circ$ ($\beta_2 < \varphi=39^\circ$), в период октябрь - апрель (зимний период работы) - $\beta_2=50...53^\circ$ ($\beta_2 > \varphi=39^\circ$).

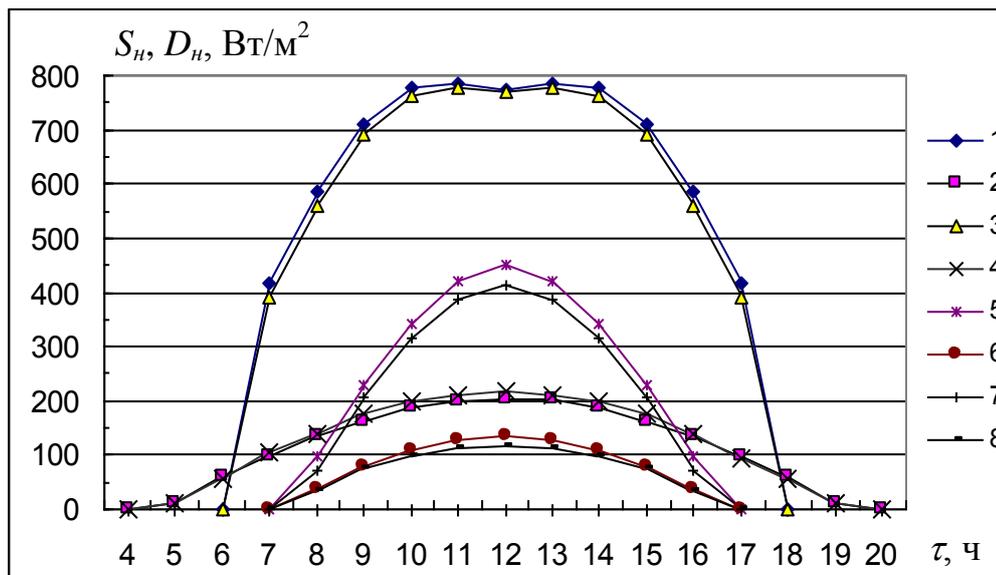


Рис. 3.2. Интенсивность поступления прямой и рассеянной солнечной радиации на поверхность СВН, при $\beta_2=39^\circ$: 1 - S_n и 2 - D_n за 16/VI.2013; 3 - S_n и 4 - D_n за 15/I.2014;

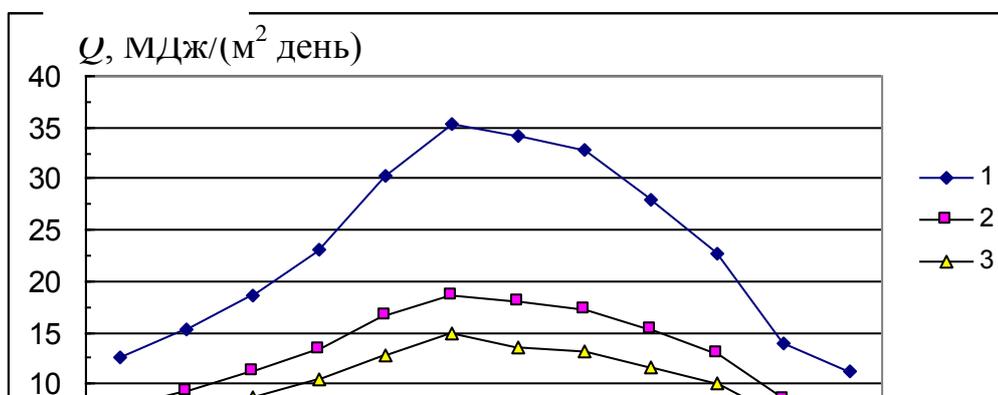


Рис. 3.4. Средние месячные значения поступления суммарной солнечной радиации СВН, при $\beta_c=39^\circ$:
1 - Q -падающая, 2 и 3 - Q_{np} -прошедшая через 1 и 2-х слойное стеклянное покрытие.

При двойном стеклянном покрытии СВН количество прошедшей радиации снижается на 21...24% (рис. 3.3, 3.4). Как показывает опыт, запыление стеклянного покрытия значительно снижает её пропускательную способность. Наибольшие затруднения очистки стеклянных поверхностей вызывают внутренние поверхности двойного остекления. Очистка (промывка) внутренних поверхностей двойного остекления невозможна без снятия наружного стеклянного покрытия. С другой стороны, для устранения запыления в воздушной прослойке двойного покрытия необходимы специальные средства герметизации.

Температурный режим

В сезон сбора хлопка-сырца (сентябрь-октябрь) на предприятиях по первичной обработке хлопка-сырца процессы его сушки производятся практически круглосуточно. важное практическое значение имеет определение суточных температурных режимов работы СВН-РУТ, как при наличии солнечной радиации (дневное время), так и при её отсутствии (дневное время при сплошной облачности, ночное время).

В процессах сушки хлопка-сырца в барабанных сушилках (в зависимости от начальной влажности хлопка-сырца) отработанный теплоноситель имеет температуру 60...105 °С [3].

Экспериментальные исследования проводились при средней температуре теплоносителя $t_{mo}=90\pm 3$ °С. Движение воздуха в верхнем канале и теплоносителя в нижнем - противоточное. Скорость потоков воздуха и теплоносителя поддерживалась в пределах $w_g=w_m=0,3\pm 0,03$ м/с. Площадь лучевоспринимающей поверхности СВН $F_o=L\times b=5$ м², площади поперечного сечения каналов СВН и РУТ $F=H\times b=0,1$ м².

На рис. 3.3 и 3.4 приведены среднестатистические суточные температурные режимы СВН-РУТ за характерные месяцы: июнь 2013 г., январь 2014 г.

При отсутствии инсоляции воздух нагревается в режиме рекуперативной утилизации тепла отработанного теплоносителя - РУТ. Температура теплоносителя на входе канала РУТ практически постоянная $t_{mo}\approx 90$ °С. Температура теплоносителя на выходе канала РУТ t_{ml} изменяется в зависимости от изменения наружного воздуха t_n и температурный перепад $\Delta t_m = t_{mo} - t_{ml}$ составляет: в декабре - $\Delta t_m = 47-41$ °С, в январе - $\Delta t_m = 48...42$ °С, в июне - $\Delta t_m = 32...23$ °С, в июле - $\Delta t_m = 32...20$ °С. С суточным и сезонным возрастанием температуры наружного воздуха t_n температурный перепад Δt_m падает. Так как $t_{mo}\approx const$, интенсивность рекуперативной утилизации тепла отражает температурный перепад $t_{mo} - t_n$, что является естественным.

