

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Кафедра Теплотехники и Газодинамики

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ В.А. Кулагин
подпись инициалы, фамилия

« ____ » _____ 20 __ г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

**ИССЛЕДОВАНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

13.04.01 Теплоэнергетика теплотехника

13.04.01.01 Энергетика теплотехнологий

Научный руководитель _____ проф, д-р техн.наук А.П. Скуратов

Выпускник _____ И.А. Ласточкин

Рецензент _____ проф, д-р техн.наук Ю.Л. Липовка

Красноярск 2018

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Кафедра Теплотехники и Гидрогазодинамики

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ В.А. Кулагин
подпись инициалы, фамилия
« ____ » _____ 20 ____ Г

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме магистерской диссертации**

Студенту Ласточкину Илье Александровичу
Группа ФЭ 16-01М Направление (специальность) 13.04.01
(код)
Теплоэнергетика и теплотехника

Тема выпускной квалификационной работы «Исследование и совершенствование тепловой работы промышленных теплообменных аппаратов»

Утверждена приказом по университету № /с от 2018 г.

Руководитель ВКР А.П. Скуратов, профессор, политехнический институт СФУ

Исходные данные для МД: Начальная температура пара $t_1' = 190\text{ }^{\circ}\text{C}$;
Конечная температура пара (конденсат) $t_1'' = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$; Начальная температура
воды $t_2' = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$; Конечная температура воды (искомая величина) $^{\circ}\text{C}$; Теплота
конденсации $r_k = 2208000\text{ Дж/кг}$; Удельная теплоемкость воды
 $c_w = 4186\text{ Дж/кг}\cdot^{\circ}\text{C}$; Расход пара $G_n = 0,187\text{ кг/с}$; Расход воды $G_w = 4,28\text{ кг/с}$.
Перечень разделов МД Введение; Глава 1 Обзор используемых
теплообменных аппаратов на предприятиях и их особенности; Глава 2
Объект и методика исследования; Глава 3 Расчетное исследование

Руководитель ВКР

подпись

А.П. Скуратов

инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению

подпись

И.А. Ласточкин

инициалы и фамилия студента

« 10 » 05 2018 г

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
Глава 1 Обзор используемых теплообменных аппаратов на предприятиях и их особенности	7
1.1 Общие характеристики теплообменных аппаратов используемых на предприятиях	7
1.2 Рекуперативные теплообменные аппараты	21
Кожухотрубные теплообменники	21
Элементные (секционные) теплообменники.....	29
Теплообменники «Труба в трубе».....	30
Пластинчатые теплообменники.....	33
1.3 Регенеративные теплообменные аппараты	37
Воздухоподогреватель	41
Смесительные теплообменники	43
Каскадные (полочные) аппараты.....	44
Барботажные аппараты.....	44
1.4 Выводы по главе 1.....	46
Глава 2 Объект и методика исследования	47
2.1 Конструкция и принцип работы	47
2.2 Методика исследования.....	50
2.3 Выводы по главе 2.....	55
Глава 3 Расчётное исследование.....	56
3.1 Расчетное исследование теплового режима работы теплообменного аппарата при используемых рабочих средах пар – вода.....	56
3.2 Выводы по главе 3.....	
Заключение	
Список использованных источников	
ПРИЛОЖЕНИЕ А	

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

- 1) Проблемы возникающие при эксплуатации теплообменных аппаратов на предприятии
- 2) Энергоэффективность установки при регулировании в переходном тепловом режиме работы сети
- 3) Необходимость плавной стабилизации теплового режима установки без нарушения технологического процесса

Цель работы

Совершенствование тепловой работы теплообменного аппарата ПП2-6-2-2 с целью рационального использования энергетических ресурсов.

Задачи

- 1) Провести анализ особенностей регулирования промышленных теплообменных аппаратов, используемых на предприятиях.
- 2) Разработать схему оптимизации тепловой работы установки
- 3) Провести расчетное исследование теплового режима теплообменного аппарата при используемых рабочих средах пар - вода

Теплообменниками называются аппараты, в которых происходит теплообмен, между рабочими средами не зависимо от их технологического или энергетического назначения (подогреватели, выпарные аппараты, концентраторы, пастеризаторы, испарители, деаэраторы, экономайзеры и др.). Технологическое назначение теплообменников многообразно. Обычно различаются собственно теплообменники, в которых передача тепла является основным процессом, и реакторы, в которых тепловой процесс играет вспомогательную роль.

Впервые аппараты такого рода были разработаны в самом начале XX века в СССР, когда у тепловых станций возникла потребность в

теплообменниках, обладающих большой поверхностью теплообмена, и способных работать при достаточно высоком давлении.

Теплообменные аппараты и установки широко используются во всех отраслях промышленности. Назначение, области применения и конструктивное оформление их весьма разнообразны. Они предназначены для увеличения экономичности энергетического оборудования, повышения его надёжности, обеспечения технологических процессов.

Учитывая широкий диапазон применения и важность выполняемых функций, теплообменные аппараты должны соответствовать следующим основным требованиям:

1) обеспечивать передачу требуемого количества теплоты с получением необходимых конечных температур теплоносителей;

2) обладать определённой пропускной способностью для каждой из рабочих сред при заданном уровне гидравлических сопротивлений;

3) быть надёжными в эксплуатации при заданных параметрах рабочих сред; поверхность теплообмена и элементы конструкции должны обладать достаточной химической стойкостью к воздействию агрессивных сред; конструкция должна предусматривать возможность осмотра поверхности теплообмена и доступность для её периодической очистки и ремонта; обладать достаточным запасом прочности от напряжений, возникающих в результате воздействия давления рабочих сред и температурных деформаций;

4) иметь возможно меньшие габариты и металлоёмкость.

Глава 1 Обзор используемых теплообменных аппаратов на предприятиях и их особенности

1.1 Общие характеристики теплообменных аппаратов, используемых на предприятиях

Теплоносители и их физические свойства

Рабочие среды, которые нагреваются или охлаждаются в процессе теплообмена, называются теплоносителями. [2, 30]. Интенсивность передачи теплоты от одного теплоносителя к другому, устойчивость процесса нагревания, кипения или охлаждения и конденсации, а также надежность работы теплообменника зависят как от конструктивных особенностей аппарата, так и от параметров, физических и химических свойств теплоносителей. Физические и химические свойства теплоносителей часто определяют выбор типа и конструкцию теплообменника.

Интенсивность процесса тепломассообмена зависит от свойств теплоносителей, характеризующихся физическими параметрами. К основным из них относятся:

а) плотность ρ кг/м³ приходящаяся на единицу объёма вещества

б) вязкость – характеризующая по закону Ньютона силы внутреннего трения и определяемая динамическим коэффициентом вязкости μ Па · с

в) коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м °С) – характеризующий по закону Фурье способность вещества проводить теплоту

г) удельная теплоёмкость при постоянном давлении C_p Дж/(кг °С) – количество теплоты, необходимое для нагревания единичной массы вещества на один градус;

д) коэффициент температуропроводности a м²/с – характеризующий скорость выравнивания температуры при нагревании или охлаждении вещества

е) r , Дж/кг – количество поглощаемой или выделяемой теплоты при изменении агрегатного состояния 1 кг вещества.

Теплоносители должны быть недорогими, достаточно представленными в отечественных ресурсах, удобными при транспортировке, стабильными в процессе длительной работы, обладать высокой плотностью и теплоёмкостью, возможно большим коэффициентом теплопроводности и теплотой фазового перехода, малой вязкостью.

Теплоносители классифицируются по назначению, агрегатному состоянию и диапазону рабочих температур. По назначению различают греющий теплоноситель, охлаждающий теплоноситель (хладоноситель), промежуточные тепло – и хладоносители, хладагент (рабочее тело в холодильных циклах), сушильный агент и т.п.

По агрегатному состоянию теплоносители бывают однофазные и многофазные (чаще двухфазные). К однофазным относятся низкотемпературная плазма (пламя), газы (в том числе – дымовые), неконденсирующие пары и их газовые смеси, не кипящие и не испаряющиеся при рабочем давлении жидкости и их смеси (растворы), твёрдые сыпучие материалы. К двухфазным и многофазным теплоносителям относятся кипящие, испаряющиеся и распыляемые газом жидкости, конденсирующиеся пары и парогазовые смеси, плавящиеся и затвердевающие твёрдые вещества, газовзвеси, аэрозоли, эмульсии и другие запылённые газовые потоки.

По диапазону рабочих температур выделяют высокотемпературные, среднетемпературные, низкотемпературные теплоносители и теплоносители, применяемые при криогенных процессах. К высокотемпературным газообразным теплоносителям относят дымовые или топочные газы. Их температура может достигать 1500 °С. К высокотемпературным теплоносителям в виде капельных жидкостей принято относить вещества, температура кипения которых при атмосферном давлении превышает 200 °С.

Это минеральные масла, дифенильные соединения, глицерин, расплавы солей, жидкие металлы и т.п.

К среднетемпературным теплоносителям, в первую очередь, относят водяной пар, воду и воздух. Пар используется при температурах до 650 °С, вода – до 375 °С, воздух – до 100 °С. Низкотемпературными теплоносителями принято считать такие, температура кипения которых при атмосферном давлении обычно не превышает 0 °С. К ним прежде всего относят холодильные агенты. Криогенными теплоносителями называют сжиженные газы (кислород, водород, азот, воздух и др.) и их пары. Область их применения лежит ниже минус 150 °С.

Наиболее распространёнными в тепломассообменных установках являются газообразные и жидкие теплоносители, а также водяной пар. Чаще всего в качестве газообразных теплоносителей используют воздух, дымовые и топочные газы. Эти теплоносители, обладая неоспоримыми достоинствами, имеют существенные недостатки: низкую теплоёмкость и малую плотность. Поэтому коэффициенты теплоотдачи от газового потока к стенке сравнительно небольшие, порядка 10– 100 Вт/(м² °С), и такие теплообменные аппараты имеют большую поверхность теплообмена, значительные затраты мощности на прокачку теплоносителей и получаются весьма громоздкими. В противоположность газовым теплоносителям вода по своим физическим и термодинамическим свойствам существенным образом отличается от них, имея высокую теплоёмкость и большую плотность. Коэффициенты теплоотдачи от воды к стенке в рабочем диапазоне скоростей потока составляют величину 1000–15000 Вт/(м² °С). Поэтому теплообменные аппараты получаются более компактными, требуют значительно меньших поверхностей нагрева и затрат мощности на прокачку теплоносителей по сравнению с теплообменными аппаратами с газообразными рабочими средами. Существенный недостаток воды как теплоносителя заключается в том, что температура кипения её относительно

низкая. Повышение температуры кипения связано с увеличением давления, что усложняет конструкцию теплообменного аппарата. Поэтому вода используется в теплообменных аппаратах как низкотемпературный теплоноситель, главным образом для целей отопления, охлаждения рабочих сред в технологических процессах производства. Водяной пар как теплоноситель широко используется в качестве греющей среды в теплообменных аппаратах различного назначения. При конденсации водяного пара коэффициенты теплоотдачи обычно находятся в пределах 3000–15000 Вт/(м² °С).

Выбор скоростей теплоносителей

Для улучшения интенсификации теплообмена и турбулизации потока, подбирают скорости теплоносителя, так как они являются важным этапом при проектировании тепломассообменных установок [2].

При расчете кожухотрубчатых теплообменников нужно учесть, что более высокая скорость развивает внутри трубных пучков. Поэтому туда направляется теплоноситель, который имеет менее высокий коэффициент теплоотдачи. В случае, если один из теплоносителей является газом, а другой – жидкостью, в трубные пучки направляется жидкость, а по межтрубному пространству – газ.

С увеличением скорости среды интенсивность теплообмена повышается. Это приводит к уменьшению габаритов аппарата, его металлоёмкости, т.е. к снижению капитальных затрат. С другой стороны, увеличение скорости приводит к росту гидравлических сопротивлений и увеличению затрат мощности на прокачку теплоносителей, т.е. к росту эксплуатационных расходов.

Таблица 1 Рекомендуемые скорости теплоносителей в каналах теплообменников

Теплоноситель	Скорость, м/с
Маловязкие жидкости (вода, бензин, керосин)	1 - 3
Вязкие жидкости (масла, органические теплоносители, растворы солей)	0,2 - 1
Запылённые газы при атмосферном давлении	6 - 12
Не запыленные газы при атмосферном давлении	12 - 16
Газы под давлением	15 - 30
Водяной пар: насыщенный	30 – 50
перегретый	50- 75
разреженный	100 - 200

Для оценки влияния соотношения скоростей на эффективность работы теплообменных аппаратов. В.М. Антуфьевым предложена методика выбора соотношения скоростей на основе энергетического коэффициента E , который для двухстороннего обтекания поверхности теплообмена определяется из выражения [32].

$$E = \frac{k}{\sum N_0} = \frac{k}{N_0^1 + N_0^2}$$

где k – коэффициент теплопередачи, $Вт/м^2 \cdot ^\circ C$, N_0^1, N_0^2 – затраты мощности по стороне греющей и нагреваемой рабочих сред, отнесённые к $1 м^2$ поверхности теплообмена, $Вт/м^2$. Оптимальному соотношению скоростей $\varphi_0 = W_2 / W_1$ соответствует максимальное значение энергетического коэффициента. «На рисунке 1» приведена зависимость $E = f(W_2 / W_1)$ для обтекания трубчатой поверхности при одинаковых давлениях рабочих сред. Оптимальное соотношение скоростей φ_0 составляет 0,5.

Проведенный анализ показал, что в общем случае оптимальное соотношение скоростей можно рассматривать как функцию нескольких переменных

$$\varphi_0 = f(\varepsilon, W_1, W_2, l, \theta, \Phi)$$

где ε – соотношение давлений рабочих сред; W_1, W_2 – скорости рабочих сред; l – линейный определяющий размер; θ – температурный фактор; Φ – форма поверхности теплообмена.

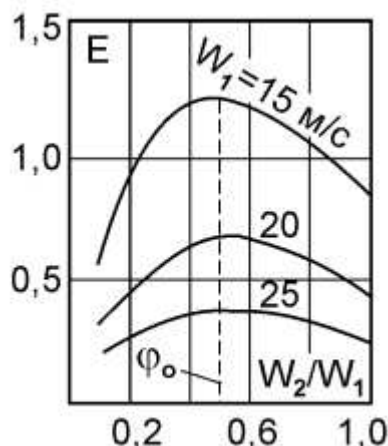


Рисунок 1 - Зависимость энергетического коэффициента от соотношения скоростей.

Способы повышения тепловой эффективности установок

Проблема повышения эффективности теплообменного оборудования является комплексной и требует совместного решения ряда задач: теплофизической, направленной на исследование и поиск гидродинамических и теплотехнических условий, обеспечивающих оптимальное соотношение между интенсивностью теплообмена и уровнем гидравлических сопротивлений; эксплуатационной, обеспечивающей длительную и надёжную работу оборудования [2, 34].

В отдельных случаях эффективность работы теплообменных аппаратов можно повысить за счёт применения теплоносителей с высокими теплофизическими свойствами, использования материала стенки с большими

коэффициентами теплопроводности и малой её толщиной, увеличения давления теплоносителей, повышения температурного напора.

Обычно физические свойства рабочих сред и температурный режим заданы условиями протекания теплотехнологических процессов и не могут выбираться произвольно. В этом случае наиболее простыми способами интенсификации являются:

- увеличение скорости теплоносителей до экономически целесообразных значений и обеспечение их оптимального соотношения;
- уменьшение геометрических размеров каналов;
- оптимизация конструктивных элементов теплообменного оборудования и совершенствование схем теплоиспользующих установок;
- реализация мероприятий по предотвращению или снижению уровня отложений, а также своевременная очистка поверхности теплообмена.

В теплообменных аппаратах с резко отличающимися коэффициентами теплоотдачи повышение тепловой эффективности достигается увеличением поверхности теплообмена за счёт различного рода оребрения со стороны теплоносителя с малым коэффициентом теплоотдачи.

Наиболее эффективным способом интенсификации конвективного теплообмена является разрушение пристенного пограничного слоя, что увеличивает его турбулентную проводимость. Например, искусственная шероховатость, выполненной в виде резьбовой нарезки; кольцевых вставок, последовательно расположенных по ходу потока; поперечных выступов различной формы.

