

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН
Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ
ИМЕНИ ГУМАРБЕКА ДАУКЕЕВА»
Институт теплоэнергетики и систем управления
Кафедра Тепловых энергетических установок

«ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ»
Зав. кафедрой ТЭУ, профессор,
_____ Кибарин А.А.
« ____ » _____ 2021г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Разработка и исследование интенсификации теплообмена в теплообменниках
с витыми трубами мощностью до 3,15 МВт

Специальность: 7М07102 –Теплоэнергетика (специализация Тепловые
электрические станции)

Магистрант _____ Жекенов Елдос Лесбекұлы

Научный руководитель _____ д.т.н. проф. АУЭС Орумбаев Р.К.

Рецензент _____ Мергалимова А.К.

Алматы 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН
Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ ИМЕНИ
ГУМАРБЕКА ДАУКЕЕВА»

Институт Теплоэнергетики и теплотехники
Кафедра Теплоэнергетические установки
Специальность: 6M071700 – Тепловые электрические станции
(специализация Тепловые электрические станции)

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистрант: Жекенов Елдос Лесбекұлы

Тема диссертации:

Разработка и исследование интенсификации теплообмена в теплообменниках с витыми трубами мощностью до 3,15 МВт

Утверждена приказом по университету № 133 от «03» октября 2019 г.
Срок сдачи законченного проекта «17» июня 2021 г.

Цель исследования:

Исследование способов интенсификации теплообмена в кожухотрубчатых теплообменных аппаратах на примере использования в конструкциях профилированных трубок и оценка эффективности такого решения с помощью теоретических расчетов и экспериментальных испытаний на действующих образцах теплообменных аппаратов.

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов или краткое содержание магистерской диссертации:

1. Классификация теплообменных аппаратов и их преимущества
2. Интенсификация теплообмена в каналах кожухотрубчатых теплообменных аппаратов
3. Результаты экспериментального исследования
4. Анализ полученных результатов расчетов и экспериментальных данных

ГРАФИК

подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки предоставления научному руководителю	Примечание
Обзор классификации теплообменных аппаратов	Май 2019	
Исследования интенсификации теплообменников в профилированных трубах	Сентябрь 2020	
Особенности интенсификации теплообмена	Октябрь 2020	
Экспериментальное исследование профилированных труб на примере теплообменника ПВ*89	Декабрь 2020	
Аналитическое исследование вопроса	Февраль 2021	
Математическое исследование профилированных труб в теплообменниках на других сериях данного теплообменника	Март 2021	
Получение стандарта предприятия и акта внедрения в работу	Апрель 2021	
Заключение и подготовка к сдаче работы	Май 2021	

Дата выдачи задания «10» сентября 2019 г.

Срок сдачи законченной работы «17» июня 2021 г.

Заведующий кафедрой _____ Кибарин А.А.

Научный руководитель диссертации _____ Орумбаев Р.К.

Задание принял к исполнению магистрант _____ Жекенов Е.Л.

Аннотация

В данной диссертационной работе проведено исследование эффективности конструкций рекуперативных теплообменных аппаратов, а именно водо-водяных скоростных подогревателей. Предложена основная классификация теплообменных аппаратов, из которой были выделены как объект исследования наиболее распространенные кожухотрубчатые рекуперативные подогреватели систем теплоснабжения. Рассмотрены основные параметры эффективности теплообмена существующих конструкций подогревателей, отмечены направления научных работ в области интенсификации теплообмена и особо выделены работы по интенсификации теплообмена за счет изменения конструкции канала теплоносителя. Приведены основные расчеты водо-водяных подогревателей. Представлены основные положения и результаты проведенных теплотехнических экспериментов на подогревателях типа ПВ89х3-П(Г)-1,0-2УЗ с различными типами теплообменных трубок – гладкими и профилированными. Показана эффективность применения профилированных трубок, представлены основные технико-экономические показатели такой конструкции и отмечены её преимущества.

Андатпа

Бұл диссертациялық жұмыста қалпына келтіретін жылу алмастырғыш құрылғылардың, атап айтқанда су мен судың жоғары жылдамдықты жылытқыштарының дизайнының тиімділігін зерттеу жүргізілді. Жылу алмасу аппараттарының негізгі жіктелуі ұсынылды, олардан жылумен жабдықтау жүйелерінің ең көп таралған Корпус-құбырлы рекуперативті жылытқыштары зерттеу объектісі ретінде анықталды. Қолданыстағы жылытқыштар конструкцияларының жылу алмасу тиімділігінің негізгі параметрлері қарастырылды, жылу беруді қарқындату саласындағы ғылыми жұмыстардың бағыттары атап өтілді және жылу тасымалдағыш каналының дизайнын өзгерту арқылы жылу беруді қарқындату жұмыстары ерекше атап өтілді. Су жылытқыштардың негізгі есептері келтірілген. ПВ89х3-П(Г)-1,0-2УЗ типті жылытқыштарда жүргізілген жылу техникалық эксперименттердің негізгі ережелері мен нәтижелері әртүрлі жылу алмасу түтіктерімен тегіс және пішінделген. Профильді түтіктерді қолданудың тиімділігі көрсетілген, осы дизайнның негізгі техникалық-экономикалық көрсеткіштері ұсынылған және оның артықшылықтары көрсетілген.

Abstract

In this dissertation work, the efficiency of the designs of regenerative heat exchangers, namely water-water high-speed heaters, is studied. The main classification of heat exchangers is proposed, from which the most common shell-and-tube regenerative heaters of heat supply systems were identified as the object

of research. The main parameters of the heat exchange efficiency of existing heater designs are considered, the directions of scientific work in the field of heat exchange intensification are noted, and the work on heat exchange intensification due to changes in the design of the coolant channel is highlighted. The basic calculations of water-water heaters are given. The main provisions and results of the conducted thermal engineering experiments on heaters of the PV89x3-P(G)-1,0-2UZ type with different types of heat exchange tubes – smooth and profiled are presented. The effectiveness of the use of profiled tubes is shown, the main technical and economic indicators of such a design are presented and its advantages are noted.

СОДЕРЖАНИЕ

АННОТАЦИЯ	4
ВВЕДЕНИЕ	7
1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ	10
1.1 Обзор существующих теплообменников и их классификация.....	10
2. МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА	17
2.1 Обзор методов интенсификации теплообмена.....	17
2.2 Краткий обзор вопроса использования профилированных труб.....	21
2.3 Расчет коэффициента трения и теплоотдачи для профилированных труб.....	29
3. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА И МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ	41
3.1 Краткое описание экспериментального стенда для комплексных теплотехнических испытаний.....	41
3.2 Краткое описание конструкции подогревателей с профилированными трубами.....	44
3.3 Методика проведения экспериментальных исследований	48
4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ С ПРОФИЛИРОВАННЫМИ ТРУБАМИ	53
4.1 Методика обработки экспериментальных данных.....	53
4.2 Результаты экспериментальных исследований водо-водяных подогревателей.....	56
4.3 Сравнение и оценка тепловой эффективности подогревателей с профилированными трубами.....	64
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	70
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	73
ПРИЛОЖЕНИЕ А	78
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	80
ПРИЛОЖЕНИЕ В	81

ВЕДЕНИЕ

Раздел теплоснабжения, рассматривающий централизованные и децентрализованные схемы обеспечения нужд отопительной нагрузки и ГВС, а также непосредственно генерирующее оборудование, занимает достаточно большое место в теплоэнергетике. И в частности в теплоэнергетическом комплексе Казахстана, как страны в первую очередь расположенной в определенной климатической зоне, требующей наличие системы обеспечения тепловой энергией потребителей в отопительном сезоне, а также ввиду существующей структуры ТЭС и котельных, должны быть реализованы на принципах энергетической безопасности соответствующие генерирующие мощности для обеспечения нужд потребителей.

Также нужно отметить, что фактически Казахстан можно отнести к регионам с хорошо развитым промышленным сектором, поэтому также необходимо сказать, что большое количество теплоэнергетического оборудования и, в частности, источников выработки тепловой энергии имеют целевое назначение, связанное с обеспечением разного рода объектов промышленного сектора.

В названных секторах теплоэнергетического комплекса присутствует колоссальное количество различного теплоэнергетического оборудования с очень широкой классификацией. Одним из наиболее широко распространенных классов оборудования в таких системах можно указать теплообменное оборудование. В свою очередь это оборудование имеет внутри-типовую классификацию ещё более широкую, и в части основной классификации по конструкциям и принципу работы, так и в части существующих производителей с учетом их конкретных уникальных параметров, чертежей и т.д.

Данная диссертационная работа посвящена вопросам изучения одного из наиболее распространенных типов теплообменного оборудования – рекуперативных теплообменников, а именно кожухотрубчатых водо-водяных подогревателей. Оборудование такого класса (так называемые скоростные подогреватели) используются наиболее широко во всех сферах энергетического комплекса, в том числе и на крупных ТЭС, производственных предприятиях, различных комплексах обеспечения производств и объектов в качестве обслуживающего инженерного оборудования, и конечно в секторе обеспечения нужд ЖКХ потребителей – в районных котельных централизованных схем, в различной мощности частных котельных и в центральных и индивидуальных тепловых пунктах.

Целью настоящего диссертационного исследования является исследование эффективности водо-водяных скоростных подогревателей и разработка эффективной конструкции с повышением технико-экономических свойств такого теплообменного аппарата за счет использования профилированных трубок вместо гладких.

В качестве основных задач исследования поставлены следующие: рассмотрение существующей классификации теплообменных аппаратов, поиск и обработка информации об эффективности кожухотрубчатых теплообменных аппаратов (скоростных водо-водяных подогревателей), оценка существующих вариантов модернизации конструкций и реорганизации процесса с целью интенсификации теплообмена, проведение теоретических расчетов эффективности использования профилированных трубок и подтверждающие экспериментальные исследования, а также задачи анализа и сравнения полученных результатов.

Актуальность выполненного диссертационного исследования подтверждается несколькими факторами. В первую очередь на сегодняшний день как уже было сказано кожухотрубчатые теплообменные аппараты являются одними из самых распространенных типов энергетического оборудования, используемых повсеместно во всех секторах экономики и производства. А с учетом уже ставших нормативными требованиями повышения энергетической эффективности существующих объектов и обязательными требованиями к соответствию критериям энерго и ресурсо сбережения для вновь проектируемых и вводимых в эксплуатацию агрегатов, тематика исследования повышения эффективности работы типовых конструкций теплообменных аппаратов также является актуальной и востребованной не только с точки зрения снижения затрат на энергетические ресурсы, но и с точки зрения оптимизации конструкции, когда существует постоянная необходимость сокращения удельных затрат на производство энергетического оборудования при сохранении основных их технических параметров. Так, активное применение профилированных стальных труб диаметром 16 мм и толщиной стенки 1,0 мм позволяет экономить до 35% веса дорогих труб относительно веса прямых не профилированных (гладких) трубок. Во – вторых такие подогреватели занимают меньше места в котельной, дешевле в производстве и удобны в обслуживании.

Научная новизна выполненной работы может быть сформулирована следующими пунктами:

1. По результатам экспериментальных (натурных испытаний) данных подтверждена эффективность использования профилированных труб в конкретных конструкциях скоростных кожухотрубчатых подогревателей;

2. На основе результатов исследования получен номенклатурный ряд новых кожухотрубчатых скоростных подогревателей, отличающихся конструктивно наличием профилированных труб и имеющих лучшие в технико-экономические показатели относительно типовых подогревателей.

Диссертационная работа проводилась в рамках работы магистранта в составе научной группы по исполнению работ по проекту грантового финансирования по теме AP05133388 «Исследование и разработка широкой линейки перспективных водогрейных котлов тепловой мощностью от 0,63 МВт и до 145 МВт на природном газе, жидком и твердом топливе для собственного промышленного производства в Казахстане» [48,49]. В рамках

работы в качестве одного из направлений была исследована тематика повышения эффективности водо-водяных подогревателей за счет использования профилированных труб, в которой магистрант принимал непосредственное участие.

Полученные в ходе выполнения диссертационной работы результаты получили дальнейшее практическое применение, и магистрант в составе научной группы принял непосредственное участие в разработке и утверждении стандарта организации на новые конструкции кожухотрубчатых водо-водяных подогревателей тепловой мощностью от 7,9 кВт до 1,21 МВт.

Диссертационная работа выполнена с учетом требований оформления, содержит 4 основные раздела, введение, заключение, список использованной литературы и приложения. В приложениях к работе представлены основные результаты расчетов теплообменных аппаратов, копии актов внедрения и утвержденного стандарта организации.

1. ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

1.1 Обзор существующих теплообменников и их классификация

Первое серийное производство теплообменных аппаратов началось еще в начале XX века. Быстрый темп развития технологий, возникновение многочисленных отраслей промышленности, необходимость в регулировании температурным режимом опасных производств – и всё это стало началом к усовершенствованию подогревателей и к появлению современных видов теплообменных аппаратов. На современном этапе можно встретить множество классификации теплообменного оборудования, в зависимости от количества показателей и направленности использования. Основными уровнями классификации теплообменников следует выделить следующие (на верхнем уровне – основные классы):

- (по типу взаимодействия сред): поверхностные и смесительные;
- (по типу передачи тепла): рекуперативные и регенеративные;
- (по направлению движения теплоносителя и теплопотребителя): одноходовые и многоходовые.
- (по функциональному назначению): холодильники, подогреватели, конденсаторы и испарители;

Наиболее наглядно классификация теплообменных аппаратов представлена на следующем рисунке:



Рис. 1.1 – Виды теплообменных устройств в зависимости от принципа работы

Кроме этих основных видов теплообменников, которые нас интересуют, в данной работе классы теплообменного оборудования относятся к их конструктивным особенностям. Здесь необходимо отметить, что на протяжении длительного времени, включая настоящий момент, конструктивные параметры остаются актуальной тематикой развития теплообменного аппарата и процесс изменения и совершенствования не прекращается.

По назначению теплообменники могут разделяются на испарители, подогреватели, холодильники, конденсаторы, и др.

По принципу работы теплообменные оборудования делятся на рекуперативные, смесительные и регенеративные.

Гораздо чаще используются теплообменники непрерывного действия, из которых наиболее распространены теплообменники с трубчатым пучком (рис. 1.2). Теплообменники с трубными пучками представляют собой устройства, состоящие из пучков труб, которые прикреплены к трубным решеткам и ограничены кожухами и крышками. Труба и кольцевые пространства в аппарате разделены, и каждое из них разделено перегородками на несколько проходов [60].

В случае теплообменников с пучком труб обычно используются трубы с внутренним диаметром от 12 до 38 мм, поскольку сжатие теплообменника значительно снижается по мере увеличения диаметра трубы и увеличения расхода металла [60].

Длина трубного пучка составляет от 0,9 до 5 ... 6 м. Толщина стенок труб составляет от 0,5 до 2,5 мм. Трубные листы используются для прикрепления к ним труб с помощью раструбов, прокладок или сальников. Корпус устройства представляет собой цилиндр, сваренный из одного или нескольких стальных листов. Он оснащен фланцами, на которые накручиваются крышки. Толщина стенки корпуса определяется максимальным давлением рабочей среды и диаметром аппарата, но не менее 4 мм. Из-за разницы [61] температур между нагретой и нагреваемой средой корпус и трубы рабочего устройства также имеют разные температуры. Линзовые компенсаторы, U- и W-образные трубы и теплообменники с плавающими камерами используются для компенсации напряжений, возникающих в результате разного температурного расширения труб и корпуса (рис.1.2) [60].

Если перепады давления между греющей и нагреваемой средой в аппарате достигают 10 МПа и более, применяются змеевиковые теплообменники со змеевиками (рис. 1.3, а), концы которых привариваются к коллекторам или листам трубки меньшего размера, чем кожухотрубные устройства. Эти устройства более компактны, а также обеспечивают более высокие скорости и коэффициенты теплопередачи теплоносителя, движущегося в трубках при малых расходах [60].

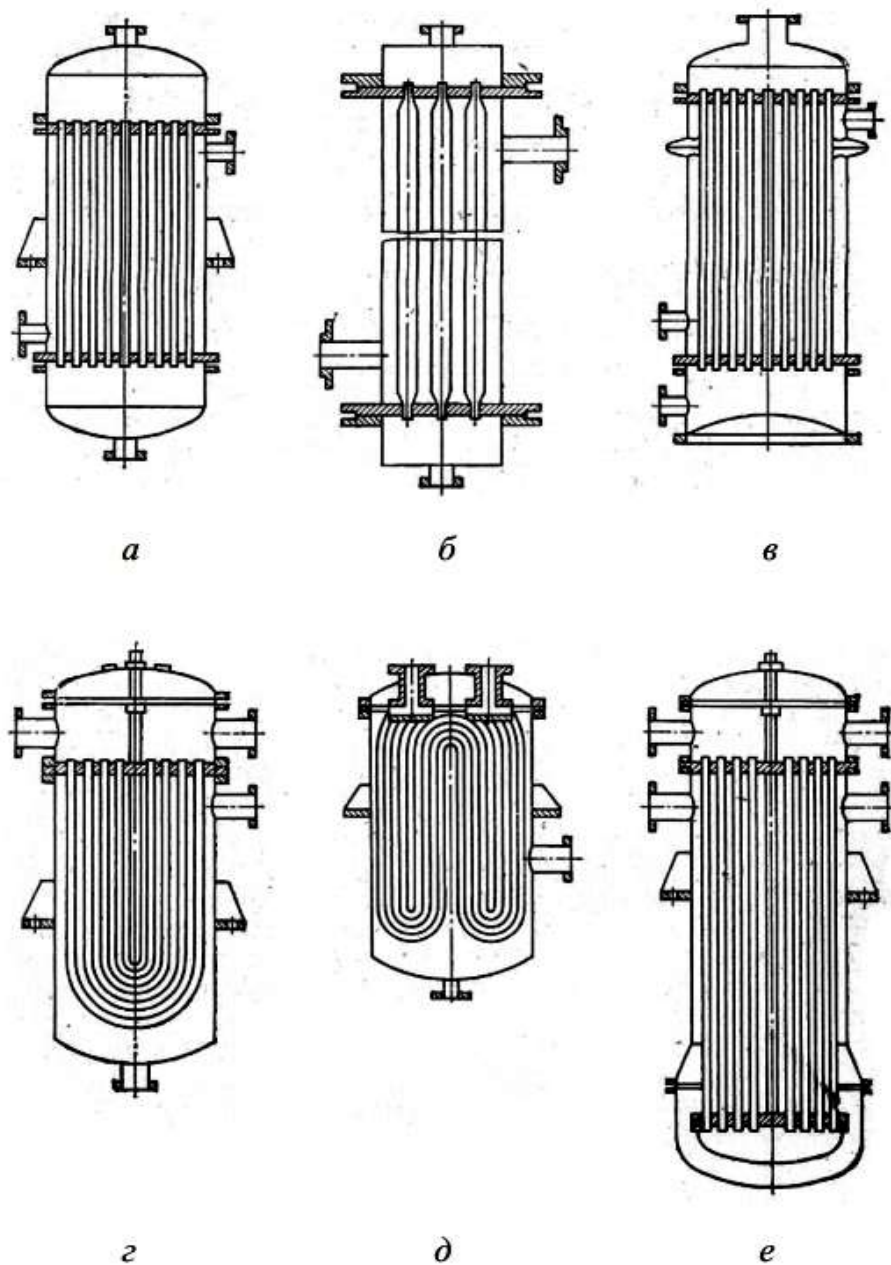


Рис. 1.2 - Кожухотрубчатые рекуперативные теплообменные аппараты: а, б — с жестким креплением труб в трубных решетках; в — с линзовыми компенсаторам корпусе; г, д — с U- и W-образными трубками; е — с нижней плавающей распределительной камерой [61]

Секционные подогреватели (рис. 1.3, б), как и кожухотрубные теплообменные оборудования, используются в различных сферах. Для них характерна меньшая разница скоростей в затрубном пространстве и в трубах, чем у трубно-пучковых аппаратов с одинаковыми расходами теплоносителя. Из них лучше выбрать нужную нагреваемую поверхность и при необходимости изменить ее. Однако в секционных теплообменных устройствах доля дорогостоящих элементов намного выше - калачей, трубных решеток, переходных камер, фланцев, компенсаторов и др; однако

чем выше расход металла на единицу поверхности нагрева, тем больше длина пути теплоносителя и выше расход энергии на его перекачку. В случае малой теплопроизводительности секции выполняются как теплообменники типа «труба в трубе», в которых одна внутренняя труба меньшего диаметра вставляется во внешнюю трубу (рис. 1.3, в) [60].

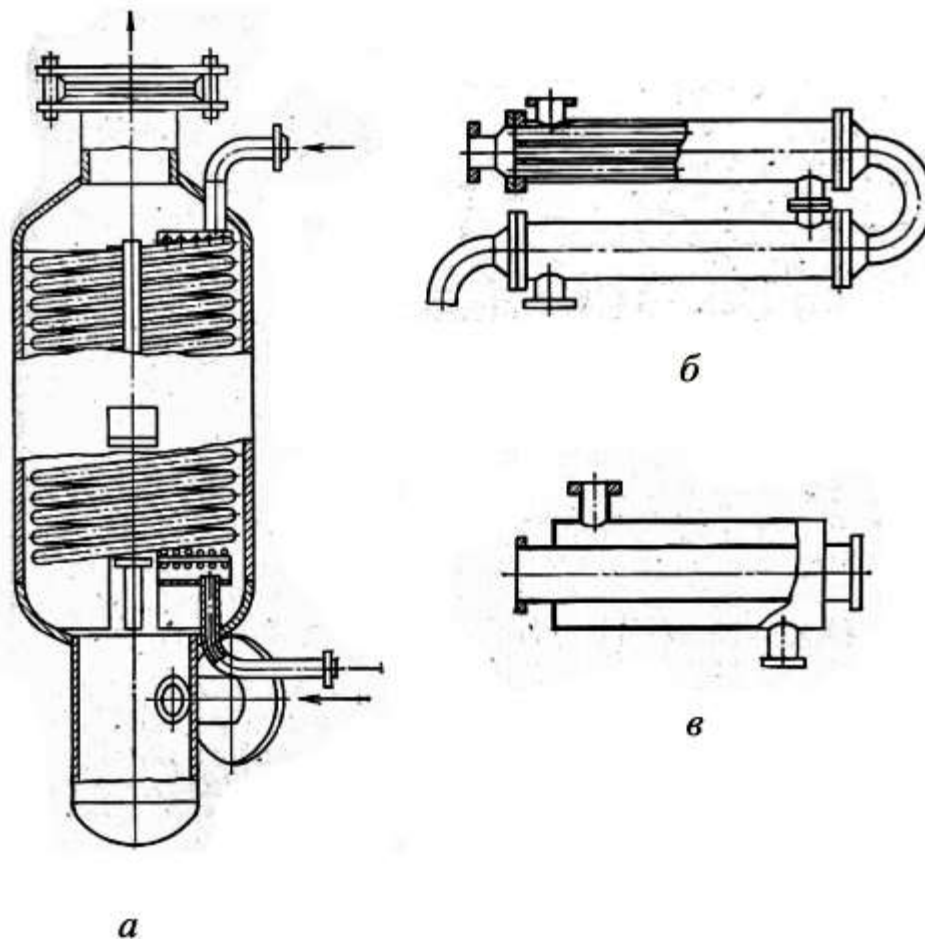


Рис. 1.3 - Змеевиковые и секционные рекуперативные теплообменные аппараты: а — с витой трубчатой поверхностью нагрева (змеевиковый); б — секционный; в — «труба в трубе»

Многopotочные разборные теплообменные устройства «труба в трубе» применяются в технологических системах химической, нефтяной, газовой и во многих других отраслях промышленности при температурах от -40 до $+450$ °С и давлениях до 2,5 ... 9,0 МПа. Для улучшения теплоотдачи трубы могут иметь продольные ребра или винтообразную поперечную накатку [60].

Спиральные теплообменные оборудования — устройства, в которых каналы для теплоносителей образованы двумя листами, намотанными по спирали на специальной машине [60].

Пластичные теплообменники (рис. 1.4, а, б) имеют щелевидные каналы, образованные параллельными пластинами. В простейшем случае доски могут быть плоскими. Для интенсификации теплообмена и увеличения уплотнения к пластинам при изготовлении прикрепляют несколько профилей (рис. 1.4, в,

г) и между плоскими пластинами помещают профильные вставки. В настоящее время пластины штампуются на листовой стали (углеродистой, оцинкованной, легированной), алюминии, мельхиоре, титане и в других металлах и сплавах. Толщина пластин от 0,5 до 2 мм. Поверхность теплообмена пластины от 0,15 до 1,4 м², расстояние между пластинами от 2 до 5 мм [60, 61, 62].