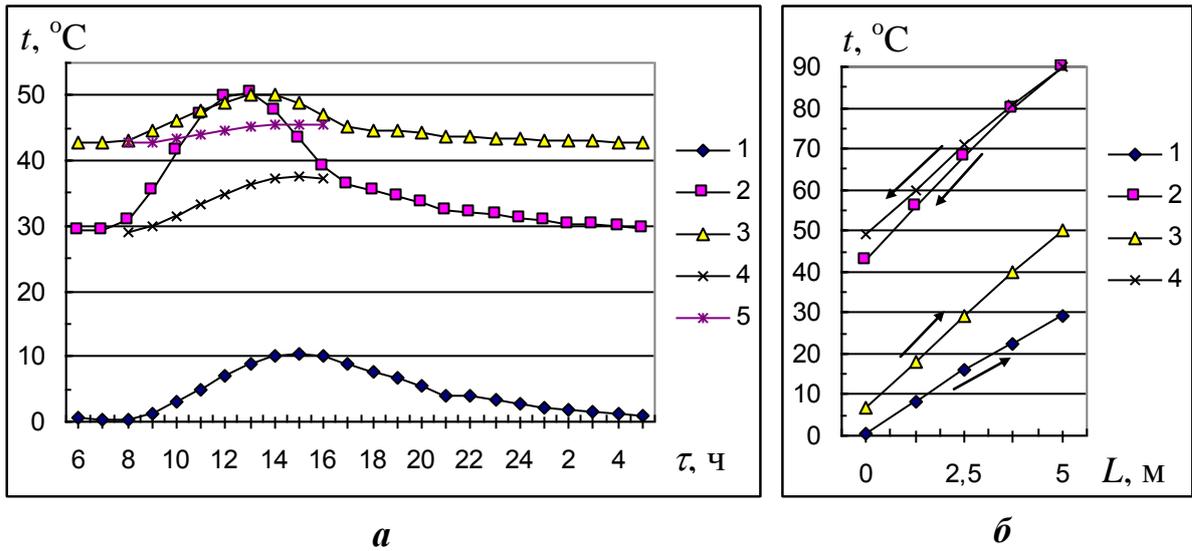


Рис. 3.3. а) Суточный температурный режим СВН-РУТ 15/01-2014 г.:
 1 - t_n ; 2 - $t_{\theta l}$ на выходе канала СВН; 3 - t_{ml} на выходе канала РУТ;
 4 - $t_{\theta l}$ и 5 - t_{ml} при $S=0$;
 б) Изменение температуры воздуха t_{θ} и теплоносителя t_m
 по длине каналов L :
 1- t_{θ} и 2- t_m в 6 часов; 3- t_{θ} и 4- t_m в 12 часов.

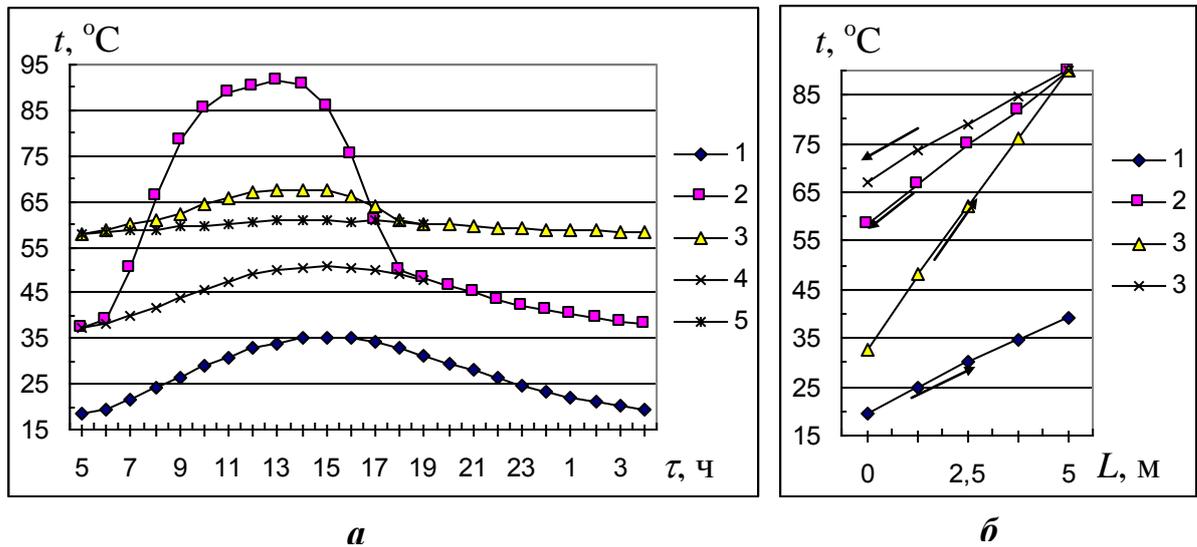


Рис. 3.4. а) Суточный температурный режим СВН-РУТ 15/VI-2013 г.:
 1 - t_n ; 2 - $t_{\theta l}$ на выходе канала СВН; 3 - t_{ml} на выходе канала РУТ;
 4 - $t_{\theta l}$ и 5 - t_{ml} при $S=0$;
 б) Изменение температуры воздуха t_{θ} и теплоносителя t_m
 по длине каналов L :

- t_g и 2- t_m в 6 часов; 3- t_g и 4- t_m в 12 часов.

В период инсоляции температура воздуха нагревается за счет тепла солнечного излучения и рекуперативной утилизации тепла теплоносителя - СВН+РУТ. Температура воздуха на выходе канала СВН t_{gl} отражает суточное и сезонное изменение наружного воздуха t_n и интенсивность поступления солнечной радиации S . В 12...15 ч температура t_{gl} достигает максимума и составляет: в декабре - $t_{gl}=43...50$ °С, в январе - $t_{gl}=40...49$ °С, в июне - $t_{gl}=75...91$ °С, в июле - $t_{gl}=77...93$ °С. При наличии инсоляции температура теплоносителя на выходе РУТ t_{ml} повышается, чем при $S=0$ - отсутствии солнечной радиации в такой же период времени. Такое повышение t_{ml} составляет до 5...11 °С и зависит от интенсивности S . Это связано с тем, что дополнительное нагревание воздуха за счет тепла солнечного излучения снижает интенсивность рекуперативной теплопередачи от теплоносителя воздуху, доля рекуперативной утилизации тепла падает пропорционально интенсивности солнечного излучения.

Температура воздуха и теплоносителя по длине каналов СВН-РУТ изменяются практически линейно, средне- массовая температура воздуха t_g и теплоносителя t_m соответственно равны

$$t_g = (t_n + t_{gl}) / 2 ; \quad t_m = (t_{mo} + t_{ml}) / 2 . \quad (3.7)$$

В 12 ч температура воздуха на выходе канала СВН t_{gl} выше температуры теплоносителя на выходе канала РУТ t_{ml} . Температурное и временное условие $t_{gl} > t_{ml}$ определяется суточными и сезонными значениями поступления солнечной радиации S . При отсутствии солнечной радиации всегда соблюдается условие $t_{gl} < t_{ml}$.