Функциональные признаки

По принципу работы ТА могут быть разделены на две большие группы: поверхностные и контактные [6]. В поверхностных ТА теплоносители (горячий и холодный) омывают поверхность твердой стенки или тела. Поверхностные ТА разделяются на рекуперативные и регенеративные. В

рекуперативных ТА обменивающиеся теплотой теплоносители 1 и 2 протекают одновременно и передача теплоты происходит через разделяющую их стенку 3 «на рисунке 1 а». Теплообмен происходит за счет конвекции и теплопроводности стенки, а если хоть один из теплоносителей является излучающим газом, то и за счет теплового излучения.

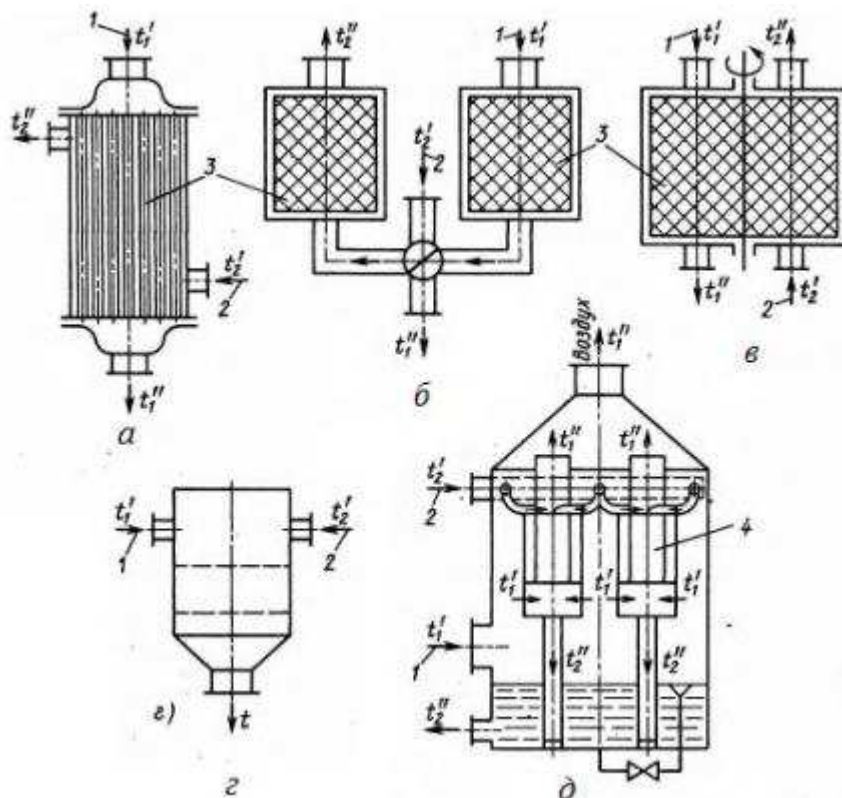


Рисунок 2 - Типы теплообменных аппаратов

В регенеративных ТА «на рисунке 1 б, в» одна и та же поверхность теплообмена 3 через определенные промежутки времени омывается то горячим 1, то холодным 2 теплоносителями. Сначала поверхность отбирает теплоту от горячей среды и нагревается, затем поверхность отдает теплоту холодной среде. Таким образом, в регенеративных ТА теплообмен всегда происходит в нестационарных тепловых условиях, тогда как рекуперативные ТА большей частью работают в стационарном тепловом режиме. В качестве поверхности теплообмена в регенеративных ТА используется

теплоаккумулирующая насадка, элементы которой (например, в виде шаров, решеток, колец) образуют каналы сложной формы для прохождения теплоносителей. Поверхность теплообмена регенеративного ТА может быть выполнена переключающейся «на рисунке 1. б» через определенный промежуток времени или вращающейся (см. рис. 1 в). В контактных ТА передача теплоты от греющего теплоносителя к нагреваемому происходит при их непосредственном контакте. Контактные ТА делятся на смесительные и барботажные. В аппаратах смесительного типа «на рисунке г» нагреваемый 2 и греющий 1 теплоносители перемешиваются. В барботажных аппаратах греющий теплоноситель прокачивается через нагреваемый, или наоборот, не смешиваясь с ним. В барботажном ТА «на рисунке 1 д» горячий воздух 1 направляется в теплообменные элементы 4, по внутренней цилиндрической поверхности закрученным тонким слоем стекает вода 2. Воздух, проходя через слой воды, разрывает ее поток на отдельные пленки и при непосредственном контакте с водой охлаждается. В ТА нагревание одного теплоносителя происходит за счет охлаждения другого. Исключения составляют теплообменники с внутренним тепловыделением, в которых теплота выделяется в самом аппарате и идет на нагрев теплоносителя. Это разного рода электронагреватели и реакторы. Если в ТА теплота от горячего теплоносителя рассеивается излучением, то они называются излучателями или радиационными теплообменниками.

По роду теплоносителей различают ТА:

жидкость – жидкость; пар – жидкость; газ – жидкость; пар – пар; пар – газ; газ – газ.

В зависимости от изменения агрегатного состояния теплоносителей ТА делят на:

- а) без изменения агрегатного состояния;
- б) с изменением агрегатного состояния одного теплоносителя;
- в) с изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей.

В ТА могут протекать различные процессы теплообмена: нагрев; охлаждение; кипение; конденсация; вымораживание; ректификация и т.д. В зависимости от этих процессов ТА называют: подогреватели, охладители, испарители, конденсаторы и т.д.

По характеру движения теплоносителей относительно теплопередающей поверхности ТА делят на два типа:

с естественной и с принудительной циркуляцией теплоносителей.

К ТА с естественной циркуляцией относятся испарители, выпарные аппараты, водогрейные котлы, у которых теплоноситель движется благодаря разности плотностей жидкости и образующейся парожидкостной смеси в трубах циркуляционного контура.

К ТА с принудительной циркуляцией относятся, например, рекуперативные теплообменники, в которых теплоносители движутся за счет внешних сил, создаваемых компрессорами, насосами, вентиляторами.

По роду теплового режима ТА могут быть со стационарными и нестационарными процессами теплообмена. Рекуперативные ТА в основном работают в установившемся стационарном режиме, а регенеративные – в нестационарном режиме.

Конструктивные признаки

По виду (конфигурации) поверхности теплообмена рекуперативные ТА делят на:

- 1) кожухотрубные с прямыми гладкими трубами;
- 2) кожухотрубные с U- образными трубами;
- 3) кожухотрубные с оребренными трубами;
- 4) секционные «труба в трубе»;
- 5) змеевиковые;
- 6) спиральные;
- 7) пластинчатые;

8) пластинчато-ребристые;

9) ламельные.

Регенеративные ТА различают по виду насадки [6]. При низких температурах в криогенных ТА в качестве элементов насадки часто используется алюминиевая гофрированная лента «на рисунке 3 а». При намотке на диски двух лент образуются извилистые каналы, конфигурация которых способствует интенсификации процессов теплообмена. При умеренных и низких температурах устанавливают сетчатую насадку «на рисунке 2 б» из материала с высокой теплопроводностью (медь, латунь).

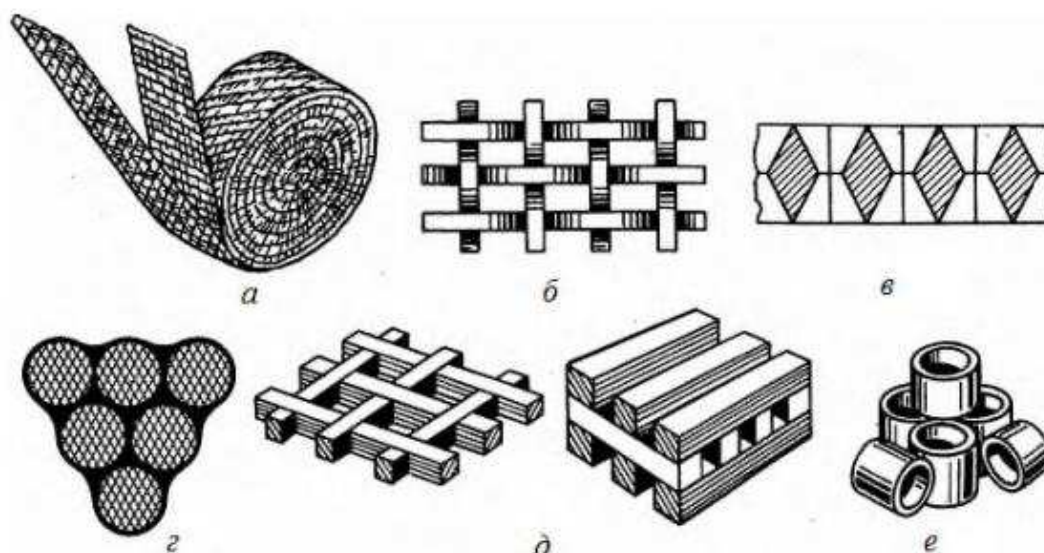


Рисунок 3 - Типы насадок регенеративных ТА

Для уменьшения гидравлического сопротивления в низкотемпературных регенеративных ТА применяется насадка «на рисунке 2 в», металлические пластины и каналы которой в виде усеченной пирамиды равномерно распределены по всему сечению. В криогенных и металлургических ТА используют насадку в виде шариков или гранул диаметром 6...12 мм «на рисунке 2 г», изготовленных из материала с большой теплоемкостью и обладающих повышенной жаростойкостью

(оксиды алюминия, магния, кварцит и т.п.). В высокотемпературных регенеративных ТА насадка часто выполняется решетчатой из огнеупорного кирпича разной формы «на рисунке 2 д» [9]. В некоторых аппаратах насадку делают из колец Рашига «на рисунке 2 е».

По виду кожуха, ограничивающего теплопередающую поверхность, рекуперативные ТА делят на:

- 1) с коробчатым кожухом;
- 2) кожухотрубные;
- 3) кожухотрубные с компенсатором на кожухе;
- 4) не имеющие ограничивающего кожуха (оросительные аппараты).

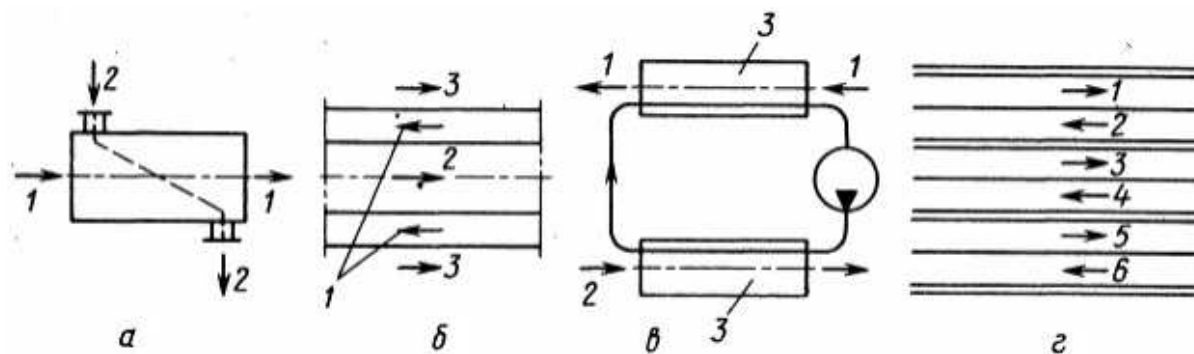
По ориентации теплопередающей поверхности в пространстве ТА могут быть вертикальными, горизонтальными и наклонными.

По принципу монтажа ТА разделяют на автономные, навешенные и встроенные.

По оборудованию и обвязке можно выделить аппараты:

- а) не имеющие оборудования и обвязки;
- б) покрытые изоляцией;
- в) оборудованные контрольно-измерительной аппаратурой и приборами автоматики и т.д.

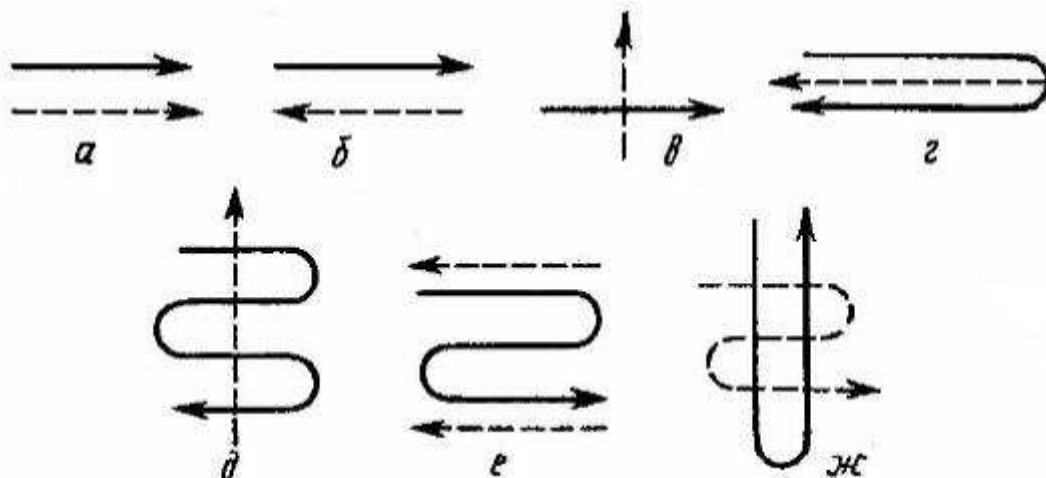
По числу теплоносителей (потоков) «на рисунке 4» ТА разделяют на двух «на рисунке 4 а», трех «на рисунке 4 б» и многопоточные «на рисунке 4 г» [6]. В отдельных случаях к многопоточным ТА относят системы, состоящие из нескольких теплообменников обычного типа, соединенных циркулирующим промежуточным теплоносителем 3 «на рисунке 4 в». Многопоточные ТА имеют обычно чередующиеся слои компактной теплообменной поверхности «на рисунке 3 г». ТА с промежуточным теплоносителем используют в газотурбинных установках (ГТУ), так как им легко придать необходимую (по условию компоновки ГТУ) форму.



а – двухпоточный; б – трехпоточный; в – с промежуточным теплоносителем; г -
многopotочный; 1-6 – потоки

Рисунок 4 - Схемы ТА в зависимости от числа теплоносителей

В зависимости от взаимного направления потоков теплоносителей различают схемы : прямоток, противоток, перекрестный ток, смешанный ток, а также сложные схемы тока [6].



а – прямоток; б – противоток; в – перекрестный ток; г – смешанный ток; д – многократный
перекрестный ток; е, ж – сложные схемы

Рисунок 5 - Схемы тока теплоносителей

В противоточных ТА два теплоносителя движутся параллельно друг другу, но в противоположных направлениях «на рисунке 5 б». Противоточные ТА наиболее эффективны: они обеспечивают наилучшее

использование располагаемой разности температур; в них также может быть достигнуто наибольшее изменение температуры каждого носителя. Прямоточная схема «на рисунке 5 а», как правило, наименее эффективна. В ТА перекрестного тока два теплоносителя движутся под прямым углом друг к другу «на рисунке 5 в». Например, первый поток может течь внутри труб, собранных в пучок, тогда как второй поток может двигаться в пространстве между трубами в направлении, в целом перпендикулярном оси этих труб. По эффективности эти ТА занимают промежуточное положение между ТА с прямотоком и ТА с противотоком. Исходя из практических соображений, связанных с подачей теплоносителей к поверхностям теплообмена, то такие ТА сконструировать проще, чем указанные выше. Теплообменники со смешанным током «на рисунке 5 г» и с многократным перекрестным током «на рисунке 5 д» можно рассматривать как компромиссный вариант между требованием высокой эффективности аппарата и простотой конструкции. Чем больше число ходов в таком теплообменнике, тем ближе он по экономичности к противоточному варианту. Также встречаются и более сложные схемы движения теплоносителей «на рисунке 5 е, ж». Схемы однократного и многократного перекрестного тока можно подразделить на три группы в зависимости от наличия градиента температуры теплоносителя в сечениях ТА, нормальных к направлению движения теплоносителя. Если, например, жидкость протекает внутри труб, а газ движется перпендикулярно к трубному пучку и может свободно перемешиваться в межтрубном пространстве, то его температура в сечении, нормальном к направлению движения, выравнивается. Поскольку жидкость проходит внутри труб отдельными не перемешиваемыми между собой потоками, в сечении пучка всегда имеет место градиент температур. В рассмотренном примере газообразный теплоноситель считается идеально перемешанным, а жидкость внутри труб абсолютно не перемешанной. С этой точки зрения возможны следующие случаи: оба теплоносителя идеально перемешаны и градиенты их

температур в поперечном сечении равны нулю; один из теплоносителей идеально перемешан, а другой абсолютно не перемешан; оба теплоносителя абсолютно не перемешаны.