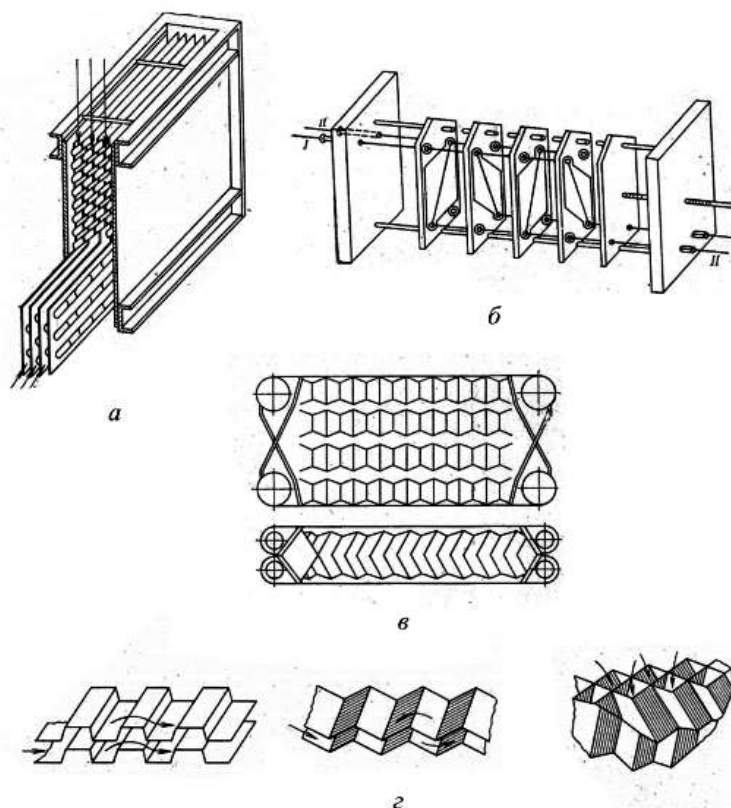


Рис. 1.4 - Пластинчатые теплообменники: а — пластинчатый воздухоподогреватель; б — разборный пластинчатый теплообменник для тепловой обработки жидких сред; в — гофрированные пластины; г — профили каналов между пластинами; I, II — вход и выход теплоносителя

Теплообменники делают:

- а) разборными;
- б) неразборными.

В случае разборных устройств воздуховоды герметизируются уплотнениями на основе синтетического каучука. Их желательно использовать, когда поверхности нуждаются в очистке с обеих сторон. Они выдерживают температуру в диапазоне от -20 до 140 ... 150 °С и давление не более 2 ... 2,5 МПа. Пластинчатые теплообменники, которые не подлежат демонтажу, сварные. Они могут работать при температуре до 400 °С и давлении до 3 МПа. Частично разборные теплообменники состоят из пластин, сваренных попарно. К устройствам того же типа относятся блочные устройства, которые состоят из блоков, составленных из нескольких сварных пластин. Пластинчатые теплообменники используются для охлаждения и

нагрева жидкостей, для конденсации чистых паров и паров парогазовых смесей, а также в качестве нагревательных камер испарителей [60, 61, 62].

Ребристые теплообменники (рис. 1.5) используются в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи для одного из теплоносителей намного ниже, чем для другого. Площадь теплопередачи на стороне теплоносителя с низким коэффициентом теплопередачи увеличивается по сравнению с площадью теплопередачи на стороне второй теплопередающей среды. Ребра бывают поперечные, продольные, в виде иголок, спиралей, витой проволоки и т.д. [60, 61, 62]

Для закрепления ребер на трубах и пластинах также применяют гальванику и покраску. Для повышения эффективности ребер их изготавливают из более теплопроводных материалов, чем стальные трубы: меди, латуни, чаще алюминия. Однако из-за нарушения контакта ребра или ребристой рубашки со стальной опорной трубой биметаллические трубы используются при температурах не выше 280°C , трубы со спиральными ребрами - до 120° [60, 61, 62].

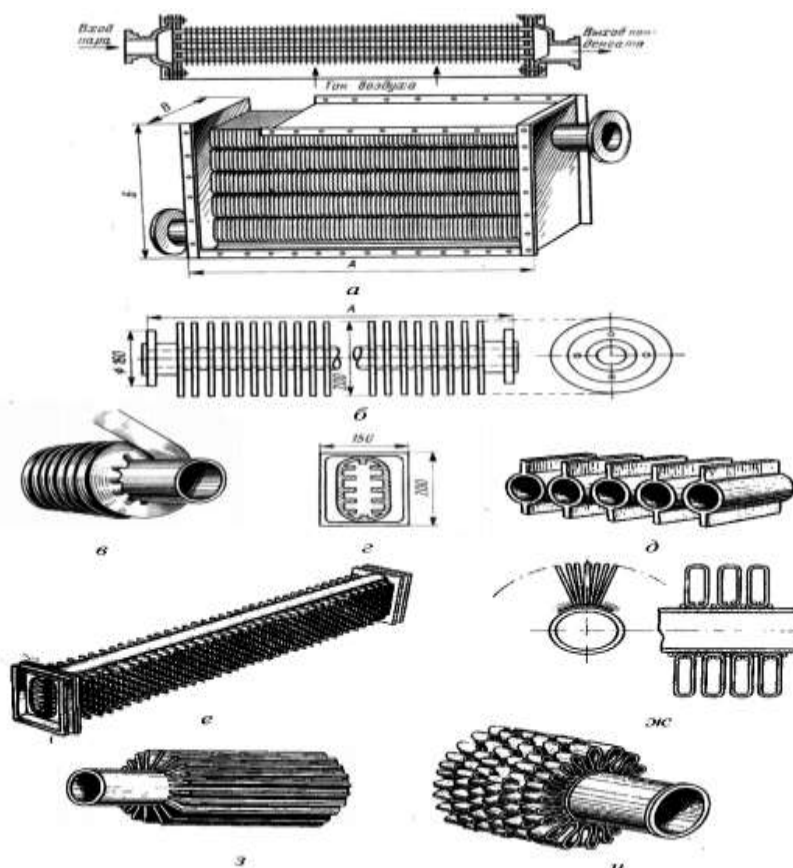


Рис. 1.5 - Типы ребристых теплообменников: а — пластинчатый; б — чугунная трубка с круглыми ребрами; в — трубка со спиральным оребрением; г — чугунная трубка с внутренним оребрением; д — плавниковое оребрение трубок; е — чугунная трубка с двухсторонним игольчатым оребрением; ж — проволочное (биспиральное) оребрение трубок; з — продольное оребрение трубок; и — многоребристая трубка [60]

Использование регенеративных теплообменных устройств часто рекомендуется для повышения эффективности теплотехнических систем, работающих в широком температурном градиенте между теплоносителями [60].

Регенеративный теплообменник — это устройство, в котором передача тепла от одного теплоносителя к другому происходит с использованием теплоаккумулирующей массы, называемой футеровкой. Форсунка периодически омывается струями горячего и холодного теплоносителя [60].

Смесительные теплообменники. Между двумя технологическими потоками происходит прямой контактный теплообмен. Потоки могут включать в себя комбинации, такие как потоки газ-твердое тело, газ-жидкость, жидкость-жидкость, жидкость-твердое тело или твердое-твердое вещество. По очевидным причинам газогазовые системы не могут быть реализованы напрямую; однако два прямых контактора могут использоваться последовательно, когда третий поток отбирает тепло из одного газового потока и передает его другому. Таким образом, прямые контакторы можно использовать практически для всех систем; но сложность многокомпонентных систем может преодолеть их экономическое преимущество перед теплообменниками поверхностного типа.

Обмен тепла между двумя теплоносителями, как правило, осуществляется с использованием теплообменников либо прямого контакта, либо теплообменников поверхностного типа. Смесительные теплообменники являются высокоэффективными, однако имеют несколько. Во-первых, если два потока жидкости находятся в прямом контакте, они будут смешиваться, поэтому необходимо, чтобы они имели разную плотность. Загрязнение потока будет происходить в зависимости от степени смешиваемости. Два потока также должны иметь одинаковое давление в месте соединения двух потоков, что может привести к дополнительным затратам. Преимущества использования смесительных теплообменников включают в себя отсутствие поверхностей, которые могут подвергнуться коррозии или загрязнению или иным образом ухудшить характеристики теплопередачи. Так же одним из преимуществ включают потенциально превосходную теплопередачу для данного объема теплообменника из-за большей достижимой площади поверхности теплопередачи и способности передавать тепло при гораздо более низкой разнице температур между двумя потоками. Еще одним преимуществом является гораздо меньшее падение давления, связанное с прямыми теплообменниками смесительного типа, по сравнению с их трубчатыми аналогами. В дополнении к этому дополнительным преимуществом является более низкая капитальная стоимость, поскольку теплообменники смесительного типа могут быть сконструированы без больших затрат, чем кожухотрубные, либо пластинчатые теплообменники.

2. ВОПРОСЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА НА ПРИМЕРЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ

2.1 Эффективность применения теплообменников с витыми трубами

Фактически развитие вопросов интенсификации имеет уже достаточно длительную историю, уже в начале 21-го столетия широко были известны некоторые методы, способствующие развитию (улучшению) процессов теплообмена в теплоэнергетическом оборудовании. В частности это получило большое распространение в отношении работы именно кожухотрубчатых теплообменных аппаратов.

Очевидно, что все методы интенсификации теплообмена имеют единую цель улучшения и развития теплообмена в соответствующем оборудовании для возможностей увеличения уровня энергетической эффективности и для обеспечения экономии ресурсов как при изготовлении оборудования, так и при его эксплуатации.

Следует отметить, что исторически сложилась уже достаточно хорошо изученная классификация по существующим методам интенсификации, которая заключается в следующих направлениях:

1. Использование эффекта начального участка;
2. Искусственная турбулизация потока в пристенном слое или по всему сечению канала различными способами и конструкторскими вставками;
3. Осуществление струйных течений периодического действия (различного рода вставки для организации натекающего эффекта);
4. Организация колебательных полей в каналах [58].

Все перечисленные методы интенсификации направлены на улучшение эффективности процессов именно конвективного теплообмена. Очевидно, что существует гораздо большее количество методов интенсификации применительно ко всевозможным типам подогревателей. В том числе для процессов с фазовыми переходами, например конденсации или кипения. При этом в таких теплообменных аппаратах также используется огромное количество различных типов интенсификаторов потока. Как правило часто для максимизации эффекта используются комбинированные способы интенсификации, например методы связанные с искусственными способами повышения шероховатости поверхности канала и дополнительная турбулизация потока за счет вставок в виде скрученных лент; или использование различных типов «накаток», пористых покрытий в комплексе с различными типами создания интенсивных отрывных течений в каналах, таких как спиральные или витые трубки [58].

Из обобщенного перечня всех возможных типов интенсификации теплообмена самый эффективный и действенный оказывается, как показала практика, искусственно созданная турбулизация потока теплоносителя. Здесь

используется самые различные способы и методы, в том числе наиболее известные и исследованные:

1. Использование различных вставок кольцевого и/или спирального типа;
2. Использование оребренных поверхностей;
3. Использование отличных от гладкого типа витых, профилированных, спиральных и т.д. трубок;
4. Использование шнековых вставок (или других типов завихрителей) и закрученных ленточных вставок;

Если вкратце рассмотреть все представленные типы, то можно выделить следующие основные положения по методам интенсификации теплообмена.

Интенсификация на базе варьирования шероховатости поверхности с регулярным характером. Подразумевается здесь использование различного рода конструктивных отклонений от чисто гладкой трубы, когда изменяется внутренний или внешний рельеф канала. Основными критериями выступают величины высоты таких отклонений и формой выступающих элементов. Как правило ввиду таких определений изменение шероховатости канала применительно и чаще всего используется для тонкого пристенного слоя, а центральная часть и ядро потока остаются фактически незатронутыми [58].

Здесь достаточно известным исследованием является работа Д. Никурадзе (рисунок 1.6)

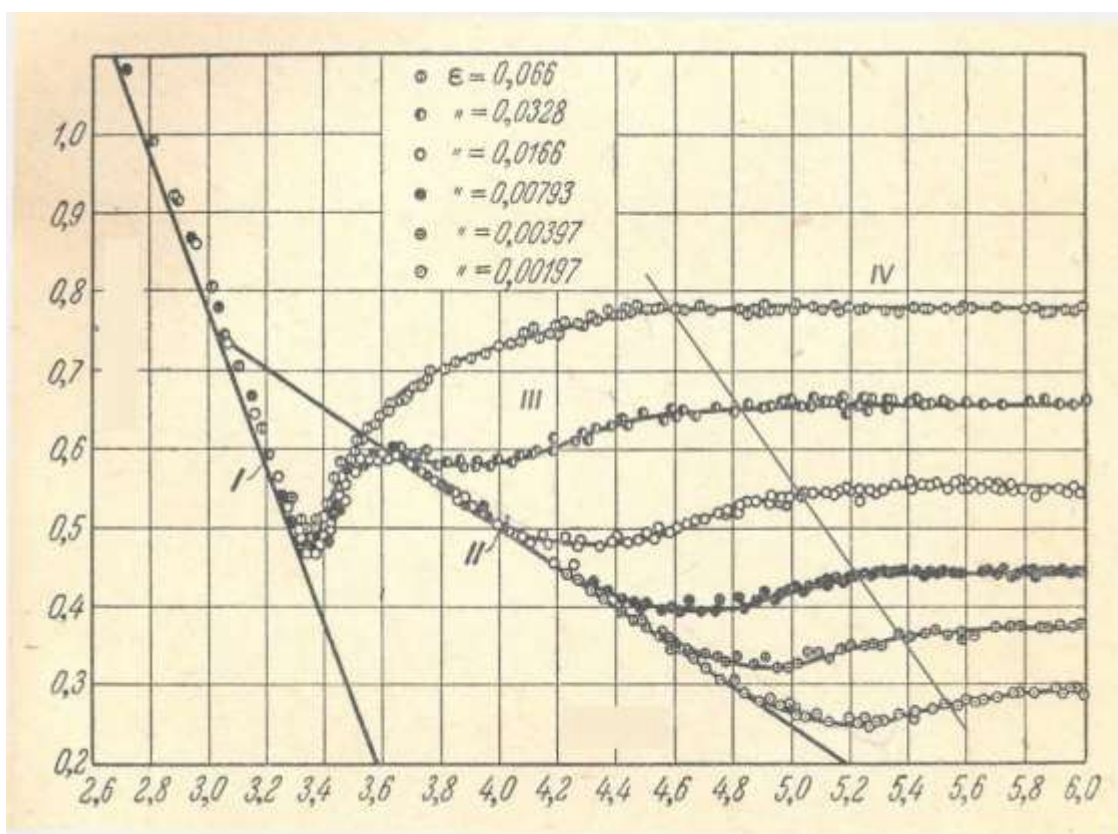
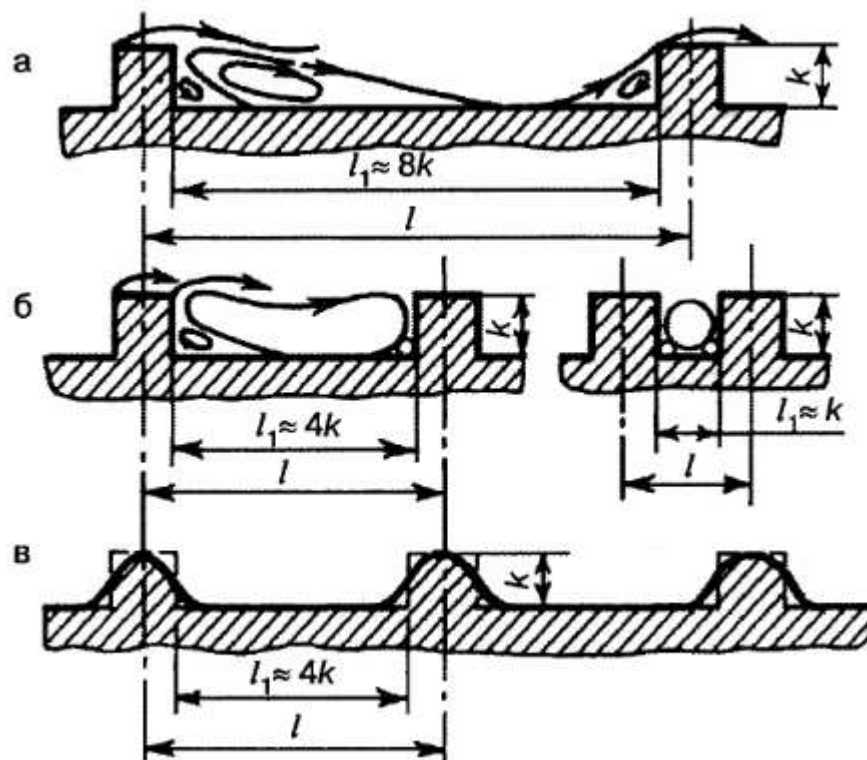


Рисунок 1.6 – График Никурадзе [58]

На графике Никурадзе по оси абсцисс представлены значения числа Рейнольдса, в логарифмическом виде $\lg(\text{Re})$, а по оси ординат значение $\varepsilon = \Delta/\tau$. При этом на графике отмечаются следующие области: I и II – области для гладких труб, при ламинарном и турбулентном течении, когда $\xi = f(\text{Re})$; III – область для шероховатых труб, где коэффициент гидравлического сопротивления определяется $\xi = f(\text{Re}, \varepsilon)$; IV – область для которой характерен максимальный эффект воздействия искусственной шероховатости, когда $\xi = f(\varepsilon)$ [58].

В настоящее время в данной области изучения воздействия искусственной шероховатости на теплообмен в каналах проводятся настолько же интенсивно, так как фактически теплоотдачи при различных вариантах организованной шероховатости может оказаться как выше, так и ниже по сравнению с гладкой трубой. Это на практике и в экспериментах определяется значениями чисел Рейнольдса и Прандтля для потока конкретного канала, а также в зависимости от формы и высоты выступов, создающих шероховатость.

Одни из наиболее широко исследованных типов организуемых выступов представлены на рисунке 1.7.



а, б – выступы с прямоугольным профилем, в – выступы плавниковой формы
Рисунок 1.7 – различные типы выступов для организации искусственной шероховатости

Очевидно, что с ростом организации интенсивного турбулентного течения, максимизации параметров для создания отрывного периодически

обновляющегося течения практически в прямой зависимости расчет значение коэффициента теплоотдачи. Однако здесь должна проводиться параллельно и рационализаторская работа по поиску наиболее оптимального повышения значения числа Нуссельта. Это связано с тем, что в прямой параллели с ростом значения числа Нуссельта растет и значение гидравлического сопротивления. Именно поэтому практически не используются варианты с организацией слишком выраженным выступом, с слишком «острыми» окончаниями.

Здесь же необходимо отметить значительный эффект от использования так называемого эффекта «оробрения», которое также позволяет повысить значение показателя теплоотдачи. В данном случае однако следует уже учитывать тот фактор, что оробрение имеет эффективность лишь при полном контакте с поверхностью трубы. Когда организуется конструктивно более простой вариант оробрения – при наложении сверху элементов по типу проволочной обвязки, эффект сводится к минимуму из-за плохого контакта, такие варианты с внешними надстраиваемыми элементами получили название «наложенной шероховатости». Существенного увеличения значения числа Нуссельта как основного показателя степени эффективности можно достичь при варьировании и постоянной оптимизации конструкции на основе расчетов теплообмена, основанного на эмпирических и полуэмпирических формулах [58].

Отсюда же на базе многочисленных научных работ однозначную эффективность получили кожухотрубчатые теплообменные аппараты, модернизированные за счет использования профилированных или винтовых труб.

На основании общей классификации сами кожухотрубчатые рекуперативные теплообменники и относящиеся к ним скоростные водоводяные подогреватели имеют некоторые преимущества перед другими классами, из них следует отметить следующие:

1. Большой диапазон рабочего давления теплоносителя;
2. Большие возможности варьирования конструкций с учетом термических напряжений и длительной устойчивости к различным нагрузкам при относительной сохранности общей классности и типоразмеров;
3. Наиболее полная и самая широкая возможная линейка изготовления теплообменников;
4. Возможность работы без дополнительных систем предварительной подготовки теплоносителя;
5. Существующая возможность использования огромного перечня материалов для изготовления внутренних каналов;
6. Высокая гибкость и секционность конструкции, что позволяет создавать модульные варианты теплообменных аппаратов под любые задачи и организовывать эффективную эксплуатацию [58].

Среди неотъемлемых преимуществ следует отметить и недостатки, в числе основных из которых нужно отметить высокую металлоемкость конструкции в зависимости от требуемых значений тепловой мощности за счет экстенсивного наращивания поверхности теплообмена.

Таким образом вопрос интенсификации для кожухотрубчатых теплообменных аппаратов достаточно широко изучен, однако и на сегодняшний день находится в стадии постоянного поиска новых более эффективных решений, при чем зарекомендовавшим себя с наилучшей стороны как технически, так и экономически (с точки зрения реализации), являются организованные искусственные шероховатости в канале для турбулизации потока, что вместе с решением задачи оптимизации может поднять коэффициент теплоотдачи в 3-5 раз в идеальных условиях. На практике же с использованием большого количества экспериментальных данных в основном задача решается исследованием и уточнением эмпирических уравнений теплообмена для различных типов каналов [58].

2.2 Краткий обзор вопроса использования профилированных труб

Рассматриваемый в данной диссертационной работе вопрос изучения теплообмена в поверхностных аппаратах, особенно для наиболее широко распространенных типов теплообменников – кожухотрубчатых водяных подогревателей изучается достаточно давно, и до сегодняшнего дня сопряжен с большим количеством вопросов, в первую очередь касающихся однозначного определения значений процессов при турбулентном течении среды. Процесс расчета еще более усложняется из-за вынужденной конвекции в каналах, имеющих сложную форму или различного рода турбулизаторы, вставки, которые отличают конструкцию гладкой трубки от предполагаемых в исследовании. Расчеты связаны с большим количеством вторичных показателей, специфических, и как правило, конкретных для каждого отдельного случая коэффициентов в формульных выражениях. Поэтому в практике используется большое количество упрощенных моделей или моделей, которые сводят расчеты к хорошо известным и отработанным уравнениям. В целом же уравнения расчета теплообмена следует считать эмпирическими и полуэмпирическими.

Наиболее значительной в смысле интенсификации теплообмена является модель течения потока с выделением в нем пограничного слоя.

Модель пограничного слоя представляется следующим образом: вблизи стенки располагается «пристеночная область» включающая тонкий вязкий слой 1, непосредственно граничащий со стенкой – «вязкий подслои», который постулировал Л. Прандтль [17] с линейным законом изменения скорости и слой 2 – «логарифмическая область» с изменением скорости по логарифмическому закону.

Внутри пристенной области на внешней границе вязкого подслоя располагается зона потери устойчивости ламинарного течения и

образования турбулентных возмущений. Поэтому интенсивность турбулентности в этой узкой пристеночной области, толщина которой составляет до $1/5$ общей толщины пограничного слоя, более чем на порядок превышает турбулентность внешнего потока, этот экспериментальный факт подтвержден авторами настоящей работы. Как показали опыты, $3/4$ пульсационной энергии пограничного слоя возникает в пристеночной области.

Третья зона (3) – это внешняя область пограничного слоя, толщина ее составляет до $3/4$ общей толщины пограничного слоя. В этой зоне возникает всего $1/4$ пульсационной энергии. Достаточно широкая область 3 характеризуется однородной турбулентностью и постоянством коэффициентов турбулентного обмена. Четвертая (4) область – надслой является областью перехода пограничного слоя во внешний поток. В этой зоне течение не стационарно с перемежающимися турбулентными и мало турбулентными потоками.