Необходимо отметить, при прямоточном движении воздуха и теплоносителя, как при отсутствии, так и при наличии солнечной радиации, соблюдается условие $t_{gl} < t_{ml}$.

Тепловой баланс

Количество затраченной энергии $Q_{зат}$ определяется суммой энергии солнечного излучения, падающей на наклонную плоскость СВН Q_H , и количеством тепла, передаваемым отработанным теплоносителем в канале РУТ $Q_{от}$:

$$Q_{зат} = Q_H + Q_{от} \quad (3.8)$$

Тепловой баланс СВН-РУТ имеет следующий вид [2, 7]

$$Q_H + Q_{от} = Q_{пл} + Q_{mn}; \quad (3.8a)$$

$Q_{пл}$ - полезное тепло, затраченное на нагревание воздуха, Вт;

Q_{mn} - суммарные теплопотери, Вт.

Суммарная радиация, прошедшая в СВН по формуле (3.3)

$$Q_H = (S_H + D_H) F_o; \quad (3.8б)$$

F_o – площадь лучевоспринимающей поверхности, м².

Тепло передаваемое отработанным теплоносителем

$$Q_{от} = G_m C_m (t_{mo} - t_{ml}); \quad (3.8в)$$

G_m – массовые расход теплоносителя, кг/с;

C_m - удельные теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг К);

t_{mo}, t_{ml} - начальная и конечная температура теплоносителя, °С.

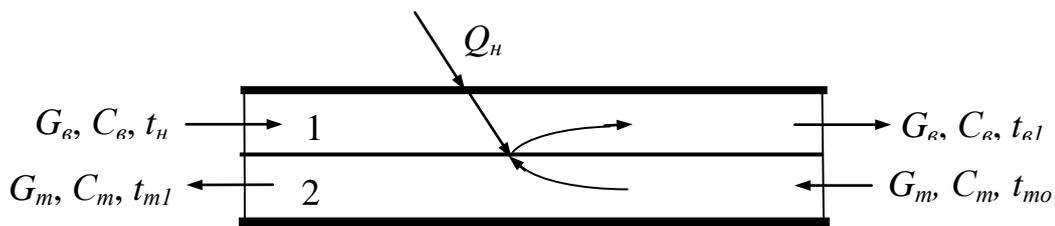


Рис. 3.5. Принципиальная схема теплообмена в СВН-РУТ
1 - канал СВН - воздух; 2 - канал РУТ - теплоноситель

Полезное тепло, затрачиваемое на нагревание воздуха

$$Q_{пл} = G_v C_v (t_{vl} - t_n); \quad (3.8г)$$

G_v – массовые расход воздуха, кг/с;

C_v - удельные теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг К);

t_n, t_{el} – наружная (начальная) и конечная температура воздуха, °С.

Массовые расходы воздуха и теплоносителя определяются по формулам

$$G_e = w_e \rho_e F_n ; \quad G_m = w_m \rho_m F_n . \quad (3.8д)$$

w_e, w_m - скорости потоков воздуха и теплоносителя, м/с;

ρ_e, ρ_m - - плотность воздуха и теплоносителя, кг/м³;

F_n - площади поперечных сечений входных-выходных отверстий каналов, м².

Среднемассовые температуры воздуха t_e в верхнем канале и теплоносителя t_m в нижнем канале не одинаковы. Поэтому теплотери в верхнем и нижнем каналах определяются отдельно.

Суммарные теплотери в СВН-РУТ

$$Q_{mn} = Q_{mn1} + Q_{mn2} ; \quad (3.8е)$$

Q_{mn1}, Q_{mn2} - теплотери в верхнем и нижнем каналах, Вт.

Теплофизические характеристики (ρ, ν, λ, a) влажного воздуха и теплоносителя (смесь воздуха и продуктов сгорания природного газа) с изменением температуры определяются по [2, 3,]. При температуре теплоносителя в пределах 90 °С на 1 м³ продуктов сгорания природного газа приходится 13...14 м³ воздуха. Поэтому теплофизические параметры теплоносителя и воздуха при равных температурах практически одинаковы . Объемный состав продуктов сгорания природного газа приведен в таблице П2 приложения.

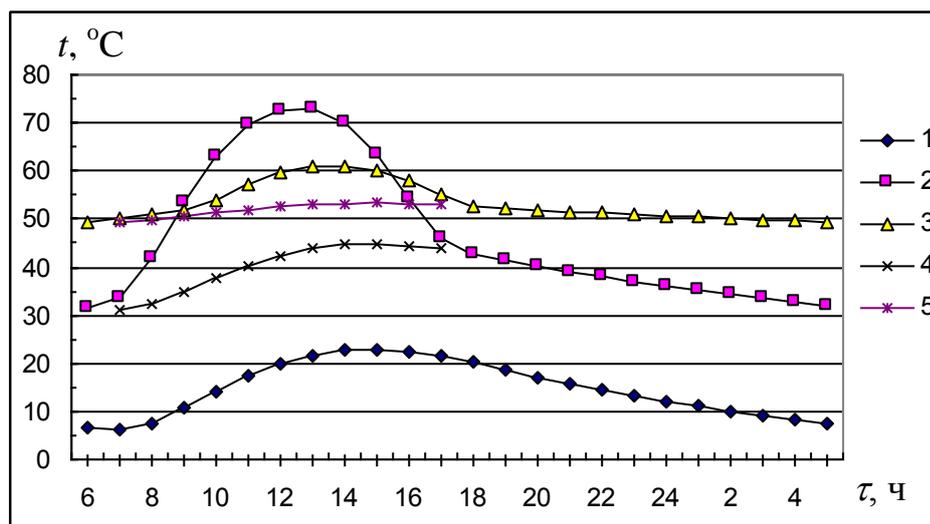


Рис. 3.6. Суточный температурный режим СВН-РУТ:
А - 15/IX-2013 г.;

В период инсоляции количество полезного тепла возрастает в сентябре-октябре до $Q_{nl}=1000\dots1680$ Вт ($200\dots336$ Вт/м²). Теплотери начинают превышать количество полезного тепла и достигают до $Q_{mn1}+Q_{mn2}=2930\dots650$ Вт. Теплотери в канале воздухонагревателя Q_{mn1} составляют 73...75 % суммарных теплотерь.

3. Тепловая эффективность солнечно-рекуперативного воздухонагревателя .

В хлопкоуборочный сезон хлопок-сырец, принятый от сдатчиков на заготовительных пунктах, подвергается сушке и очистке для дальнейшего хранения. На хлопкозаготовительных пунктах основными хлопкосушильными установками являются барабанные сушилки типа 2СБ-10 и СБО [3, 4].

