МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ДИЗАЙНА И ТЕХНОЛОГИИ»
(ФГБОУ ВПО «МГУДТ»)

Тюрин М.П., Бородина Е.С.

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ И ИХ РАСЧЁТ

Учебное пособие

Допущено к изданию редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия для подготовки бакалавров и магистров по направлениям 13.03.01, 13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника, 20.03.01, 20.04.01 (280700) Техносферная безопасность

Москва
МГУДТ 2016

УДК 621.184.64 (075)
Т-98

Т-98 Тюрин М.П., Бородина Е.С.,
Рекуперативные теплообменники и их расчёт: Учебное пособие.– М.: МГУДТ, 2016. – 59с.

Рецензенты:

-заместитель заведующего отделением турбинных установок ОАО «Всероссийский теплотехнический научно-исследовательский институт» (ОАО «ВТИ»), к.т.н., с.н.с. Иванов Н.В.;

-доцент кафедры промышленной теплоэнергетики ФГБОУ ВПО «МГУДТ» к.т.н., Каленков А.Б.

Учебное пособие предназначено для обучающихся всех форм обучения по направлениям подготовки *13.03.01, 13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника, 20.03.01, 20.04.01 (280700) Техносферная безопасность* и будет использовано при изучении дисциплин «Теория горения и взрыва», «Теплотехника», «Пожаровзрывобезопасность», «Термодинамические методы исследования эффективности в теплотехнике», «Современные проблемы теплоэнергетики, теплотехники, теплотехнологий и энергосбережения».

Тепло - и массообменные (ТА) аппараты служат для передачи теплоты от одних сред к другим и предназначены для осуществления различных тепловых процессов. ТА могут быть классифицированы по многим признакам: по назначению, по принципу работы, по относительному направлению движения теплоносителей, по фазовому состоянию теплоносителей, конструктивным характеристикам и т.д.

В учебном пособии рассмотрены рекуперативные теплообменные аппараты и даны примеры расчета рекуперативных теплообменников.

УДК 621.184.64 (075)

Подготовлено к печати на кафедре промышленной экологии и безопасности.

Печатается в авторской редакции.

© МГУДТ, 2016

© Тюрин М.П., Бородина Е.С. 2016

ВВЕДЕНИЕ

Тепло - и массообменные (ТА) аппараты служат для передачи теплоты от одних сред к другим и предназначены для осуществления различных тепловых процессов. ТА могут быть классифицированы по многим признакам: по назначению, по принципу работы, по относительному направлению движения теплоносителей, по фазовому состоянию теплоносителей, конструктивным характеристикам и т.д.

По назначению ТА подразделяются на нагреватели, охладители, испарители, паропреобразователи, конденсаторы, дистилляторы, ректификаторы и т.п.

По принципу работы ТА делятся на поверхностные (рекуперативные, регенеративные) и контактные. В рекуперативных поверхностных теплообменниках передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется через разделяющую их теплообменную поверхность.

В регенеративных теплообменных аппаратах в качестве поверхности теплообмена используется теплоаккумулирующая насадка, которая по очереди омывается то греющим, то нагреваемым теплоносителем.

В контактных тепломассообменных аппаратах передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется в результате их непосредственного контакта.

По относительному направлению движения теплоносителей ТА подразделяются на прямоточные, противоточные и перекрестноточные. Если направление движения одного или обоих теплоносителей друг относительно меняется, то имеет место более сложная схема движения теплоносителей. Путь, пройденный теплоносителем в ТА без изменения направления называется ходом.

В данном учебном пособии рассматриваются только рекуперативные теплообменные аппараты.

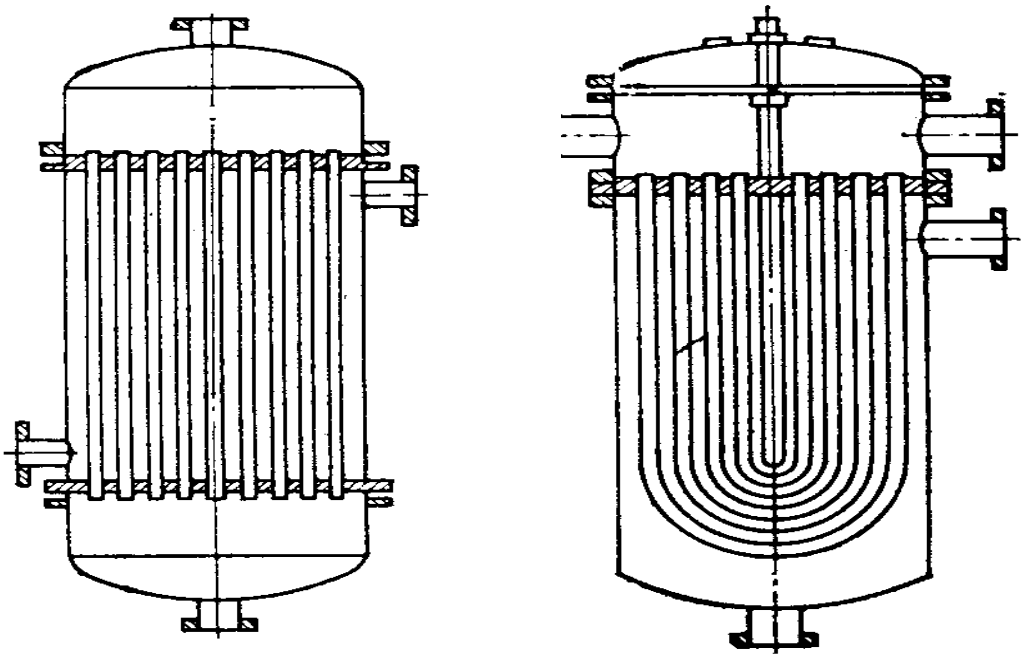
1. ХАРАКТЕРИСТИКИ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