Количественные закономерности движения потока в зонах пограничного слоя в каждом новом случае мало изучены, но и имеющиеся экспериментальные результаты исследования упрощенных моделей достаточно определенно показывают, что наибольшая концентрация энергии потока имеет место в пристеночной области и она является областью наиболее активных процессов. О чем подтверждают отклонения многих экспериментальных данных по таким трубам и каналам. В то же время именно эти области пограничного слоя, а преимущественно «вязкий подслой», который и постулировал Л. Прандтль, и создают основное термическое сопротивление передаче тепла, что не позволяет в полной мере использовать энергию пристеночного слоя в теплообмене. По приближенной оценке, В.К. Мигая термическое сопротивление вязкого подслоя при течении в трубе воздуха и воды при $Re = 10^4$ составляет соответственно 32 % и 74 % полного сопротивления [18]. По данным А. Жукаускаса и А. Шланчаускаса около 25 % температурного напора срабатывается в потоке воздуха и 55 – 90 % в потоке трансформаторного масла [19].

Результаты большого числа экспериментальных исследований показали, что на начальном участке движения потока вдоль поверхности, где только начинает формироваться пограничный слой и его толщина близка к нулю, коэффициент теплоотдачи в 4 – 8 раз выше, чем на участке сформировавшегося пограничного слоя [21, 22].

При разрушении пограничного слоя различными способами теплоотдача также увеличивается, причем особенно резко в месте присоединения потока к стенке после его отрыва, т.е. тоже на начальном участке формирования пограничного слоя [22].

Как было отмечено в предыдущих главах, а также с учетом вышесказанного следует сделать вывод о направлении исследований в области интенсификации теплообмена и в частности о методе создания искусственной шероховатости, который был описан в предыдущей главе.

Здесь необходимо отметить, что такой метод нацелен на организацию турбулентного течения, или развития и поддержания постоянных пульсаций, создающих турбулентное течение в трубах, и посредством чего создающих разрушения пограничного слоя. Т.е. воздействую на основной поток и уменьшая толщину пристеночной области пограничного слоя, а при более эффективном варианте и вовсе полностью снимающим пограничный слой. При этом такие процессы происходят волнообразно, с постоянной периодичностью. Очевидно, что такие действия можно охарактеризовать как совершение работы над потоком (и над пограничным слоем), что фактически требует дополнительных затрат энергии, что в отношении потока будет означать рост гидравлического сопротивления, и при критически завышенной интенсивности теплообмена – опережение роста сопротивления против роста коэффициента теплоотдачи.

При исследовании труб с накатками, как в нашем случае, в работе [22] показано, что теплообмен увеличивается в 1,6 – 1,8 раз, а сопротивление в 2 - 3 раза. Внутри трубы высота выступов от наружной накатки составляла 0,7 – 0,9 мм, ширина выступа – 3 мм, расстояние между выступами 15 – 17 мм. Характерно, что волнистая форма выступа обусловила не автономность коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса Re . Авторами работы [22] установлено, что интенсификация теплообмена зависит от шага размещения и высоты выступов, но подробных исследований по этому вопросу не проведено. Отмечено в работе, что при полукольцевых выступах плавной формы интенсификация теплообмена ниже, чем для случая кольцевого выступа. В тоже время при острых кромках имеет место обратная тенденция. Авторы объясняют это интенсивным вихреобразованием в последнем варианте канала.

Вопрос о влиянии угла между осью накатки и направлением движения потока можно отнести исследования в трубах со спиральными накатками, а также при комбинации спиральной и поперечной накатки. В работе [22] показано, что спиральная накатка даже с более высокой острой кромкой, чем поперечная накатка не приводит к интенсификации теплообмена и увеличению коэффициента теплоотдачи. Как и в нашем случае представляет интерес вывод автором работы [22] о том, что уменьшение кривизны передней кромки выступа со стороны набегающего потока приводит к снижению интенсивности теплообмена. В предельном случае, когда передняя кромка выступа острая или передняя кромка профилированной винтовой накатки острая, то это не приводит к увеличению интенсификации теплообмена.

Причиной увеличения теплообмена в прямых каналах с выступами является отрыв вихрей в пограничном слое и присоединение потока к стенкам канала за выступом. При этом резко возрастают локальные значения коэффициента теплоотдачи и в зависимости от формы выступа и расстояния от него увеличение может составлять до 2-8 раз и распространяться на расстоянии до 30 высот выступа.

Интенсификация теплообмена в прямых каналах и трубах с диафрагмами подробно изучалось в работе [23]. Основной идеей этой работы является повышение эффективности теплообменников, то есть сочетания затрат мощности на продвижение теплоносителя и количества переданного тепла. Для этого на основе анализа турбулентного потока было показано, что для получения наибольшего эффекта по теплообмену при приемлемом гидравлическом сопротивлении необходимо турбулизовать не весь поток, а лишь пристенный слой толщиной порядка $y^+ = 50 - 200$, определяемый по формуле:

$$y^+ = \frac{y}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (2.1)$$

где y – расстояние от стенки, ν – коэффициент кинематической вязкости, τ_w - касательное напряжение на стенке, ρ – плотность потока.

Используя такой подход авторам удалось подобрать такую геометрию накаток или навивки, что прирост теплообмена превысил прирост сопротивления. Однако, как показано в работе [23], это происходит в каналах с отношением шага расположения навивки или накатки t к высоте накатки h равном $t/h = 100$ и более, где интенсификация теплообмена весьма незначительна, т.е. расположение выступающих частей наружной накатки или навивки достаточно редко, например при высоте выступа в 2 мм расстояние между выступами составляет более 200 мм.

Обзор работ по влиянию формы выступов, выполняющих роль турбулизаторов потока, показывает, что форма относительно мало влияет на величину интенсификации теплообмена и весьма существенно на величину сопротивления. В работе [23] накатка (навивка) труб имела высоту 0,58 мм.

Подробные данные приведены по теплообмену и сопротивлению в трубах с прямоугольными турбулизаторами. Наибольшая интенсификация теплообмена, так же как и наибольшее сопротивление, имеют место при $t/h = 10$. С увеличением высоты диафрагмы теплообмен существенно возрастает, при этом сопротивление увеличивается намного больше. Например, при $d/D = 0,9$ сопротивление увеличивается в 7,3 раза, а теплообмен только в 2,7 раза, при $d/D = 0,92$ сопротивление увеличивается в 5,5 раза, а теплообмен только в 2,5 раза, а при $d/D = 0,96$ соответственно сопротивление увеличивается в 2,3 раза, а теплообмен в 1,8 раза.

Небольшой обзор основных и практически идентичных с нашими исследованиями каналов и труб с наружными витыми (накатками) по исследованию интенсификации теплообмена следует, что необходимо очень тщательно подходить к выбору геометрии наружной накатки или навивки труб. Вопрос еще осложняется тем, что в условиях серийного производства котлов и теплообменников невозможно изготовить выступы с резкой формой для интенсификации теплообмена в вязком пограничном слое.

Авторами ранее были исследованы девять вариантов шероховатых каналов секционных чугунных котлов с выступами, выполненными литьем и основные геометрические характеристики которых приведены в таблице 1.

Диапазон геометрических характеристик чугунных шероховатых каналов изменялся по относительному диаметру $d_3/d_{30} = 0,82 \div 0,88$, $t/d_3 = 0,34 \div 1,68$, $t/h = 6 \div 30$. Этот диапазон геометрических характеристик достаточно широк и перекрывает экстремальные точки по относительному шагу $t/h = 6 \div 30$ расположения выступов, так и по относительному эквивалентному диаметру относительно пережима непосредственно выступами выполненными по всему периметру прямоугольного канала в данном случае.

Поэтому в предложенных ранее авторами шероховатых чугунных каналах прямоугольного сечения с выступами, как следует из предварительного анализа исследованных каналов следует ожидать увеличение теплообмена до 2,3 раз и сопротивления до 7 раз относительно прямых каналов или прямых труб без выступов.

Таблица 2.1 -Поверхности нагрева

Номер канала	h, мм	t, мм	d_{30} , мм	d_3 , мм	d_3/d_{30}	t/d_{30}	t/h
I	2	20	35,7	31,5	0,88	0,56	10
II	3	30	35,7	29,4	0,82	0,84	10
III	2	16	35,7	31,5	0,88	0,45	8
IV	3	24	35,7	29,4	0,82	0,67	8
V	2	12	35,7	31,5	0,88	0,34	6
VI	3	18	35,7	29,4	0,82	0,5	6
VII	2	24	35,7	31,5	0,88	0,67	12
VIII	3	36	35,7	29,4	0,82	1,0	12
IX	2	60	35,7	35,7	0,88	1,68	30

Принятые в таблице 1 обозначения: h – высота выступа внутрь канала или трубы, мм; t –расстояние между выступами, мм; d_3 эквивалентный диаметр прямоугольного канала по вершинам выступов, для трубы это d , мм; d_3/d_{30} – соотношение эквивалентных диаметров прямоугольных каналов узкой части по вершинам выступов к широкой части канала без выступов d_{30} , для круглых труб это аналогично d/D ; t/d_{30} – соотношение шага расположения выступов к эквивалентному диаметру шероховатого канала, для трубы это соответствует t/D ; t/h – соотношение шага расположения выступа к высоте выступа для каналов, для труб это соответствует такому же относительному параметру.

Выбор оптимального сочетания увеличения сопротивления и увеличения теплоотдачи производится только экспериментальным путем при изменении соотношения шага размещения выступов к высоте выступов, при этом также экспериментом предварительно определяется оптимальное

соотношение высоты выступов к эквивалентному диаметру. В наших более ранних исследованиях с прямоугольными чугунами шероховатыми каналами принималось соотношение t/h шага к выступу как: $t/h = 6; 8; 10; 12$ и 30 . При этом наибольшую интенсификацию теплообмена (оптимум) следует ожидать в диапазоне соотношения $t/h = 8 \div 10$, однако применение такой геометрии расположения выступов может быть затруднено высокими значениями аэродинамического сопротивления. В более ранней работе авторы получали оптимальное значение прироста теплообмена в каналах сложного поперечного сечения образованного двумя цельносварными трубными мембранными панелями и с выступающими турбулизирующими поток кромками продольных ребер с относительным шагом $t/h = 13$. Эта оптимальная величина расположения выступов или кромок получила экспериментальное подтверждение и в ряде других работ.

Наиболее распространенные концепции интенсификации теплообмена, на основе которых разработаны различные способы увеличения коэффициента теплоотдачи в трубах и каналах теплообменных поверхностей и не приводящие к значительным дополнительным затратам энергии на продвижение теплоносителя, те из них, которые получили практическую реализацию в теплообменниках или котлах, разграничиваются по следующим направлениям:

1. Обновление пограничного слоя без его отрыва;
2. Определенным образом направленный отрыв пограничного слоя и его закрутка;
3. Уменьшение толщины пограничного слоя за счет уменьшения размеров труб и каналов, применения максимально компактных теплообменных поверхностей нагрева.

1. Первая концепция интенсификации теплообмена разработана А.А. Гухманом. Сущность ее заключается в том, что полезными в теплообмене являются только силы трения, а отрыв потока является нежелательным [24]. Концепция возникла на основе гидродинамической теории теплообмена, которая устанавливает соотношение между коэффициентами теплоотдачи и сопротивления трения при турбулентном режиме течения, например для прямой трубы $j/f = 0,5$. Предполагалось, что в этом случае имеет место наиболее благоприятное соотношение между затратами энергии на движение потока и теплоотдачей. В пользу этой концепции говорили положительные результаты борьбы с отрывными потоками в аэродинамике. Ярким примером может служить способ интенсификации теплообмена путем создания в потоке поперечных и продольных градиентов давления, приводящих к непрерывному замещению внешним потоком пограничного слоя без его отрыва. Такой эффект наблюдался в каналах конфузоров – диффузоров, в которых было достигнуто увеличение теплоотдачи по сравнению с гладким каналом при одинаковых затратах энергии [24].

2. Вторая концепция противоположна первой. Сущность ее заключается в организации направленных отрывных течений в потоке. Большинство

исследователей: Р. Кох, В. Нуннер, В.Н. Антуфьев, В.К. Мигай, Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, В.И. Гомелаури, О.С. Федынский и ряд других исследователей придерживаются этой концепции.

Р. Кох видел пользу отрывных течений в увеличении касательного напряжения на стенке исходя из зависимости толщины ламинарного подслоя от касательного напряжения. Отрывные течения Р. Кох создавал в трубах с помощью кольцевых диафрагм, имеющих резко очерченную прямоугольную форму сечения. Теплоотдача в таких трубах увеличивалась в 3 раза по сравнению с гладкой трубой при существенном росте расхода энергии на продвижение потока [25,26]. В.Н. Антуфьев, провел обширные экспериментальные исследования разнообразных форм теплообменных поверхностей и пришел к выводу, что наибольшую интенсификацию теплообмена можно достичь, организуя отрывные течения при поперечном обтекании теплообменных элементов, в частности труб. Полагалось при этом, что используя различные вставки, в трубе можно повысить теплоотдачу без увеличения затрат энергии только до уровня поперечного обтекания [26]. При этом форма обтекаемых элементов не является доминирующим фактом.

В.К. Мигай теоретически, на приближенной модели течения определил, что при организации в трубе отрывных течений, наибольшее увеличение коэффициента теплоотдачи по сравнению с гладкой трубой при равных затратах энергии в области $Re = 10^4$ примерно равно 2,3 [18]. В.К. Мигай исследовал трубы с различными вставками, создающими отрывные течения, закрутку потока и то и другое одновременно, но такая величина в эксперименте не была достигнута.

Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер и С.Я. Ярхо сформулировали в работе [28] следующие положения интенсификации теплообмена.

1.Отрывные зоны и другие организованные вихревые структуры являются эффективным средством выработки турбулентности в потоке и соответственно интенсификации теплообмена.

2.При обтекании элементов резко очерченной формы (прямоугольные, треугольные и др.) диссоциация энергии соизмерима или больше выработки турбулентности, что приводит к большому расходу энергии.

3.Для организации отрывных течений целесообразно применение плавно очерченных выступов небольшой высоты.

Основываясь на указанных положениях, авторы [24] предложили для интенсификации теплообмена в трубах использовать кольцевые диафрагмы (практически как у Р.Коха), но с плавно очерченными кромками. Теплоотдача в таких трубах в области $Re = 10^4 - 10^5$ существенно увеличилась по сравнению с гладкой трубой при одинаковых затратах энергии.

В.И. Гомелаури интенсифицировал теплообмен созданием отрывных течений с помощью выступов разной формы и высоты [29]. Высота выступов h в работе [29] принималась равной примерно 10-ти кратной

толщине ламинарного подслоя ($h \approx 10 \delta_{л.с.}$) и определялась в соответствие с рекомендациями В. Нуннера [32]. Полагалось, что при такой высоте выступов, гребни выступов находятся на верхней границе пограничного слоя и срывающиеся с гребней вихри наиболее интенсивно воздействуют на ламинарный подслоя, что обуславливает снижение его термического сопротивления. А большая высота выступов приводит лишь к увеличению гидравлического сопротивления.

В.И. Гомелаури, исследовал кольцевые выступы овальной и прямоугольной формы и определил, что наибольший эффект интенсификации при турбулентном течении достигается, когда отношение расстояния между выступами t к их высоте равно $t/h \approx 12 - 14$. При этом коэффициент теплоотдачи увеличивался в 2,75 раз и форма выступов не оказывала влияния на достижения этой величины. Такой же результат получен О.С. Федыным при исследовании теплоотдачи и гидравлического сопротивления в кольцевых каналах с прямоугольными и треугольными выступами. Наибольшая интенсификация теплообмена в этих каналах достигалась при отношении $t/h = 13,3$ и не зависела от формы выступов. Теплоотдача в этом случае при $Re = 10^4$ увеличилась примерно в 2 раза, а коэффициент гидравлического сопротивления в 2,7 раз. [30].

Приверженцами третьей концепции интенсификации теплообмена за счет использования каналов теплообменных поверхностей с малыми размерами проходящих сечений для потока газа являются В.К. Кейс и А.А. Лондон, авторы известной монографии «Компактные теплообменники» [31]. Они считают, что основным фактором, определяющим эффективность теплообменной поверхности, является малое сечение каналов, так как коэффициент теплоотдачи увеличивается пропорционально уменьшению эквивалентного диаметра канала. Авторы считают, что в самой природе компактных теплообменных поверхностей заложены свойства, обеспечивающие высокую эффективность процесса теплообмена, несмотря на то, что малый гидравлический диаметр увеличивает затраты энергии на прокачку текучей среды. Авторы, В.К. Кейс и А.А. Лондон [31] правы в том, что и в данном случае эффективным способом улучшения процесса теплообмена является уменьшение толщины пограничного слоя.

Рассмотренные способы интенсификации теплообмена охватили широкую область возможных подходов к созданию эффективных теплообменных поверхностей, работающих в турбулентной области течения. Однако по прежнему результаты экспериментальных исследований до настоящего времени недостаточно согласуются между собой, имеются и противоречивые данные. Поэтому до настоящего времени актуальность новых экспериментальных работ, а также создание корректных математических (теоретических) моделей течения в различного вида каналах и витых трубах, трубах с внутренними ребрами остается бесспорной.

Большой массив исследовательских работ по интенсификации теплообмена и сопротивления в трубах и каналах различного типа требует

использования корректной методики оценивания эффективности и сравнения теплообменных поверхностей.

В настоящей работе авторами предпринята попытка расширить теоретически обоснованную модель для расчета коэффициента трения и теплоотдачи при турбулентном течении в трубе и каналах с внутренними витыми ленточными вставками и спиралевидными проволочными вставками, одновременно разрушающими пограничный слой и закручивающими поток в прямой трубе, а также в витых трубах.

2.3 Расчет коэффициента трения и теплоотдачи для профилированных труб

Для расчета аэродинамического сопротивления канала при различных расходах среды необходимо экспериментально определять коэффициент сопротивления.

Коэффициент трения в шероховатом канале с поперечными ребрами можно вывести из автомодельного закона сопротивления. Никурадзе [36] первым предложил использовать закон стенки и вывел автомодельный закон сопротивления, позволивший скоррелировать данные по трению при полностью развитом турбулентном течении в трубах с шероховатыми стенками.

Этот же метод был успешно распространен на случай турбулентного течения в прямых трубах с внутренними продольными прямоугольными ребрами [33,34].

Представим универсальный закон стенки в виде следующего выражения для безразмерного распределения скорости по нормали к стенке:

$$u^+ = 2,5 \ln \frac{y}{h} + R_m(h^+) \quad (2.2)$$

Функция числа Re шероховатости R_m представляет собой граничные условия, выражающее собой безразмерную скорость u^+ на расстоянии h (высота накатки или выступа) от стенки канала или трубы. Интегрирование соотношения (2.2) по поперечному сечению канала или профилированной трубы дает следующее выражение:

$$\bar{u}^+ = -2,5 + 2,5 \ln \frac{l}{h} + R_m(h^+), \quad (2.3)$$

где l – расстояние от оребренной стенки до точки с нулевым касательным напряжением, y – координата по нормали к оребренной стенке.

Безразмерную среднюю скорость в сечении канала с поперечно оребренными стенками можно выразить через коэффициент трения f следующим образом:

$$u^+ = \sqrt{\frac{2}{f}}. \quad (2.4)$$

После подстановки выражения (2.4) в соотношение (2.3) получим:

$$R_M(h^+) = \sqrt{\frac{2}{f}} + 2,5 \ln \frac{l}{h} + 2,5, \quad (2.5)$$

где l – расстояние от оребренной стенки до точки с нулевым касательным напряжением может быть связана с размером прямоугольного канала соотношением

$$l = 0,5A = \frac{A+B}{4B} \times D_l. \quad (2.6)$$

Подставив значение l из (2.6) в выражение (2.5) получим выражение для параметра $R_M(h^+)$ консервативного относительно размеров или геометрии и зависящего только от типа шероховатости и относительного шага поперечных выступов или (перезжимов) диафрагм для круглых труб и может быть представлено в нашей математической модели так:

$$R_M(h^+) = \sqrt{\frac{2}{f}} + 2,5 \ln \frac{2h}{D_l} + 2,5 \ln \frac{2B}{A+B} + 2,5. \quad (2.7)$$

Поэтому значение $R_M(h^+)$ экспериментально определенные в наших экспериментах можно отнести, в том числе для профилированных витых труб с внутренними выступами и прямых труб со спиральными проволочными вставками.

Хорошо известная в литературе корреляция для $R_M(h^+)$ относящаяся к оребренной трубе с $0,01 \leq h/D_1 \leq 0,04$, имеет вид по аналогии с работой [28]:

$$R_M(h^+) = 0,95(t/h)^{0,53}, \quad \frac{t}{h} > 10, \quad l^+ \geq 35. \quad (2.8)$$

Разработанная авторами математическая модель расчета коэффициента сопротивления, основанная на универсальном логарифмическом законе стенки ранее был успешно апробирован для шероховатых чугунных каналов прямоугольного сечения и для каналов образованных мембранными трубными панелями с периодическими выступами [33,34].

Используя известные корреляции полученные на основе представительных экспериментальных данных, как и в данном случае используем формулу (2.8) и из формулы (2.7) определяем на основе предлагаемой математической модели коэффициент трения в виде:

$$f = \frac{2}{[0,5(t/h)^{0,53} - 2,5\ln(2h/D_1) - 2,5 - 2,5\ln(2B/A+B)]^2} \quad (2.9)$$

На рис. 7 и 8 сплошными линиями изображены результаты расчета коэффициента трения по формуле (2.9) ранее выполненный авторами для шероховатых каналов прямоугольной формы и с поперечными ребрами по периметру поперечного сечения. Расчетные величины сравниваются с экспериментальными результатами, ранее не публиковавшиеся в работах. Для полноты сравнения результатов расчета по математической модели на рис. 7 и 8 приведены экспериментальные данные Хана[43].

Сравнение результатов расчета коэффициента трения в зависимости от относительной высоты выступов и относительного шага расположения поперечных выступов в исследованных каналах, показывает, что расчетные значения коэффициента сопротивления на 7 – 10 % превышают экспериментальные величины.

На основе разработанной математической модели расчета коэффициента сопротивления для профилированных труб в турбулентной области принимается аналогия Рейнольдса. При этом для газов и воздуха число Pr близко к единице, а $Pr_{эфф} = 1$, тогда для известных расчетных величин коэффициента сопротивления ζ по известному соотношению можно определить число St Стантона или коэффициент теплоотдачи α и оценить теплообмен в исследованном канале.

Спиралевидные вставки и вставки в виде пружин реализуют идею интенсификации теплообмена, высказанную В.К. Мигаем, и основанную на суммировании двух эффектов: отрыв пограничного слоя и закрутка потока за счет витых труб и спиральных вставок.

Критерий или правильный алгоритм, по которому объективно определяется наиболее эффективная теплообменная поверхность и в которой достигается наибольший эффект интенсификации теплообмена с учетом сопротивления при вынужденном течении, имеет вид:

$$P_3 = \max P_3(x), \quad (2.10)$$

где x – совокупность геометрических характеристик исследуемых теплообменных поверхностей или управляемых факторов в эксперименте.

Для поверхностей ТП2 и ТП3 имеется большое число данных с по факторным варьированием в области близкой к экстремальной величине показателя тепловой эффективности P_3 . Это позволяет авторам считать наибольшие значения величины показателя P_3 , полученные в экспериментах удовлетворяющими выбранному критерию $P_3^* = \max P_3$.

Для исследованных и представляющих интерес теплообменных поверхностей выполнена обработка экспериментальных данных в области числа Рейнольдса $Re = 10^4$ с целью определения значения P_3^* и оптимальных геометрических параметров, доставляющих $\max P_3$.

Полученные значения относительного (среднего) показателя эффективности P_3^* для исследуемых поверхностей нагрева практически совпадают. Среднее значение показателя P_3^* примерно равно 1,8. Эта величина достигается в трубах с кольцевыми диафрагмами в случае их частого расположения и небольшой высоты. Для острых и плавно очерченных кромок оптимальными являются безразмерные геометрические параметры, такие как отношение внутреннего проходного диаметра (ядра) d к внутреннему диаметру трубы без вставки $d/D \approx 0,92$; или отношение шага расположения диафрагм t к внутреннему диаметру трубы $t/D \approx 0,4 - 1$; или отношения шага расположения диафрагм t к высоте диафрагмы $t/h \approx 10-30$ [34].

В трубах со спиральными вставками и выступами P_3^* достигается в случае их редкого расположения и большой высоты, т.е. большого диаметра проволоки спиральной вставки. Для острых и плавно очерченных выступов оптимальными являются следующие геометрические параметры, пояснения к которым приведены перед этим: $d/D \approx 0,6$; $l/D \approx 3,0 - 3,5$; $t/h \approx 18$.