На рис. 3.7 приведена схема варианта совмещения сушильной установки серии 2СБ-10 с блоком солнечно-рекуперативных воздухонагревателей СВН-РУТ. С экологической точки зрения [2], блоки СВН-РУТ являются установками, требующими дополнительных площадей. Поэтому целесообразно размещать блоки СВН-РУТ в виде крыш или навесов. Такое размещение снижает потребности в дополнительных площадях и затраты на строительство. Основными условиями при установке блоков СВН-РУТ

являются: южная ориентация, оптимальный угол наклона $\alpha_{\text{з}}=30...39^\circ$, максимальное число модулей ($L_{\text{св}}=5$ м, $b_{\text{св}}=1$ м) СВН-ПУТ $n=48$ шт.

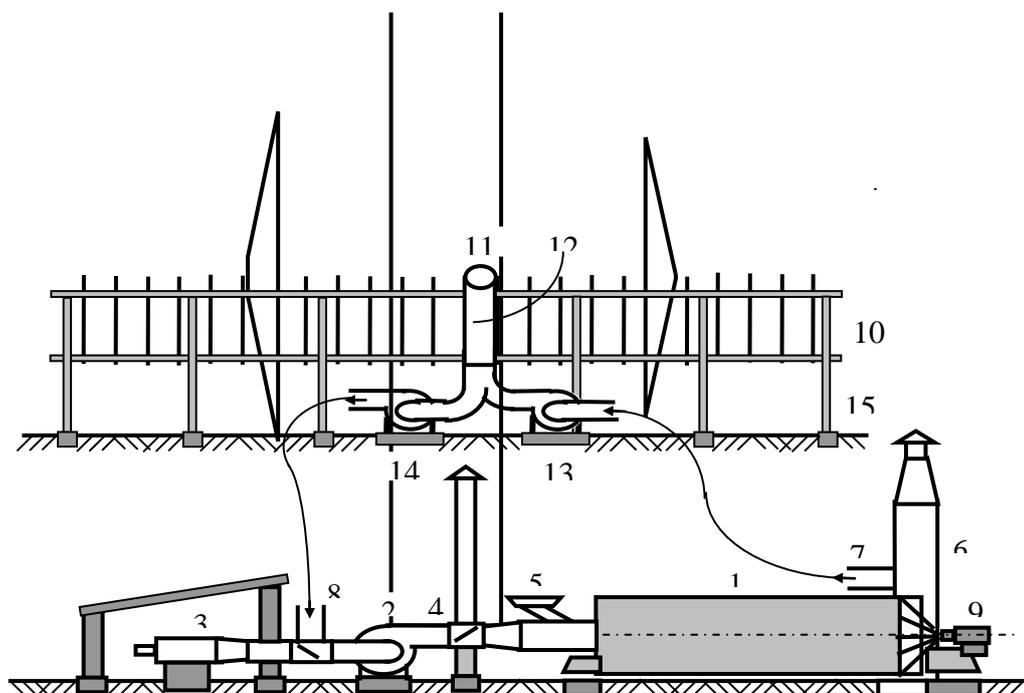


Рис. 3.7. Схема совмещения производственной барабанной хлопкосушильной установки с солнечно-рекуперативными воздухонагревателями:

1-сушильный барабан; 2-вентилятор дымосос; 3-теплогенератор; 4-шибер с растопочной трубой; 5-питатель; 6-вытяжная труба; 7-отбор отработанного агента сушки; 8-подача горячего воздуха; 9-привод барабана; 10-солнечно-рекуперативные воздухонагреватели; 11-диффузор-конфузор; 12-воздуховод; 13-нагнетательный и 14-вытяжной вентиляторы; 15-опоры

Сушильные установки 2СБ-10 комплектуются теплогенераторами 3, работающими на природном газе. Газ из сети и атмосферный воздух подаются в газовую камеру горелки. Высокотемпературные продукты сгорания газа поступают в камеру смещения с атмосферным воздухом, поступающим через воздухозабор 8. Смесь продуктов сгорания и атмосферного воздуха - сушильный агент (при температуре задаваемой режимом сушки) вентилятором-дымососом 2, через шибер 4, нагнетается в сушильный барабан

1. Материал сушки хлопок-сырец, через шнековый питатель 5, подаётся в барабан 1. В барабане ($L_{\sigma}=10$ м; $d_{\sigma}=3,2$ м) имеются 12 радиальных лопастей шириной $h=0,5$ м, которые обеспечивают перемешивание хлопка-сырца. При вращении барабана хлопок-сырец обдувается агентом сушки и постепенно продвигается вдоль барабана и на выходе выгружается в лоток. Агент сушки по вытяжной трубе 6 уходит в атмосферу.

При работе нагнетательного вентилятора 13, отработанный агент сушки (теплоноситель) из отбора 7 по воздуховоду 12 и конфузору 11 подается в рекуперативный теплообменник СВН-ПУТ 10. Воздух, нагретый в воздухонагревателях СВН-ПУТ 10 за счет тепла солнечной энергии (в период инсоляции) и утилизации тепла теплоносителя, по воздуховоду 12 и диффузору 11, вытяжным вентилятором 14 подается в воздухозабор 8.

Режим работы хлопкосушильных установок определяется в зависимости от сорта и исходной влажности хлопка-сырца, требуемого влагоотбора и производительности (таблица 3.2).

Таблица 3.2

Рекомендуемые режимы сушки хлопка-сырца для прямоточных барабанных сушилок при расходе агента сушки $V_a=18...20 \times 10^3$ м³/ч [31, 60]

Исходная влажность хлопка, %	Влагоотбор, %	Температура агента сушки, °С	Влагосодержание агента сушки, г/кг	Максимальная температура нагрева хлопка, °С	Производительность, т/ч
До 9	1-2	90-130	10-35	65	11
9-11	2-4	130-150	10-40	67	11
11-14	4-7	150-210	10-45	67	10,5
14-18	7-11	210-250	10-55	69	10
Более 18	-	250	10-более60	70	9,5

Хлопок-сырец с влажностью до 19 % подвергается однократной сушке, при влажности до 29 % - двукратной и т.д. Хлопок-сырец 1, 2 и 3 сортов высушивается до влажности 10...11 %; 4 и 5 сортов - до 14 % [11, 20].

Принимая за основу рекомендуемые режимы сушки хлопка-сырца, определяются технико-экономические показатели эффективности комбинированного топливно-солнечно-рекуперативного теплоснабжения производственного процесса сушки хлопка-сырца.