1.2 Рекуперативные теплообменные аппараты

Рекуперативные теплообменные аппараты — это установки, работающие в периодическом или в стационарном тепловом режиме. Аппараты *периодического действия* обычно представляют собой сосуды большой вместимости, которые через определенные промежутки времени заполняют обрабатываемым материалом или одним из теплоносителей, нагревают или охлаждают его, а затем удаляют. В стационарном режиме работают, как правило, аппараты непрерывного действия. Конструкции современных рекуперативных теплообменных аппаратов весьма разнообразны и предназначены для работы с теплоносителями типов жидкость-жидкость, пар-жидкость, газ-жидкость.

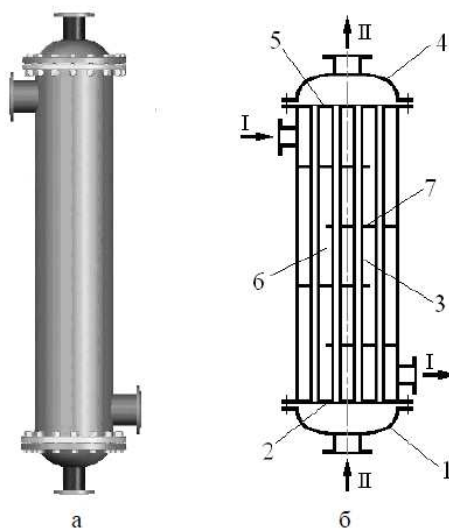
Значительно чаще используются теплообменные аппараты *непрерывного действия*, среди которых наибольшее распространение получили кожухотрубчатые теплообменники). Кожухотрубные теплообменники представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, скрепленных при помощи трубных решеток и ограниченных кожухами и крышками. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из них разделено перегородками на несколько ходов.

Кожухотрубные теплообменники

Кожухотрубные теплообменники относятся к наиболее распространенным аппаратам. Их применяют для теплообмена и термохимических процессов между различными жидкостями, парами и газами — как без изменения, так и с изменением их агрегатного состояния.

Кожухотрубные теплообменники состоят из пучков труб, укрепленных в трубных досках, кожухов, крышек, камер, патрубков и опор. Трубное и межтрубное пространства в этих аппаратах разобщены, причем каждое из них может быть разделено перегородками на несколько ходов.

Рассмотрим устройство кожухотрубчатых теплообменников на примере наиболее простого аппарата – вертикального одноходового кожухотрубчатого теплообменника «на рисунке б». Холодный теплоноситель II подаётся через штуцер на днище 1, поступает во входную камеру, образованную днищем и нижней трубной решёткой 2. Во входной камере поток теплоносителя распределяется по трубам 3, по которым движется вверх, попадая в верхнюю камеру, образованную крышкой 4 и верхней трубной решёткой 5, и покидает аппарат через штуцер на крышке. Горячий теплоноситель I поступает в межтрубное пространство 6, где движется сверху вниз, обтекая трубы. В межтрубном пространстве установлены сегментные перегородки 7, способствующие турбулизации течения теплоносителя [35].



а – внешний вид; б – схема устройства; 1 – днище; 2 – нижняя трубная решётка; 3 – трубы; 4 – крышка; 5 – верхняя трубная решётка; 6 – межтрубное пространство; 7 – сегментные перегородки; I, II – теплоносители

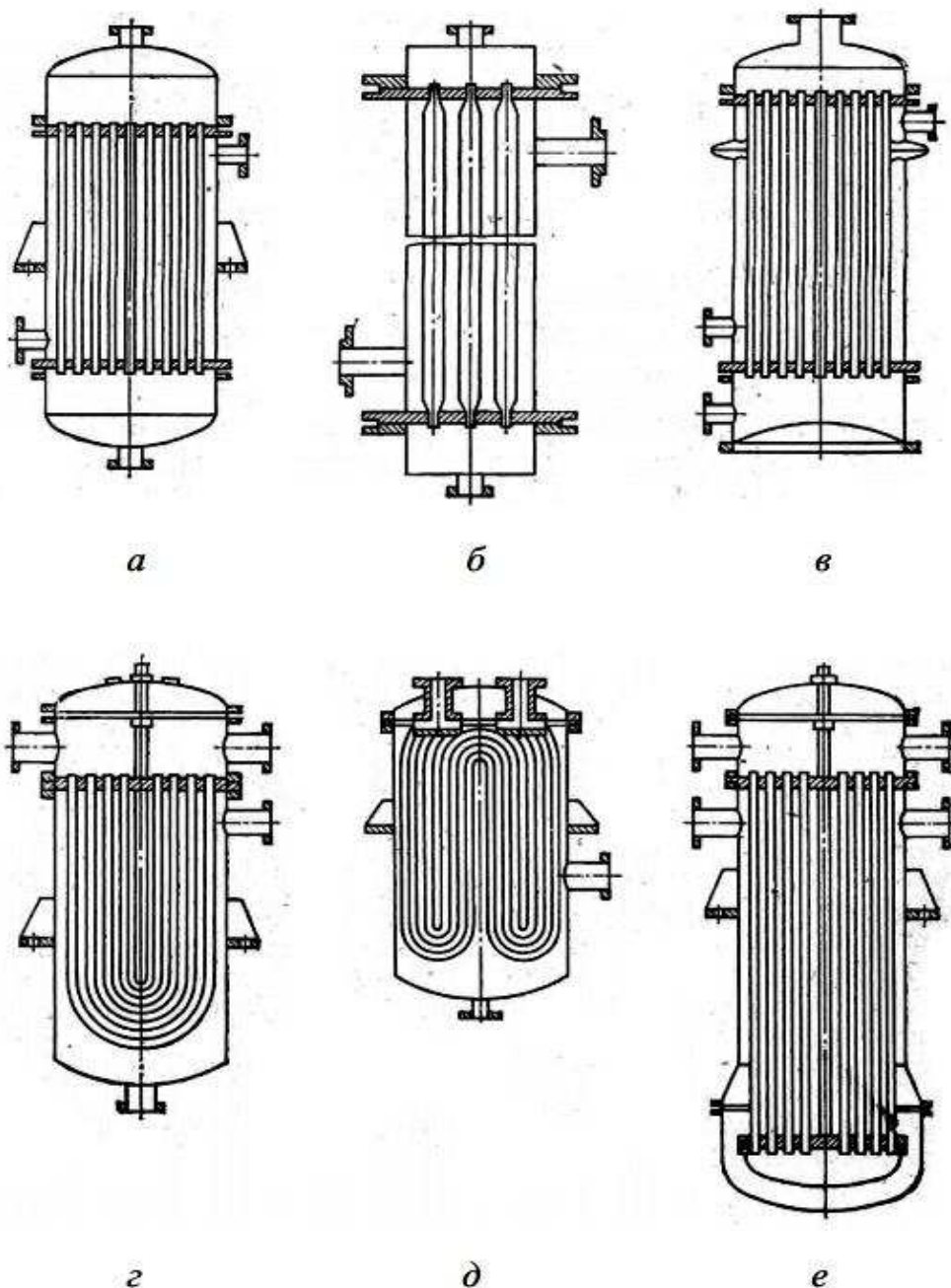
Рисунок 6 – Кожухотрубчатый одноходовой теплообменник

В кожухотрубчатом теплообменнике один поток проходит по трубам трубного пучка (это так называемое трубное пространство). Контактная с горячим теплоносителем, элементы конструкции теплообменника нагреваются и удлиняются вследствие теплового расширения материала. Поскольку кожух теплообменника и его трубы контактируют с разными теплоносителями, то и температура этих элементов конструкции теплообменника различна. Если разница температур кожуха и труб достаточно велика (более 50 К), то кожух и трубы удлиняются существенно не одинаково, что влечёт за собой значительные механические напряжения в трубных решётках, и может привести к нарушению плотности соединения труб с трубными решётками. Поэтому при значительных разностях температур кожуха и труб и существенной длине труб теплообменника применяют теплообменники нежёсткой конструкции, в которых возможно перемещение труб по отношению к кожуху аппарата, либо самопроизвольное изменение длины кожуха без его разрушения. установка линзовых компенсаторов на кожухе.

При небольших температурных деформациях (не более 10–15 мм) и невысоких давлениях в межтрубном пространстве (не более 0,5 МПа) в качестве устройства для компенсации температурных деформаций может быть использован линзовый компенсатор. Линзовый компенсатор представляет собой гибкую складку на кожухе теплообменника и компенсирует температурные деформации своим осевым сжатием или расширением. Линзовый компенсатор прост, его установка не влияет существенно на стоимость теплообменника, однако он значительно снижает прочность кожуха, что ограничивает его применение.

Если отказаться от нижней трубной решётки и изогнуть трубы, закрепив обоими концами в верхней трубной решётке, то в таком теплообменнике с U-образными трубами они смогут удлиняться или сокращаться независимо от кожуха. Очевидно, что никаких механических

напряжений при этом не возникнет. Такие аппараты не имеют ограничений по температурным деформациям и давлению в межтрубном пространстве, как аппараты с линзовым компенсатором. Однако в таких аппаратах усложняется монтаж труб, затруднена очистка их внутренней поверхности.



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

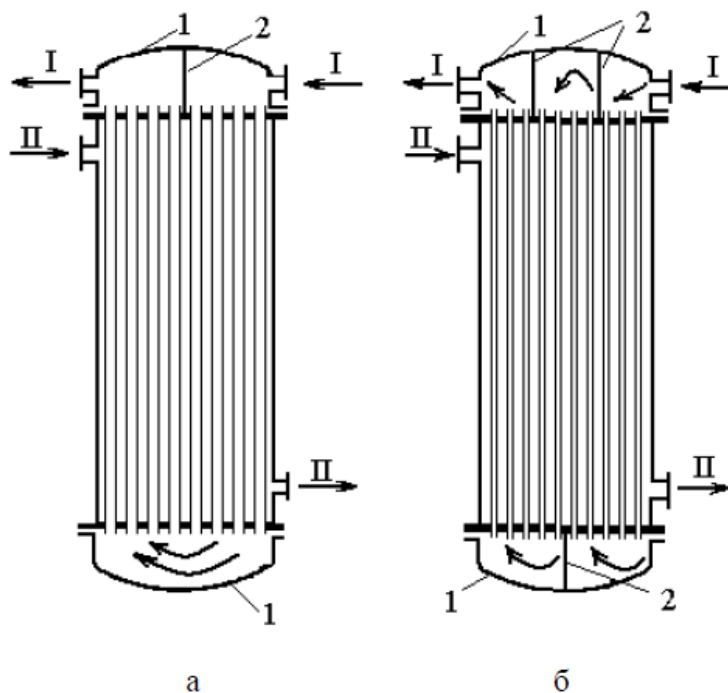
Рисунок 6 - Кожухотрубчатые рекуперативные теплообменные аппараты

В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2-3 раза больше проходного сечения внутри труб. Поэтому при равных расходах теплоносителей с одинаковым фазовым состоянием коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает общий коэффициент теплопередачи в аппарате.

Поэтому для интенсификации передачи теплоты в межтрубном пространстве устанавливают сегментные перегородки. Эти перегородки резко меняют траекторию движения потока, заставляя его двигаться перпендикулярно трубам, что способствует образованию вихрей. А это повышает эффективность теплоотдачи. Устройство перегородок в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника способствует увеличению скорости теплоносителя и повышению эффективности теплообмена.

В многоходовых кожухотрубчатых теплообменниках большая площадь сечения трубного пространства, представляющая собой сумму площадей внутренних сечений труб теплообменника, в случае относительно небольших расходов теплоносителя, приводит к низкой скорости теплоносителя в трубах и, как следствие, к низкому значению коэффициента теплоотдачи в трубном пространстве. Такой теплообменник, где теплоноситель распределяется сразу по всем трубам, называют одноходовым, он зачастую не может обеспечить удовлетворительного теплообмена при недостаточно высоких расходах теплоносителей. Для интенсификации теплоотдачи в трубном пространстве необходимо увеличить скорость теплоносителя в нём. Для этого теплоноситель распределяют не по всем трубам, а направляют его таким образом, чтобы он последовательно проходил сначала одну, а затем другую часть труб. При этом площадь сечения потока в трубном пространстве уменьшается, а скорость, соответственно, возрастает. Такие теплообменники называют многоходовыми по трубному пространству «в соответствии

рисунком 7». В многоходовом по трубному пространству кожухотрубчатом теплообменнике с помощью поперечных перегородок 2, установленных в крышке и днище теплообменника, пучок труб разделён на секции или ходы, по которым последовательно движется теплоноситель. Очевидно, что в таких теплообменниках скорость движения теплоносителя по трубам, при неизменном его расходе, увеличивается кратно числу ходов. Многоходовым по межтрубному пространству часто называют теплообменник с сегментными перегородками «на рисунке 7 б» [35]. Сегментные перегородки необходимы для увеличения скорости движения теплоносителя в межтрубном пространстве, турбулизации режима его движения и, как следствие, увеличения коэффициента теплоотдачи. Очевидно, что установка сегментных перегородок имеет смысл лишь в том случае, если теплоноситель не меняет своего фазового состояния. В ином случае, например, когда в межтрубном пространстве конденсируется пар, сегментные перегородки будут лишь мешать нормальной работе теплообменника, препятствуя своевременному стоку конденсата.



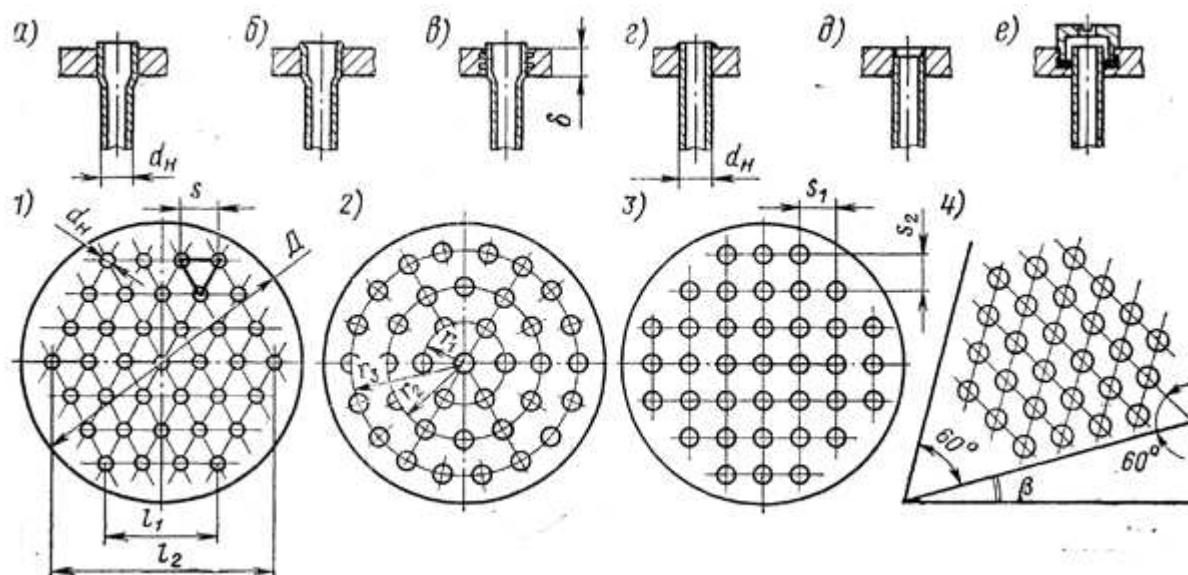
а – двухходовой, б – четырёхходовой;
 1 – крышки и днища, 2 – перегородки;
 I, II – теплоносители

Рисунок 7 - Схема многоходовых (по трубному пространству) кожухотрубчатых ТА

Увеличение скорости движения теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах теплообменника влечёт за собой увеличение гидравлического сопротивления. Кроме того, переход от противотока теплоносителей (в одноходовом теплообменнике) к смешанному току (в многоходовом теплообменнике) приводит к уменьшению движущей силы процесса теплопередачи. Поэтому использование многоходового теплообменника далеко не всегда более целесообразно, чем использование одноходового. Многоходовые теплообменники не применяют в том случае, если в трубном пространстве происходит изменение фазового состояния теплоносителя (кипение или конденсация), поскольку образующийся при кипении пар движется строго вверх, а образующаяся при конденсации жидкость – строго вниз, и они не могут преодолеть все изменения направления движения, которые претерпевает теплоноситель в

многоступенчатом теплообменнике.