Наибольшие значения относительного (среднего) показателя эффективности P_3^* при числе Рейнольдса $Re = 10^4$ для ранее исследованных теплообменных поверхностей для сравнения приведены в следующей таблице 2 по работе [34]. Как видно из таблицы 2 максимально достигнутое значение $\max P_3$ получено 1,6 для модели №6 в прямой трубе с кольцевыми вставками и отмеченная в работе [16] Nunner W.

Таблица 2.2 - Наибольшие значения относительного (среднего) показателя эффективности P_3^*

Тип теплообменной поверхности	$\max P_3$ при $Re = 10^4$	Тип теплообменной поверхности	$\max P_3$ при $Re = 10^4$
№1	1,4	№11	1,4
№6	1,6	№12	1,3
№7	1,0	№13	1,2
№8	1,13	№14	1,3
№9	1,13	№15	1,5
№10	1,5	№16	0,8

Здесь номера теплообменных поверхностей №1, №7, №8, №9 и №16 заимствованы из работ [9], [20] и [21]. номера №10, №11, №14 и №15, из работы Мигай В.К. [12], номера №12, №13 и №17 из работы Nunner W [31], [34] и [35].

Поверхности нагрева, приведенные в таблице 1, исследованы недостаточно полно в плане точного определения оптимальных геометрических параметров с максимально возможным значением относительного (среднего) показателя эффективности P_3^* . Но несмотря на ограниченное число данных, можно предположить, что для исследованных и

близких аналогов теплообменных поверхностей $\max P_3$, в диапазоне $Re = 10^4$ не будет превышать значения 1,8. Наше предположение основывается на следующих соображениях. Воздействия на поток, не затрагивающие пристеночную область пограничного слоя как у теплообменных поверхностей №8 и №9 или турбулизирующие поток по всему поперечному сечению канала как у теплообменных поверхностей №9, №1 и №16 не доказанные физическими предпосылками и объяснениями интенсификации теплообмена при турбулентном течении газов или жидкости. Для оставшихся теплообменных поверхностей в таблице 2, имеются тепловые и гидродинамические характеристики образцов с незначительным диапазоном изменения геометрических параметров вставок и выступов. Оставшиеся теплообменные поверхности приведенные в таблице 2 принципиально не отличаются от теплообменных поверхностей в которых достигается $\max P_3$, поэтому нет оснований ожидать, что более полное их исследование в диапазоне $Re = 10^4$ приведет $\max P_3$ к существенно превышающему значение 1,8.

Этот показатель был достигнут на модели ТП4 с периодическим пережимом поперечного сечения прямой трубы с геометрией: $l/D = 1$, при отношении $d/D = 0,93$. Для модели теплообменной поверхности ТП2 со спиралевидной вставкой и с геометрией: $t/D = 3$, при отношении $d/D = 0,565$. Для модели теплообменной поверхности ТП3 с крупной спиралевидной вставкой с геометрией: $t/D = 3$, при отношении $d/D = 0,6$. В данном случае следует отметить, что у разных авторов для одинаковых спиралевидных вставок с разным диаметром закрученной в спираль проволоки и приблизительно равными относительными значениями шага закрутки и проходного сечения достигается максимальное значение $\max P_3$ равное 1,8.

С увеличением числа Re ($Re > 10^4$) эффект интенсификации теплообмена посредством воздействия на поток разного рода выступами и вставками постепенно ослабевает.

В переходной и примыкающей к ней ламинарной областях течения $Re \approx 10^3 - 10^4$ наибольший эффект интенсификации теплообмена достигается в трубах со вставками, воздействующими на поток по всему поперечному сечению канала. Это трубы со спиральными вставками из ленты №1 и с дискретно расположенными вставками в виде пропеллера №9. Для этих теплообменных поверхностей при числе $Re \approx 2000$ значение относительного (среднего) показателя эффективности P_3^* соответственно составляет $P_3^* \approx 4,2$ и $P_3^* \approx 3,2$. В этой области значений числа Re Рейнольдса воздействие только на пристеночную зону пограничного слоя оказалось эффективным лишь в трубах с кольцевыми диафрагмами с острыми кромками, №6. Для всех других теплообменных поверхностей, имеющих в турбулентно области течения $\max P_3$, в переходной области Re значения P_3 существенно уменьшились.

В ламинарной области течения $Re < 10^3$ данных по испытаниям теплообменных поверхностей недостаточно для определения лучших форм

вставок и выступов и их геометрических параметров, дающих $\max P_3$. Следует отметить вполне закономерную тенденцию снижения эффекта интенсификации теплообмена в трубе за счет вставок и выступов с уменьшением числа Re , в конечном счете значения показателя эффективности P_3^* для круглой трубы и трубы со вставками или выступами сближаются и $P_3^* \rightarrow 1$.

Это хорошо согласуется с физической картиной ламинарных течений в каналах с выступами. Кнудсен, Кац и В.К. Мигай визуально показали, что при вязком течении жидкость между выступами застаивается, в нее в этих местах не проникают возмущения из основного потока. Застойные зоны жидкости увеличивают термическое сопротивление и соответственно ухудшают теплоотдачу [32], [33].

Результаты исследования по показателям P_3 и среднее P_3 эффективности теплообмена в трубах с выступами и вставками показали, что эффект интенсификации существенно зависит от режима течения потока, формы, характерных размеров и места расположения в потоке вставок или выступов.

В турбулентной области течений в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 10^4 - 10^5$ наиболее высокие значения показатель эффективности P_3 имеет при воздействии на пристеночную и промежуточную зоны пограничного слоя. Воздействия только на промежуточную зону пограничного слоя или на ядро потока или на поток в целом не приводит к существенному повышению эффективности процесса теплообмена.

Наибольшее значение показатель средней эффективности достигает значения $P_3 = 1,8$ в области $Re = 10^4$. При этом ни одна из концепций интенсификации конвективного теплообмена, в соответствии с которыми разрабатывались ранее исследованные теплообменные поверхности и дающие $\max P_3$ и близкие к нему значения, не имеет явно выраженного преимущества по сравнению с другими [34], [35].

Суммирование двух эффектов: отрыва потока и его закрутка не привело к большому значению показателя эффективности (среднего) чем $P_3^* = 1,8$ в диапазоне $Re = 10^4$.

С увеличением числа $Re > 10^4$ ($Re = 10^4 - 10^5$) эффект от воздействия выступов и вставок ослабевает. Только для каналов диффузор-конфузор, где осуществляется безотрывное обновление пограничного слоя с увеличением Re вплоть до $Re = 10^5$ значение P_3 практически остается постоянным [34], [35].

Показатель тепло гидродинамической эффективности P_3 в диапазоне $Re > 10^4$ для всех исследованных теплообменных поверхностей с увеличением числа Рейнольдса уменьшается.

Переходная область режима течения $Re \approx 10^3 - 10^4$ является наиболее благоприятной для интенсификации конвективного теплообмена. Наибольшее увеличение показателя средней эффективности $P_3 = 4$ здесь достигается при $Re \approx 2000$ в трубах со вставками, воздействующими на

поток по всему поперечному сечению канала. Значительный эффект дает воздействие на промежуточную зону пограничного слоя [34], [35].

В ламинарной области течения в диапазоне $Re < 10^3$ эффект интенсификации теплообмена в трубах со вставками и выступами уменьшается и значение $P_{,*} \rightarrow 1$ стремится к единице. Вся известная область интенсификации теплообмена при вынужденном движении в различного типа каналах и шахматных и коридорных пакетах труб.

Приведенный краткий обзор экспериментальных работ и результаты теплотехнических испытаний водогрейных котлов ВВ400 и КВа-400 (КВа-500) со вставками из витых стальных лент в трубы диаметром $\varnothing 57 \times 3,5$ мм и спиралевидных вставок из проволоки $\varnothing 6$ мм в стальные трубы с внутренним диаметром $\varnothing 40$ мм позволили авторам провести сравнение теплотехнических и гидравлических (аэродинамических) показателей. По результатам которых авторами сделана попытка получения аналитической расчетной зависимости для определения коэффициента сопротивления труб со спиралевидными вставками и соответственно коэффициента теплоотдачи, при турбулентном отрывном течении в прямых трубах.

Гидравлическое сопротивление шероховатых труб оказывается таким же как и у гладких труб, до тех пор, пока толщина вязкого подслоя больше высоты выступов шероховатости k . После того как выступы шероховатости попадают в турбулентную область потока, около них начинается отрыв части потока и активное вихреобразование, и вязкое трение перестает заметно влиять на профиль скорости течения и соответственно на профиль температуры, заметно повышая коэффициент теплоотдачи в зоне за шероховатым выступом. При достаточно значительных числах Re в трубах с большой шероховатостью имеет место независимость (автомодельность) коэффициента сопротивления ζ от числа Re .

При этом ранее делались попытки создания универсальной расчетной формулы для обычного вида зубчатых шероховатостей с наиболее общим уравнением Никурадзе [21].

$$\lambda = (A + B \lg Re \sqrt{\lambda} + C \lg \varepsilon)^{-2}, \quad (2.11)$$

где значения коэффициентов A , B и C даны в таблице 3.

Область применения формулы Никурадзе (2) и значения A , B и C [22].

Таблица 2.3 – Коэффициенты A , B и C

Область применения	A	B	C
$7,1 \leq \varepsilon Re \sqrt{\lambda} \leq 20,1$	-0,80	+2,00	0,00
$20,1 \leq \varepsilon Re \sqrt{\lambda} \leq 40,0$	+0,33	+1,13	-0,87
$40,0 \leq \varepsilon Re \sqrt{\lambda} \leq 79,9$	+2,14	0,00	-2,00
$79,9 \leq \varepsilon Re \sqrt{\lambda} \leq 382,4$	+3,25	-0,588	-2,588
$382,4 \leq \varepsilon Re \sqrt{\lambda}$	+1,74	0,00	-2,00

В таблице 3 величиной ε обозначена относительная шероховатость, определяемая как отношение абсолютной величины k выступов шероховатости (в нашем случае диаметр проволоки спиральной вставки) к радиусу трубы $R = D/2$. Трудности в использовании этого уравнения (2) заключается в его громоздкости и в отсутствии зачастую достоверных значений абсолютной шероховатости $k/R = \varepsilon$ для целого ряда труб. Несмотря на универсальность уравнения (2) Никурадзе, им практически не пользуются для гидравлических расчетов не только из-за его громоздкости, но также из-за противоречивых данных по абсолютной шероховатости гладких труб. Но некоторые расчетчики идут на нахождение величины ε для труб через коэффициент трения λ .

Более ранним и более распространенным уравнением для расчета коэффициента λ для шероховатых труб и каналов является форма Билля [37]:

$$\lambda = C_1 + \frac{C_2}{\sqrt{a}} + \frac{C_3\sqrt{R}}{Re}. \quad (2.12)$$

Значения коэффициентов C_1 , C_2 и C_3 и область их применения приведены в таблице 4.

Следует отметить, что представляет интерес широкий диапазон применения формулы (2.12).

Таблица 2.4 - Значения коэффициентов C_1 , C_2 и C_3 и область их применения

Материал стенок труб и каналов	Абс.шер. мм	C_1	C_2	C_3	Область применения
Гладкие трубы. Медь, латунь, свинец, стекло	0,01	0,0094	0,0010	1,492	$Re \geq 14,8 \times 10^5 d$
Гладкие стальные и железные, чугун. трубы	0,08	0,0094	0,0028	1,115	$Re \geq 3,95 \times 10^5 d$
Обыкновенные чугунные трубы. Бетонные	0,3	0,0094	0,0056	722	$Re \geq 1,28 \times 10^5 d$
Шероховатые доски. Обыкновенный бетон	0,7	0,0094	0,0085	424	$Re \geq 0,50 \times 10^5 d$
Кирпичная кладка и из тесанного камня	1,3	0,0094	0,0113	0	Не ограничен
Бутовая кладка	8,0	0,009	0,028	0	Не ограничен
Грубая бутовая кладка	20,0	0,009	0,046	0	Не ограничен

Фактически для каналов с большой абсолютной шероховатостью, свыше 1,3 мм, как следует из таблицы №4, коэффициент C_3 можно исключить из формулы (12) и полностью исключается зависимость от числа Re . Т.е. практически формула (12) подтверждает правомочность режима автомодельности для больших чисел Re [37].

Используя формулу (12) Биля [37] определим коэффициент гидравлического сопротивления для нашего эксперимента с трубой внутренним диаметром $D = 40$ мм и спиралевидной вставкой из стальной проволоки диаметром 6 мм. При этом абсолютная шероховатость для трубы со спиральной вставкой составит $k = 6$ мм. Относительная шероховатость составит $D/k = 6,66$ [59]. Методом интерполяции определяем коэффициент C_2 для нашего случая по двум известным точкам из таблицы 3 для абсолютной шероховатости $k = 1,3$ $C_2 = 0,0113$, а при абсолютной шероховатости $k = 8,0$ коэффициент $C_2 = 0,028$. Построив график определяем значение коэффициента $C_2 = 0,0226$ при абсолютной шероховатости $k = 6,0$. В заключение по формуле (12) определяем коэффициент $\zeta = 0,009 + 0,0226/6,324 = 0,0125$.

Представив значение $\zeta = 0,0125$ в следующем виде $\lg(1000 \times 0,0125) = 1,099$, нанесем полученное значение $\lg(1000\zeta) = 1,099$, при числе $Re = 10^4$ для наших условий при испытаниях с которого начинается автомодельный режим для труб с однородной шероховатостью. Представленные на рис.12 коэффициенты гидравлического сопротивления ζ для труб с однородной относительной шероховатостью в пределах 1 - $D/k = 30$; 2 - $D/k = 61,2$; 3 - $D/k = 120$; 4 - $D/k = 252$; 5 - $D/k = 504$; 6 - $D/k = 1014$ отличаются от 9 - $D/k = 6,66$, Сравнение с полученной авторами по интерполяционной схеме с расчетным коэффициентом гидравлического сопротивления **1,099** для спиралевидной вставки с относительным шагом навивки проволоки $I/D \approx 1,5$. При значении $D/k = 6,66$, показывает, что коэффициент гидравлического сопротивления ζ в 1,37 раза превышает значение $\lg(1000 \times \zeta) = 0,799$ для относительной однородной зернистой шероховатости 1 - $D/k = 30$.

Определение коэффициента гидравлического сопротивления ζ по формуле (13) из [39]:

$$\zeta = 0,040 \times \left(\frac{k}{d}\right)^{0,31}, \quad (2.13)$$

при отношении $k/D = 0,15$ (обратная величина 9 - $D/k = 6,66$) и равномерной зернистой шероховатости приводит к величине $\zeta = 0,022$, что превышает значение $\zeta = 0,0125$, определенное авторами по интерполяционной методике из [37]. Это превышение коэффициента гидравлического сопротивления объясняется тем, что при равномерной зернистой шероховатости с $k/d = 0,15$ (или $D/k = 6,66$) по всему внутреннему периметру трубы на всей высоте $k = 6,0$ мм пограничного слоя эта часть потока практически затормаживается и воздействует на ядро потока.

Поэтому поток в целом испытывает большее гидравлическое сопротивление при равномерной зернистой шероховатости $k/d = 0,15$, а коэффициент гидравлического сопротивления равен $\zeta = 0,022$. Для спиралевидной вставки с диаметром проволоки $d = 6$ мм. и с шагом навивки $t/D = 1,5$ коэффициент гидравлического сопротивления, определенный по методике [37] из таблицы 4 составил $\zeta = 0,0125$. Такая величина коэффициента гидравлического сопротивления достаточно удовлетворительно совпадает с нашими экспериментальными данными на реальных котлах и объясняется тем, что в пограничном слое высотой с диаметр проволоки $d = 6$ мм внутри трубы с внутренним диаметром 40 мм практически остается свободное пространство для движения вихрей и части закрученного потока. Т.е. это пространство, в отличие от равномерной зернистой шероховатости, свободно и заполнено частью текущей среды и поэтому коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta = 0,0125$ и выше точек 1 - $D/k = 30$, с величиной абсолютных выступов шероховатости $k = 1,33$. Так как в данном случае ядро потока «разгружено» и часть закрученного потока перераспределяется в пространстве не занятом проволокой до внутренней стенки трубы [59].

Следует отметить, что при теплотехнических испытаниях водогрейного котла ВВ-400 все замеры производились только при одном геометрическом параметре спиралевидной вставки, а именно диаметр проволоки в спирали составил 6 мм, шаг навивки проволоки в спирали составил $t/D \approx 1,5$. В то время когда из предыдущих исследований, что шаг навивки в спирали t/D имеет максимум по тепловой эффективности P_3 , особенно при $l/D = 3$ [59]. Чтобы расширить область исследования и до конца выявить все преимущества спиралевидных и витых вставок из стального листа и других, по инициативе предложенной руководством ТОО «Казкотлосервис» (директор Волков А.Ф) авторы настоящей работы планируют провести более масштабные теплотехнические исследования на действующих водогрейных котлах КВа и ВВ с выбором оптимизированных теплообменных поверхностей нагрева с целью их эффективного и широкого применения в серийном производстве.

Зная величину коэффициента гидравлического сопротивления $Lg(1000\zeta) = 1,099$ авторы попытались связать его с коэффициентом теплоотдачи α (St) используя аналогию Рейнольдса для турбулентного режима течения в прямых трубах со спиралевидными вставками.

При этом учитывая аналогию Рейнольдса для развитого турбулентного режима течения в прямой трубе с большой абсолютной шероховатостью $k = 6$ мм. и известной величине коэффициента гидравлического сопротивления $\zeta = 0,0125$, представляется возможным получить зависимость числа Стантона St, т.е. оценить порядок коэффициента теплоотдачи α в комплексе из критериев Nu, Re и St [59].

В данной модели за основу принималось отрывное течение по всему периметру внутреннего диаметра трубы, а также закрутка части отрывного потока находящегося в пределах за диаметром проволоки спиралевидной

вставки и практически играющего основную роль как в основном вкладе в гидравлическое сопротивление, так и во вкладе в интенсификацию теплообмена. В пользу такого положения говорит факт существенного превышения толщины периодически проводимой по всему периметру отрывной области на всей длине трубы над толщиной зоны 3 – внешней области пограничного слоя, толщина которой составляет примерно 3/4 общей толщины всего пограничного слоя на стенке трубы [59].

Из работы [40] известно, что в зависимости $Nu = Re \times Pr \times St$, где число St , нечто иное, как коэффициент характеризующий сопротивление тепловому потоку, аналогичного определению коэффициента трения по Фаннингу $f = 4 \times \zeta = 4 \times 0,0125 = 0,05$.

Независимо друг от друга Тэйлор, Прандтль и Кольбурн предложили разделить пограничный слой условно на две отдельные области, в одной из которых, прилегающей к стенке, процессы переноса по своей природе являются молекулярными (вязкими), а процессы переноса в другой области полностью определяются турбулентностью. Поэтому в вязком подслое следует очевидный результат $Pr_{эфф} = Pr$. Для турбулентной области принимается аналогия Рейнольдса и поэтому $Pr_{эфф} = 1$, а соотношение между St и коэффициентом f будет:

$$\frac{1}{st} = \frac{2}{f} + 5,6(Pr - 1) \sqrt{\frac{2}{f}}. \quad (2.14)$$

Формула (2.14) приводит к приемлемому согласию с экспериментальными результатами, в том случае если число Pr Прандтля не на много отличается от единицы. Для более высоких значений числа Pr формула (2.14) дает заниженные значения числа Стантона St (α). Этот факт также объясняется тем, что при больших значениях Pr молекулярный перенос импульса происходит с более высокой скоростью, чем молекулярный перенос тепла. Для числа Pr больше единицы рекомендуется расчетная формула (2.15) из работы [25]:

$$\frac{1}{st} = \frac{2}{f} + 5 \left[(Pr - 1) + Ln \frac{1+5Pr}{6} \right] \sqrt{\frac{2}{f}}. \quad (2.15)$$

Математическая модель и методика расчета коэффициента гидравлического сопротивления ζ и коэффициента теплоотдачи St (α) в трубе с витой ленточной вставкой с разным углом закрутки, также известного из экспериментальных работ [19] и [20] в соответствии с рис.8 и рис.9 и теплообменников с витыми профилированными трубами диаметром $\varnothing 18 \times 1$ мм будет представлена в заключительном отчете авторами.

Метод расчета основан на математической модели закрученного потока в витой профилированной трубе и трубе со спиральной проволочной вставкой, которая будет опираться на экспериментальные результаты в

определенном диапазоне по числу Рейнольдса, температуры и определенных углах витой профилированной трубы или спиральной вставки. Также визуализации закрученного потока в прозрачной трубе с витой вставкой, с витой профилированной трубой и со спиралевидной вставкой в прямой трубе.

3 ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА И МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ

3.1 Краткое описание экспериментального стенда для комплексных теплотехнических испытаний

Изучение решения задач интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах, а именно, подогревателей с витыми трубами мощностью до 3,15 МВт проводилось с применением натуральных моделей. В качестве моделей были использованы теплообменными аппараты с профилированными трубами серии ПВ89×3 с витыми (с поперечными перегородками и без) и гладкими трубами.

Непосредственно экспериментальная установка выполнена на производственной базе НАО «АУЭС имени Гумарбека Даукеева» ТОО «Казкотлосервис» и представляет собой комплекс работающий в режиме водогрейный котел (газ или жидкое топливо) в контуре с теплообменником или с баком аккумулятором с нагретой водой объемом 15 м³ в одном контуре с теплообменником. На рис. 2.1 представлена фотография экспериментального стенда.



Рис 3.1 – Общий вид теплообменника ПВ 89*3-1-П-Z-У3 в период подготовки испытаний на специализированном стенде ТОО «Казкотлосервис»

Исследуемые теплообменники устанавливались непосредственно под емкостью, что позволяло практически без потерь подключить его в один контур, как и в случае с работой контура водогрейный котел –

теплообменник. После выхода всей системы в стабилизированный тепловой режим производились все необходимые замеры температуры, расходов воды в контурах, температуры окружающей среды и температура наружной поверхности кожуха теплообменника и атмосферного давления.

Для бесперебойного обеспечения циркуляции теплоносителя установлены дублирующие центробежные насосы типа IRG 65-200А с номинальными параметрами: расход $G = 23,5$ м³ /час, напор $H = 44$, при мощности электродвигателя $N = 5,5$ кВт. Схема подключения насосов подобрана с учетом возможности насосов в параллель для увеличения расходной составляющей, или с подключением в последовательную цепь для возможности подключения к водопроводу и удаленному потребителю.

Для возможности фиксации измеряемых параметров на специализированном стенде предусмотрены все требуемые технические средства для подключения штатных приборов. На площадке помимо электропитания вспомогательного оборудования, осуществлен подвод электрической энергии для возможности питания измерительных приборов при длительных испытаниях или необходимости работы приборов, компьютеров, цифровых мониторинговых систем от электрической сети. В качестве штатных приборов для возможности получения данных температуры для расчетов тепловой производительности и КПД котла по методу обратного баланса установлены: термопары на входе и выходе по прямой и обратной линиям теплоносителя, расходомер, манометр).



Рис. 3.2 – Процесс замены теплообменника ПВ-89*3 с гладкими трубами на витые

Схема подключения исследуемого теплообменника, приборов, задвижек и насосов в двух независимых контурах соединенных между собой представлена на рис. 3.3.