1.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Конструктивные особенности рекуперативных теплообменных аппаратов весьма разнообразны и определяются их назначением, типом и параметрами теплоносителей, производительностью и т.д.

Кожухотрубные теплообменные аппараты. Наибольшее распространение в промышленности получили кожухотрубные теплообменники. Они представляют собой аппараты, состоящие из заключенных в кожух пучка труб, закрепленных в трубных решетках (рис. 1 а и б). Они могут

быть одно- и многоходовыми, прямоточными, противоточными и перекрестноточными и применяются в случаях, когда требуются большие поверхности теплообмена. Пучки труб могут быть выполненными как прямыми, так и в некоторых случаях U – образными.



а) *б*)

Рис. 1. Принципиальные схемы кожухотрубных ТА:
а – с жестким креплением труб; *б* – с U-образными трубами

Особенностью кожухотрубных аппаратов является то, что проходное сечение межтрубного пространства существенно (в 2-3 раза) больше проходного сечения внутри труб. Это обстоятельство необходимо учитывать при разработке конструкций ТА.

Для интенсификации теплообмена используют различные конструктивные решения. С этой целью теплообменные аппараты по теплоносителю, проходящему в трубах, делают многоходовыми, а в межтрубном пространстве для увеличения скорости теплоносителя при сохранении требуемого расхода устанавливают перегородки.

Кожухотрубные ТА нашли применение в теплоэнергетике, холодильной технике и другом оборудовании.

Секционные теплообменные аппараты. Секционные ТА также получили достаточно широкое распространение в различных отраслях промышленности (рис. 2 а и б). Они состоят из нескольких (рис. 2 а) последовательно соединенных секций, представляющих собой небольшой пучок труб 2, помещенный в кожух 1, который выполнен из трубы большего

диаметра. Такие аппараты по сравнению с кожухотрубными теплообменными аппаратами характеризуются при одинаковых расходах теплоносителей меньшим различием скоростей в межтрубном пространстве и в трубах. Из отдельных секций такого аппарата можно подбирать требуемую площадь теплообменной поверхности.

При высокой степени загрязненности теплоносителей, а также при малых тепловых нагрузках секции могут выполняться по типу теплообменников «труба в трубе», в которых в наружной трубе расположена одна единственная труба меньшего диаметра (рис. 2 б).

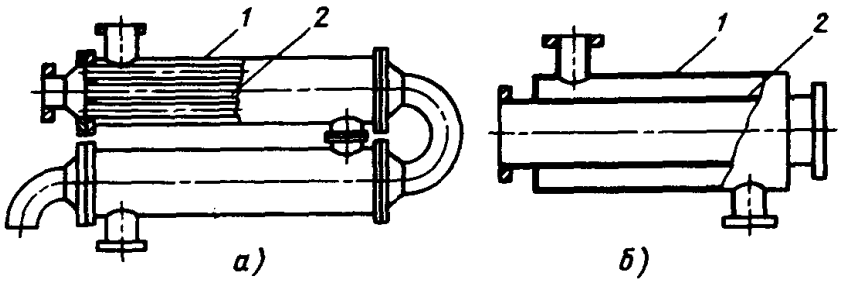


Рис. 2. Принципиальная схема теплообменников:
а – секционный; б – “труба в трубе”; 1 – кожух; 2 – трубный пучок

К преимуществам разборных теплообменников «труба в трубе» можно отнести легкость очистки поверхностей нагрева в случае их использования для утилизации теплоты загрязненных жидкостей, например сбросных промывных или красильных растворов.

Змеевиковые теплообменники – другой тип рекуперативных ТА (рис. 3). Они состоят из корпуса 1, в котором размещены стакан 2 и змеевик 3 или система змеевиков. При этом витки змеевика ориентированы по винтовой линии.