Принятые основные показатели технологического режима сушки приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3

Режимные параметры	Единица измерения	Значения
Объёмный расход агента сушки V_{ao}	м ³ /ч	18500
Начальная температура агента сушки t_{ao}	°С	210±4
Массовый расход материала сушки G_{mo}	кг/ч	10000±200
Начальное влагосодержание W_o	%	15...14,5
Влагоотбор ΔW	кг/ч	750...800
Коэффициент заполнения барабана материалом сушки β_b	м ³ /м ³	0,38...0,39
Напряжение объёма сушилки по испарившейся влаге A_b	кг/м ³	8...8,4
Объёмный коэффициент теплоотдачи α_v	Вт/(м ³ К)	151...175

В промышленных сушильных установках оптимальным условием является минимальный температурный напор на границе фаз агента сушки и материала на выходе из сушилки в пределах $\Delta t_{ак-мк} = t_{ак} - t_{мк} < 25$ °С [31,60]. В процессах сушки конечный температурный напор составляет $\Delta t_{ак-мк} = 14,9...15,3$ °С в 6 часов и $\Delta t_{ак-мк} = 19,8...20,3$ °С в 14 часов.

В таблицах 3.7 и 3.8 приведены тепловой и эксергетический балансы сушки хлопка-сырца.

Таблица 3.7

Тепловой баланс сушки хлопка-сырца: $V_{ao} = 18500$ м³/ч; $t_{ao} = 210$ °С; $G_{mo} = 10000$ кг/ч.

Числитель – топливный режим, знаменатель - топливно-рекуперативно-солнечный режим

Составляющие теплового баланса	15-16 / IX - 2012 г.		14-15 / X –2012 г.	
	МДж/ч	%	МДж/ч	%

Приход	$W_o = 14,5 \%$		$W_o = 15 \%$	
	Теплота сгорания топлива	$\frac{2640-2822}{2322-2639}$	$\frac{100}{87,9-93,5}$	$\frac{2735-2901}{2382-2666}$
Тепло, поступающее с воздухом	$\frac{139-334}{0}$	$\frac{5,3-11,8}{0}$	$\frac{68-252}{0}$	$\frac{2,5-8,7}{0}$
Тепло, поступающее с теплоносителем	301-616	11,4-21,8	275-562	10-19,4
Тепло, поступающее с агентом сушки	2628-2668	99,5-94,5	2620-2664	95,8-91,8
Тепло, поступающее с материалом сушки	195-476	7,4-16,9	91-352	3,3-12,1
Расход				
Теплота сушки материала	1144-1039	$\frac{43-36,8}{49,3-39,4}$	1196-1098	$\frac{43,7-37,8}{50,2-41,2}$
Тепло, уносимое материалом сушки	880-1070	33-38	817-993	30-34,2
Тепло, уносимое агентом сушки	1356-1514	51-53,6	1290-1443	47,2-49,7
Теплопотери	586-560	22-19,8	603-579	22-20

Таблица 3.8

Эксергетический баланс сушки хлопка-сырца:

$$V_{ao} = 18500 \text{ м}^3/\text{ч}; t_{ao} = 210 \text{ }^\circ\text{C}; G_{mo} = 10000 \text{ кг/ч.}$$

Числитель – топливный режим, знаменатель - топливно-рекуперативно-солнечный режим

Составляющие эксергетического баланса	15-16 / IX		14-15 / X	
	МДж/ч	%	МДж/ч	%
Приход	$\Delta W = 8 \%$		$\Delta W = 7,5 \%$	
Эксергия сгорания топлива	$\frac{2230-2410}{1962-2253}$	$\frac{100}{88-90}$	$\frac{2735-2901}{2322-2666}$	$\frac{100}{89,5-91,1}$
Эксергия наружного воздуха	$\frac{139-334}{0}$	$\frac{6,2-13,8}{0}$	$\frac{68-252}{0}$	$\frac{2,6-8,7}{0}$
Начальная эксергия агента сушки	1068-1002	47,9-41,5	1099-1042	40,2-35,9
Эксергия теплоносителя	21,8-93	1-3,8	22,9-82,5	0,9-2,8
Расход				
Эксергия сушки материала	172-171	$\frac{7,7-7,1}{8,8-7,6}$	205-203	$\frac{7,5-7}{8,8-7,6}$
Потери на необратимость горения топлива	$\frac{383-464}{295-413}$	$\frac{17,2-20}{13,2-18,5}$	$\frac{539-613}{403-536}$	$\frac{19,7-21}{17,3-20}$
Потери смещения продуктов сгорания топлива и воздуха (теплоносителя)	$\frac{779-943}{599-838}$	$\frac{34,9-38}{26,8-37,6}$	$\frac{1096-1245}{819-1088}$	$\frac{40-43}{35-40}$
Конечная эксергия материала сушки	120-125,2	5,4-5,2	118,3-124	4,3-4,2
Конечная эксергия агента сушки	251-250	11,2-10,4	248-250	9,8-8,6
Потери в процессе сушки	417-362,8	18,6-15	411,7-364	15-12,5
Эксергия теплопотерь	108-93	4,8-3,8	116-101	4,2-3,4

Тепло $Q_{мон}$ и эксергия $E_{мон}$, сгорания топлива, принимаются за 100%. Теплопотери в теплогенераторе и газоходах не превышают 2%. Наибольшие

потери тепла составляют $Q_{ак}$ - уносимые агентом сушки (47...51%). Часть этого тепла утилизируется рекуперацией и возвращается в сушилку вместе с теплом солнечного излучения в виде тепла Q_m -теплоносителя, характеризуемого коэффициентом замещения

$$f = 10...21,8 \% . \quad (3.33)$$

Тепло затраченное на сушку материала $Q_{су}$ составляет 37,8...43,7%. Часть этого тепла затрачивается на повышение энтальпии пара и уносится агентом сушки, другая часть идёт на нагревание материала и уносится материалом сушки. Термический КПД η_m сушильной установки (3.23) составляет

$$\eta_m = 36,8...43,7\% . \quad (3.33a)$$

С учетом использования тепла СВН-РУТ, КПД $\eta_{мсв}$ (3.23a) составляет

$$\eta_{мсв} = 39,4...50,2\% . \quad (3.33б)$$

Энергетический КПД η_e (4.3б) с учётом энергозатрат на приводы

$$\eta_e = 34,9...41,4\% . \quad (3.33в)$$

Рост КПД $\Delta\eta_m$ за счёт использования тепла СВН-РУТ составляет

$$\Delta\eta_m = \frac{\eta_{мсв} - \eta_1}{\eta_1} \cdot \eta_1 = 7,1...15,7\% . \quad (3.34г)$$