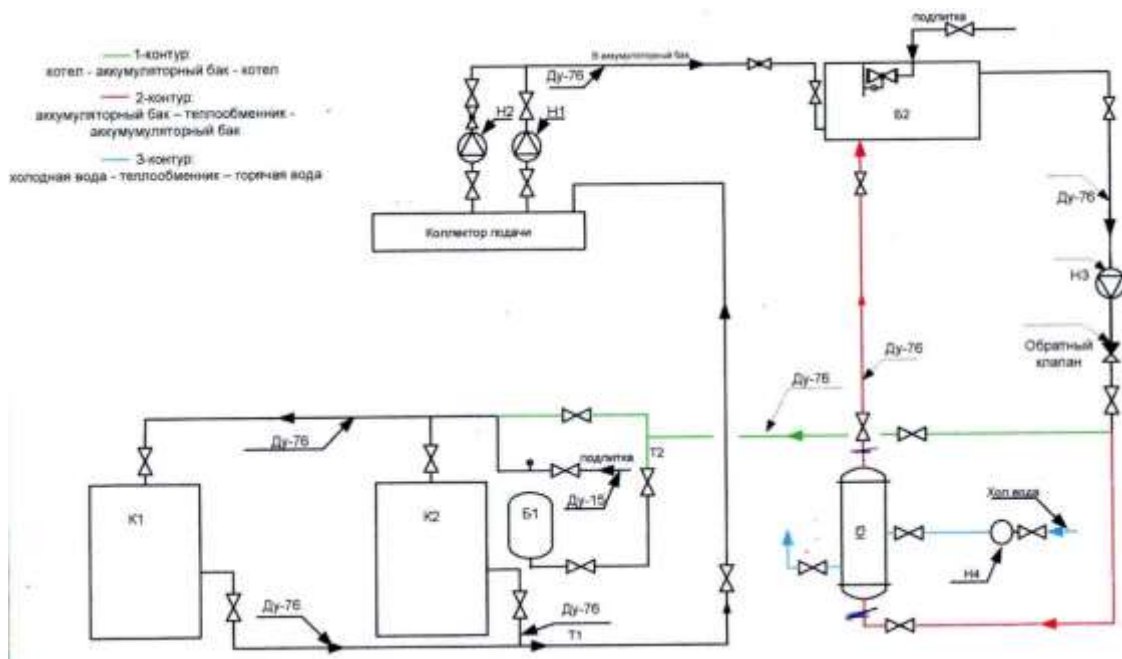


Рис. 3.3 – Типовая схема специализированного стенда для испытаний теплообменника в контуре с емкостями-накопителями

Первый контур, отмеченный зеленым цветом на схеме, соединяет исследуемый теплообменник с одним из двух водогрейных котлов КВа-150 работающем на природном газе или легком жидком топливе. Второй контур, отмеченный красным цветом на схеме соединяет аккумуляторный бак с исследуемым теплообменником. В начале эксперимента включается первый контур водогрейный котел – аккумуляторный бак для нагрева воды в баке до температуры приемлемой в опыте. После достижения высокой температуры воды в баке в работу включается второй контур аккумуляторный бак – исследуемый теплообменник. Таким образом обеспечивается постоянный уровень высокой температуры воды по греющей стороне, когда в последовательные три хода включаются в теплообменнике по десять параллельных труб диаметром 18×1 мм. В первом эксперименте в корпусе теплообменника диаметром 89×4 мм размещались десять профилированных витых труб по форме представленной в разрезе на рис 3.3, а с наружной стороны десяти труб по нагреваемой среде в кожухе первого теплообменника устанавливались поперечные перегородки. Вторым исследовался теплообменник ПВ89×4-П-1,0-2УЗ по ГОСТ 27590-2005 с десятью витыми трубами без поперечных перегородок по нагреваемой среде. Третьим исследовался теплообменник ПВ89×4-Г-1,0-2УЗ по ГОСТ 27590-2005 с десятью гладкими трубами диаметром 18×1 мм в корпусе диаметром 89×4 мм.

В каждом исследуемом варианте теплообменника автономная работа указанных контуров по гидравлической схеме были обеспечены надежно и стабильно, обеспечивались автономными насосами и регулировались задвижками в соответствии со схемой по рис. 3.3.

3.2 Краткое описание конструкции подогревателей с профилированными трубами

В качестве основного объекта исследования в диссертационной работе выступали теплообменные аппараты ПВ 89×3-Г-1,0-2УЗ с гладкими трубами соответствующий ГОСТ 27950-2005 «Подогреватели кожухотрубные водоводяные систем теплоснабжения» и теплообменник ПВ 89×3-П-1,0-2УЗ с профилированными трубами. Большой разницы между этими теплообменниками не имеется, кроме расположенных внутри трубок, изготовленные из латунных нержавеющей трубок в обоих случаях.

Кожухотрубный теплообменник состоит из пучка трубок, которые расположены в своей камере и закреплены на доске либо решетке. Кожух – собственно, название всей камеры, сваренной из листа не менее 4 мм (или больше, в зависимости от свойств рабочей среды), в которой находятся мелкие трубки и доска. В качестве материала для доски используют обыкновенно листовую сталь. Между собой трубки соединяются патрубками, имеются также вход и выход в камеру, перегородки.

В зависимости от мощности колеблется количество труб, диаметр, длина и все габаритные размеры.

Устройство кожухотрубного теплообменника подразумевает соединение сварных труб с доской и крышками, которое может быть разным, равно как и изгиб кожуха.

Еще одной особенностью устройства является расстояние между трубами, которое в 2-3 раза должно превышать их сечение. Благодаря чему коэффициент отдачи тепла является небольшим, и это способствует эффективности всего теплообменника.

Для изготовления теплообменника должны применяться следующие покупные изделия:

- углеродистой стали марок Ст 2 пс и Ст 3 сп по ГОСТ 380;
- стали марок 10, 20 по ГОСТ 1050;
- бесшовные трубы (из нержавеющей стали) по ГОСТ 8731 и ГОСТ 8733.

Общий вид теплообменника ПВ 89×3-1,0-П-Z-УЗ в период монтажа на специализированной испытательной площадке ТОО «Казкотлосервис» [34] приведен на рисунке 3.4.



Рисунок 3.4 – Общий вид теплообменника ПВ 89*3-1,0-П-Z-УЗ

Условное обозначение теплообменника:

ПВ-89х3-П-1,0-УЗ СТ 050440006834-ТОО-01-2021

Где:

ПВ – обозначения одного блока-секции подогревателя;

89-наружный диаметр корпуса блока секции;

3-длина блока секции;

1,0-условное давление сред, МПа;

П-тип теплообменных труб - профилированные;

3-число блоков секции;

УЗ-вид климатического исполнения.

СТ 050440006834-ТОО-01-2021 - обозначение настоящего стандарта организации.

Таблица 3.1 - Основные технические параметры по результатам испытаний составили:

Наименование показателя	Значение		
	ПВ89×4-Г-1,0- 2УЗ	ПВ89×4-П-1,0-2УЗ без.пер./с.попер.	
1. Тепловой поток, номинальный, кВт, не менее	57	57	57
2. Поверхность нагрева теплообменника, м ² ,	1,8	1,8	1,8
3. Рабочее давление воды, МПа (кгс/см ²), не более	0,4 (4,0)	0,4 (4,0)	
4. Расход греющей воды внутри 10- ти труб, м ³ /с	3,08	3,08	3,08
5. Температура греющей воды на входе в ТО, °С	51,24	50,05	52,47
6. Температура греющей воды на выходе из ТО, °С	43,28	38,82	42,5
7. Разность температур воды на выходе и на входе в теплообменник по греющей среде, °С,	7,96	11,23	10,43
8. Температура нагреваемой воды на входе в ТО, °С	19,4	15,3	12,75
9. Температура нагреваемой воды на выходе из ТО, °С	43	42,72	48,45
10. Разность температур воды на выходе и на входе в теплообменник по нагреваемой среде, °С,	23,6	27,42	36,4
11. Расход нагреваемой воды снаружи 10-ти труб, кг/сек,	0,833	0,833	0,833
12. Наружная поверхность трех секций ТО, м ²	3,849	3,849	
13. Масса трубной системы теплообменника, кг, не более			
14. Габаритные размеры, м, не более:			
Длина	4,32	4,32	
Ширина	0,66	0,66	
Высота	-	-	
15. Объем воды по греющей воде внутри тр, м ³ , не менее	0,0318	0,0318	
16. Объем воды по нагреваемой воде, м ² , не менее	0,0455	0,0455	
17. Температура ограждающих поверхностей теплообменника, °С, не более	30	31	31
18. Температура окружающей среды в зоне теплообменника в течение опытов, °С, не менее:	29-30	29-30	
19. Тепло переданное греющей водой, кВт	115,32	162,69	144,43
20. Водогрейный котел КВа-160, кВт, на природном газе*	160	160	



Рисунок 3.5 – Вид гладких труб внутри теплообменного аппарата



Рисунок 3.6 – Вид витых труб внутри теплообменного аппарата

3.3 Методика проведения экспериментальных исследований

Методикой испытаний называется организационно-методический документ, обязательный к выполнению и включающий метод испытаний, отбор проб, алгоритмы выполнения операций по определению одной или нескольких взаимосвязанных характеристик свойств объекта, формы представления данных и оценки точности, достоверности результатов, требования техники безопасности и охраны окружающей среды [53].

Существенное влияние на качество и стоимость исследовательских работ оказывает стенд, на котором выполняют исследования, и контрольно-измерительные приборы, которые при этом применяют [53].

Методика испытаний состоит из следующих разработок: выбора точности измерений, а также схематического положения оборудования. Фиксирование тех значений, которые характеризуют эффективность и экономичность работы приборов, чаще всего производит только с помощью определенных определяемых стандартом приборов. По эксплуатационным щитовым оборудованьям необходимо измерять только вспомогательные величины, которые не используются при составлении теплового баланса агрегата [63].

Когда разработана программа и методика испытаний, приступают к подготовительным работам. К ним относятся: ознакомление с технической документацией, осмотр теплоэнергетического оборудования, составление и передача предприятию задания на подготовительные работы, комплектование приборов и наладочной бригады, технический надзор за выполнением подготовительных работ [5, с. 156] [63].

Измерения могут осуществляться различными методами, выбор которых зависит от характера измеряемой величины, условий измерения и необходимой точности. В практике наиболее часто встречаются следующие [5]:

1) метод непосредственного измерения, в котором физическая величина оценивается непосредственно мерами или измерительными приборами, градуированными в единицах измерений данной физической величины (температура – термометром, давление – манометром и т.д.);

2) дифференциальный метод, в котором оценивается разность между измеряемым значением физической величины и значением известным или разность между двумя значениями физической величины (разность давлений – дифманометром, разность силы токов – логометром и т.д.);

3) нулевой (компенсационный) метод, в котором действие измеряемой физической величины уравнивается действием известной физической величины (измерение термо-э.д.с. термопары – потенциометром, массы – при помощи гирь на рычажных весах и т.д.);

4) метод совпадений (замещений), в котором равномерно чередующиеся сигналы, характеризующие измеряемую величину, сравниваются с сигналами от известной физической величины (частота вращения – стробоскопическим тахометром) [53, 63].

В зависимости от назначения и точности различают приборы: эталонные образцовые и рабочие (лабораторные и технические). Эталонные и образцовые приборы служат для воспроизведения и хранения единиц измерения, для поверки и градуировки рабочих приборов. Лабораторные приборы предназначены для лабораторных и экспериментальных работ в производственных условиях, требующих учета погрешностей. Технические приборы используются для эксплуатационных измерений с точностью, заданной на основании характеристики прибора.



Рис. 3. Общий вид установленных измерительных приборов (газоанализатор с управлением замеров состава уходящих газов в режиме реального времени через ноутбук (зонд в газоходе ближе к котлу), управляющий модуль непрерывного измерения температуры уходящих газов (зонд в газоходе ближе к дымовой трубе), (авторский снимок, 26.10.2018г.)

Погрешность статических измерений, определяющаяся разницей между температурой рабочей среды и температурой датчика, должна быть небольшой. В таблице 2 приведены некоторые причины возникновения погрешностей статических измерений, а также возможные способы их снижения. Погрешности измерений, вызываемые датчиками и измерительными приборами, не рассматриваются в данном разделе.

Для каждого типа прибора устанавливается допустимая погрешность – разность между наблюдаемым показанием прибора x_n и действительным значением измеряемой величины x_d , т.е.

$$\delta = x_n - x_d \quad (3.1)$$

Допустимая погрешность, отнесенная к предельному значению шкалы прибора хпр, называется погрешностью и считается классом точности прибора (ГОСТ 2405-88) [7, с. 52]:

$$\delta_{\text{пр}} = \delta_{\text{хпр}} = \frac{x_n - x_d}{x_{\text{пр}}} \quad (3.2)$$

Технические приборы обычно имеют класс точности не выше 0,5. Классы точности от 0,005 до 0,5 включительно относятся к образцовым и лабораторным приборам. Во время испытания можно использовать портативные и врезные приборы, так с помощью врезного манометра можно измерить давление среды, а с помощью врезного термометра основанного на термопаре, можно наиболее точно измерить температуру. [53].

При этом при всем приборы используемые во время испытания должны иметь высокий класс точности и обязательно действующие сертификаты калибровки, собственно говоря что и способствует качественному проведению и снятию показателей во время испытаний.

Погрешности измерения могут быть значительно уменьшены или даже практически исключены введением поправок к результатам измерений.

Абсолютной поправкой прибора называется погрешность, взятая с обратным знаком:

$$\Delta = -\delta = x_d - x_n \quad (3.3)$$

На погрешность измерения могут оказывать существенное влияние температура, атмосферное давление и влажность окружающей среды. Для измерительных приборов установленная температура окружающей среды, равная $20 \pm 5^\circ\text{C}$, называется нормальной и учитывается при градуировке прибора. Отклонение температуры окружающей среды от нормальной вызывает дополнительную погрешность измерений [53].

Постоянство показаний прибора оценивается вариацией, определяемой как наибольшая разность между результатами измерений одной и той же величины, произведенных в одних и тех же условиях. Погрешности, вызываемые вариацией, могут значительно ограничивать полезную область применения прибора. В образцовых приборах вариация не должна превышать 0,2 деления шкалы, а в технических приборах 0,5. Точность показаний прибора значительно зависит от его чувствительности S:

$$S = \frac{\delta_{\text{п}}}{\delta A} \quad (4)$$

где $\delta_{\text{п}}$ – линейное или угловое перемещение указателя; δA – число единиц измеряемой величины, соответствующих $\delta_{\text{п}}$.

Достоверность результатов измерения, получаемых с применением измерительного прибора, %:

$$\xi = \sqrt{\xi_n^2 + \xi_{\text{пр}}^2}, \quad (3.4)$$

Проверка эффективности работы исследуемого объекта заключается в сопоставлении теоретических значений и данных полученных экспериментальным путем, полученных при проверке работы в действительности на определенных параметрах с несколькими режимами и записью всех показателей. Минимальная погрешность, полученная при сопоставлении полученных данных с теоретическими расчетами, и будет указывать на подтверждение эффективности работы исследуемого объекта.

Как правило, важно проведение исследования тогда, когда трудно добиться устойчивой работы системы. При этом должны быть рассмотрены эксплуатационные характеристики важнейших компонентов и контрольно-измерительного оборудования. Именно эта цель и преследуется во время проведения реальных испытаний. При подготовке и проведении испытаний должна быть обеспечена требуемая точность измерения, определяемая поставленными задачами, что достигается подбором соответствующего класса приборов, правильностью их установки, полнотой введения поправок, дублированием основных измерений и т.д. [53].

Точность измерений зависит от качества применяемых измерительных приборов, монтажа и способа установки прибора, условий работы измерителя и индивидуальных особенностей наблюдателя (его опыта). В этом случае роль играет все оборудование, его класс точности и правильная установка.

Температура измеряется с помощью ртутных лабораторных термометров, а в труднодоступных местах с помощью термопар или термометров сопротивления, устанавливаемых в термометрических гильзах. Для измерения расхода сетевой воды, как правило, должны использоваться специальные дифманометры с необходимыми параметрами. Время проведения испытания зависит от количества исследуемых режимов и интервала снятия показаний. Для наиболее точных значений и для углубленного анализа данных по испытанию рекомендуется не менее 5-7 измерений за определенный промежуток времени [53].

Когда разработана программа и методика испытаний, приступают к выполнению подготовительных работ. Прежде всего предприятию выдается задание на изготовление и установку диафрагм, гильз для термометров, газообразных трубок, щупцов для измерения давлений, щитков для установки приборов, столов и других необходимых приспособлений.

При комплектации приборов и материалов необходимо обращать внимание на подбор исправных приборов, обеспечивающих желаемую точность измерений. Приборы для измерения определяющих величин следует комплектовать с запасом.

При упаковке, транспортировке и распаковке приборов следует проявлять осторожность, чтобы не вывести их из строя.

После распаковки приборы проверяют внешним осмотром.

До начала установки приборов следует заготовить необходимые материалы.

Контрольно-измерительные приборы устанавливаются таким образом, чтобы один наблюдатель имел возможность обслуживать несколько приборов без лишней затраты времени. Для этого измерительные приборы должны быть сгруппированы в определенных местах, удобных для наблюдений и обслуживания. Группировать приборы желательно с учетом комплектации приборов в одном месте для однотипных измерений, например, расходов, разрежений (давлений), температур, газового анализа и т.д. [53].

Подготовительный этап для пуска агрегата перед испытанием заключается в ликвидации эксплуатационных недостатков в его работе (уплотнение газового тракта, внутренняя и наружная очистка поверхностей нагрева котлов, проверка регулирующих шиберов и арматуры, ликвидация дефектов, выявленных при осмотре горелок, гарнитуры, обмуровки и т.д. [53].

В период подготовки агрегата руководителю испытаний необходимо внимательно ознакомиться с режимом его работы и регулированием процесса горения эксплуатационным персоналом; провести наружный осмотр агрегата; проверить регулировочные шиберы подачи воздуха и задвижки, регулирующие подачу газа; ознакомиться с показаниями эксплуатационных контрольно-измерительных приборов, проверить правильность их работы и проанализировать по ним режим работы агрегата.

Обязательны журнал испытаний, которые подготавливаются до начала испытания. В журналах наблюдений графы для показания точек, должны быть размещены, как правило, в том порядке что соответствует кратчайшему пути обхода всех измерительных приборов [53].

Обработки результатов измерений и составление сводных таблиц проводится инженерно-техническими работниками бригады под непосредственным наблюдением и участием руководителя испытаний в соответствии с разработанной методикой испытаний.

Составляет технический отчет, как правило, руководитель испытаний. Технический отчет по испытанию агрегата должен содержать все этапы проделанной работы. В отчете должно быть отображено проанализированные результаты испытаний, должна быть дана критическая оценка полученных показателей, установлены и выбраны определенных мероприятия, направленные на улучшение эффективности и экономичности работы агрегата. Выводы по проделанной работе излагаются сжато и конкретно. Отчет иллюстрируется чертежами испытанной установки, графиками зависимостей, схемами и другими данными, необходимыми для пояснения текста. [64].

4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ С ПРОФИЛИРОВАННЫМИ ТРУБАМИ

4.1 Методика обработки экспериментальных данных

Методика обработки экспериментальных данных производилась по широко известным формулам, ранее использованным при обработке других экспериментальных измерений.

Полезно воспринятое тепло нагреваемой средой в первом опыте с профилированными трубками и наружными перегородками внутри теплообменника диаметром трубы 89×4 мм обрабатывалось по формуле:

$$Q_{\text{нагр}}^1 = 4,188 \times G_{\text{нагр}} \times (t_{\text{н}}^1 - t_{\text{н}}^2), \quad (4.1)$$

где $t_{\text{н}}^1$ - температура нагреваемой воды на входе в теплообменник, $t_{\text{н}}^2$ - температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника, $G_{\text{нагр}}$ - секундный расход нагреваемой воды по схеме противотока внутри трубы диаметром 89×4 мм и снаружи десяти труб диаметром 18×4 мм, $Q_{\text{нагр}}^1$ - количество тепла воспринятое нагреваемой водой в первом опыте с профилированными трубками и с наружными поперечными перегородками.

Тепло отданное греющей средой (водой) в первом опыте рассчитывалось по формуле:

$$Q_{\text{гр}}^1 = 4,188 \times G_{\text{гр}} \times (t_{\text{г}}^1 - t_{\text{г}}^2), \quad (4.2)$$

где $t_{\text{г}}^1$ - температура греющей воды на входе в теплообменник, $t_{\text{г}}^2$ - температура греющей воды на выходе из теплообменника, $G_{\text{гр}}$ - секундный расход греющей воды внутри десяти труб диаметром 18×4 мм, $Q_{\text{гр}}^1$ - количество тепла отданное греющей водой в первом опыте с профилированными трубками и с наружными поперечными перегородками.

Полезно воспринятое тепло нагреваемой средой во втором опыте только с профилированными десятию трубками диаметром 18×4 мм обрабатывалось по формуле:

$$Q_{\text{нагр}}^2 = 4,188 \times G_{\text{нагр}}^2 \times (t_{\text{н}2}^1 - t_{\text{н}2}^2), \quad (4.3)$$

где $t_{\text{н}2}^1$ - температура нагреваемой воды во втором опыте на входе в теплообменник, $t_{\text{н}2}^2$ - температура нагреваемой воды во втором опыте на выходе из теплообменника, $G_{\text{нагр}}^2$ - секундный расход нагреваемой воды во втором опыте по схеме противотока внутри трубы диаметром 89×4 мм и

снаружи десяти профилированных труб диаметром 18×4 мм, $Q_{\text{нагр}}^2$ - количество тепла воспринятое нагреваемой водой во втором опыте только с профилированными трубками без наружных перегородок.

Тепло отданное греющей водой во втором опыте рассчитывалось по формуле:

$$Q_{\text{гр}}^2 = 4,188 \times G_{\text{гр}}^2 \times (t_{\text{р}2}^1 - t_{\text{р}2}^2), \quad (4.4)$$

где $t_{\text{р}2}^1$ - температура греющей воды во втором опыте на входе в теплообменник, $t_{\text{р}2}^2$ - температура греющей воды во втором опыте на выходе из теплообменника, $G_{\text{гр}}^2$ - секундный расход греющей воды во втором опыте внутри десяти труб диаметром 18×4 мм, $Q_{\text{гр}}^2$ - количество тепла отданное греющей водой во втором опыте только с профилированными трубками без наружных перегородок.

Полезно воспринятое тепло нагреваемой средой в третьем опыте только с гладкими десятию трубками диаметром труб 18×4 мм обрабатывалось по формуле:

$$Q_{\text{нагр}}^3 = 4,188 \times G_{\text{нагр}}^3 \times (t_{\text{н}3}^1 - t_{\text{н}3}^2), \quad (4.5)$$

где $t_{\text{н}3}^1$ - температура нагреваемой воды в третьем опыте на входе в теплообменник, $t_{\text{н}3}^2$ - температура нагреваемой воды в третьем опыте на выходе из теплообменника, $G_{\text{нагр}}^3$ - секундный расход нагреваемой воды в третьем опыте по схеме противотока внутри трубы диаметром 89×4 мм и снаружи десяти гладких труб диаметром 18×4 мм, $Q_{\text{нагр}}^3$ - количество тепла воспринятое нагреваемой водой в третьем опыте только с гладкими трубками.

Тепло отданное греющей водой в третьем опыте рассчитывалось по формуле:

$$Q_{\text{гр}}^3 = 4,188 \times G_{\text{гр}}^3 \times (t_{\text{р}3}^1 - t_{\text{р}3}^2), \quad (4.6)$$

где $t_{\text{р}3}^1$ - температура греющей воды в третьем опыте на входе в теплообменник, $t_{\text{р}3}^2$ - температура греющей воды в третьем опыте на выходе из теплообменника, $G_{\text{гр}}^3$ - секундный расход греющей воды в третьем опыте внутри десяти гладких труб диаметром 18×4 мм, $Q_{\text{гр}}^3$ - количество тепла отданное греющей водой в третьем опыте только с гладкими трубками.

Во всех трех опытах потери тепла в окружающую среду определялись измерениями температуры наружной поверхности теплообменников по всей длине и по трем секциям на протяжении всего эксперимента. Температура окружающей среды измерялась непосредственно возле

поверхности секций теплообменника на протяжении всего эксперимента и фиксировалась.

Потери тепла в окружающую среду определяются по эмпирической формуле $q_5 = f(Q_5)$, установленной для котлов малой мощности и теплообменных аппаратов по методике [2/1] и вычисляют по формуле:

$$q_5 = \frac{Q_{\text{пов}}}{Q_{\text{полн}}} 100\%, \quad (4.7)$$

где $Q_{\text{пов}}$ - потери тепла через внешние поверхности теплообменника, кДж, $Q_{\text{полн}}$ - полное количества тепла отданное греющей средой, в нашем случае это $Q_{\text{гр}}^1$, $Q_{\text{гр}}^2$ и $Q_{\text{гр}}^3$.

Потери тепла через внешние поверхности теплообменника определяются по формуле:

$$Q_{\text{пов}} = F_{\text{пов}} \bar{q}_{\text{пов}} T, \quad (4.8)$$

где $F_{\text{пов}}$ – общая площадь всей внешней поверхности теплообменника, м², $\bar{q}_{\text{пов}}$ – средний тепловой поток от всей наружной поверхности теплообменника в окружающую среду, вычисленный по формуле:

$$\bar{q}_{\text{пов}} = \alpha_{\text{пов}} (\bar{t}_{\text{пов}} - \bar{t}_{\text{ос}}), \quad (4.9)$$

где $\alpha_{\text{пов}}$ – результирующий коэффициент теплоотдачи от всей внешней поверхности теплообменника, кВт/(м²×°С), $\bar{t}_{\text{пов}}$ – средняя температура внешней поверхности теплообменника, °С, $\bar{t}_{\text{ос}}$ – средняя температура окружающей среды у теплообменника, °С.