Размещение труб в трубных решетках «на рисунке 8» может быть осуществлено несколькими способами: по сторонам и вершинам правильных шестиугольников (шахматное), по сторонам и вершинам квадратов (коридорное), по концентрическим окружностям и по сторонам и вершинам шестиугольников со смещенной на угол β диагональю. Преимущественно трубы размещаются равномерно на всей площади решетки по сторонам и вершинам правильных шестиугольников. В аппаратах, предназначенных для работы на загрязненных жидкостях, часто принимают прямоугольное размещение труб для облегчения очистки межтрубного пространства.



а – развальцовкой; б – развальцовкой с отбортовкой; в – развальцовкой в очках с канавками; г и д – приваркой; е – с помощью сальника; 1 – по сторонам и вершинам правильных шестиугольников (треугольников); 2 – по концентрическим окружностям; 3 – по сторонам и вершинам квадратов; 4 – по сторонам и вершинам шестиугольников со смещенной на угол β диагональю.

Рисунок 8 – Способы закрепления и размещения труб в трубных решетках

Достоинства кожухотрубчатых теплообменников:

- 1) Большая площадь поверхности теплопередачи при относительно компактных размерах кожухотрубчатого теплообменника.
- 2) Простота изготовления.
- 3) Расход материала на изготовление сравнительно невелик.
- 3) Надёжны в работе.
- 4) Способны работать под большими давлениями.
- 5) Способны работать в агрессивных средах.

Недостатки кожухотрубчатых теплообменников:

- 1) Не способны работать при низких расходах теплоносителей.
- 2) Трудности изготовления из материала, не допускающего развальцовки и сварки.
- 3) Трудности при осмотре, чистке и ремонте.

Элементные (секционные) теплообменники

Эти теплообменники состоят из последовательно соединенных элементов—секций. Сочетание нескольких элементов с малым числом труб соответствует принципу многоходового кожухотрубчатого аппарата, работающего на наиболее выгодной схеме — противоточной [1]. Элементные теплообменники эффективны в случае, когда теплоносители движутся с соизмеримыми скоростями без изменения агрегатного состояния. Их также целесообразно применять при высоком давлении рабочих сред. Отсутствие перегородок снижает гидравлические сопротивления и уменьшает степень загрязнения межтрубного пространства. Однако по сравнению с многоходовыми кожухотрубчатыми теплообменниками элементные теплообменники менее компактны и более дороги из-за увеличения числа дорогостоящих элементов аппарата—трубных решеток,

фланцевых соединений, компенсаторов и др. Поверхность теплообмена одной секции применяемых элементных теплообменников составляет 0,75—30 м², число трубок — от 4 до 140.

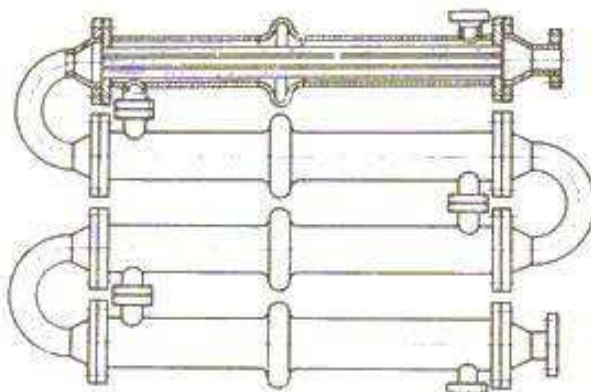


Рисунок 8 - Секционный теплообменник

Достоинства элементных (секционных) теплообменников:

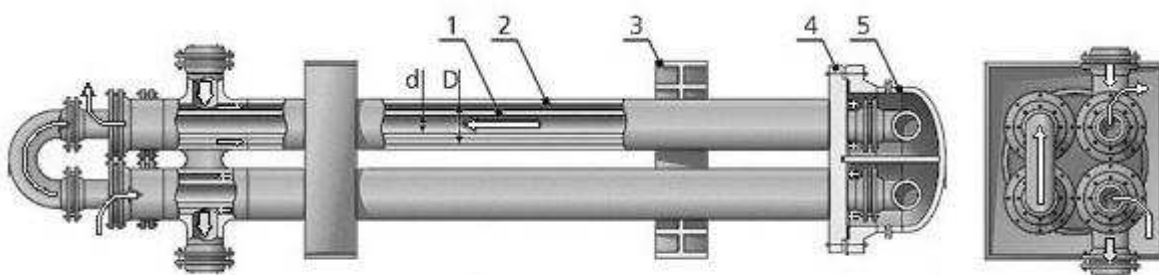
- 1) Высокая скорость движения теплоносителей.
- 2) Возможность работы при больших давлениях, благодаря меньшему, чем у кожухотрубчатых теплообменников диаметру кожуха.
- 3) Меньшее гидравлическое сопротивление межтрубного пространства, чем у кожухотрубчатых, благодаря отсутствию сегментных перегородок.

Недостатки элементных (секционных) теплообменников:

- 1) Более громоздки, чем кожухотрубчатые теплообменники.
- 2) Более высокая стоимость изготовления, чем у кожухотрубчатых теплообменников.

Теплообменники «Труба в трубе»

Теплообменники «труба в трубе» или двухтрубные теплообменники применяются при небольших расходах теплоносителей.



1- внутренняя (теплообменная) труба, 2 - наружная (кожуховая труба),

1 - кронштейн, 4 - фланец, 5 - распределительная камера

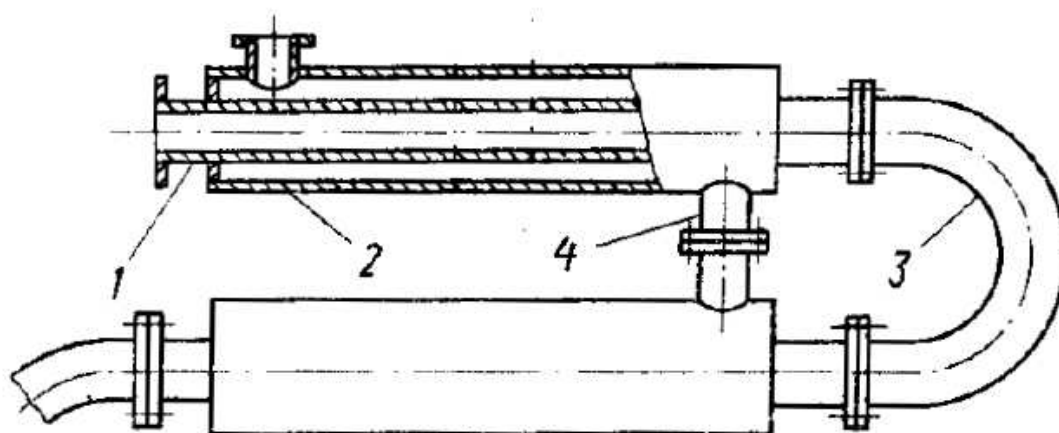
Рисунок 9 - Разборный теплообменник «труба в трубе»

Такие теплообменники представляют собой набор последовательно соединённых друг с другом элементов состоящих из двух труб: труба меньшего диаметра вставлена в трубу большего диаметра «на рисунке 9». Поверхности теплопередачи таких теплообменников, как правило, не более 20 м². Проходные сечения данных теплообменников обеспечивают высокие скорости течения теплоносителей, следовательно, высокие коэффициенты теплопередачи [36].

Теплообменники «труба в трубе» могут быть изготовлены как разборными, так и неразборными. Неразборные теплообменники являются конструкцией жесткого типа, поэтому при разности температур теплоносителей больше 70 градусов их не используют. Разборный теплообменник «на рисунке 9» состоит из внутренней (теплообменной) трубы 1, наружной (кожуховой) трубы 2, кронштейна 3, фланца 4 и распределительной камеры 5.



Рисунок 10 - Теплообменник типа «труба в трубе» в сборе



1 – внутренняя труба; 2 – внешняя труба; 3 – соединительное колено (калач); 4 – соединительный патрубок.

Рисунок 11 – Неразборный теплообменник «Труба в трубе»

Секции теплообменника «труба в трубе» обычно соединяют друг с другом в единую конструкцию «на рисунке 11». Пространственная компоновка такой конструкции может быть любой, «трубу в трубе» иногда размещают вдоль стены помещения и т.п. Теплообменники «труба в трубе» используют в основном для охлаждения или нагрева в системе жидкость-жидкость, когда расходы теплоносителей невелики, и она не изменяет своего агрегатного состояния. Иногда такие аппараты применяют при высоком давлении для жидких и газообразных сред, например, в качестве конденсаторов в производстве метанола, аммиака и др. [2].

По сравнению с кожухотрубчатыми теплообменниками аппараты «труба в

трубе» имеют меньшее гидравлическое сопротивление и, следовательно, допускают более высокие скорости движения теплоносителей. Однако они менее компактны и более металлоемки.

Достоинства двухтрубчатых теплообменников:

- 1) Высокие коэффициенты теплоотдачи благодаря высоким скоростям движения теплоносителей.
- 2) Возможность работы при небольших расходах теплоносителей.
- 3) Возможность работы при высоких давлениях.

Недостатки двухтрубчатых теплообменников:

- 1) Относительно небольшие площади поверхности теплопередачи при значительных габаритных размерах теплообменника.
- 2) Большой расход материала на изготовление.
- 3) В неразборных двухтрубчатых теплообменниках затруднена чистка.

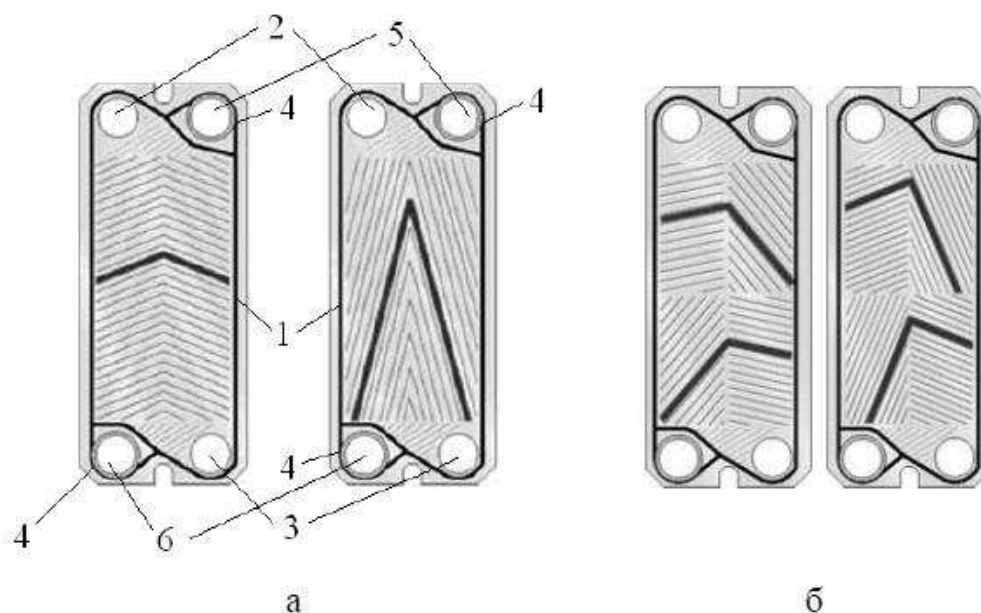
Пластинчатые теплообменники

Пластинчатые теплообменные аппараты являются разновидностью поверхностных рекуперативных теплообменных аппаратов с поверхностью теплообмена, изготовленной из тонкого листа [23, 35]. Наиболее широко применяются в промышленности разборные пластинчатые теплообменники. Пластинчатые теплообменники относятся к подклассу теплообменников с плоской поверхностью теплопередачи. Поверхностью теплопередачи в этих теплообменниках являются гофрированные параллельные пластины «на рисунке 13», которые установлены в раму и стянуты в пакет. Все пластины в пакете одинаковы, только развернуты одна за другой на 180° , поэтому пристегивании пакета пластин образуется система узких волнистых каналов «на рисунке 12» шириной 3-6 мм, по которым и протекают теплоносители. Такая установка пластин обеспечивает чередование горячих и холодных каналов «на рисунке 14». В процессе теплообмена жидкости движутся навстречу друг другу (в противотоке). В местах их возможного перетекания

находится либо стальная пластина, либо двойное резиновое уплотнение, что практически исключает смешение жидкостей.



Рисунок 12 - Характер движения потока жидкости в канале, образованном двумя соседними гофрированными пластинами



а – обычные (симметричные) пластины; б – пластины с рисунком «асимметричная ёлочка»; 1 – прокладка, ограничивающая пространство первого теплоносителя; 2, 3 – отверстия для входа и выхода первого теплоносителя; 4 – прокладка, ограничивающая пространство второго теплоносителя; 5, 6 – отверстия для прохода второго теплоносителя

Рисунок 13 - Гофрированные пластины пластинчатых теплообменников:

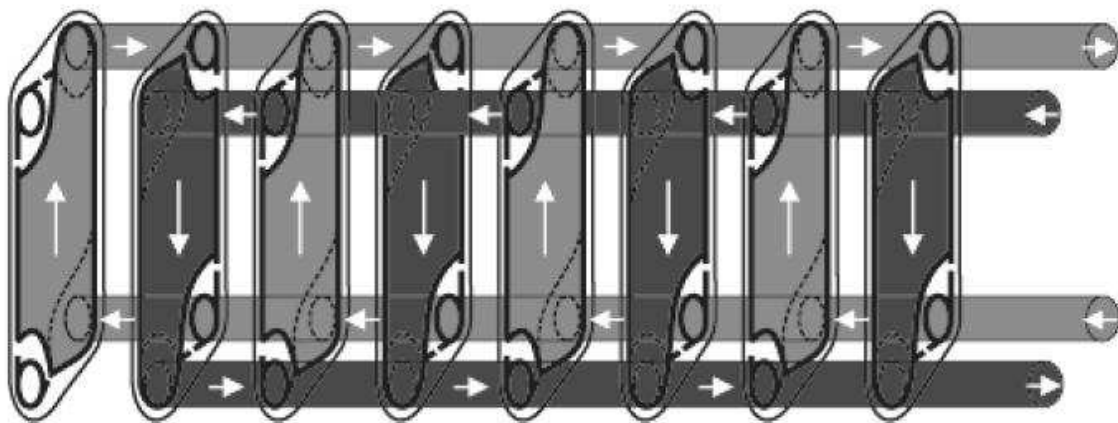


Рисунок 14 – Схема движения теплоносителей в пластинчатом теплообменнике.

Они состоят из отдельных пластин с прокладками, приспособлены для быстрой разборки и сборки и вся их теплообменная поверхность доступна для очистки. Полуразборные, сварные блочные и сварные неразборные теплообменники являются разновидностью аппаратов пластинчатого типа.

Теплообменники делаются:

- а) разборными;
- б) неразборными.