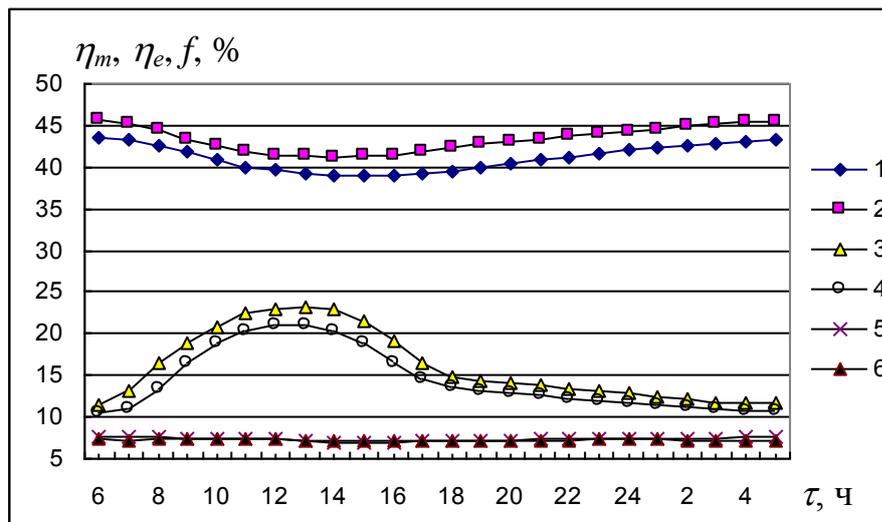


Рис. 3.10. Суточный режим изменения η_m -термического и η_e -энергетического КПД, :

1, 3, 5 - за 15/VI/2013; 2, 4, 6 – за 15/01/2014;

Наибольшие потери эксергии составляют потери смещения продуктов сгорания топлива с воздухом (34,9...43%), на необратимость процессов горения топлива (17,2...21), потери в процессах сушки (15...18,6) и уносимые агентом сушки (8,6...11,2%). Использование тепла солнечного излучения и рекуперативной утилизации тепла отработанного агента сушки снижает потери эксергии на необратимость процессов горения топлива (1...4%) и на смещение продуктов сгорания топлива с теплоносителем (3...8%). Потери эксергии на сушку материала составляют 5,2...5,8%.

Эксергетический КПД η_e сушильной установки (3.32) изменяется в пределах (рис. 3.10)

$$\eta_e = 7...7,7 \% . \quad (3.35)$$

С учетом возврата эксергии теплоносителя в сушилку эксергетический КПД η_e составляет

$$\eta_{есв} = 7,6...8,8 \% . \quad (3.35а)$$

Эксергетический КПД η_s с учётом затрат эксергии на приводы

$$\eta_{es} = 7,1...8,4 \% . \quad (3.35б)$$

Суточная экономия топлива (природного газа) составляет

$$\Delta V_z = 198...231,4 \text{ м}^3/\text{сут}; \quad (3.36)$$

или

$$\Delta V_z = 8,1...18,2 \% . \quad (3.36а)$$

Приведённые технико-экономические показатели определяют эффективность работы комбинированного топливно-солнечно-рекуперативного теплоснабжения за период сентябрь-октябрь. Полный экономический эффект определяется по годовым показателям экономии топлива. Годовая эффективность солнечно-рекуперативного утилизатора тепла определяется температурным режимом атмосферного воздуха t_n .

В холодный период года (когда тепловые затраты максимальны) применение СВН-РУТ наиболее эффективно, что является важным показателем тепловой эффективности работы СВН-РУТ.

Годовая экономия топлива

$$\Delta V_2 = 62776,6 \dots 73353,8 \text{ м}^3/\text{год} . \quad (3.38)$$

При определении экономической эффективности топливно-солнечно-рекуперативного теплоснабжения приняты следующие условия:

1. число модулей СВН-РУТ $n=48$ шт;
2. минимальную стоимость 1 модуля СВН-РУТ $C_m=290000$ сум (включая стоимость дополнительных вентиляторов и воздуховодов);
3. стоимость 1 м³ природного газа $C_2=145,50$ сум/м³ (в ценах на январь 2014 г. для производственных организаций).

Срок окупаемости СВН-РУТ установки

$$\tau_c = C_m n / C = 4,4 \dots 6,1 \text{ года} . \quad (3.39)$$

Таким образом, технико-экономическая характеристика топливно-солнечно-рекуперативного теплоснабжения подтверждает энергетическую, экономическую и экологическую эффективность использования СВН-РУТ в процессах сушки хлопка сырца.

Выводы по 3 главе

1. Приведена конструктивная и технологическая характеристика солнечного воздухонагревателя с рекуперативным утилизатором тепла отработанного теплоносителя.

2. Установлены температурные режимы СВН-РУТ для характерных дней за январь, декабрь, июнь, июль. Суточные температурные режимы СВН-РУТ определяют временные (суточные и сезонные) и количественные ресурсы утилизации тепла солнечной энергии и тепла отработанного теплоносителя.

3. Исследован тепловой баланс СВН-РУТ в режимах: а) солнечно-рекуперативной утилизация тепла солнечной энергии и отработанного теплоносителя; б) рекуперативной утилизации тепла отработанного теплоносителя. Определены долевые соотношения утилизации тепла

4. Установлены тепловая эффективность СВН-РУТ. Термический КПД установки составляет $\eta_m=30...64$ %. Эффективность утилизации тепла определяется температурой наружного воздуха t_n и отработанного теплоносителя t_{mo} . При низких значениях температуры t_n (зимнее время) обеспечивается максимальная утилизация тепла, при высоких температурах t_n (летнее время) - эффективность утилизации минимальная.

5. Результаты экспериментальных исследований позволяют прогнозировать суточную и сезонную тепло-технологическую эффективность СВН-РУТ в зависимости от целей и условий их применения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ .

Выводы по первой главе

Анализ расчётно-экспериментальных и теоретических исследований по комбинированным топливно-солнечным сушильным установкам и утилизации тепла отработанного теплоносителя позволяет сделать следующие **выводы**:

1. Процессы тепловой сушки характеризуются высокой энергоёмкостью и являются источниками высокопотенциальных тепловых выбросов (вторичных энергоресурсов). Сушка хлопка-сырца является наиболее энергоёмкой.

2. В процессах сушки хлопка-сырца конструктивно и технологически наиболее оптимально совместимыми являются солнечные воздухонагреватели и рекуперативные утилизаторы тепла отработанного теплоносителя с спирального и пластинчатого теплоприёмниками.

3. Приведена конструктивная и технологическая характеристика пластинчатого и спирального теплообменника.

4. Установлены температурные режимы пластинчатого и спирального теплообменника и количественные ресурсы утилизации тепла отработанного теплоносителя.

5. Установлены тепловая эффективность пластинчатого и спирального теплообменника. Термический КПД установки составляет $\eta_m=30\ldots40$ %. При низких значениях температуры t_n (зимнее время) обеспечивается максимальная утилизация тепла, при высоких температурах t_n (летнее время) - эффективность утилизации минимальная.