Результирующий коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{пов}}$ вычисляют по формуле методики [2/1]:

$$\alpha_{\text{пов}} = 1,66 \times 10^{-3} \times \sqrt[3]{\bar{t}_{\text{пов}} - \bar{t}_{\text{ос}}} + \frac{5,12}{\bar{t}_{\text{пов}} - \bar{t}_{\text{ос}}} \times \frac{(273 - \bar{t}_{\text{пов}})^4 - (273 - \bar{t}_{\text{ос}})^4}{10^{11}}, \quad (4.10)$$

где, $\bar{t}_{\text{пов}}$ – среднюю температуру внешней поверхности трех секционного теплообменника ПВ89×4-П-1,0-2УЗ и ПВ89×4-Г-1,0-2УЗ вычисляют по формуле:

$$\bar{t}_{\text{пов}} = \frac{t_{1\text{пов}}F_1 + t_{2\text{пов}}F_2 + t_{3\text{пов}}F_3}{F_{\text{пов}}}, \quad (4.11)$$

Во время проведения опытов на всех трех теплообменниках производилось постоянное измерение температуры поверхности каждой секции теплообменника для контроля за температурой наружной поверхности теплообменников.

4.2 Результаты экспериментальных исследований водо-водяных подогревателей

Были проведены экспериментальные исследования, состоящие из натуральных испытаний головных (опытных) образцов подогревателей в трех вариациях – с гладкими трубками, с профилированными трубками, с профилированными трубками и организованными перемычками в секциях. Результаты, полученные по итогам испытаний для подогревателей, оснащенных профилированными трубами, сведены в таблицу 4.1.

Испытания проводились для теплообменного аппарата серии водо-водяных подогревателей и типоразмера ПВ89×4-П-1,0-2УЗ, где 89 – диаметр основной (рабочей) части теплообменного аппарата.

Таблица 4.1 – Основные результаты экспериментальных исследований в комплектации подогревателей с профилированными трубами

Фиксация периода (время)	Значение температуры на входе (для проф.трубы), в гр.С	Значение температуры на выходе (для проф. трубы), в гр.С	Фиксированный расход греющей среды кг/с
13:04:54	54,1	45,5	3,5
13:11:01	53,1	42,6	
13:14:55	52,8	42,2	
13:19:57	52,3	42,1	
13:25:00	51,8	43,2	

В таблице 4.2 представлены основные результаты испытаний для подогревателей, в комплектации имеющих профилированные трубы и перегородки внутри секций.

Таблица 4.2 - Основные результаты экспериментальных исследований в комплектации подогревателей с профилированными трубами и перегородками

Фиксация периода (время)	Значение температуры на входе (для проф.трубы), в гр.С	Значение температуры на выходе (для проф. трубы), в гр.С	Фиксированный расход греющей среды кг/с
14:04:52	50,1	43,4	3,5
14:09:44	51,2	41,3	
14:16:01	49,1	36,4	
14:20:04	50,1	38,2	
14:24:42	49,6	39,0	

Для возможности сравнения были также проведены испытания и для названного подогревателя ПВ89×4-П-1,0-2УЗ с гладкими прямыми трубами, результаты представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 - Основные результаты экспериментальных исследований в комплектации подогревателей с гладкими трубами

Фиксация периода (время)	Значение температуры на входе (для гл.трубы), в гр.С	Значение температуры на выходе (для гл. трубы), в гр.С	Фиксированный расход греющей среды кг/с
15:46:54	52,1	43,8	3,5
15:53:03	51,6	43,7	
15:56:55	51,2	43,3	
16:02:01	50,7	42,8	
16:07:14	50,3	42,4	

В эксперименте, как было показано в предыдущих главах в качестве источника тепловой энергии (горячего теплоносителя) был использован комплекс, состоящий из замкнутого контура с источником в виде водогрейного котла КВа-150, расположенного в исследовательской котельной ТОО «Казкотлосервис». Котел работал на природном газе, в ходе выполнения комплексных экспериментальных исследований (теплотехнических испытаний) по нему также проводились замеры и исследования. Предварительно была проведена процедура стабилизации режима нагрева, для выхода на стационарные параметры, что заняло порядка 20 минут. По полученным данным видно, что в среднем температура входя горячего теплоносителя в теплообменный аппарат находилась на уровне 52-53°C, а на выходе из теплообменного аппарата соответственно 40-42°C. Расход греющей среды, обеспечиваемый насосом циркуляционной системы держался на постоянном уровне и составил 3,5 кг/с.

Фактически для проведения испытаний проводилось несколько серий экспериментов, в которых были получены необходимые отчетные данные для проведения исследования.

Основными показателями для оценки стабильности процесса нагрева и оценки тепловой эффективности теплообменников в целом также проводилась фиксация значений температур на входе и выходе в/из теплообменного аппарата по нагреваемой среде. Здесь также были зафиксированы значения для трех вариаций комплектаций - с гладкими трубами (таблица 4.3), с профилированными трубками (4.1) и с профилированными трубками в комплексе с перегородками внутри секций (таблица (4.2).

По всем трем проведенным испытаниям максимально выдерживалось постоянное значение расхода нагреваемой среды.

Таблица 4.4 - Основные результаты испытаний теплообменного аппарата в комплектации с прямыми трубами (значения по нагреваемой среде)

Фиксация	Значение	Значение	Фиксированный
----------	----------	----------	---------------

периода (время)	температуры на входе (для гл.трубы), в гр.С	температуры на выходе (для гл. трубы), в гр.С	расход греющей среды кг/с
15:46:34	19,8	43,3	1,16
15:51:53	19,6	43,5	
15:52:23	19,3	43,1	
16:02:01	19,2	42,6	
16:06:00	19,1	42,5	

Таблица 4.5 - Основные результаты испытаний теплообменного аппарата в комплектации с профилированными трубами (значения по нагреваемой среде)

Фиксация периода (время)	Значение температуры на входе (для проф.трубы), в гр.С	Значение температуры на выходе (для проф. трубы), в гр.С	Фиксированный расход греющей среды кг/с
13:05:01	20,1	46,7	0,84
13:09:09	13,5	48,1	
13:14:59	12,2	48,5	
13:20:01	12,1	48,3	
13:25:17	13,1	48,7	

Таблица 4.6 - Основные результаты испытаний теплообменного аппарата в комплектации с профилированными трубами и перегородками (значения по нагреваемой среде)

Фиксация периода (время)	Значение температуры на входе (для проф.трубы), в гр.С	Значение температуры на выходе (для проф. трубы), в гр.С	Фиксированный расход греющей среды кг/с
14:05:07	12,5	46,7	1,3
14:10:15	12,7	47,6	
14:15:25	17,0	35,0	
14:19:24	14,1	43,7	
14:24:39	17,3	44,2	

Из представленных в таблицах данных видно, что несколько нестабильным является расход нагреваемой среды, однако это еще и связано с изменяющимся гидравлическим сопротивлением в канале. В целом видно, что средняя температура на входе для нагреваемой среды составила порядка 12-15°C и в другом эксперименте на уровне 17-19°C. По температуре на выходе нагреваемая среда имела температуру в диапазоне 43-44°C, и в следующей серии эксперимента 45-47°C.

В целом для обеспечения стационарного, т.е. стабильного в продолжительности всего эксперимента режима течения нагреваемой и

греющей среды были по схеме приняты несколько решений, в том числе был использован бак-аккумулятор нагретой воды для бесперебойности подачи теплоносителя единой температуры на вход в теплообменники.

Основные значения для определения эффективности теплообменных аппаратов в части определения коэффициентов Нуссельта, Рейнольдса и коэффициента гидравлического сопротивления сведены в таблицах 4.7 и 4.8.

Таблица 4.7 – Основные результаты расчетов коэффициента теплоотдачи и теплового потока с оценкой погрешности расчета (по греющей среде)

Знач. Re (по греющ.среде)	Знач гидр.сопр. в диапазоне ζ $\ln 1000\zeta$	Знач коэф теплоотд. α (Вт/м ² °С)	Логарифмир. знач. числа Re	Знач. тепл. потока $Q_{гр}$, кВт	Знач. числа Nu (логариф.м)	Оценочн. Погреш. $\Delta Q/Q$, %
47228	0,0364 3,59	14626 7435	10,76	144,43	363 5,89	12,99
44866	0,0369 2,99	18321 7148	10,7	162,69	457 6,12	7,3
47099	0,02145 3,07	12122 6534	10,76	115,32	301 5,71	-0,61

Таблица 4.8 - Основные результаты расчетов коэффициента теплоотдачи и теплового потока с оценкой потерь в окр.ср. (по нагреваемой среде)

Знач. Re (по нагр.среде)	Знач гидр.сопр. в диапазоне ζ $\ln 1000\zeta$	Знач коэф теплоотд. α (Вт/м ² °С)	Логарифмир. знач. числа Re	Знач. тепл. потока $Q_{гр}$, кВт	Знач. числа Nu (логариф.м)	Оценоч. потери q_5 , %
59677	0,0202 3,00	4006	10,99	124,55	5,66	0,77
90764	0,0182 2,90	5828	11,41	149,25	6,00	0,92
84899	0,0185 2,91	5147	11,35	114,62	5,93	1,22

Как видно из таблиц, представленных выше по греющей и нагреваемой средам, для всех вариантов с использованием профилированных трубок и с поперечными перегородками отмечается количество тепловой энергии, переданного от греющей среды на уровне 144,4 кВт, тогда как количество принятого нагреваемой средой потока тепловой энергии составило всего 125 кВт. Если рассматривать вариант с профилированными трубками, но без перегородок внутри секций, то можно отметить, что суммарный переданный тепловой поток составил порядка 163 кВт, а воспринятый на уровне 154 кВт. Также проведя сравнение с данными испытаний теплообменного аппарата с

гладкими трубками видно, что здесь поток от греющей среды уже находится в пределах 115,3 кВт, и воспринятый нагреваемой средой поток практически приблизился к этому значению и составил 114,6 кВт.

В эксперименте использовался подогреватель, внутри которого располагалось 10 теплопередающих трубок. И сравнивая полученные данные для трех конструкций с прямыми гладкими, профилированными трубками, и комбинированный вариант с профилированными трубками и перегородками, видно, что для комбинированного варианта воспринята теплота меньше принятой на 16%, что является достаточно большим разрывом, и может быть объяснено наличием застойных зон, или зон торможения потока сразу после перегородок. Здесь нужно отметить, что при диаметре теплообменника в 89мм оказывается недостаточным поперечный шаг расположения труб для организация полноценного поперечного обтекания потока, поэтому в данном типоразмере данный вариант наименее рационален. Но по результатам четко прослеживается процесс интенсификации от комбинированного метода за счет нескольких видов турбулизаторов потока.

При сравнении результатов эксперимента для профилированных трубок и гладких прямых трубок также нужно отметить, что фактически теплоотдача при использовании отличных от типовых гладких трубок увеличивается, и конкретно для использованных профилированных труб это увеличение составило 23,2%. Таким образом можно однозначно сделать вывод о возможности корректировки конструктивно длины подогревателей с использование профилированных трубок как интенсификаторов теплообмена. Этот эффект и был положен в основу разрабатываемых конструкций [48,49].

Потери тепла q_5 в окружающую среду при обработке экспериментальных результатов складывались из потерь тепла непосредственно корпуса из трубы диаметром 89 мм с температурой стенки сопоставимой с температурой окружающей среды. Вторая составляющая потерь тепла складывается от потерь двух отводов по 180° радиусом 280 мм и диаметром 89 мм, которая является более существенной из-за высокой температуры греющей среды со средней температурой в первом опыте $47,5^\circ\text{C}$, во втором опыте $44,4^\circ\text{C}$ и в третьем опыте $47,3^\circ\text{C}$ при значении температуры окружающей среды в среднем за три опыта $29 - 30^\circ\text{C}$ [48,49].

При этом суммарные потери q_5 в окружающую среду, приведенные в седьмом столбце в строке для нагреваемой воды, составили для первого подогревателя с профилированными трубками и поперечными перегородками $46,9 + 1064 = 1111$ Вт или $q_5 = (1,11/144,43) \times 100\% = 0,77\%$. Для второго теплообменника с профилированными трубками потери трех прямых участков составляют 41,6 Вт, а потери двух отводов по 180° 1455 Вт или совместно дают потери тепла $q_5 (1,496/162,69) \times 100\% = 0,92\%$.

В третьем эксперименте с гладкими трубками потери тепла q_5 трех прямых участков составляют 65,8 Вт, а потери двух отводов по 180° - 1348 Вт или $(1,41/115,32) \times 100\% = 1,22\%$.

Отсутствие теплоизоляции во всех трех теплообменниках, которые состоят из двух отводов каждая по 180° радиусом 280 мм и диаметром 89 мм, суммарные тепловые потери составили в первом опыте 1064 Вт, во втором опыте с профилированными трубами без поперечных перегородок 1455 Вт и в третьем подогревателе с гладкими трубами 1348 Вт. Отличие в потерях объясняется разным уровнем средней температуры наружной поверхности подогревателей зависящей в основном от средней температуры нагреваемой воды, обтекаемой с наружной части десяти трубок в каждой секции и особенно разным уровнем температур греющей среды в каждом из двух отводов по 180° . Полученные значения потерь тепла в окружающую среду q_5 наружными поверхностями секций теплообменников приемлемы [48,49].

Относительная погрешность $\Delta Q/Q_{\text{греющ}} = 12,99\%$, приведенная в седьмом столбце таблицы 4.8а по тепловому балансу в начале эксперимента объясняется авторами недостаточной продолжительностью времени работы системы котел КВа-150 – теплообменник ПВ89×4-П-1,0-2У3 продолжавшееся до 90 минут и выхода на режим стационарной температурной стабилизации и прогрева всех наружных элементов системы. Тем не менее, экспериментальные результаты позволяют сделать основной вывод проведенных исследований о высокой тепловой эффективности теплообменников с профилированными трубками и с поперечными перегородками относительно теплообменников с гладкими трубками, поскольку измеряемые тепловые потоки превосходят потери тепла в окружающую среду на два порядка. При этом относительная погрешность по общему балансу тепла в первом опыте $\Delta Q/Q_{\text{греющ}}$ составила 12,99 %, во втором опыте $\Delta Q/Q_{\text{греющ}}$ составило 7,3% и в третьем опыте $\Delta Q/Q_{\text{греющ}}$ составило -0,61 %, что позволяет уверенно утверждать о достаточно приемлемом уровне точности проведенных измерений и дает основание для выдачи квалифицированного заключения и обоснования выводов по результатам экспериментальной части работы [48,49].

В данном седьмом столбце представленные относительные погрешности теплового баланса $\Delta Q/Q_{\text{греющ}}$, составлены таким образом, что значения в числителе определялись как разность между количеством тепла отданного греющей водой $Q_{\text{греющ}}$ и количеством тепла полученного нагреваемой водой $Q_{\text{нагр}}$ и суммарными потерями тепла ΣQ_5 или в виде $\Delta Q = Q_{\text{греющ}} - Q_{\text{нагр}} - Q_5$. Где суммарные потери тепла ΣQ_5 в первом опыте составили $\Sigma Q_5 = 46,9 + 1064 = 1111$ кВт, во втором опыте $\Sigma Q_5 = 41,6 + 1455 = 1496$ кВт и в третьем опыте $\Sigma Q_5 = 65,8 + 1348 = 1414$ кВт [48,49].

В первом столбце таблицы 4.8а представлены числа Рейнольдса для греющей среды – воды, проходящей по десяти трубам с внутренним диаметром 16 мм. Следует отметить, что числа Рейнольдса для профилированных витых труб отличаются от гладких труб незначительно и составляют 47228 и 44866 соответственно, в гладких трубах $Re = 47099$. Это объясняется тем, что во втором опыте с профилированными трубками поток воды имеет среднюю температуру ниже, чем в первом и втором опытах. В

первых двух опытах с профилированными трубами поток воды закручивается за счет винтовых выступов навитых в правую сторону с шагом навивки $h/d = 0,2$ и с высотой выступающих внутрь выступов в трубках $h = 1,2 \div 1,4$ мм. Винтовая правая накатка снаружи труб обеспечивает вращательное движение воды внутри каждой из десяти профилированных труб и тем самым снижается средняя скорость движения воды по трубам, при одинаковых расходах и напорах воды. Во втором столбце таблицы 4.8а гидравлическое сопротивление движению закрученного потока воды выше, чем гидравлическое сопротивление потока воды в гладких десяти трубках без вращения в третьем режиме третья строка. По греющей воде в тепловых и гидродинамических расчетах за эквивалентный диаметр трубки принимался внутренний диаметр $d_{\text{эКВ}} = 0,016$ мм [48,49].

Коэффициент теплоотдачи α в трех экспериментах определялся по известной формуле:

$$\alpha = \frac{Q}{F\Delta t_{\text{лог}}}. \quad (4.12)$$

Значения логарифмического температурного напора рассчитываем по формуле (2.13):

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{t_{\text{Г}}^1 - t_{\text{Г}}^2}{\ln \frac{t_{\text{Г}}^1 - t_{\text{СТ}}}{t_{\text{Г}}^2 - t_{\text{СТ}}}}, \quad (4.13)$$

где $t_{\text{Г}}^1$ - температура горячей воды на входе в теплообменник, $t_{\text{Г}}^2$ - температура горячей воды на выходе из теплообменника, $t_{\text{СТ}}$ - температура стенки со стороны горячей воды в теплообменнике измеренные в опытах. Соответствующие значения среднего логарифмического температурного напора по греющей среде составила соответственно: $\Delta t_{\text{лог}1} = 16,3$ °С, $\Delta t_{\text{лог}2} = 14,7$ °С, $\Delta t_{\text{лог}3} = 15,7$ °С. Предварительно подставляя в формулу (2,12) экспериментально полученные величины $Q_{\text{ГР.1}} = 144,43$ кВт, $Q_{\text{ГР.2}} = 160,62$ кВт и $Q_{\text{ГР.3}} = 115,32$ кВт, для профилированных трубок размещенных в пятом столбце таблицы 4.8а и известные параметры теплообменника с внутренним диаметром трубок $d = 0,016$ мм и длиной трех секций по 4 м в сумме составляющих 12 м. Результаты расчетов позволили рассчитать коэффициенты теплоотдачи в трех вариантах теплообменников которые составили $\alpha_1 = 14626$ Вт/м²°С, $\alpha_2 = 18321$ Вт/м²°С и $\alpha_3 = 12122$ Вт/м²°С [48,49].

Опытные значения коэффициентов теплоотдачи для двух первых режимов для теплообменников с профилированными трубами составляет 14626 Вт/м²°С и 18321 Вт/м²°С соответственно и представлены в третьем столбце таблицы 4.8а. Коэффициент теплоотдачи в теплообменнике с гладкими трубами меньше на 17,1 % меньшего значения коэффициента теплоотдачи в первом опыте α_1 и составил $\alpha_3 = 12122$ Вт/м²°С. Увеличение коэффициента теплоотдачи по горячей воде в профилированных трубках относительно гладких трубок объясняется вращательным движением воды и

увеличением скорости воды у внутренней стенки каждой из десяти трубок каждой секции теплообменника. При этом существенно снижается толщина пограничного слоя, где и сосредоточено основное тепловое сопротивление теплоотдаче от ядра потока к внутренней стенке трубки [48,49].

Для нагреваемой воды значения коэффициента теплоотдачи соответственно равны: 4006 Вт/м²°С; 5828 Вт/м²°С и 5147 Вт/м²°С, расчет производился аналогичным методом. Низкие значения объясняются тем, что течение происходит в межтрубном пространстве между десятью трубками и внутри трубы диаметром 89×4 мм с заметно меньшей скоростью 0,319 м/с в относительно большем поперечном сечении на 22,9 % больше, чем суммарное поперечное сечение десяти трубок. При этом расчеты проводились с эквивалентным диаметром равным $d_{\text{экв}} = 4F/P = 0,0184$ м и во втором варианте расчеты проводились с диаметром определенным из суммарного поперечного сечения межтрубного пространства эквивалентного трубе с диаметром $d = 0,0576$ м. За основу принимались результаты расчетов основанных на формуле эквивалентного диаметра $d_{\text{экв}} = 4F/P = 0,0184$ м. Во всех трех опытах число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи, а также расчет гидродинамики и теплообмена проводился по эквивалентному диаметру в соответствии с Нормативным методом [Н.М].

В пятом столбце представлены вычисленные значения по экспериментальным результатам количество тепла переданное греющей водой. В первом теплообменнике с профилированными трубками и поперечными перегородками $Q_{\text{греющ}} = 144,43$ кВт, во втором теплообменнике с профилированными трубками $Q_{\text{греющ}} = 162,69$ кВт и в третьем теплообменнике с гладкими трубками $Q_{\text{греющ}} = 115,32$ кВт.

Для нагреваемой воды полученное экспериментально полезное количества тепла в первом теплообменнике с профилированными трубками и поперечными перегородками $Q_{\text{нагр1}} = 124,55$ кВт, во втором теплообменнике с профилированными трубками $Q_{\text{нагр2}} = 149,25$ кВт и в третьем теплообменнике с гладкими трубками $Q_{\text{нагр3}} = 114,62$ кВт.

Для определения плотности теплового потока q в каждом эксперименте рассчитывался коэффициент теплопередачи k по известной формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.14)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи для греющей среды к внутренней стенке профилированной или прямой трубы в каждом из опытов, α_2 – коэффициент теплоотдачи для нагреваемой среды от наружной стенки профилированной или прямой трубы в каждом из опытов, $\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенки профилированной или прямой трубы, $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности стенки профилированной или гладкой трубы.

В расчетах коэффициента теплопроводности расчет проводился по среднеарифметической разности температур, так как во всех трех экспериментах величина $(t_{ж1}^1 - t_{ж2}^2)/(t_{ж1}^2 - t_{ж2}^1) < 1,5$.

Среднеарифметические температуры составили: $\Delta t_a^1 = 16,9$ °С, $\Delta t_a^2 = 15,4$ °С и $\Delta t_a^3 = 16$ °С, а коэффициенты теплопередачи соответственно $k_1 = 2932$ Вт/(м²×°С), $k_2 = 4032$ Вт/(м²×°С) и $k_3 = 3329$ Вт/(м²×°С). Расчетные значения плотности теплового потока составили для трех опытов:

$q_1 = 2932 \times 16,9 = 45550$ Вт/м², $q_2 = 4032 \times 15,4 = 62093$ Вт/м², $q_3 = 3329 \times 16 = 53264$ Вт/м². Полученные экспериментальные значения плотности теплового потока подтвердили паспортные параметры по величинам q для подогревателей. В левой половине седьмой колонки таблицы 4.9 представлены экспериментальные значения коэффициента теплопередачи через стенки профилированных и прямых трубок k . В правой половине седьмой колонки таблицы 4.9 представлены экспериментальные значения плотности теплового потока [48,49].

4.3 Сравнение и оценка тепловой эффективности подогревателей с профилированными трубами

Для удобства анализа, сравнения с известными работами, удобной общепринятой графической интерпретации и наглядного представления результатов обработки и обобщения экспериментальных данных в правой части второго столбца, в четвертом и в пятом столбиках таблицы 4.8 приведены значения натуральных логарифмов коэффициента сопротивления ζ умноженного на тысячу, и натуральные логарифмы числа Рейнольдса и числа Нуссельта.

В левой части второго столбца таблицы 4.8 приведены значения коэффициента сопротивления ζ вычисленные расчетным путем по значениям критерия Стантона и определенного по экспериментальным значениям критериев Nu , Re и Pr для греющей воды по формуле $St = Nu/RePr$. Для первого теплообменника с профилированными трубками и поперечными перегородками критерий Стантона составил $St_{1г} = 0,002058$, для второго теплообменника с профилированными трубками составил $St_{2г} = 0,002567$ и для теплообменника с прямыми гладкими трубками $St_{3г} = 0,001704$ [48,49].