Такие аппараты более компактны по сравнению с кожухотрубными аппаратами и позволяют обеспечить более высокие скорости и коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя, движущегося в трубах, при его малых расходах. Перепад давлений между теплоносителями может достигать 10 МПа. Такие аппараты широко применяются в выпарных, ректификационных, дистилляционных и других установках.

Ламельные теплообменные аппараты, так же как и кожухотрубные имеют кожух, внутри которого находится пучок плоских труб, образованных попарно сваренными пластинами толщиной 1-2 мм (рис. 4).

Эквивалентный диаметр таких труб находится в пределах 7-14 мм, их длина – 2-6 м, а диаметр кожуха колеблется от 0,1 до 1 м. Ламельные ТА предназначены в основном для работы с теплоносителями: жидкость-жидкость, газ-газ и пар-жидкость. Давление в таких теплообменниках обычно не превышает 4,5 МПа. При низких давлениях корпус аппарата может иметь прямоугольную форму.

Блочно-панельные конденсаторы и испарители могут применяться в

холодильной технике и тепловых насосах, в которых конденсация и кипение хладагента происходит в вертикальных каналах панелей.

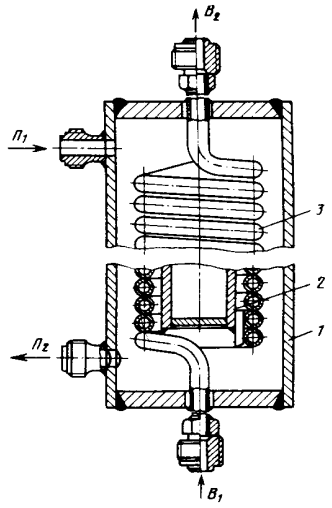


Рис. 3. Змеевиковый ТА

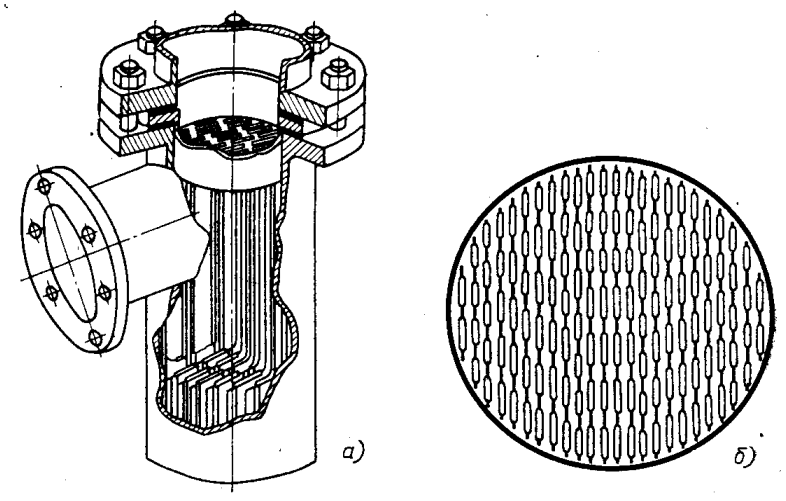


Рис. 4. Ламельный ТА: а – общий вид; б – схема расположения ламелей

Спиральные теплообменные аппараты (рис. 5 а и б). Спиральные ТА представляют собой аппараты, в которых каналы для обоих теплоносителей образованы двумя свернутыми в спирали полосами.

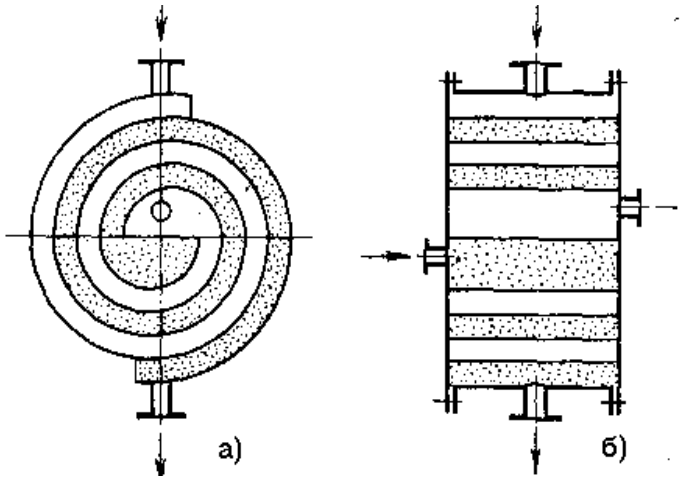


Рис. 5. Спиральный теплообменник. а – поперечное сечение аппарата; б – продольное вдоль оси сечение аппарата.

Для стандартных спиральных теплообменников поверхность нагрева составляет от 3,2 до 100 м^2, а ширина спиральных полос – 0,2 ÷ 1,5 м. Ширина проходного сечения для теплоносителей составляет 8-12 мм.