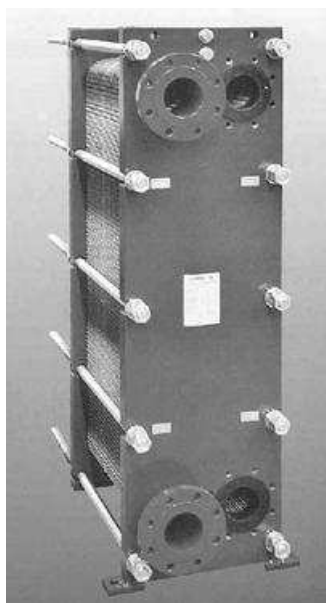


Рисунок 15 - Пластинчатый теплообменник в сборе

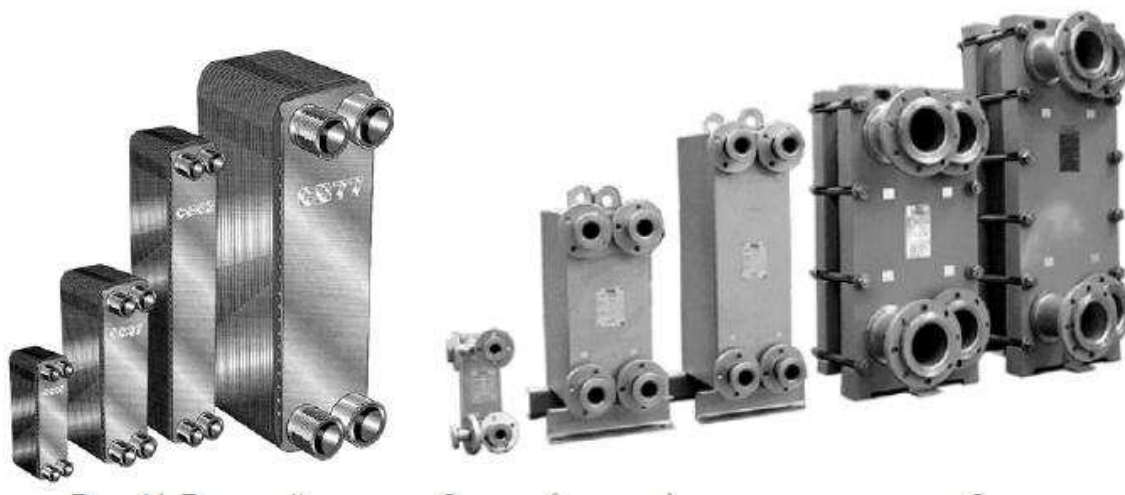


Рисунок 16 – Внешний вид неразборных (сварных) пластинчатых теплообменников

В разборных аппаратах герметизацию каналов обеспечивают с помощью прокладок на основе синтетических каучуков. Их целесообразно применять при необходимости чистки поверхностей с обеих сторон. Они выдерживают температуры в диапазоне от -20 до $140...150$ °С и давления не более $2...2,5$ МПа. Неразборные пластинчатые теплообменники выполняют сварными. Они могут работать при температурах до 400 °С и давлениях до 3 МПа. Из попарно сваренных пластин изготавливают полуразборные теплообменники. К аппаратам этого же типа относятся блочные, которые набирают из блоков, образованных несколькими сваренными пластинами. Пластинчатые теплообменные аппараты применяют для охлаждения и нагревания жидкостей, конденсации чистых паров и паров из парогазовых смесей, а также в качестве греющих камер выпарных аппаратов.

Достоинства пластинчатых теплообменников:

- 1) Пластинчатые теплообменники компактны (в 4ч8 раз меньше по габаритным размерам равных по площади поверхности теплопередачи кожухотрубчатых теплообменников).

- 2) Пластинчатые теплообменники обеспечивают высокий коэффициент теплопередачи $3000-4000 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ (что более чем в 3 раза выше, чем в

кожухотрубчатых), благодаря высокой скорости теплоносителей в каналах (1-3 м/с), при сравнительно невысоких для таких скоростей гидравлических сопротивлениях.

3) Разборные пластинчатые теплообменники удобны для обслуживания, чистки и ремонта.

4) Возможность различных схем компоновки пластин, что позволяет подобрать оптимальный режим работы при заданных расходах теплоносителей.

Недостатки пластинчатых теплообменников:

1) Невозможность работы при высоких давлениях из-за недостаточной герметичности прокладок у разборных пластинчатых теплообменников и опасности деформации пластин у сварных (разборные теплообменники работают при давлениях до 1 МПа, сварные – до 4 МПа).

2) Проблема обслуживания сварных пластинчатых теплообменников – чистка и ремонт затруднены.

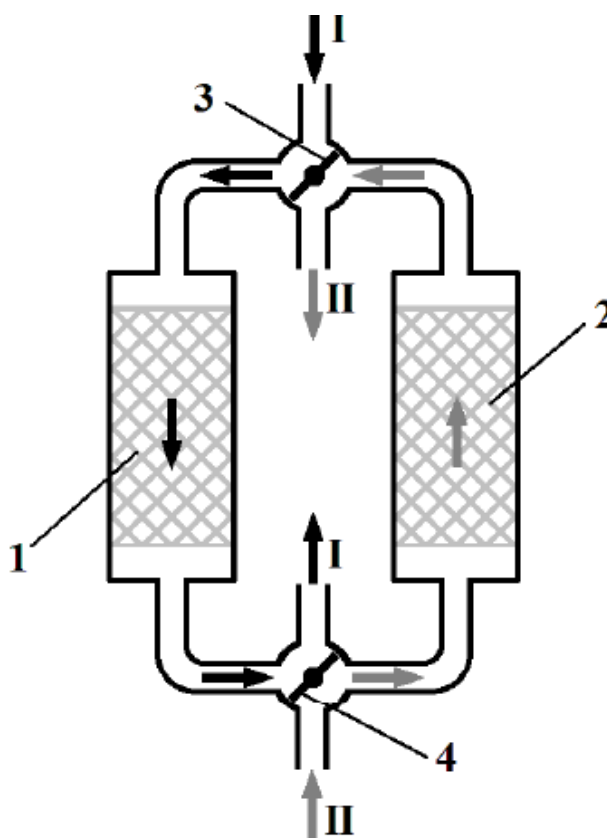
1.3 Регенеративные теплообменные аппараты

Для повышения эффективности теплотехнологических систем, работающих в широком интервале перепадов температуры между теплоносителями, часто оказывается целесообразным применение регенеративных теплообменных аппаратов.

Регенеративным теплообменным аппаратом называют устройство, в котором передача теплоты от одного теплоносителя к другому происходит с помощью теплоаккумулирующей массы, называемой насадкой. Насадка периодически омывается потоками горячего и холодного теплоносителей. В течение первого периода (периода нагревания насадки) через аппарат пропускают горячий теплоноситель, при этом отдаваемая им теплота расходуется на нагревание насадки. В течение второго периода (периода

охлаждения насадки) через аппарат пропускают холодный теплоноситель, который нагревается за счет теплоты, аккумулированной насадкой. Периоды нагревания и охлаждения насадки продолжаются от нескольких минут до нескольких часов.

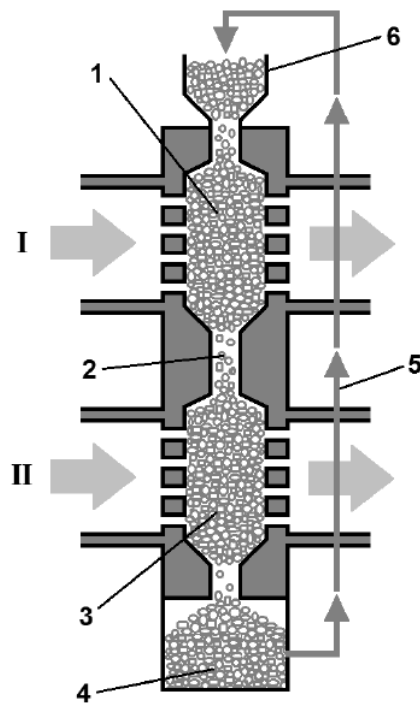
Для осуществления непрерывного процесса теплопередачи от одного теплоносителя к другому необходимы два регенератора: в то время, когда в одном из них происходит охлаждение горячего теплоносителя, в другом нагревается холодный теплоноситель. Затем аппараты переключаются, после чего в каждом из них процесс теплопередачи протекает в обратном направлении. Схема соединения и переключения пары регенераторов приведена «на рисунке 17».



I — холодный теплоноситель, II — горячий теплоноситель; I, II — теплоносители; 3, 4 - клапаны

Рисунок 17 - Схема регенератора с неподвижной насадкой

Другой тип регенераторов – это регенераторы непрерывного действия с подвижной насадкой [35]. Подвижная насадка может представлять собой слой зернистого материала. Такая насадка движется под собственным весом через аппарат, состоящий из двух последовательно расположенных камер «на рисунке 18». Проходя через верхнюю камеру 1 слой насадки нагревается, аккумулируя тепло горячего теплоносителя, а при проходе насадки через нижнюю камеру 3 накопленное тепло отдаётся холодному теплоносителю. Остывшая насадка попадает в сборник 4, откуда элеватором 5 переносится в бункер 8, из которого дозирующим устройством вновь подаётся в верхнюю камеру.



1 – камера нагревания насадки; 2 – переток насадки между камерами; 3 – камера охлаждения насадки; 4 – сборник охлажденной насадки; 5 – транспортер (элеватор) насадки; 6 – бункер охлажденной насадки; I – теплагент; II – хладагент
 Рисунок 18 - Схема устройства регенеративных теплообменников с подвижной насадкой

Достоинства регенеративных теплообменников:

- 1) Простота устройства.
- 2) Возможность работы со значительными количествами теплоносителей.
- 3) Относительно невысокая стоимость обслуживания.
- 4) Возможность работы при высоких температурах (например, с дымовыми газами доменных печей).

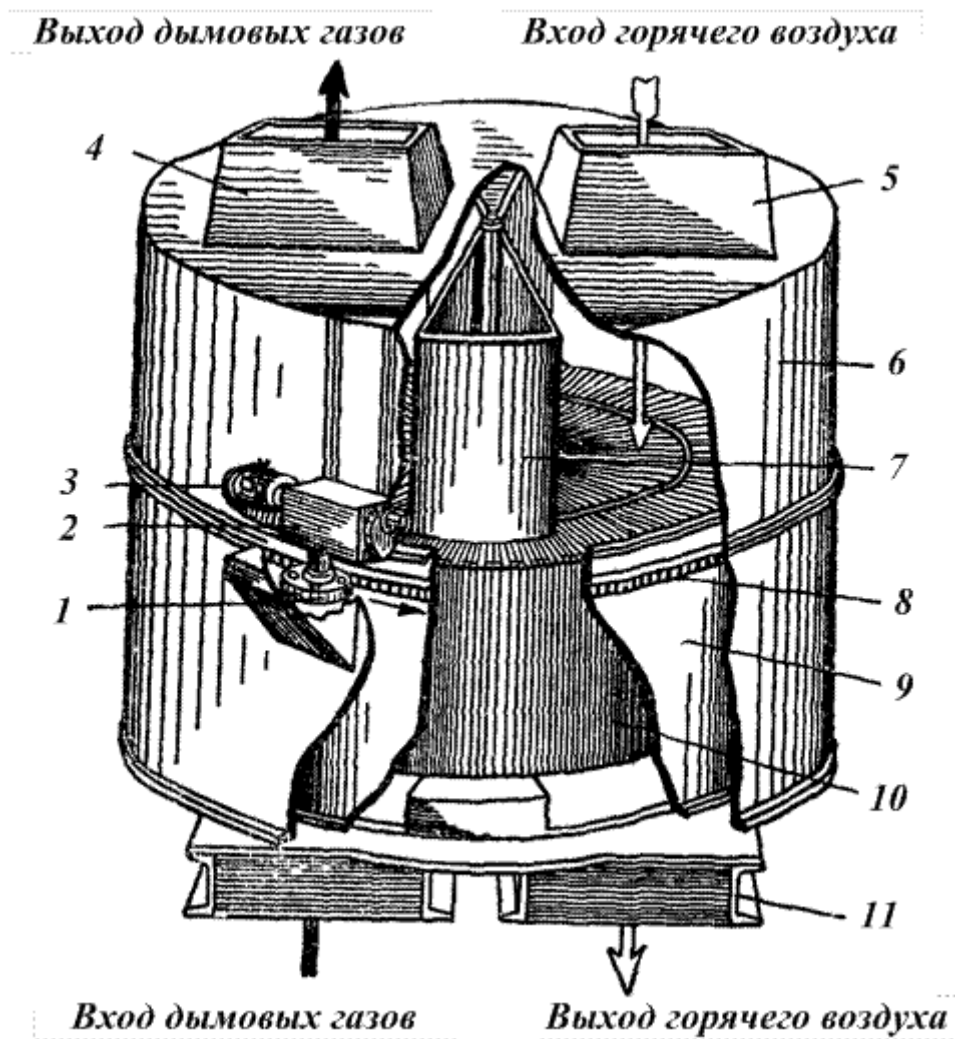
Недостатки регенеративных теплообменников:

- 1) Громоздкость конструкции.
- 2) Необходима значительная разница температур теплоносителей, чтобы движущая сила процесса теплопередачи была достаточной на обеих стадиях процесса.

Воздухоподогреватель

Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели нашли широкое применение на котлах большой паропроизводительности, они менее металлоемки по сравнению с трубчатыми воздухоподогревателями и имеют меньшее сопротивление по газовому и воздушному тракту. Их применение дает возможность сократить габариты конвективной шахты котла, что является существенным при изготовлении котлов большой паропроизводительности. Подогрев воздуха до 340-350 °С достигается в одноступенчатых регенеративных воздухоподогревателях, что позволяет уменьшить высоту конвективной шахты.

Примером регенеративного теплообменника может служить также регенеративный воздухоподогреватель барабанного типа «в соответствии рисунком 19».



1 – приводная шестерня; 2 – редуктор; 3 – электродвигатель; 4 – присоединительный газовый короб; 5 – присоединительный воздушный короб; 6 – корпус; 7 – сектор-разделитель; 8 – зубчатая шестерня; 9 – кожух ротора; 10 – пластинчатая секция (пакет ротора); 11 – опорная рама с присоединительными коробами.

Рисунок 19 - Регенеративный воздухоподогреватель (общий вид)

Достоинства воздухоподогревателей:

- 1) Малые габариты и вес
- 2) Меньшая опасность газовой коррозии
- 3) Меньшее сопротивление для прохода газов и воздуха

Недостатки воздухоподогревателей:

- 1) Увеличенный переток воздуха в газовый тракт внутри аппарата, который достигает 20-25 %

- 2) Низкая интенсивность теплопередачи в холодной части аппарата
- 3) Интенсивная отложения загрязнений из-за малых объемных расходов
- 4) Большой присос воздуха в дымовые газы

Смесительные теплообменники

В тепломассообменных аппаратах и установках контактного (смесительного) типа процессы тепло- и массообмена протекают при непосредственном соприкосновении двух и более теплоносителей.

Тепловая производительность контактных аппаратов определяется поверхностью соприкосновения теплоносителей. Поэтому в конструкции аппарата предусматривается разделение потока жидкости на мелкие капли, струи, пленки, а газового потока — на мелкие пузырьки. Передача теплоты в них происходит не только путем кондуктивной теплопередачи, но и путем обмена массой, причем при массопередаче возможен даже переход теплоты от холодного теплоносителя к горячему. Например, при испарении холодной воды в горячем газе теплота испарения переносится от жидкости к газу.

Контактные теплообменники нашли широкое применение для конденсации паров, охлаждения газов водой, нагревания воды газами, охлаждения воды воздухом, мокрой очистки газов и. т. п.

По направлению потока массы контактные теплообменники могут быть разделены на две группы:

- 1) аппараты с конденсацией пара из газовой фазы. При этом происходят осушка и охлаждение газа и нагревание жидкости (конденсаторы, камеры кондиционеров, скрубберы);

- 2) аппараты с испарением жидкости в потоке газа. При этом увлажнение газа сопровождается его охлаждением и нагреванием жидкости

или его нагреванием и охлаждением жидкости (градирни, камеры кондиционеров, скрубберы, распылительные сушилки).

По принципу диспергирования жидкости контактные аппараты могут быть насадочными, каскадными, барботажными, полыми с разбрызгивателями и струйными.