Значение коэффициента перед скобкой равно 5,6 и полученного Прандтлем из условия, что скорость, вычисленная в некоторой точке в пограничном слое из закона линейного распределения в вязком подслое, должна равняться величине скорости, вычисленной из распределения скорости по закону «1/7». Расчетные значения коэффициента сопротивления ζ определяем по формуле (14) 5 по известному значению St с учетом известного соотношения $\zeta = 4f$. Для первого теплообменника с профилированными трубками и поперечными перегородками расчетный коэффициент сопротивления составил $\zeta_{1г} = 0,0325$ и соответственно $\ln 1000 \zeta_{1г} = \ln 32,5 = 3,48$, для второго теплообменника с профилированными трубками

$\zeta_{2г} = 0,04658$ и соответственно $\ln 46,58 = 3,84$ и для третьего теплообменника с гладкими трубками $\zeta_{3г} = 0,02548$ и соответственно $\ln 25,48 = 3,23$ [48,49].

Таблица 4.9а

Греющ Re	ζ Ln1000 ζ	α (Вт/м ² °С)	Ln Re	St _{тр}	Nu Ln Nu	k	q
47228	0,0325 3,48	14626 - 9869	10,76	0,002058	363 5,89	2932	45,55
44866	0,04658 3,84	18321 - 6417	10,7	0,002567	457 6,12	4032	62,09
47099	0,02548 3,23	12122 - 6534	10,76	0,001704	301 5,71	3329	53,26

Таблица 4.9б

Нагрев Re	Z Ln1000 ζ	α (Вт/м ² °С)	Ln Re	St _{нагрп}	Ln Nu	k	q
59677	0,0202 3,00	2623 4006	10,99	0,00675	5,66	2932	45,55
90764	0,0182 2,9	2516 5828	11,41	0,00617	6,00	4032	62,09
84899	0,0185 2,91	1963 5147	11,35	0,00665	5,93	3329	53,26

Расчетные величины гидравлического сопротивления ΔP определим из Нормативного метода, Гидравлический расчет котельных агрегатов [11] по известной формуле и табличным значениям коэффициентов для исследованных теплообменников и их конструктивных схем и геометрических размеров водо водяного подогревателя.

Для греющей среды воды по известной скорости $w_{гр} = 1,72$ м/с определяем суммарный коэффициент сопротивления $\Sigma\zeta_{гр} = \Sigma\zeta_m + \Sigma\zeta_{тр}$, где $\Sigma\zeta_m$ сумма местных коэффициентов сопротивления состоящих из коэффициентов входа $\zeta_{вх} = 3 \times 0,5 = 1,5$ греющей воды в десять трубок диаметром 18×1 мм в каждые три секции. Коэффициент сопротивления трения состоящий из приведенного коэффициента сопротивления трения $\lambda_o = 0,4$, а с учетом общей длины трех секций по 4 м получим коэффициент сопротивления трения по всей длине 12 м $\zeta_{тр} = 12 \times 0,4 = 4,8$. Коэффициент сопротивления двух поворотов по 180° по $\zeta_{пов} = 0,4$ для каждого поворота получим $\zeta_{пов} = 0,8$. Коэффициент сопротивления на трех выходах по $\zeta_{выход} = 0,5$ из труб диаметром 18 мм в пространство трубы внутренним диаметром 81 мм составит $\zeta_{выход} = 1,5$ [48,49].

Общее гидравлическое сопротивление $\Delta P_{гр}$ трех секций теплообменника по греющей среде следует рассчитывать по формуле Нормативного метода:

$$\Delta P = \sum \xi \frac{w^2}{2gv}. \quad (4.15)$$

Подставив из эксперимента значения скорости $w_{гр} = 1,72$ м/с, $g = 9,81$ м/с², $v = 0,00105$ м³/кг и табличные значения суммарного коэффициента сопротивления равного $\Sigma \zeta = 8,6$ получим значение сопротивления водо водяного теплообменника по греющей воде $\Delta P_{гр} = 1240,3$ кг/м² или $0,124$ кг/см².

Аналогично выполнив вычисления, определим гидравлическое сопротивление теплообменника по нагреваемой воде. Скорость противотока нагреваемой воды снаружи десяти труб диаметром 18 мм и внутри трубы диаметром 89×4 мм последовательно в трех секциях подогревателя составила $w_{нагр} = 0,3196$ м/с. Суммарный коэффициент сопротивления по нагреваемой воде составил $\Sigma \zeta_{нагр} = 9,6$, а гидравлическое сопротивление всего теплообменника по нагреваемой воде составило $\Delta P_{нагр} = 0,00455$ кг/м² или $0,000455$ кг/см².

Сравнение расчетных и экспериментальных значений гидравлического сопротивления по греющей и нагреваемой воде удовлетворительное. Следует отметить, что большее расхождение при сравнении расчетного и экспериментального гидравлического сопротивления по нагреваемой воде можно объяснить малыми значениями скорости нагреваемой воды и незначительным по величине гидравлическим сопротивлением теплообменника. В случае эксплуатации в реальных условиях и больших значениях скорости потока нагреваемой среды это отличие будет снижаться [48,49].

Приведем пример расчетов потерь тепла в окружающую среду с наружных поверхностей секций теплообменников. Температуры наружных поверхностей нагрева фиксировались на всем протяжении экспериментов на трех типах теплообменников и контролировались тепловизорами. Температура внешней поверхности усреднялось в каждом опыте отдельно для каждого теплообменника и определялась по формуле (4,11). Температура окружающей среды за все время проведения экспериментов в помещении изменялось от 29 °С до 30 °С. Средний коэффициент теплоотдачи α_{oc} от наружной стенки секций теплообменника в окружающую среду рассчитывался по формуле (4,10), по известной величине α_{oc} по формулам (4,9), (4,8) и (4,7) рассчитывались средний тепловой поток q_{cp} , количество тепла потерянного в окружающую среду Q_{oc} и потерь тепла в окружающую среду q_5 . Расчет проводился на следующем примере:

$$\alpha_1 = 1,66 \times 10^{-3} \sqrt[3]{1,6} + \frac{5,12 (303,6)^4 - (302)^4}{1,6 \cdot 10^{11}} = 7,62 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{°С}}. \quad (4.16)$$

Проведя аналогичные расчеты для следующих двух теплообменников определяем далее для них коэффициенты теплоотдачи тепла от наружной поверхности теплообменника в окружающую среду $\alpha_2 = 10,8$ Вт/м²°С и $\alpha_3 =$

7,78 Вт/м²°С. Средние тепловые потоки соответственно равны: $q_{cp1} = 12,2$ Вт/м², $q_{cp2} = 10,8$ Вт/м² и $q_{cp3} = 17,1$ Вт/м² [48,49].

Итоговые величины по потерям в окружающую среду q_5 получим следующие значения: а) для первого теплообменника с профилированными трубками и поперечными перегородками $q_{5.1} = 0,032$ %, для теплообменника с профилированными трубками $q_{5.2} = 0,023$ % и для теплообменника с гладкими трубками $q_{5.3} = 0,057$ %. Столь низкие значения потерь в окружающую среду q_5 для теплообменников в трех экспериментах объясняется низкими величинами по перепаду температур между наружной поверхностью секций трех теплообменников и окружающей температуры в закрытом помещении с практически неизменной температурой в пределах 29 – 30 °С и практически совпадающих со значениями средней температуры наружной поверхности корпуса теплообменников [48,49].

Таблица 4.10 - Номинальные габаритные и присоединительные размеры соединительных калачей и переходов

Обозначение подогревателя	Наружный диаметр корпуса блока- секции D_n , не более	Номинальные габаритные и присоединительные размеры, не более													
		блока-секции								Подогре- вателя L	L_4 (см. рисунок и 5-9)	калача		перехода	
		D	L_1	D_1	D_2	d	d_n	H	h			L_2 (см. рис. 10)	L_3 (см. рис. 11)		
										1	2		1	2	
ПВ 57×2-1,0-П-Z-У3 ПВ 57×3-1,0-П-Z-У3	57	160	2000 3000	45	14 5	14 5	45	200	100	2225 3225	150	133	146	70	70
ПВ 76×2-1,0-П-Z-У3 ПВ 76×3-1,0-П-Z-У3	76	180	2000 3000	57	16 0	16 0	57	200	100	2265 3265	150	143	178	80	80
ПВ 89×2-1,0-П-Z-У3 ПВ 89×3-1,0-П-Z-У3	89	195	2000 3000	76	18 0	18 0	76	240	120	2320 3320	160	170	217	85	85
ПВ 114×2-1,0-П-Z-У3 ПВ 114×3-1,0-П-Z-У3	114	215	2000 3000	89	19 5	19 5	89	300	150	2350 3350	170	210	250	90	90
ПВ 159×2-1,0-П-Z-У3 ПВ 159×3-1,0-П-Z-У3	159	280	2000 3000	11 4	21 5	24 5	13 3	400	145	2490 3490	190	310	340	140	140
ПВ 168×2-1,0-П-Z-У3 ПВ 168×3-1,0-П-Z-У3	168	280	2000 3000	11 4	21 5	24 5	13 3	400	145	2490 3490	190	310	340	140	140
ПВ 219×2-1,0-П-Z-У3 ПВ 219×3-1,0-П-Z-У3	219	335	2000 3000	16 8	28 0	28 0	16 8	500	250	2610 3610	210	415	450	150	150
ПВ 273×2-1,0-П-Z-У3 ПВ 273×3-1,0-П-Z-У3	273	405	2000 3000	21 9	33 5	33 5	21 9	600	300	2800 3800	240	512	600	190	190
ПВ 325×2-1,0-П-Z-У3 ПВ 325×3-1,0-П-Z-У3	325	460	2000 3000	21 9	33 5	39 0	27 3	600	300	2800 3800	265	620	600	190	190
ПВ 377×2-1,0-П-Z-У3 ПВ 377×3-1,0-П-Z-У3	377	520	2000 3000	27 3	40 5	44 0	32 5	700	350	3050 4050	290	730	750	230	230
ПВ 426×2-1,0-П-Z-У3 ПВ 426×3-1,0-П-Z-У3	426	580	2000 3000	32 5	46 0	50 0	37 7	700	350	3200 4200	330	830	850	230	230

Таблица 4.11 - Основные параметры и характеристики

Наружный диаметр корпуса блока-секции, мм	Длина блоков-секций, м	Поверхность теплообмена, м ²	Тепловой поток, кВт	Номинальный расход нагреваемой воды**, т/ч	Условный диаметр присоединительных патрубков, мм	Число теплообменных труб в блоке-секции, шт.
		Диаметр труб, мм		Диаметр труб, мм		Диаметр труб, мм
57	2	0,38	8,4	4,4	40	4
57	3	0,565	16,8	4,4	40	4
76	2	0,66	13,7	7,8	50	7
76	3	0,989	27,1	7,8	50	7
89	2	0,94	19,1	11,1	70	10
89	3	1,413	39,2	11,1	70	10
114	2	1,79	40,6	21,5	80	19
114	3	2,68	87,2	21,5	80	19
159	2	2,85	65,8	33,2	125	31
159	3	4,38	135	33,2	125	31
168	2	3,48	75,7	41,0	125	37
168	3	5,228	145,5	41,0	125	37
219	2	5,76	113,4	67,6	150	61
219	3	8,62	236,4	67,6	150	61
273	2	10,27	237,3	120,9	200	107
273	3	15,12	475,1	120,9	200	107
325	2	14,24	309,1	167,3	200	151
325	3	21,33	629,9	167,3	200	151
377	2	20,34	423,7	225,0	250	216
377	3	30,52	889,2	225,0	250	216
426	2	26,65	589,8	310,0	250	283
426	3	39,98	1209,9	310,0	250	283

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей диссертационной работе были проведены исследования, посвященные вопросам интенсификации теплообмена для наиболее распространенного типа рекуперативных теплообменных аппаратов – кожухотрубчатых водо-водяных подогревателей. Показаны основные методы интенсификации теплообмена, известные широко в научной и практической среде.

По итогам библиографического обзора следует отметить основной механизм работы методов интенсификации теплообмена, который заключается в следующих ключевых позициях в отношении наиболее распространенного и хорошо изученного метода интенсификации – за счёт создания искусственной шероховатости в каналах:

- основная идея это создание отрывных течений, т.е. периодические пульсационные отрывные струи, обновляющие пограничный слой и создающие вихревые течения, что в итоге приводит к образованию нарастающего турбулентного движения. Для образования таких пульсаций наиболее часто используют метод создания различного рода вставок и выступов (или наоборот канавок).

- по рассмотренным исследованиям видно, что основные методы интенсификации, образованные за счет изменения сечения работают наиболее эффективно при ступенчатом расширении исследуемого канала, нежели при организации плавных переходов. Т.е. турбулентность гораздо выше при первом случае.

- фактически представленные методы наращивания турбулентных пульсаций за счет создания искусственной шероховатости работают в пристеночной зоне, где максимально влияние организованных вихрей, и поэтому и скорости, направленные по касательной к стенке канала также максимальны. На практике для определения и описания турбулентных течений в пристеночной области используется аналогия Рейнольдса, что и было также использовано в настоящей работе как наиболее достоверный метод расчетов.

В результате выполненных работ в диссертации были получены обобщенные данные теоретических и практических исследований относительно использования конструктивного решения для интенсификации теплообмена, а именно – использование профилированных трубок вместо гладких для повышения удельной эффективности и возможности снижения ресурсоемкости работы теплообменного аппарата.

Из представленного исследования необходимо отметить основные выводы:

1. По результатам библиографического обзора и изучения различной литературы показано, что одним из наиболее известных и хорошо зарекомендовавших себя способов интенсификации является создание искусственной шероховатости. В частности, как один из подтипов – использование различного рода организованных выступов и изменения форм

каналов теплоносителей. Как один из возможных вариантов рассмотрены профилированных трубки.

2. Исследованиями показано, что использование профилированных трубок для интенсификации теплообмена может способствовать не только улучшению теплообмена, но и качественно изменить в лучшую сторону технико-экономические показатели подогревателей, улучшив их эффективность и соответственно металлоемкость.

3. Эмпирическими исследованиями подтверждены и уточнены основные расчетные выражения для определения эффективности теплообменных аппаратов и для уточнения фактической необходимой длины теплообменного аппарата при заданной величине тепловой мощности.

Полученные в результате выполнения диссертационного исследования данные имеют практическую ценность, которую можно выразить в следующем:

1. Получены теоретически и эмпирически проверенные данные об использовании профилированных трубок в кожухотрубчатых водо-водяных подогревателях, что может быть использовано как действенный способ увеличения эффективности существующих типовых подогревателей, с учетом минимума производимых конструктивных модернизаций;

2. Получены геометрические показатели для водо-водяных подогревателей, с учетом привязки к существующим нормативным документам на изготовление типовых конструкций теплообменников.

При этом отмечается, что полученные результаты имеют достаточный уровень достоверности, так как исследования подкреплены проведенными теоретическими и эмпирическими работами – натурными теплотехническими испытаниями, выполненными в соответствии со всеми требованиями к проведению технических экспериментов.

Работа выполнялась в рамках участия в проекте грантового финансирования по теме AP05133388 «Исследование и разработка широкой линейки перспективных водогрейных котлов тепловой мощностью от 0,63 МВт и до 145 МВт на природном газе, жидком и твердом топливе для собственного промышленного производства в Казахстане», в котором автор в составе научной группы занимался исследованием по разделу интенсификации теплообменных аппаратов систем теплоснабжения. По результатам работы были достигнуты следующие значительные результаты:

1. Были получены фактические данные для кожухотрубных теплообменников типа ПВ тепловой мощностью от 7,9 кВт до 1,23 МВт с профилированными трубами, которые имеют большую эффективность на 30% в сравнении с типовыми конструкциями водо-водяных подогревателей, выполняемых с гладкими трубками.

2. Результаты расчетов были реализованы в разработке линейки водо-водяных подогревателей с профилированными трубами меньшей длины при

сохранении мощностных характеристик. Это позволяет сократить металлоемкость производства теплообменных аппаратов за счет улучшенных технико-экономических показателей.

В качестве апробации результатов автором в составе научной команды было принято непосредственное участие в разработке на основании полученных данных стандарта организации на линейку подогревателей тепловой мощностью от 7,9 кВт до 1,213 МВт в целях организации серийного производства таких теплообменных аппаратов. В приложении А представлен полученный акт внедрения результатов диссертационной работы и в приложении Б представлены скан.копии разработанного и утвержденного стандарта организации. Приложение В содержит основные результаты проведенных расчетов по серии теплообменных аппаратов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трёмбовля В.И., Фингер Е.Д., Авдеева А.А. Теплотехнические испытания котельных установок. М.: - 1991. – 417 с.
2. ГОСТ Р ЕН 14705- 2011 Теплообменники. Измерения и точность измерений при определении мощности. Москва Стандартинформ – 2013.
3. Промежуточный отчет о научно-технической работе.сравнительные межведомственные теплотехнические испытания водогрейных котлов вв-400 квт, КВа-400 кВт и КВа-500 на дизельном топливе с выдачей эксплуатационных технических характеристик водогрейных котлов. Алматы, - 2018.
4. М. В. Бодров, В. Ю. Кузин. Теплотехнические измерения и приборы / Учебное пособие. Нижний Новгород, - 2015. – с. 178.
5. Р.И. Эстеркин, А.С. Иссерлин, М.И. Певзнер. Методы теплотехнических измерений и испытаний при сжигании газа. Ленинград, - 1972. – с. 377.
6. В.М. Левинзон, И.М. Гишман. Методические указания по испытаниям гидравлической устойчивости прямоточных энергетических и водогрейных котлов. Москва, - 1989. – с. 46.
7. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы: Учебник для вузов по специальности «Автоматизация теплоэнергетических процессов». – 3-е изд., перераб. – М.: «Энергия», 1978. – 704 с.
8. Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Коробков М.С., Ходанова Т.В., Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т. Опыт длительной эксплуатации водогрейного котла кв-гм-7,56-95 // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2019. – № 10-1. – С. 169-174.
9. Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т., Жекенов Е.Л., Исаков Д.О. Теплотехнические испытания водогрейных котлов КСГН-1,16 и КСГН-3,15. Вестник науки и образования 2019. № 14 (68). Часть 1. - Москва. – с. 29-33.
10. Жекенов Е.Л., Исаков Д.О., Сейдалиева А.Б. Методика проведения экспериментального изучения возможностей интенсификации на примере теплотехнических испытаний водогрейных котлов малой мощности // Научная дискуссия современной молодежи: Актуальные вопросы, достижения и инновации: сборник статей IX Международной научно-практической конференции. – Пенза: МЦНС «Наука и Просвещение». – 2019. – с. 11-14.
11. Орумбаев Р.К., Касимов А.С., Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т. Исследование спиральных турбулизаторов для интенсификации конвективного теплообмена водогрейных котлов малой мощности. Вестник Алматинского университета энергетики и связи №2 (45). – 2019. – с. 20-27.
12. В.И. Трёмбовля, Е.Д. Фингер, А.А. Авдеева. Теплотехнические испытания котельных установок. М., «Энергия». – 1977. – с.297.

13. Р.К. Орумбаев, Б.Т. Бахтияр, М.Т. Отынчиева, А.Б. Сейдалиева. Повышение эффективности водогрейных котлов // Вестник КазНУ №4 (134). – 2019. с. 470-474.
14. Р.К. Орумбаев, Б.Т. Бахтияр, М.Т. Отынчиева, А.Б. Сейдалиева. Повышение эффективности водогрейных котлов. Вестник Алматинского университета энергетики и связи № 1 (48) 2020. – с. 6-12.
15. Khodanova T.V., Kibarin A.A., Korobkov M.S. Economical and ecological assessment of hot-water boilers substitution or modernization within district heat supply systems across the Republic of Kazakhstan/Energy Procedia, volume 141C, 2017. pp. 304-309.
16. Волков А.В., Кибарин А.А., Коробков М.С. Результаты исследований водогрейного котла КВа-1,0 с коаксиальным двусветным экраном. Вестник АУЭС. – 2016 - № 4(35). – С.5-14.
17. T. Khodanova, A. Volkov, V. Sergeev, A. Kibarin, M. Korobkov. Experimental and Model Researches of Hot-Water kVA Boilers of Heat Power up to 3.15 MW with Coaxial Double-Height Furnace Screen. Proceedings of The 7th International Conference & Workshop REMOO-2017, 10-12 May 2017, Venice/Italy “Energy for Tomorrow”, - Get it Published, Germany, 2017, pp.28-38.
18. Прандтль Л., Титъенс О., Гидро и аэромеханика, НТ- издательство, М., Л., 1935 г. с. 279.
19. Мигай В.К. Об интенсификации конвективного теплообмена в каналах путем применения искусственной турбулизации потока. – Энергетика и транспорт, №6, 1965, с.43.
20. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках // Москва, 1982, с.472.
21. Гребер Г., Эрк С., Григуль У. Основы учения о теплообмене. Из-во иностранной литературы. М., 1958 г., с. 566.
22. Чжен П., Отрывные течения. Т.1, Из-во «Мир», М., 1972 г. с. 303.
23. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – Москва, : Машиностроение. 1972, с. 220.
24. Гухман А.А., Кирпиков В.А., Гутарев В.В., Цирельман Н.М. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при турбулентном течении газа в поле продольного знакопеременного градиента давления. ИФЖ т. ХУ1, №4. 1969 г., с. 581-691.
25. Koch R. Druckverlust und Wärmeübergang, bei ver Wirbelströmung, VDJ // Forschungs – heft. 1958, №469, p.118.
26. Антуфьев В.М., Белецкий Г.С. Теплопередача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке. —Москва, 1948, с. 237.
27. Антуфьев В.М., Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. Из-во «Энергия», М-Л., 1966 г. с.183.
28. Мигай В.К., Быстров П.Г. Теплообмен в профильных трубах // Теплоэнергетика, №3, 1981, с. 55-59.

29. Гомелаури В.И. Влияние искусственной шероховатости на конвективный теплообмен. – Труды института физики АН ГССР, Тбилиси, 1963, с. 139.
30. Федьинский О.С. Интенсификация теплообмена при течении воды в кольцевом канале. – Москва, 1959, с.243.
31. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. – Москва, 1967, с. 222.
32. Nunner W, Wärmeübergang und Druckabfall in rauhenRohren VDJ – Forschungsheft, №455, 1956, p. 127.
33. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников, Л., Из-во «Энергия», 1980 г. с.157.
34. Knudsen J.G., Katz D.J. Heat transfer and pressure drop in annuli Chem. Eng. Progr. 1950, 46, 490.
35. Исследование эффективности теплообмена при вынужденной конвекции в зависимости от формы канала, его характерного размера и свойств теплоносителя. Отчет НИР. №01840010493. О.К. Красникова. М., 1986 г. 128 с.
36. Красникова О.К. Показатели эффективности конвективных теплообменных поверхностей, Сб. докладов на 3-ей Всесоюзной научно-технической конференции «Криогенная техника -82», 1983 г., с. 13-19.
37. Nikuradse J. Stromungsgesetze in RauhenRohren. – VDJ, Forschungsheft // 1933, 4, p.1 – 22.
38. Машиностроение. Энциклопедический справочник. Раздел первый. Инженерные расчеты в машиностроении. Том 1. Отв. редактор Саверин М.А. ГНТИ, М., 1947. 548 с.
39. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – Изд. 5-е перераб. И доп. – М.: Атомиздат, 1979. 416 с.
40. Рейнольдс А. Дж. Турбулентные течения в инженерных приложениях: Пер. с англ. – М.: Энергия, 1979. – 408 с., ил.
41. И.О. Хинце. Турбулентность ее механизм и теория. Под редакцией Г.Н. Абрамовича. М., Гос. издательство физико-математической литературы. 1963. 680 с.
42. Скотт, Уэбб. Теоретическая модель для расчета коэффициента трения при турбулентном течении в канале с внутренними ребрами // Теплопередача, №3, 1981, с.19 - 26.
43. Орумбаев Р.К. Теретическая модель для расчета коэффициента трения и теплообмена при турбулентном течении в каналах с внутренними ребрами. Труды международной конференции «Современные проблемы механики». Часть I, «Механика жидкости и газа». Алматы, 2001г. с.221-223.
44. Хан. А. Теплообмен и трение в каналах с двумя оребренными противоположными стенками. Мир. 1984, №4, с. 82-91.
45. «Методика определения номинальной теплопроизводительности отопительных котлов теплопроизводительностью от 0,1 до 3,15 МВт». Редактор Свешникова Т.В. Отв. Аронов Д.И., Москва, 1983 г. с.74.

46. «Методы теплотехнических измерений и испытаний при сжигании газа». Справочное руководство. Ленинград. Недра, 1972.

47. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. – Москва, 1978, с. 699.