6. Исследован тепловой баланс СВН-РУТ в режимах: а) солнечно-рекуперативной утилизация тепла солнечной энергии и отработанного теплоносителя; б) рекуперативной утилизации тепла отработанного теплоносителя. Определены долевые соотношения утилизации тепла

7. Установлены тепловая эффективность СВН-РУТ. Термический КПД установки составляет $\eta_m=30\ldots64$ %. Эффективность утилизации тепла определяется температурой наружного воздуха t_n и отработанного теплоносителя t_{mo} . При низких значениях температуры t_n (зимнее время)

обеспечивается максимальная утилизация тепла, при высоких температурах t_n (летнее время) - эффективность утилизации минимальная.

8. При комбинированном топливно-солнечно-рекуперативном теплоснабжении сушки хлопка-сырца энергозатраты на экспериментальной установке снижаются на 13...35 %, КПД установки возрастает на 9...14 %. Экономия топлива (природного газа) составляет $\Delta V_z=1,1...2,8 \text{ м}^3/\text{ч}$ или $\Delta V_z=37,8...38,2 \text{ м}^3/\text{сут.}$

9. Годовая экономия топлива $\Delta V_z=62776,6...73353,8 \text{ м}^3/\text{год}$ природного газа. Срок окупаемости установки СВН-РУТ $\tau_c=4,4...6,1$ лет.

Литература:

1. Ўзбекистон Республикаси Президентининг “Муқобил энергия манбаларини янада ривожлантириш чора-тадбирлари тўғрисида”ги 2013 йил 1 мартдаги ПФ-4512-сонли Фармони.
2. Холмирзаев Н.С. Разработка и использование солнечно-рекуперативного воздухонагревателя в процессах сушки хлопка-сырца. Канд дисс, Ташкент 2009.-76 с.
3. Сатторов Б.Н. Комбинированный топливно-солнечный источник тепла при сушке хлопка-сырца в барабанных сушилках. Канд дисс., Ташкент 2002 г. - 83с.
4. Карапузова Н.Ю., Фокин В.М. Расчет теплообменных аппаратов. – Волгоград.: изд «ВолгГАСУ», 2013.-64 с.
5. С.Н. Виноградов, К.В. Таранцев, О.С. Виноградов. Выбор и расчет теплообменников. Изд Пензенский ГУ, 2001.-145с.
6. Аvezов Р.Р., Орлов А.Ю. Солнечные системы отопления и горячего водоснабжения. –Т.: изд. «Фан», 1988. -288 с.
7. Байрамов Р.Б., Ушакова А.Д. Солнечные водонагревательные установки. – Ашхабад.: изд. «Ылым», 1987. -168 с.
8. Бекман У., Клейн С., Дж. Даффи. Расчет систем солнечного теплоснабжения. -М.: изд. «Энерго», 1982. -80 с.
9. Гухман А.А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло-массообмена. -М.: изд. «Высшая школа», 1974. -328 с.
10. Данилов О.Л., Леончик Б.И. Экономия энергии при тепловой сушке. -М.: изд. «Энергоатомиздат», 1986. -136 с.
11. Дж. А. Даффи, Бекман У.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. -М.: изд. «Мир», 1977. -420 с.
12. С.Н. Виноградов, К.В. Таранцев, О.С. Виноградов. Выбор и расчет теплообменников. –Пенза.: 2001, с 34-37.
13. Холмирзаев Н.С., Ким В.Д., Хайридинов Б.Э. Солнечно-рекуперативный воздухонагреватель в процессах сушки хлопка-сырца // Возобновляемые

- источники энергии и гелиоматериаловедение. Труды международной конференции. -Ташкент: 29-30 сентября 2005. С. 27-30.
14. Холмирзаев Н.С., Ким В.Д., Хайриддинов Б.Э. Тепловой баланс солнечного воздухонагревателя с рекуперативным утилизатором тепла // Гелиотехника. –Ташкент, 2005. -№3. -С.34-38.
15. Carnegie E.J. Solar fruit drying // Sol.Energy Agr.. -Amsterdam etc.. 1991. pp.335-349.
16. Холмирзаев Н.С., Аллаёрова Г. Расчет тепловой режим пластинчатого теплообменника. // Қарду хабарлари.-Карши, 2013.-4 сон.
8. Холмирзаев Н.С., Г.Х.Аллаёрова, Э.Б.Мустафоев. Куёш уйини иситишда гелиоколлектор ва иссиқлик аккумуляторнинг самарадорлигини ҳисоблаш. // Республика илмий-амалий анжуман материаллари. Карши, 2013 й. 46-50 б.
9. 17.Б.Э.Хайриддинов, Э.Б.Мустафаев, Г.Х.Аллаёрова. Практика использования гелиосушильных установок для сушки сельскохозяйственной продукции. // Республика илмий-амалий анжуман материаллари. Карши, 2013 й. 77-80 б.
- 10.Холмирзаев Н.С., Сатторов БН., В.Д.Ким, Аллаёрова Г.Х. Поглошательная способность ИК излучение водяного пара и углекислого газа в условиях гелиотеплицы// материалы IV-международная конференция «Актуальные проблемы молекулярной спектроскопии конденсированных сред. Самарканд, 2013 й. с 56-57.
- 19.www.undp.uz
- 20.www.wikipedia.org
- 21.www.ziyonet.uz
- 22.www.lex.uz
- 23.www.uzbekenergo.uz

Приложение 1

Таблица П1

Средние месячные значения оптимального угла наклона
лучевоспринимающей поверхности α_n

День , месяц	15/I	14/II	15/ III	15/ IV	15/ V	15/ VI	15/ VII	15/ VIII	15/ IX	15/ X	15/ XI	15/ XII
δ_o , град	- 21,3	- 13,37	- 2,15	9,73	18,8 3	23,3	21,5 3	14,0 6	3,5	- 8,48	- 18,4 6	- 23,25
β_z , град	59	53	42	35	31	30	31	36	44	52	58	61

Таблица П2

Теплофизические, радиационные и шероховатости поверхности показатели
материалов СВН-ПУТ

Материал	ρ , кг/м ³	C , кДж/(кг К)	λ , Вт/(м К)	ε	k	k_z , мм
Стекло	2500	0,67	0,74-0,76	0,93-0,9	0,076	0,0015-
Дерево	546-570	2,72	0,14-0,16	0,75-0,81	0,59	0,01
Кровельная сталь	7850	0,45	47 0,4-0,059	0,8-0,85	0,44- 0,64	0,15-0,3 0,1-0,15
Стекловата	120-206					
Краска черная				0,86-0,9	0,9-0,98	

Таблица П4

Физические характеристики хлопка-сырца [31, 59]

Характеристика	Условное обозначение	Единица измерения	Значения
Плотность	ρ_m	кг/м ³	1400
Насыпной вес-плотность	ρ_{MH}	кг/м ³	65
Эквивалентный диаметр	$d_{MЭ}$	м	30×10^{-3}

Относительная влажность	W	%	8...20
Влагоотбор	ΔW	%	1...11
Теплоёмкость	C_{mc}	кДж/(кг К)	1,6...1,7
Коэффициент теплопроводности	λ_m	Вт/(м К)	0,33
Коэффициент температуропроводности	a_m	м ² /с	$0,114 \times 10^{-6}$
Коэффициент влагопроводности	b_m	м ² /с	208×10^{-6}

Приложение 2

Определение погрешности экспериментальных данных

Погрешность экспериментальных данных определялась по методике, приведённой в [15, 18].