Каскадные (полочные) аппараты

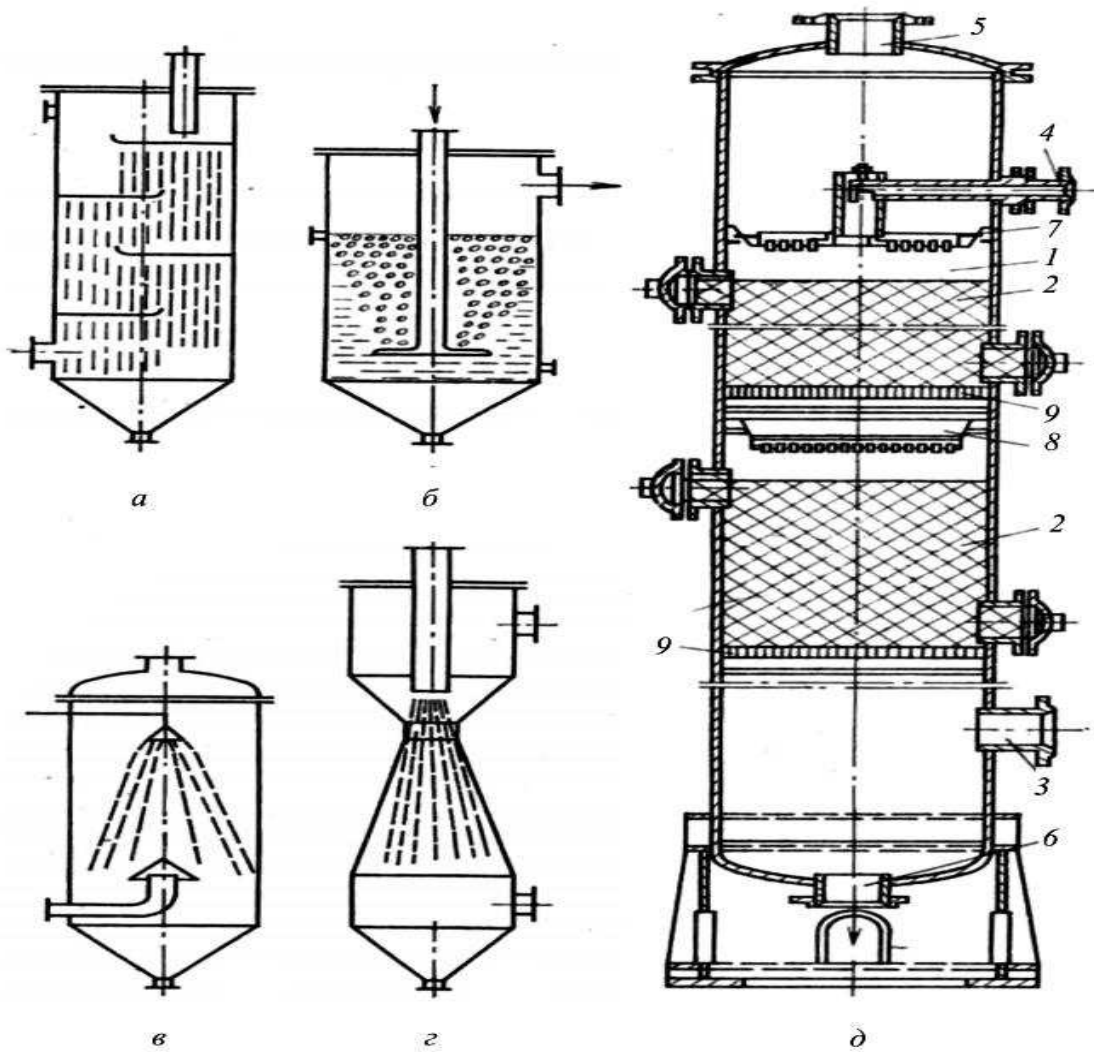
Применяются преимущественно в качестве конденсаторов смещения «на рисунке 14 а». В полом вертикальном цилиндре установлены на определенном расстоянии одна от другой (350...550 мм) плоские перфорированные полки в виде сегментов. Охлаждающая жидкость подается в аппарат на верхнюю полку. Основная масса жидкости вытекает через отверстия в полке тонкими струями, меньшая ее часть переливается через борт на нижележащую полку.

Пар для конденсации подается через патрубок в нижней части конденсатора и движется в аппарате противотоком к охлаждающей жидкости. Жидкость вместе с конденсатом выводится через нижний патрубок аппарата и барометрическую трубу, а воздух отсасывается через верхний патрубок вакуум-насосом. Кроме сегментных полок в барометрических конденсаторах применяются кольцевые, конические и иной формы полки.

Барботажные аппараты

«На рисунке 20 б» отличаются простотой конструкции, их применяют для нагревания воды паром, выпаривания агрессивных жидкостей и растворов, содержащих шламы, взвеси и кристаллизующиеся соли, горячими газами и продуктами сгорания топлива. Принцип работы барботажных подогревателей и испарителей состоит в том, что перегретый пар или горячие

газы, поступающие в погруженные барботеры, диспергируются в пузырьки, которые при всплытии отдают теплоту жидкости и одновременно насыщаются водяным паром. Чем больше пузырьков образуется в растворе, тем лучше структура барботажного слоя и тем больше межфазная поверхность. Структура барботажного слоя зависит от размеров газовых пузырьков и режима их движения.



а — каскадный теплообменник; б — барботажный; в — полый с разбрызгивателем; г — струйный; д — насадочная колонна: 1 — контактная камера; 2 — насадка; 3 — штуцер для входа газа; 4 — патрубок для подачи жидкости; 5 — штуцер для удаления газа; 6 — спускной штуцер для жидкости; 7 — распылительное устройство; 8 — распределительная тарелка; 9 — решетка

Рисунок 20 - Виды смешительных теплообменников

Полые контактные теплообменники (с разбрызгивателями) нашли применение при конденсации паров, охлаждении, сушке и увлажнении газов, упаривании и сушке растворов, нагревании воды и др. «На рисунке 14 в» показана схема контактного водонагревательного теплообменника.

Струйные (эжекторные аппараты) применяются редко и только для конденсации паров. «На рисунке 14 г» показана схема такого конденсатора. Конструктивно смесительные теплообменные аппараты выполняются в виде колонн из материалов, устойчивых к воздействию обрабатываемых веществ, и рассчитываются на соответствующее рабочее давление. Насадочные и полые аппараты чаще всего изготавливаются железобетонными или кирпичными. Каскадные, барботажные и струйные аппараты выполняются из металла. Высота колонн обычно в несколько раз превышает их поперечное сечение.

1.4 Выводы по главе 1

На основе проведенного анализа теплообменных аппаратов используемых на промышленных предприятиях, были сделаны следующие выводы:

- 1) Наиболее распространены теплообменные аппараты типа «труба в трубе» и кожухотрубчатые
- 2) кожухотрубчатые аппараты и типа «труба в трубе» способны работать под большими давлениями и температурами – $70 \div +350$ °С и давлении 0,6 - 4 МПа; $-40 \div +450$ °С и давлении 1,6 - 10 МПа, это является основополагающим фактором при выборе данного оборудования
- 3) Регулировка всех аппаратов происходит по температуре t °С (в качестве управляющего параметра используется t °С)
- 4) Проведен анализ достоинств и недостатков теплообменных аппаратов

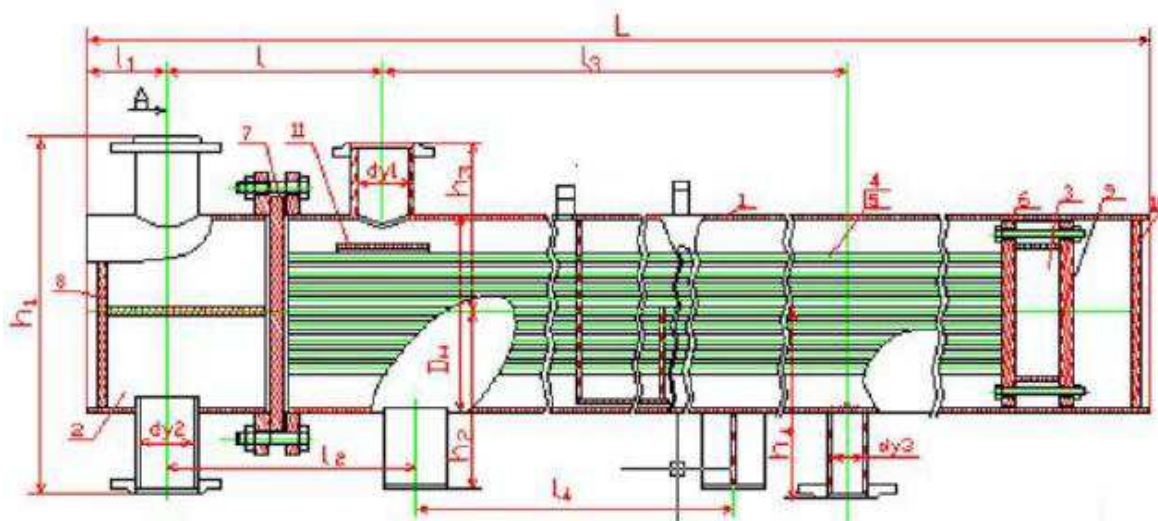
Глава 2 Объект и методика исследования

2. Конструкция и принцип работы

Объектом исследования является кожухотрубчатый теплообменник марки ПП2-6-2-2 работающего в температурном графике 70/90 С, требующий ограничение давления пара на входе до значения не более 2 атм. Температура пара на входе 190 градусов при давлении 11 атм, поэтому для предотвращения разрушения кожуха установлен регулятор давления «после себя». Располагается теплообменный аппарат на линии покраски SAT 1 завода ООО «КраМЗ» с заданной температурой, служащий для подогрева технологической воды линии и окраски профиля производственного корпуса № 2. Теплообменник пластинчатый разборный был отвергнут в следствии того, что прокладки данного теплообменника нормально работают до температур пара порядка 180 о С, а при более высоких температурах теряют эластичность, что приводит к разгерметизации теплообменника при цикле останова/запуска. Паянные пластинчатые теплообменники склонны к разрушению при запуске из холодного состояния в рабочее, в следствии недостаточной устойчивости к резким термическим расширениям. Поэтому был выбран кожухотрубный пароводяной теплообменник с системой труб из нержавеющей стали типа ПП2-6-2

Подогреватель представляет собой кожухотрубный теплообменник горизонтального типа, основными узлами которого являются: корпус, трубная система, передняя и задняя (плавающая) водяные камеры, крышка корпуса. Сборка основных узлов подогревателя осуществляется с помощью разъемного фланцевого соединения, обеспечивающего возможность профилактического осмотра и ремонта. В подогревателе нагреваемая вода движется по трубкам, а греющий пар через патрубок в верхней части корпуса поступает в межтрубное пространство, в котором установлены сегментные перегородки, направляющие движение парового потока. Конденсат

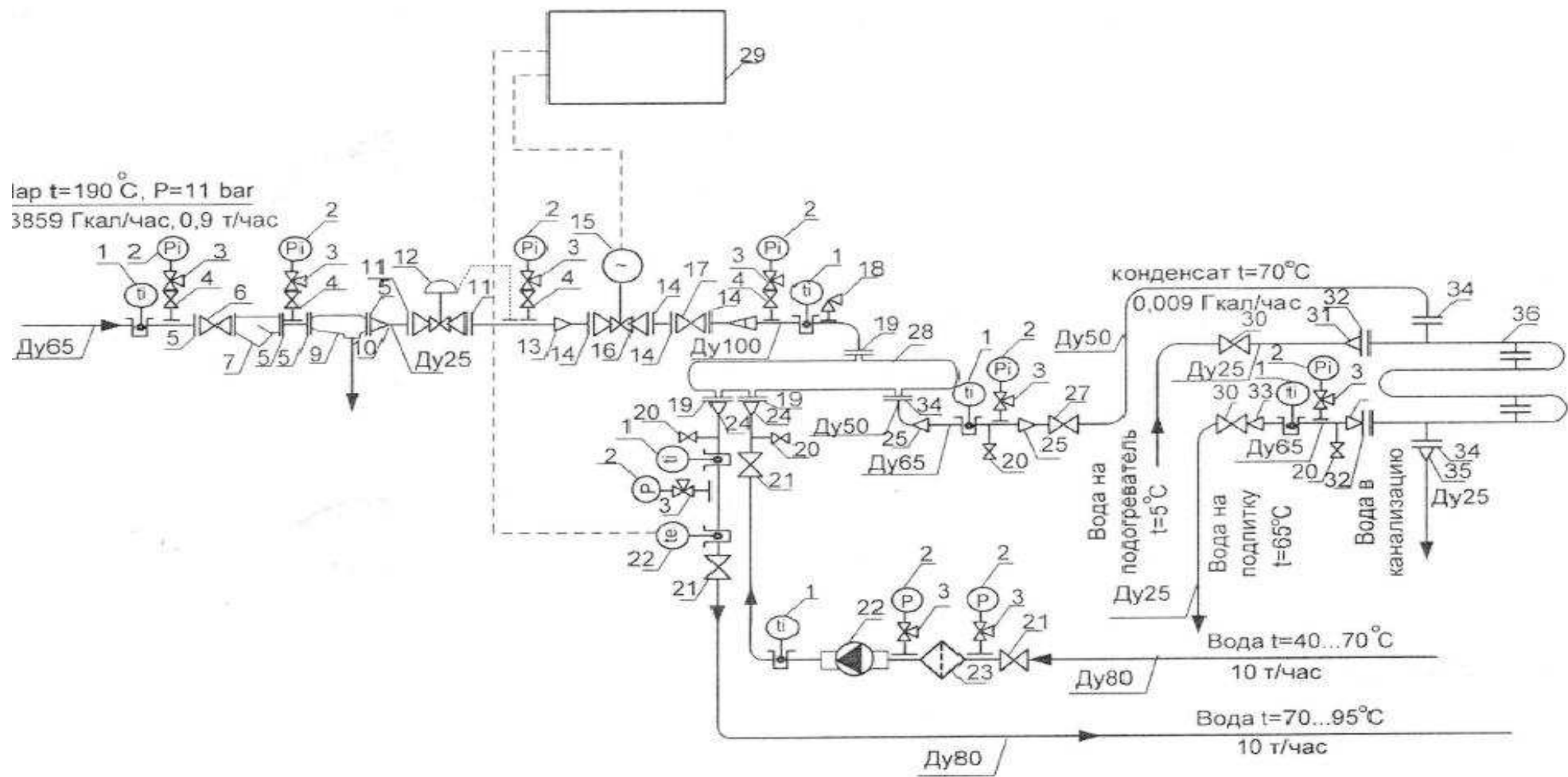
греющего пара стекает в нижнюю часть корпуса и отводится из подогревателя. Накапливающиеся в подогревателе неконденсирующиеся газы (воздух) отводятся через патрубок на корпусе аппарата не было перескоков, надо нужен такой же расход, в целях в энергосбережении ресурсов.



1 – Корпус; 2 – Камера водяная передняя; 3 – Камера водяная задняя; 4 – Система трубная; 5 – Трубы теплообменные; 6 – Доска трубная задняя; 7 – Доска трубная передняя; 8 – Днище камеры передняя; 9 – Днище камеры задняя; 10 – Днище корпуса; 11 – Отборный лист

Рисунок 21 - Виды смесительных теплообменников

С целью рационального использования энергетических ресурсов необходимо разработать схему управления тепловым процессом установки теплообменного аппарата марки ПП2-6-2-2, предложено производить регулирование расхода греющего агента (пар) чтобы обеспечить точный нагрев воды на ванну.