48. Исследование и разработка широкой линейки перспективных водогрейных котлов тепловой мощностью от 0,63 МВт и до 145 МВт на природном газе, жидком и твердом топливе для собственного промышленного производства в Казахстане»: отчет о НИР (промежуточный): ИРН АР05133388 / Алматинский университет энергетики и связи; рук. Орумбаев Р.К.; исполн.: Кибарин А.А. [и др.]. Алматы, 2019. -151 с. - № ГР 0118РК00580. – Инв. №0219РК01283.

49. Исследование и разработка широкой линейки перспективных водогрейных котлов тепловой мощностью от 0,63 МВт и до 145 МВт на природном газе, жидком и твердом топливе для собственного промышленного производства в Казахстане»: отчет о НИР (промежуточный): ИРН АР05133388 / Алматинский университет энергетики и связи; рук. Орумбаев Р.К.; исполн.: Кибарин А.А. [и др.]. Алматы, 2018. -130 с. - № ГР 0118РК00580. – Инв. №0218РК01304.

50. Заявление о выдаче патента РК на изобретение «Водогрейный котел» №2020/0173.1 от 13.03.2020г. Авторы: Орумбаев Р.К., Отынчиева М.Т., Кибарин А.А., Кумаргазина М.Б., Касимов А.С., Бахтияр Б.Т., Торгаев А.А., Искаков Д.О., Жекенов Е.Л.

51. Заявление о выдаче патента РК на изобретение «Водогрейный котел» №2020/0466.1 от 10.07.2020г. Авторы: Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Ходанова Т.В., Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т., Кумаргазина М.Б., Искаков Д.О., Жекенов Е.Л.

52. Жекенов Е.Л., Искаков Д.О. (2019) Методика проведения экспериментального изучения возможностей интенсификации на примере теплотехнических испытаний водогрейных котлов малой мощности. Научная дискуссия современной молодёжи: актуальные вопросы, достижения и инновации: сборник статей IX Международной научно-практической конференции. Пенза: «Наука и просвещение», - 2019г., с.11-14. (<https://www.elibrary.ru/item.asp?id=41167253>).

53. Сейдалиева А.Б., Искаков Д.О., Жекенов Е.Л. (науч.рук. Орумбаев Р.К.) Глава 21. Методика проведения теплотехнических испытаний поверхностей нагрева котельных агрегатов // Монография: Актуальные вопросы современной науки и образования: МЦНС «Наука и просвещение»: Пенза, - 2020г., с.274-288.

54. Р.К. Орумбаев, А.С. Касимов, А.Б. Сейдалиева, М.Б. Кумаргазина, Д.О. Искаков, Е.Л. Жекенов К вопросу эффективности теплообмена в водоводяных теплообменниках с витыми профилированными трубками. Материалы конференции «XI Международная научно-техническая конференция «Энергетика, инфокоммуникационные технологии и высшее образование» посвященная 45-летию образования Алматинского

университета энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева. Сборник тезисов докладов, секция 1 «Теплоэнергетика и теплотехнологии», 2020. с.70-72.

55. Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т., Жекенов Е.Л., Искаков Д.О. (2019) Теплотехнические испытания водогрейных котлов КСГн-1,16 и КСГн-3,15. Вестник науки и образования, № 14 (68). (<https://www.elibrary.ru/item.asp?id=39130518>).

56. Орумбаев Р.К., Бахтияр Б.Т., Отынчиева М.Т. Повышение эффективности водогрейных котлов. Россия: тенденции и перспективы развития, 2020 (15-1), с.494-497.

57. Орумбаев Р.К. Кибарин А.А., Коробков М.С., Кумаргазина М.Б., Искаков Д.О., Жекенов Е.Л. Опыт эксплуатации стального горизонтального водогрейного котла мощностью 1,16 МВт (КСГн-1,16). Современные наукоемкие технологии. – 2020. - №10.- с.73-77.

58. Дзюбенко Б.В., Кузма-Кичта Ю.А., Леонтьев А.И., Федик И.И., Холпанов Л.П. Интенсификация тепло- и массообмена на макро-, микро- и наномасштабах. ФГУП «ЦНИИАТОМИНФОРМ». Москва, 2008.

59. Орумбаев Р.К., Касимов А.С., Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т. ИССЛЕДОВАНИЕ СПИРАЛЬНЫХ ТУРБУЛИЗАТОРОВ ДЛЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ. Вестник Алматинского университета энергетики и связи. №2 (45)2019. (https://www.aues.kz/frontend/web/uploads/vestnikjournal/document/1591247714_16VLNS.pdf)

60. Конструкции рекуперативных теплообменников. (<http://studopedia.net>)

61. Тепломассообменное оборудование предприятий. (<http://ibooks.ru>)

62. 973. Тепломассообменное оборудование предприятий. (<http://docme.ru>)

63. ГЛАВА ДЕВЯТАЯ - Эстеркин Р.И. Эксплуатация, наладка и испытание теплотехнического оборудования промышленных предприятий - n1.doc (<http://nashaucheba.ru>)

64. Go дисциплине. «Эксплуатация, монтаж и наладка теплотехнического оборудования» (<http://mybiblioteka.su>)

Приложение А

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
«КАЗКОТЛОСЕРВИС»
Жауапкершілігі шектеулі серіктестігі

050048, Алматы қ., Қарасу ш/а,
Боралдай тас жолы, 1-ші км
тел. +7 (727) 299 -42-15
факс: +7 (727) 299 -39-04
www.kazkotloservis.kz
kazkotloservis@mail.ru



РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН
Товарищество с ограниченной
ответственностью
«КАЗКОТЛОСЕРВИС»
050048, г. Алматы, мкр. Карасу,
Бурундыйское шоссе, 1-й км
тел. +7 (727) 299 -42-15
факс: +7 (727) 299 -39-04
www.kazkotloservis.kz
kazkotloservis@mail.ru

АКТ

**внедрения научных положений, научной новизны и идеи
диссертационной работы «Разработка и исследование интенсификации
теплообмена в теплообменниках с витыми трубами мощностью до 3,15
МВт»**

магистранта Жекенова Елдоса Лесбекулы

Настоящим Актом внедрения утверждаем, что результаты диссертационного исследования магистранта кафедры «ТЭУ» НАО «АУЭС» Жекенова Е.Л. на тему: «Разработка и исследование интенсификации теплообмена в теплообменниках с витыми трубами мощностью до 3,15 МВт» имеют внедрение в производство, являются актуальными и подтвержденными практическим применением.

Основные положения диссертационной работы магистранта Жекенова Е.Л. подкреплены техническими расчетами и подтверждены теплотехническим экспериментом:

1. Расчеты и проведенные на территории ТОО «Казкотлосервис» теплотехнические испытания подтверждают эффективность предлагаемого решения по использованию профилированных трубок в конструкции водоводяных кожухотрубчатых подогревателей.

2. Полученные результаты теплотехнических испытаний конструкции водо-водяного подогревателя с применением профилированных стальных труб диаметром 16мм и толщиной стенки 1,0 мм позволяют сделать вывод о возможности экономии до 35% веса дорогих труб относительно веса гладких трубок за счет сокращения их длины при неизменном тепловом потоке.

3. На основании проведенных научно-исследовательских работ и натурных испытаний была разработана и внедрена техническая документация на новую серию водо-водяных подогревателей с профилированными трубками, по которым на ТОО «Казкотлосервис» уже начато производство.

Магистрант Жекенов Е.Л. принял непосредственное участие в подготовке и внедрении стандарта организации и получения декларации на продукцию водо-водяных подогревателей с профилированными трубками в широкой линейке теплового потока от 7,9 кВт до 1,23 МВт.

Директор ТОО «Казкотлосервис» *А. Волков* Волков А.Ф.



Приложение Б

СТАНДАРТ ОРГАНИЗАЦИИ
ТОВАРИЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«КАЗКОТЛОСЕРВИС»

УДК 621.643.23
КПВЭД 24.20

МКС 91.140.65



УТВЕРЖДАЮ

Директор
ТОО «КАЗКОТЛОСЕРВИС»
А.Ф. Волков А.Ф. Волков
«07» 06 2021 г.

КОЖУХОТРУБНЫЕ ТЕПЛОБМЕННИКИ
ТЕПЛОВОЙ ПОТОК
ОТ 7,9 кВт ДО 1,213 МВт
СТ 050440006834-ТОО-01-2021
(Вводится впервые)

Срок действия
с «07» 06 2021 г.
до «07» 06 2026 г.

РАЗРАБОТАН

Директор института теплоэнергетики
НАО «АУЭМ» им. Гумарбека Даукеева

Б.Т.Бахтияр Б.Т.Бахтияр
2021 г.
Зав. кафедрой ТЭУ НАО «АУЭС
имени Гумарбека Даукеева»
А.А.Кибарин А.А.Кибарин
«07» 06 2021 г.

Держатель подлинника:
ТОО «КАЗКОТЛОСЕРВИС»
050048, г. Алматы,
Мкр. Карасу, Бурундайская 59
тел. 7(727)299-42-15
7(727) 299-39-04

г. Алматы

Приложение В

Тепловой и гидравлический расчет водо - водяных подогревателей диаметром от Ø57 мм до Ø 426 мм с прямыми и отдельно профилированными трубками Ø16×1 мм.

Исходные данные:

Подогреватель ПВ 57×2-1,0-Г-Z-У3

тепловой поток 7,9 кВт

количество трубок в одной секции – 4 шт

поверхность нагрева 0,38 м²

номинальный расход воды – 4,4 т/час.

Длина секции

$$\lambda \times l = 2 \text{ м. Коэффициент трения } \lambda = 0,4.$$

Температура холодной воды на входе 15 °С, расход воды 4,4 т/час – секундный расход холодной воды

$$G^{\text{сек}} = (4400 \times 0,00105) / 3600 = 0,0012833 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Внутреннее поперечное сечение трубы

$$\text{Ø}57 \times 3,5 \text{ мм} = 0,0019625 \text{ м}^2.$$

Суммарное сечение четырех трубок

$$\text{Ø}16 \times 1 \text{ мм} = 4 \times 0,00020096 = 0,0008038 \text{ м}^2.$$

Сечение трубы Ø57×3,5 мм за вычетом четырех трубок = 0,0011587 м².

Скорость холодной воды между трубками

$$w_{\text{хол}} = 0,0012833 / 0,0011587 = 1,107 \text{ м/с}.$$

Сопrotивление холодной воды на длине 2 м.

$$\Delta P_{57} = \lambda \times l \times (1,107^2 / 0,0206) = 0,8(59,48) = 47,58 \text{ (кг/м}^2\text{)} = 466,86 \text{ Па}.$$

Количество воспринятого тепла холодной водой

$$Q_{57} = H \times q = 7,9 \times 0,38 \text{ м}^2 = 3,002 \text{ кВт}.$$

Температура на выходе холодной $t_2 = 15,58$ °C. При $t_2 = 15,58$ °C: плотность холл. воды $\rho_{ж2} = 998,9$ кг/м³, вязкость $\nu_{ж2} = 1,156 \times 10^{-6}$ м²/с, коэфф. теплопроводности

$$\lambda_{ж2} = 58,65 \times 10^{-2} \text{ (Вт/м}^2\text{°C)}, Pr_{ж2} = 11,59,$$

Число Рейнольдса

$$Re = (1,107 \times 0,0129) / 1,156 \times 10^{-6} = 12\,353$$

– режим течения турбулентный, (где $d_{ж2} = 4 \times 0,0011587 / 0,35796 = 0,0129$ м) учли все четыре периметра.

Число Нуссельта

$$Nu = 0,021 \times Re^{0,8} \times Pr_{ж2}^{0,43} \times (Pr_{ж2} / Pr_{ст})^{0,25} = 0,021 \times 1876 \times 11,59^{0,43} \times 3,27^{0,25} = 0,021 \times 1876 \times 2,8678 \times 1,3447 = 151,9.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{ж2} = 151,9 \times (58,65 \times 10^{-2} / 0,0129) = 6906 \text{ (Вт/м}^2\text{°C)}.$$

Скорость греющей воды $w_{гр} = 1,5$ м/с. Секундный расход греющей воды

$$G^{сек}_{гр} = 1,5 \times 0,0006154 = 0,000923 \text{ м}^3\text{/с. } G_{гр} = (0,000923 \times 3600) / 0,00105 = 3164,5 \text{ кг/ч} = 3,164 \text{ т/ч}.$$

Гидравлическое сопротивление четырех профилированных трубок по 14 мм

$$\Delta P_{14} = 2,5 \times \lambda \times 2 \times (1,5^2 / 0,0206) = 2,0 \times (109,22) = 218,44 \text{ (кг/м}^2\text{)} = 2142,89 \text{ Па}.$$

Тип подогревателя	ПВ 57×4- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 76×2- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 76×4- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 89×2- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 89×4- 1,0-Г-Z-Y3
Тепловой поток, кВт	17,6	13,1	28,3	18,2	28,3
Кол-во трубок в одной секции, шт	4	7	7	10	10
Поверхность нагрева, м ²	0,75	0,66	1,32	0,94	1,88
Длина секций, м	4	2	0,8	0,8	1,6
Коэф. трения	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Тем-ра холодной воды на входе, С	15	15	15	15	15
Номинальный расход воды, т/ч	4,4	7,8	7,8	11,1	11,1
Секундный расход холодной воды, м ³ /с	0,0012833	0,002275	0,002275	0,0032375	0,0032375
Внутр.поперечное сечение трубы, м ²	0,0019625	0,003629	0,003629	0,00515	0,00515
Суммарное сечение, м ²	0,0008038	0,0014067	0,0014067	0,0020096	0,0020096
Сечение трубы за вычетом трубок, м ²	0,0011587	0,0022223	0,0022223	0,00314	0,00314
Скорость холодной воды между трубками, м/с	1,107	1,0237	1,0237	1,03105	1,03105
Сопrotивление холодной воды в конце длины, Па	933,59	399,24	798,48	404,99	809,16
Кол-во воспринятого тепла холодной водой, кВт	13,2	8,646	37,356	17,1	76,51
Температура на выходе холодной воды, С	17,57	15,95	19,11	16,3	20,9
Плотность холодной воды при t _{ср} , кг/м ³	998,7	998,8	998,6	999,0	998,5
Вязкость холодной воды при этой t, м ² /с	1,117*10 ⁻⁶	1,118*10 ⁻⁶	1,094*10 ⁻⁶	1,17*10 ⁻⁶	1,246*10 ⁻⁶
Коэф. Теплопроводности ж ² , Вт/(м ² *С)	5897	5886	5915	5877	5900
Число Прандтля	7,94	8,6	7,77	8,39	9,02
Число Рейнольдса	12784	14376	14691	14619	13728
Число Нуссельта	113,45	140	133	139,53	146,6
Коэф.теплоотдачи ж ² , Вт/м ² *С	5186	5239	5011	4942,84	5213,6
Скорость греющей воды, м/с	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Секундный расход греющей воды, м ³ /с	0,000923	0,001615	0,001615	0,002308	0,002308
в т/ч	3,164	5,537	5,537	7,913	7,913
Гидравлическое сопротивление проф. трубок, Па	857,15	2571,55	5143,1	2571,55	5143,1

Тип подогревателя	ПВ 114×2- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 114×4- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 159×2- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 159×4- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 146×2- 1,0-Г-Z-Y3
Тепловой поток, кВт	39,9	85,7	64,6	138,0	64,6
Кол-во трубок в одной секции, шт	19	19	31	31	30
Поверхность нагрева, м2	1,79	3,58	2,85	5,7	2,756
Длина секций, м	0,8	1,6	0,8	1,6	0,8
Коеф. трения	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Тем-ра холодной воды на входе, С	15	15	15	15	15
Номинальный расход воды, т/ч	21,5	21,5	33,2	33,2	33,2
Секундный расход холодной воды, м3/с	0,00627	0,00627	0,009683	0,009683	0,009683
Внутр.поперечное сечение трубы, м2	0,00865	0,00865	0,017427	0,017427	0,014519
Суммарное сечение, м2	0,003818	0,003818	0,006229	0,006229	0,006028
Сечение трубы за вычетом трубок, м2	0,004832	0,004832	0,011198	0,011198	0,00849
Скорость холодной воды между трубками, м/с	1,297	1,297	0,8647	0,8647	1,1405
Сопrotивление холодной воды в конце длины, Па	640,87	1281,7	284,85	569,7	495,55
Кол-во воспринятого тепла холодной водой, кВт	71,4	306,8	184,11	786,6	178,03
Температура на выходе холодной воды, С	17,85	27,26	19,76	35,35	19,6
Плотность холодной воды при tcp, кг/м3	998,7	998,0	998,8	996,9	998,8
Вязкость холодной воды при этой t, м2/с	1,117*10 ⁶	0,986*10 ⁶	1,084*10 ⁶	0,905*10 ⁶	1,225*10 ⁶
Коеф. Теплопроводности ж2, Вт/(м2*С)	5897	6010	5925	6080	5922
Число Прандтля	7,94	6,86	7,03	6,22	7,69
Число Рейнольдса	31314	35437	17645	21135	16339
Число Нуссельта	247,4	246,9	143,9	152,94	143,8
Коеф.теплоотдачи ж2, Вт/м2*С	5411	5508	3854	4203	4852
Скорость греющей воды, м/с	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Секундный расход греющей воды, м3/с	0,004385	0,004385	0,007154	0,007154	0,0069237
в т/ч	15,034	15,034	24,528	24,528	23,738
Гидравлическое сопротивление проф. трубок, Па	2571,55	4285,79	2142,89	2571,55	2571,55

Тип подогревателя	ПВ 146×4-1,0-Г-Z-Y3	ПВ 168×2-1,0-Г-Z-Y3	ПВ 168×4-1,0-Г-Z-Y3	ПВ 219×2-1,0-Г-Z-Y3	ПВ 219×4-1,0-Г-Z-Y3
Тепловой поток, кВт	64,6	74,4	147,5	113,4	238,4
Кол-во трубок в одной секции, шт	30	37	37	61	61
Поверхность нагрева, м2	5,51	3,48	6,98	5,76	11,51
Длина секций, м	1,6	0,8	1,6	0,8	1,6
Коеф. трения	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Тем-ра холодной воды на входе, С	15	15	15	15	15
Номинальный расход воды, т/ч	33,2	41,0	41,0	67,6	67,6
Секундный расход холодной воды, м3/с	0,009683	0,0119583	0,0119583	0,019716	0,19716
Внутр.поперечное сечение трубы, м2	0,014519	0,0191	0,0191	0,033636	0,033636
Суммарное сечение, м2	0,006028	0,007435	0,007435	0,0122585	0,0122585
Сечение трубы за вычетом трубок, м2	0,00849	0,011665	0,011665	0,021377	0,021377
Скорость холодной воды между трубками, м/с	1,1405	1,025	1,025	0,92229	0,92229
Сопротивление холодной воды в конце длины, Па	991,08	400,25	800,5	326,06	648,05
Кол-во воспринятого тепла холодной водой, кВт	786,6	258,9	1029,55	653,18	2743,98
Температура на выходе холодной воды, С	35,3	20,4	36,6	23,3	49,8
Плотность холодной воды при tср, кг/м3	996,9	998,5	996,7	998,35	994,8
Вязкость холодной воды при этой t, м2/с	0,905*10 ⁻⁶	1,075*10 ⁻⁶	0,889	1,036*10 ⁻⁶	0,77*10 ⁻⁶
Коеф. Теплопроводности ж2, Вт/(м2*С)	6085	5932	6100	5965	6220
Число Прандтля	6,22	7,6	6,04	7,27	5,16
Число Рейнольдса	22125	31017	37506	20493	27573
Число Нуссельта	158,7	238,3	243,2	165,9	4501
Коеф.теплоотдачи ж2, Вт/м2*С	5500	4345	4560	4298	4501
Скорость греющей воды, м/с	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Секундный расход греющей воды, м3/с	0,0069237	0,008539	0,008539	0,014078	0,014078
в т/ч	23,738	29,278	29,278	48,268	48,268
Гидравлическое сопротивление проф. трубок, Па	2571,55 +доп расчет	2142,96	4285,79	2142,89	4285,79

Тип подогревателя	ПВ 273×2- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 273×4- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 325×2- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 325×4- 1,0-Г-Z-Y3	ПВ 377×2- 1,0-Г-Z-Y3
Тепловой поток, кВт	236,0	479,1	302,1	632,4	421,7
Кол-во трубок в одной секции, шт	107	107	151	151	216
Поверхность нагрева, м2	10,28	20,56	14,24	28,49	19,8
Длина секций, м	0,8	1,6	0,8	1,6	0,8
Козф. трения	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Тем-ра холодной воды на входе, С	15	15	15	15	15
Номинальный расход воды, т/ч	120,9	120,9	167,3	167,3	225,0
Секундный расход холодной воды, м3/с	0,035262	0,035262	0,048795	0,048795	0,065625
Внутр.поперечное сечение трубы, м2	0,051848	0,051848	0,0749525	0,0749525	0,097818
Суммарное сечение, м2	0,0215027	0,0215027	0,030345	0,030345	0,043407
Сечение трубы за вычетом трубок, м2	0,030345	0,030345	0,044607	0,0446075	0,054411
Скорость холодной воды между трубками, м/с	1,16203	1,16203	1,09388	1,09388	1,206
Сопротивление холодной воды в конце длины, Па	514,43	1028,86	455,873	911,64	554,07
Кол-во воспринятого тепла холодной водой, кВт	2426,08	9850,29	4301,9	18017	8349,66
Температура на выходе холодной воды, С	32,2	85	37	92	47
Плотность холодной воды при tср, кг/м3	997,3	988,1	997,3	982,1	995,3
Вязкость холодной воды при этой t, м2/с	0,934*10 ⁻⁶	0,556*10 ⁻⁶	0,934*10 ⁻⁶	0,466*10 ⁻⁶	0,791*10 ⁻⁶
Козф. Теплопроводности ж2, Вт/(м2*С)	6058	6480	6058	6608	6197
Число Прандтля	6,44	3,54	6,44	2,94	5,31
Число Рейнольдса	24425	41030	24422	48950	27745
Число Нуссельта	175,8	177,3	175,8	182,8	170,8
Козф.теплоотдачи ж2, Вт/м2*С	5425	7040	5425	5792	5816
Скорость греющей воды, м/с	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Секундный расход греющей воды, м3/с	0,024694	0,024694	0,034849	0,034849	0,04985
в т/ч	84,665	84,665	119,482	119,482	170,916
Гидравлическое сопротивление проф. трубок, Па	2142,89	4285,79	2142,89	4285,79	2142,89

Тип подогревателя	ПВ 377×4-1,0-Г-Z-У3	ПВ 426×2-1,0-Г-Z-У3	ПВ 426×4-1,0-Г-Z-У3
Тепловой поток, кВт	886,2	586,6	1212,8
Кол-во трубок в одной секции, шт	216	283	283
Поверхность нагрева, м2	40,1	25,6	51,2
Длина секций, м	1,6	0,8	1,6
Коэф. трения	0,4	0,4	0,4
Тем-ра холодной воды на входе, С	15	15	15
Номинальный расход воды, т/ч	225,0	310	310
Секундный расход холодной воды, м3/с	0,065625	0,0904166	0,0904166
Внутр.поперечное сечение трубы, м2	0,097818	0,124347	0,124347
Суммарное сечение, м2	0,043407	0,056871	0,056871
Сечение трубы за вычетом трубок, м2	0,054411	0,067476	0,067476
Скорость холодной воды между трубками, м/с	1,206	1,339	1,339
Сопротивление холодной воды в конце длины, Па	1108,13	683,05	1366,1
Кол-во воспринятого тепла холодной водой, кВт	35536,62	15016,96	62095,36
Температура на выходе холодной воды, С	150	56,6	187
Плотность холодной воды при tср, кг/м3	970,5	993,7	958,4
Вязкость холодной воды при этой t, м2/с	0,357*10 ⁻⁶	0,721*10 ⁻⁶	0,29510 ⁻⁶
Коэф. Теплопроводности ж2, Вт/(м2*С)	6752	6278	6830
Число Прандтля	2,16	4,78	1,75
Число Рейнольдса	61475	32405	79200
Число Нуссельта	192,9	180	212
Коэф.теплоотдачи ж2, Вт/м2*С	7157	6477	8298
Скорость греющей воды, м/с	1,5	1,5	1,5
Секундный расход греющей воды, м3/с	0,04985	0,065313	0,065313
в т/ч	170,916	223,93	223,93
Гидравлическое сопротивление проф. трубок, Па	4852,79	2142,89	2142,89