- Погрешность измерения температуры

1.1. Среднемассовая температура воздуха и теплоносителя измерялась лабораторными ртутными термометрами ТМ-3 с абсолютной погрешностью $\Delta t = \pm 0,5$ °С.

В период экспериментов температура атмосферного воздуха составляет $t_n = 6...30$ °С, температура горячего воздуха - $t_{mo} = 32...82$ °С, температура агента сушки – начальная $t_{ao} = 207...213$ °С и конечная $t_{ак} = 88...92$ °С.

Относительная погрешность измерения температуры:

$$\text{атмосферного воздуха} - (\Delta t / t_n) 100\% = \pm(8...1,7) \%; \quad (1)$$

$$\text{горячего воздуха} - (\Delta t / t_{mo}) 100\% = \pm(1,5...0,6) \%; \quad (1a)$$

$$\text{агента сушки: начальная} - (\Delta t / t_{ao}) 100\% = \pm(0,25...0,23) \%; \quad (1б)$$

$$\text{конечная} - (\Delta t / t_{ак}) 100\% = \pm(0,57...0,54) \%. \quad (1в)$$

1.2. Температура поверхностей в средней части остекления, теплоприёмника и дна каналов СВН-РУТ измерялась хромель-копелевыми термопарами ТХК с допустимой погрешностью 0,85 %, с регистрацией термо-э.д.с. электронным вольтметром В-21 (класс точности 0,05). Температура поверхностей каналов составляет $t_{1-3} = 30...92$ °С.

Абсолютная погрешность измерения температуры поверхностей каналов термопарами:

$$\Delta t = \pm(\Delta t_k + \Delta t_g + \Delta t_z + \Delta t_y) = \pm 1,005 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (2)$$

$\Delta t_k = \pm 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ – погрешность контрольных термометров;

$\Delta t_g = \pm 0,005 \text{ } ^\circ\text{C}$ – погрешность, вносимая электронным вольтметром;

$\Delta t_z = \pm 0,25 \text{ } ^\circ\text{C}$ – погрешность градуировки термопар;

$\Delta t_y = \pm 0,25 \text{ } ^\circ\text{C}$ – погрешность, вносимая установкой термопар на поверхность.

Относительная погрешность измерения температуры поверхностей каналов термопарами:

$$(\Delta t / t_{1-3}) 100\% = \pm(3,4 \dots 1,1) \%. \quad (2a)$$

1.3. Температура материала сушки - хлопка-сырца измерялась ртутными термометрами ТМ-5 (Савинова) с глубиной измерения 150 мм и абсолютной погрешностью $\Delta t = \pm 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$. В экспериментах температура материала сушки составляла: начальная - $t_{mo} = 6 \dots 29 \text{ } ^\circ\text{C}$, конечная - $t_{mk} = 52 \dots 70 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Абсолютная погрешность измерения температуры материала сушки:

$$\Delta t_m = \pm(\Delta t + \Delta t_n) = \pm(0,5 + 0,5) = \pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (3)$$

Δt_n – погрешность, вносимая пористостью материала.

Относительная погрешность измерения температуры материала:

$$\text{начальная} \quad - \quad (\Delta t / t_{mo}) 100\% = \pm(16 \dots 3,3) \%; \quad (3a)$$

$$\text{конечная} \quad - \quad (\Delta t / t_{mk}) 100\% = \pm(1,9 \dots 1,4) \%. \quad (3б)$$

2. Погрешность измерения скорости потоков воздуха и теплоносителя

2.1. Скорость потоков воздуха и теплоносителя в каналах СВН и РУТ составляет $w_g = w_m = 0,2 \dots 0,35 \text{ м/с}$. Скорости потоков w_g и w_m находятся в интервале скоростей потоков в условиях естественной конвекции. Для измерения таких скоростей использовался визуальный метод с использованием алюминиевой пудры, при абсолютной погрешности $\Delta L = \pm 0,15 \text{ м}$. Длина каналов $L = 5 \text{ м}$. Относительная погрешность измерения по длине канала:

$$(\Delta L / L) 100\% = \pm 3 \%. \quad (4)$$

Время измерялось электронным секундомером с абсолютной погрешностью $\Delta\tau = \pm 0,5$ с. Время измерения не превышает $\tau = 26$ с. Относительная погрешность измерения по времени:

$$(\Delta\tau / \tau) 100\% = \pm 2 \%. \quad (4a)$$

Относительная погрешность измерения скорости потоков воздуха и теплоносителя в каналах СВН и РУТ:

$$(\Delta w / w_{\text{с}}) 100\% = (\Delta w / w_m) 100\% = \pm 100 \sqrt{\frac{0,1 + 0,05w}{w}} = \pm 3,6\%. \quad (4б)$$

2.2. Скорости потоков воздуха и теплоносителя в воздуховодах составляет $w_{\text{св}} = w_{\text{см}} = 1 \dots 4,8$ м/с. Для измерения скорости потоков в воздуховодах $w_{\text{св}}$ и $w_{\text{см}}$ использовался анемометр крыльчатый АСО-3, с абсолютной погрешностью $0,1 + 0,05w$. Абсолютная погрешность измерения скоростей потоков в воздуховодах составляет

$$\Delta w_{\text{св}} = \Delta w_{\text{см}} = \pm (0,15 \dots 0,24) \text{ м/с}. \quad (5)$$

Относительная погрешность измерения скоростей потоков в воздуховодах:

$$(\Delta w_{\text{св}} / w_{\text{св}}) 100\% = (\Delta w_{\text{см}} / w_{\text{см}}) 100\% = \pm (15 \dots 5)\%. \quad (5a)$$

2.3. Скорость потока агента сушки в барабанной сушилке составляет $w_{\text{ао}} = 0,6 \dots 0,8$ м/с. Для измерения скорости потока агента сушки также использовался анемометр крыльчатый АСО-3. Абсолютная погрешность измерения скорости потока агента сушки в барабанной сушилке:

$$\Delta w_{\text{ао}} = \pm (0,03 \dots 0,04) \text{ м/с}. \quad (6)$$

Относительная погрешность измерения скорости агента сушки:

$$(\Delta w_{\text{ао}} / w_{\text{ао}}) 100\% = \pm 5 \%. \quad (6a)$$