Согласно рисунку 21, пар с температурой $t_1' = 190$ °C и давлением $p = 11$ бар подается в подающий трубопровод диаметром 65 мм, с расходом $G_n = 0,187$ кг/с, проходя через сетчатый фильтр 7 и конденсатоотводчик 10 поступает в регулятор давления 12, который сбрасывает давление до 2 бар, далее проходит через регулятор температуры 15, который поддерживает температуру при заданном режиме, после этого пар попадает в межтрубное пространство теплообменника, где в свою очередь омывает стенки трубок, передавая тепло. В процессе прохождения происходит пленочная конденсация, в результате чего пар конденсируется и выходит с температурой $t_1'' = 70$ °C, далее попадает в пластинчатый теплообменник, служащий для подпитки. В теплообменник поступает хозяйственная питьевая вода с температурой $t = 5$ °C и давлением 4 бара, конденсат отдает свое тепло хоз. питьевой воде, в результате чего вода нагревается до $t = 22$ °C и уходит на подпитку, отработавший конденсат сбрасывается в канализацию. В кожутрубчатый теплообменный аппарат с помощью циркуляционного насоса 22 поступает технологическая вода с линии окраски профиля с температурой $t_2' = 40 \div 70$ °C с давлением $p = 2$ бар и расходом $G_g = 4,28$ кг/с и выходит уже подогретая в диапазоне $t_2'' = 70 \div 95$ °C и уходит на линию окраску профиля.

2.2 Методика исследования

Исходные данные:

Начальная температура пара t_1' °C

Конечная температура пара (охлажденный конденсат) t_1'' °C

Начальная температура воды t_2' °C

Конечная температура воды – искомая величина

Расход пара G_n кг/с

Расход воды $G_в$ кг/с

Теплота конденсации $r_к$ Дж/кг

Удельная теплоемкость воды $C_в$ Дж/кг·°C

Удельная теплоемкость конденсата $C_в$ Дж/кг·°C

Основной задачей при составлении теплового баланса теплообменного аппарата является определение рабочих параметров установки для обеспечения требуемой температуры нагреваемого агента

В данных теплообменных аппаратах применена схема противоток. Она имеет ряд преимуществ по сравнению с прямотоком. Так при одних и тех же начальных и конечных температурах теплоносителей для противотока в большинстве практических случаев получается большая средняя разность температур, что позволяет иметь меньшую поверхность нагрева аппарата при той же производительности. Поэтому противоточную схему движения теплоносителей следует применять во всех случаях, когда этому не препятствует технология производства.

При составлении теплового баланса следует учитывать статьи прихода и расхода. В левой части это тепло охлаждения перегретых паров горячего теплоносителя; тепло конденсации паров горячего теплоносителя; тепло охлаждения конденсата. В статье расхода будут тепло нагрева жидкого холодного теплоносителя; тепло испарения холодного теплоносителя; тепло перегрева паров холодного теплоносителя; тепловые потери в окружающую среду.

Полный баланс теплообменника будет выглядеть следующим образом:

$$G_1 \cdot c_1 (t_1'' - t_1') + G_1 r_1 + G_1 c_1 (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2' - t_2'') + G_2 r_2 + G_2 c_2 (t_2'' - t_2') + Q_{окр} \quad (1)$$

В левой части уравнения первое, второе и третье слагаемые заменяются выражением:

$$G_n \cdot (H_n - H_k)$$

В данном случае, в теплообменнике будут происходить следующие тепловые процессы: в левой части охлаждения перегретых паров горячего теплоносителя; тепло охлаждения конденсата. В правой части тепло нагрева жидкого холодного теплоносителя; тепловые потери в окружающую среду.

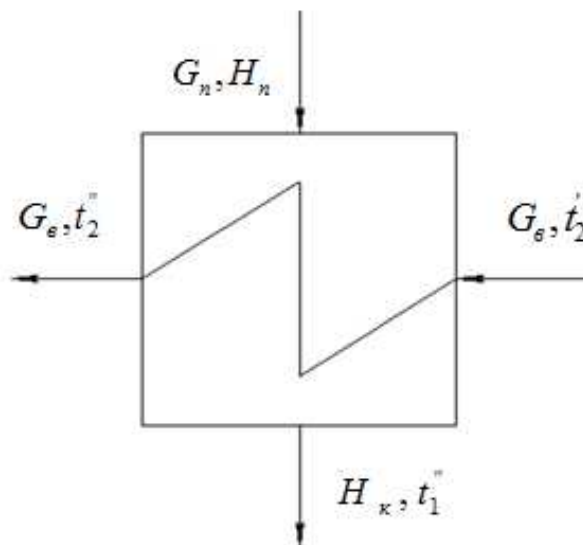


Рисунок 23 - Схема теплового баланса кожухорубчатого теплообменного аппарата

Тепловой баланс исследуемого теплообменного аппарата имеет следующий вид:

Пар – вода:

$$G_n \cdot (H_n - H_k) = G_с \cdot c_с \cdot (t_2'' - t_2') \quad (2)$$

где H_n - теплосодержание насыщенного пара Дж/кг; H_k - теплосодержание конденсата Дж/кг.

Конечная температура воды, °C

$$t_2'' = \frac{Q_n + G_g \cdot c_g \cdot t_2'}{G_g \cdot c_g} \quad (3)$$

Температурный напор, °C

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} \right)} \quad (4)$$

где $t_{\delta} = t_1' - t_2''$ - большая разность температур между горячим и холодным теплоносителем (с одного края теплообменника), °C; $t_m = t_1'' - t_2'$ - меньшая разность температур (с другого края теплообменника). °C.

Ориентировочная площадь, м²

$$F_{op} = \frac{Q_g}{k_{ориен} \cdot \Delta t} \quad (5)$$

где $k_{ориен}$ - ориентировочный коэффициент теплопередачи $\frac{Вт}{м^2 \cdot °C}$

Общее количество трубок, шт

$$n_{об} = \frac{1,27 \cdot G_{г,н}}{w_{тр,м.тр} \cdot \rho \cdot d_{нар}^2} \quad (6)$$

где ρ - плотность теплоносителя, кг / м³; $w_{тр,м.тр}$ - скорость теплоносителя в трубном и межтрубном пространствах, м/с

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{n_{окруж} \cdot Re_{зад}}{n} \quad (7)$$

где $n_{округл}$ - общее число трубок, округленное до меньшего, шт; $Re_{зад}$ - заданное число Рейнольдса

Число Нуссельта в трубном и межтрубном пространствах для воды:

$$Nu_{\epsilon} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\epsilon}}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (8)$$

$$Nu_{м.тр} = C \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{\epsilon}}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot 0,84 \quad (9)$$

где Pr – число Пранкля; C – коэффициент, учитывающий расположение трубного пучка

Коэффициент теплоотдачи в трубном и межтрубном пространствах для воды,

$$\frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C} :$$

$$\alpha_{тр} = \frac{Nu_{\epsilon} \cdot \lambda_{\epsilon}}{d_{вн}} \quad (10)$$

$$\alpha_{м.тр} = \frac{Nu_{\epsilon} \cdot \lambda_{\epsilon}}{d_{экв}} \quad (11)$$

Коэффициент теплоотдачи межтрубном пространстве для пара, $\frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C} :$

$$\alpha_{м.тр} = 0,728 \cdot \xi \cdot \xi_t \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_k^2 \cdot \lambda_k \cdot r_k \cdot g}{\mu \cdot \Delta t_1 \cdot d_2}} \quad (12)$$

где ξ_t - поправочная функция, учитывающая вязкость и теплопроводность конденсата при температуре стенки (μ_{cm}, λ_{cm}); $\Delta t = t_{конд} - t_{cm}$ - разность температур конденсации и температуры стенки; d_2 - наружный диаметр

трубок, м; λ_k - теплопроводность конденсата; ρ_k - плотность конденсата, кг/м³.

Коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{тр}} + \frac{1}{\alpha_{м.тр}} + \frac{\delta_{см}}{\lambda_{тр}} + \frac{1}{R_{мер1}} + \frac{1}{R_{мер2}}} \quad (13)$$

где $R_{мер1}$, $R_{мер2}$ - термические сопротивления загрязнений со стороны горячего и холодного потоков, $\frac{м^2 \cdot К}{Вт}$; $\delta_{см}$ - толщина стенок труб, м; $\lambda_{тр}$ - теплопроводность трубок, Вт/м.

Расчетную поверхность нагрева,

$$F = \frac{Q_1}{k_{расч} \cdot \Delta t}, \quad (14)$$

Главное условие чтоб расчетная площадь получилась больше фактической $F_{расч} > F$

Запас площади теплообменника, %

$$\Delta = \frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100 \quad (15)$$

Запас площади теплообменника должен быть от 5 до 25%

Для снижения количества потребляемой тепловой энергии представлена схема управления тепловой системой теплообменного аппарата при регулировании расходом теплоносителя. В данной схеме расходомерами считывается расход пара и данная информация передаётся в тепловычислитель сопряжённый с контроллером. Контроллер в свою очередь

регулирует клапаном расход пара по рассчитанной, на основе теплового баланса.

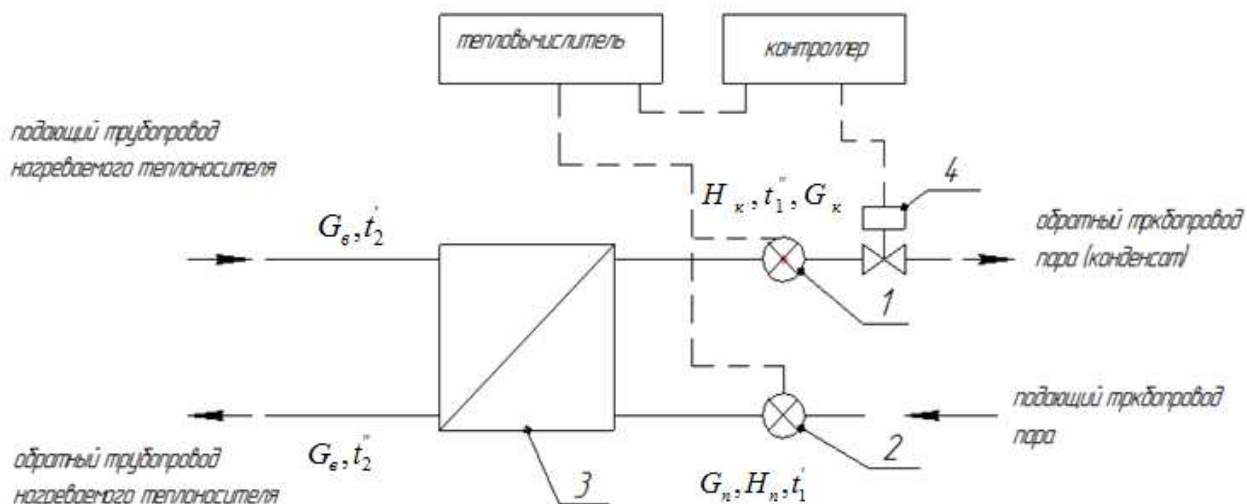


Рисунок 24 - Схема управления тепловой системой теплообменного аппарата при регулировании расходом теплоносителя.

2.3 Выводы к главе 2

1) Для объекта исследования был выбран кожухотрубчатый теплообменник марки ПП2-6-2-2, вследствие надежности при запуске из холодного состояния в рабочее, устойчивости к высоким температурам и к резким термическим расширениям.

2) С целью рационального использования энергетических ресурсов разработана схема управления тепловым процессом установки теплообменного аппарата для обеспечения точного нагрева на ванну.

Глава 3 Расчётное исследование

На основе приведённой выше методики было проведено расчётное исследование режимных параметров теплообменного аппарата типа ПП2-6-2-2. Необходимость данного исследования обоснована тем, что при переменной нагрузке в отопительный период температура греющего агента изменяется в широком диапазоне и для точного регулирования системы необходимо знать параметры установки во всём её рабочем диапазоне.

Расчёт производился при помощи программного продукта Microsoft Excel. Полный расчёт сведён в таблицы и представлен в Приложении А.

В качестве примера ниже приведён расчёт исследуемого теплообменного аппарата при рабочих средах: пар-вода.

3.1 Расчетное исследование теплового режима работы теплообменного аппарата при используемых рабочих средах пар – вода.

Таблица 2 - Исходные данные при исследовании режимных параметров теплообменного аппарата при рабочих средах пар - вода

Наименование	Обозначение	Значение	Единица измерения
Начальная температура пара	t_1'	190	$^{\circ}\text{C}$
Конечная температура пара (конденсат)	t_1''	70	$^{\circ}\text{C}$
Начальная температура воды	t_2'	40	$^{\circ}\text{C}$

Продолжение таблицы 2 - Исходные данные при исследовании режимных параметров теплообменного аппарата при рабочих средах пар - вода

Конечная температура воды	t_2''	Искомая величина	$^{\circ}\text{C}$
Теплота конденсации	r_{κ}	2030000	Дж/кг
Удельная теплоемкость воды	c_{ϵ}	4178	Дж / кг · $^{\circ}\text{C}$
Расход пара	G_n	0,187	кг/с
Расход воды	G_{ϵ}	4,28	кг/с

$$Q_n = G_n \cdot (H_n - H_{\kappa}) \quad (14)$$

Подставляя исходные данные в уравнение (14) получаем:

$$Q_n = 0,187 \cdot (2798140 - 293300) = 465900$$

Подставляя исходные данные в уравнение (3) получаем:

$$t_2'' = \frac{Q_n + G_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon} \cdot t_2'}{G_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon}} = \frac{465900 + 2,77 \cdot 4178 \cdot 40}{2,77 \cdot 4178} = 66 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Пользуясь уравнениями (14) и (3) произведём расчёты при разных расходах теплоносителя.

При расходе 0,206 кг/с количество тепла используемое для нагрева нагреваемого агента и температура на выходе из теплообменного аппарата имеет следующее количественное значение:

$$Q_n = 0,206 \cdot (2798140 - 293300) = 516000$$

$$t_2'' = \frac{Q_n + G_g \cdot c_g \cdot t_2'}{G_g \cdot c_g} = \frac{516000 + 4,28 \cdot 4178 \cdot 40}{4,28 \cdot 4178} = 68,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При расходе 0,226 кг/с количество тепла используемое для нагрева нагреваемого агента и температура на выходе из теплообменного аппарата имеет следующее количественное значение:

$$Q_n = 0,226 \cdot (2798140 - 293300) = 566090$$

$$t_2'' = \frac{Q_n + G_g \cdot c_g \cdot t_2'}{G_g \cdot c_g} = \frac{566090 + 4,28 \cdot 4178 \cdot 40}{4,28 \cdot 4178} = 71,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При расходе 0,246 кг/с количество тепла используемое для нагрева нагреваемого агента и температура на выходе из теплообменного аппарата имеет следующее количественное значение:

$$Q_n = 0,246 \cdot (2798140 - 293300) = 616190$$

$$t_2'' = \frac{Q_n + G_g \cdot c_g \cdot t_2'}{G_g \cdot c_g} = \frac{616190 + 4,28 \cdot 4178 \cdot 40}{4,28 \cdot 4178} = 74,39 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При расходе 0,266 кг/с количество тепла используемое для нагрева нагреваемого агента и температура на выходе из теплообменного аппарата имеет следующее количественное значение:

$$Q_n = 0,266 \cdot (2798140 - 293300) = 666290$$

$$t_2'' = \frac{Q_n + G_g \cdot c_g \cdot t_2'}{G_g \cdot c_g} = \frac{666290 + 4,28 \cdot 4178 \cdot 40}{4,28 \cdot 4178} = 77,19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При расходе 0,286 кг/с количество тепла используемое для нагрева нагреваемого агента и температура на выходе из теплообменного аппарата имеет следующее количественное значение:

$$Q_n = 0,286 \cdot (2798140 - 293300) = 716380$$

$$t_2'' = \frac{Q_n + G_g \cdot c_g \cdot t_2'}{G_g \cdot c_g} = \frac{716380 + 4,28 \cdot 4178 \cdot 40}{4,28 \cdot 4178} = 79,98 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При расходе 0,286 кг/с количество тепла используемое для нагрева нагреваемого агента и температура на выходе из теплообменного аппарата имеет следующее количественное значение:

$$Q_n = 0,306 \cdot (2798140 - 293300) = 766480$$

$$t_2'' = \frac{Q_n + G_g \cdot c_g \cdot t_2'}{G_g \cdot c_g} = \frac{766480 + 4,28 \cdot 4178 \cdot 40}{4,28 \cdot 4178} = 82,78 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При расходе 0,326 кг/с количество тепла используемое для нагрева нагреваемого агента и температура на выходе из теплообменного аппарата имеет следующее количественное значение:

$$Q_n = 0,326 \cdot (2798140 - 293300) = 816580$$

$$t_2'' = \frac{Q_n + G_g \cdot c_g \cdot t_2'}{G_g \cdot c_g} = \frac{816580 + 4,28 \cdot 4178 \cdot 40}{4,28 \cdot 4178} = 85,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При расходе 0,346 кг/с количество тепла используемое для нагрева нагреваемого агента и температура на выходе из теплообменного аппарата имеет следующее количественное значение:

$$Q_n = 0,346 \cdot (2798140 - 293300) = 866670$$

$$t_2'' = \frac{Q_n + G_g \cdot c_g \cdot t_2'}{G_g \cdot c_g} = \frac{866670 + 4,28 \cdot 4178 \cdot 40}{4,28 \cdot 4178} = 88,37 \text{ } ^\circ\text{C}$$

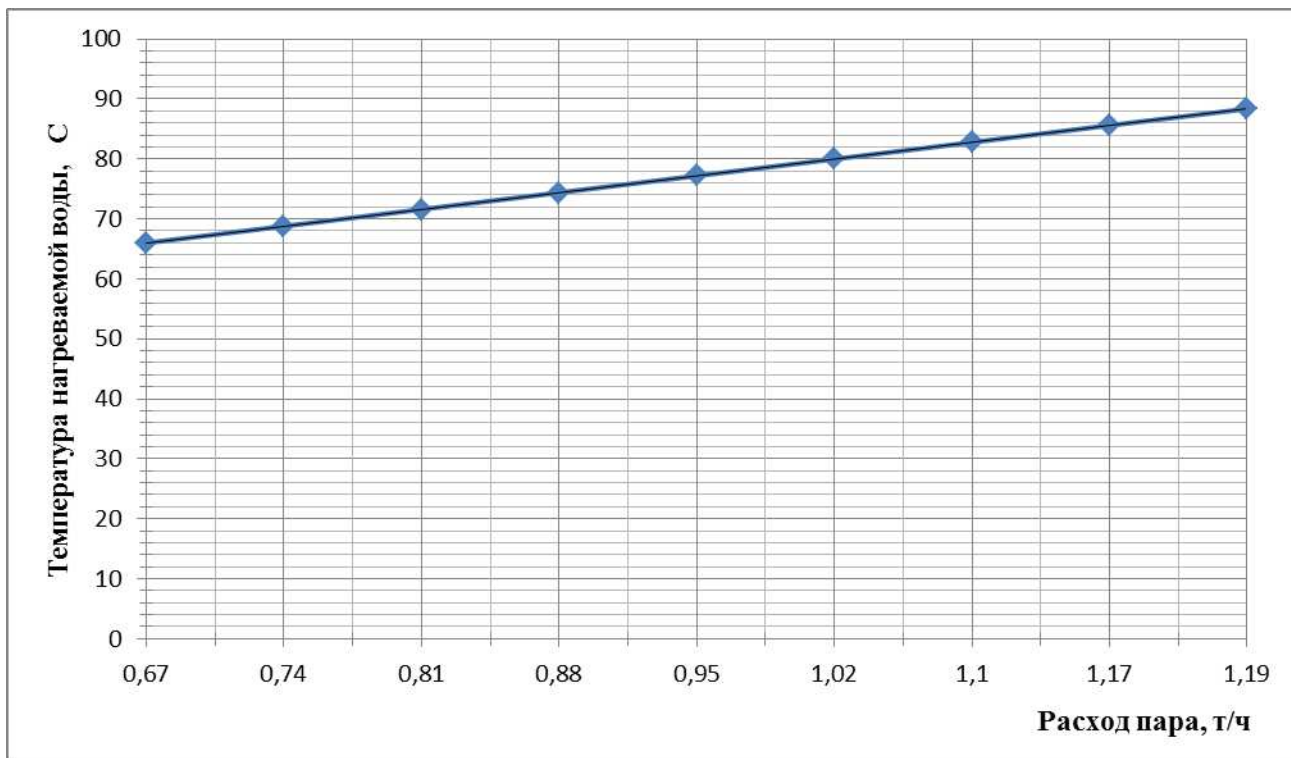
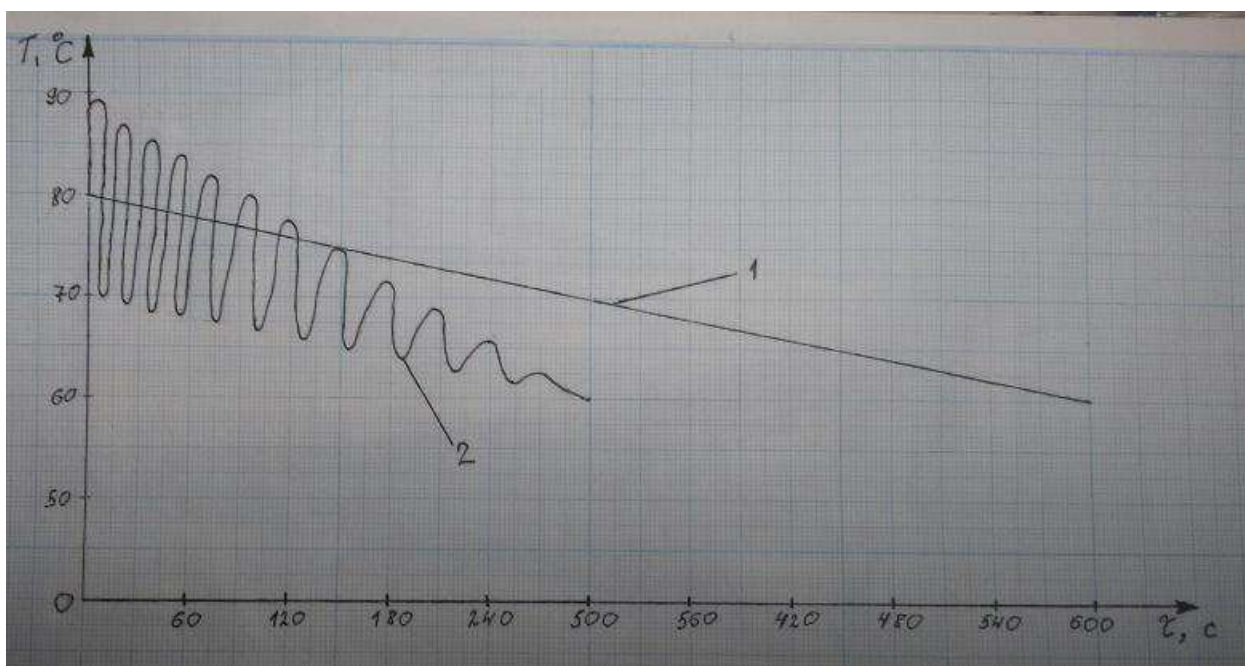


Рисунок 23 – График зависимости поступающего расхода пара от конечной температуры воды (конденсат)

На графике прослеживается линейная зависимость при расходе пара 0,187 кг/с получаем температуру нагреваемого теплоносителя 66 градусов. При увеличении расхода пара температура линейно растет и при достижении расхода 0,346 кг/с достигает температуры 88,37 градусов. Это максимальная температура при котором выполняется подогрев ванны для выполнения различного рода технологических процессов. В качестве регулирования расхода пара устанавливаем седельный клапан компании **Belimo** хорошо себя зарекомендовавшие себя в системах парового регулирования.

Теплообменные аппараты, реализующие энерго - и ресурсосберегающую технологию, имеют разнообразные конструкции, основным параметром которых является температура нагреваемого агента. Одной из наиболее распространённых конструкций, используемых на отечественных предприятиях, является кожухотрубчатый теплообменный аппарат. На сегодняшний день регулирование температурного режима сети с

использованием теплообменного аппарата производится при помощи регулирующего клапана (ПИ-регулирование). В результате чего в переходном режиме, при регулировании клапаном, происходят колебания системы с переменной амплитудой по температуре до момента выхода на стационарный тепловой режим. Зарубежный опыт регулирования параметров тепловой сети показывает эффективность регулирования расходной характеристикой (П-регулирование) по заданному графику.



1 – П-регулирование (пропорциональная); 2 – ПИ-регулирование (пропорционально-интегральная)

Рисунок 24 - Схема регулирования клапана

3.2 Выводы по главе 3

Проведено расчётное исследование режимных параметров теплообменного аппарата типа ПП2-6-2-2.

Построен график зависимости поступающего расхода пара от конечной температуры воды (конденсат). Получена линейная зависимость, при увеличении расхода пара температура линейно растёт.

Полученные данные позволяют производить регулировку параметров теплообменного аппарата за счёт расходной характеристики.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведен анализ регулирования параметров работы теплообменных аппаратов используемых на предприятиях. Предложена схема управления тепловым режимом теплообменного аппарата установленного на ООО «КРАМЗ». Регулирование температурного режима сети проводилось с использованием теплообменного аппарата при помощи регулирующего клапана с использованием датчиков температуры.

В качестве объекта исследования был выбран теплообменник ПП-6-2-2, установленный на ООО «КраМЗ». Проведено расчётное исследование технологических параметров данного типа установки. В результате чего были получены количественные зависимости регулирования объёма греющего агента, для обеспечения необходимых температур. Полученные данные позволяют производить регулировку параметров теплообменного аппарата за счёт расходной характеристики.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Булыгин Ю.А. Теплообменные аппараты в нефтегазовой промышленности: курсовое проектирование: учеб. пособие / Ю.А. Булыгин, С.С. Баранов. Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2015. - 100 с.
2. Иванов А.Н. Теплообменное оборудование предприятий: учеб. пособие / А.Н. Иванов, В.Н. Белоусов, С.Н. Смородин. - Санкт-Петербург : 2016. – 184 с.
3. Бажан П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. — Москва: Машиностроение, 1989. — 200 с.
4. Дрейцер Г.А. Исследование работы теплообменного аппарата при имитационном моделировании: Методическое пособие к лабораторной работе / Г.А. Дрейцер. – Москва: Изд-во МАИ, 2001. – 34 с.
5. Григорьев В.А., Крохин Ю.И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: Учебное пособие для вузов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 312 с.
6. Теплообменные аппараты: учебное пособие / Б.Е. Байгалиев, А.В. Щелчков, А.Б. Яковлев, П.Ю. Гортышов. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2012. –180 с.
7. А.Б. Мозжухин, Е.А. Сергеева Расчет теплообменника : метод. указания / А.Б. Мозжухин, Е.А. Сергеева. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2007. – 32 с.
8. Н.И. Савельев, П.М. Лукин Расчет и проектирование кожухотрубных теплообменных аппаратов: Учебное пособие / Н.И. Савельев, П.М. Лукин. - под ред. Л.Г. Григорьева. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2010. – 80 с.

9. Григорьев В.А., Крохин Ю.И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: Учебное пособие для вузов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 312 с.
10. Н.Ю. Карапузова, В.М. Фокин. Расчет теплообменных аппаратов: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию / Н.Ю. Карапузова, В.М. Фокин; М-во образования и науки Рос. Федерации, Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т ; – Волгоград, 2013. – 64 с.
11. Пат. 2016109637 Российская Федерация, МПК F28D 1/00. Кожухотрубчатый теплообменный аппарат для жидких и газообразных рабочих сред/ Д. Л. Грохольский ; заявитель и патентообладатель Москва. – № 2000131736/09 ; заявл. 17.03.2016; 13.03.2017 Бюл. № 8 (II ч.). – 7 с.
12. Орлов В.Н. Проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов: учеб. пособие. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2005. – 136 с
13. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. 10-е изд. Стереотип., доработ. Перепеч. с изд 1973 г. М.: ООО ТИД «Альянс», 2004. 753 с.
14. Дытнерский, Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию / Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский. – 5-е изд., стереотипное. – М.: ООО «Издательский дом Альянс», 2010. – 496 с. ISBN 917-5- 903034-87-1.
15. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А Нос- ков. – М., 2005. – 576 с. ISBN 5-98535-006-1.
16. Ляшков, В.И. Тепловой расчет теплообменных аппаратов : метод. указания и варианты расчетно-граф. заданий по теплопередаче для студ. 2 – 4 курсов / В.И. Ляшков, И.А. Черепенников. – Тамбов : ТИХМ, 1991. – 48 с

17. Плановский, А.Н. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии : учебник для вузов / А.Н. Плановский, П.И. Николаев. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Химия, 1987. – 496 с.
18. Романков, П.Г. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи) / П.Г. Романков, В.Ф. Фролов, О.М. Флисюк, М.И. Курочкина. – Л. : Химия, 1993. – 496 с.
19. Черепенников, И.А. Примеры теплового расчета теплообменника : метод. указания / И.А. Черепенников. – Тамбов : ТИХМ, 1973. – 34 с.
20. Стандартные автоматизированные блочные тепловые пункты Danfoss: учеб. пособие / Невский В.В., Васильев Д.А., Дудник Д.А., Семянников Д.А., Сидоркин С.А. – Москва: ООО Данфос, 2010. – 50 с.
21. Хаглеев Е.П. Источники и системы теплоснабжения предприятий: Учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию / Сост. Хаглеев Е.П. – Красноярск., 2009 – 240 с.
22. Козин В.Е., Левина Т.А., Мирков А.Т., Пронина И.Б., Слемзин В.А. Теплоснабжение: Учебное пособие для студентов вузов. – М.: Агатова, 1980. – 408 с.
23. Фраас А., Оцисик М. Расчёт и конструирование теплообменников. Пер. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1971. 358 с.
24. К.Э. Аронсон, С.Н. Блинков, В.И. Брезгин и др. Теплообменники энергетических установок: учебник для вузов; под ред. Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: Сократ, 2003. – 986 с.
25. Булыгин Ю.А. Расчет и проектирование теплообменного аппарата: учеб. пособие / Ю.А. Булыгин, В.Н. Апасов. Воронеж: ГОУВПО «ВГТУ», 2006. – 136 с.
26. Гортышов Ю.Ф., Олимпиаев В.В., Байгалиев Б.Е. Теплогидравлический расчет и проектирование оборудования с интенсифицированным теплообменом. – Казань: Изд-во КГТУ, 2004. – 432 с.

27. Архаров А.М., Архаров И.А., Афанасьев В.Н. и др. Теплотехника: Учебник для вузов / Под общ. ред. А.М. Архарова и В.Н. Афанасьева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 712 с.
28. Волкова Г.В., Шадрина Е.М. Гидромеханические процессы. Основные понятия, закономерности, конструкции аппаратов и примеры расчетов оборудования: учеб. пособие / ГОУВПО Иван. гос. хим. – технол. ун-т. Иваново, 2005. 128 с.
29. Бакластов А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. М.: Энергия, 1970. 340 с.
30. Мовсесян В.Л., Мурзич А.Ф., Иванов А.Н. Профильно– пластинчатые теплообменники. СПб: «РИД», 2002. 320 с.
31. Коваленко Л. М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.: Энергоатомиздат, 1986. 240 с.
32. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1980. 424 с.
33. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.–Л.: Энергия, 1966. 184 с.
34. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.
35. Теплообменные аппараты химических производств: учеб. пособие/ Е. А. Дмитриев, Е. П. Моргунова, Р. Б. Комляшёв. – М.: РХТУ им. Д. И. Менделеева, 2013. – 88 с.
36. Банных О.П. Основные конструкции и тепловой расчет теплообменников: учебное пособие / СПбНИУ ИТМО, 2012. – 42 с.


ПРИЛОЖЕНИЕ А

Расход пара G_n , кг/с	Нагреваемая температура t_2'' , °C
0,187	66
0,207	68,8
0,227	71,6
0,247	74,39
0,267	77,19
0,287	79,98
0,307	82,78
0,327	85,37
0,346	88,37

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Кафедра Теплотехники и Газодинамики

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой


подпись В.А. Кулагин
инициалы, фамилия

« 18 » 06 2018 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
ИССЛЕДОВАНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

13.04.01 Теплоэнергетика теплотехника

13.04.01.01 Энергетика теплотехнологий

Научный руководитель  проф, д-р техн.наук А.П. Скуратов

подпись, дата

16.06.18

Выпускник  И.А. Ласточкин

подпись, дата

12.06.18

Рецензент  проф, д-р техн.наук Ю.Л. Липовка

подпись, дата

14.06.2018

Красноярск 2018