Такие ТА работают в области небольших давлений – до 0,6 МПа и могут быть использованы для конденсации чистых паров из парогазовых смесей.

Калориферы. Для систем воздушного отопления и приточной вентиляции используются калориферы. Они могут иметь трубные пучки различной конструкции. Греющим теплоносителем в таких ТА чаще всего является либо горячая вода, либо водяной пар.

Отечественной промышленностью выпускаются различного типа ТА: калриферы из биметаллических труб с винтовыми накатными ребрами (КСк-3, КСк-4) и калориферы из стальных труб с коллективным пластин-

чатым оребрением из листовой стали толщиной 0,5 мм и шагом 5 мм (рис. 6).

Стальные пластинчатые калориферы изготовляются одноходовыми по воде (КФМ - малая модель, КФС - средняя модель, КФБ - большая модель) и многоходовыми (КВС и КВБ). Калориферы КФМ, КФБ и КФС имеют коридорное, а калориферы КВС и КВБ — шахматное расположение труб. Массовую скорость воздуха $\rho \cdot \upsilon$ рекомендуется принимать равной $8 \div 11 кг/(м^2 \cdot с)$. Калориферы модели КФМ по направлению движения воздуха имеют два ряда труб, калориферы модели КФС - три, калориферы модели КФБ - четыре ряда труб.

Калориферы могут состоять из нескольких секций по ширине аппарата. В каждой секции могут располагаться два продольных ряда стальных труб. Скорость воды обычно составляет 0,01-1,0 м/с.

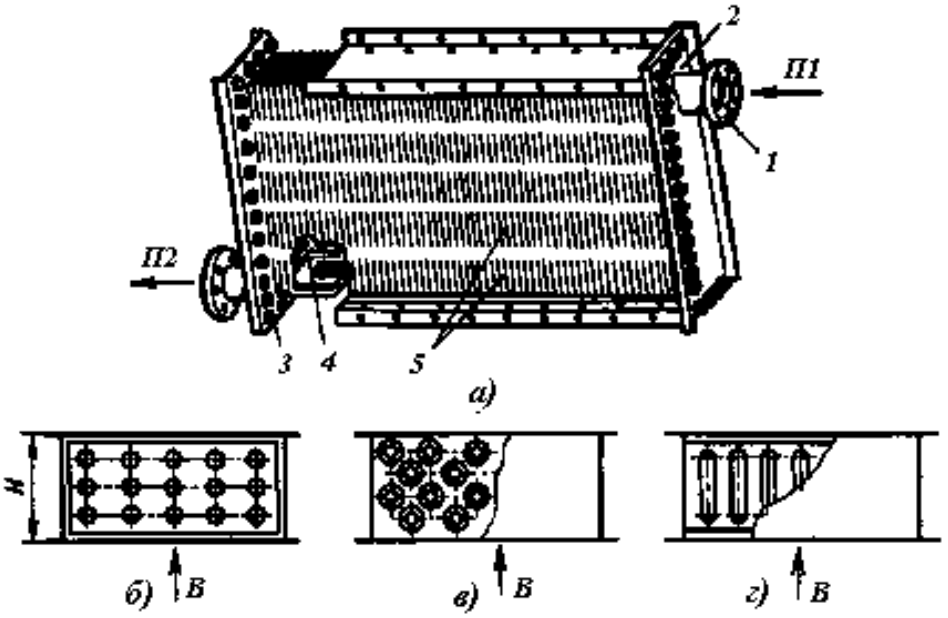


Рис. 6. Калориферы различной конструкции: *а* - общий вид; *б* - из круглых труб с коллективным оребрением; *в* - из труб с винтовым накатным оребрением; *г* - из плоских труб с коллективным оребрением; 1 – подвод греющего теплоносителя; 2 – корпус; 3 – сборный коллектор; 4 – трубы; 5 – пластины коллективного оребрения; $П_1$ и $П_2$ – вход и выход пара или воды; В – направление движения воздуха

Трубчатые ребристые теплообменники. Трубные пучки этих ТА с целью увеличения поверхности теплообмена изготавливают из оребренных труб (рис. 7). Площадь теплообменной поверхности благодаря оребрению может быть увеличена в 20 и более раз, что компенсирует относительно невысокие значения коэффициента теплоотдачи от воздуха. Такие ТА получили довольно широкое распространение в химической, текстильной и бытовой промышленности для охлаждения или нагревания воздуха.

Пластинчатые и пластинчато-ребристые теплообменники. В

пластинчатых теплообменных аппаратах греющий и нагреваемый теплоносители движутся по щелевым каналам, образованным параллельными пластинами. В простейшем случае пластины изготавливаются плоскими, однако из-за небольшой поверхности теплообмена они не нашли широкого распространения.

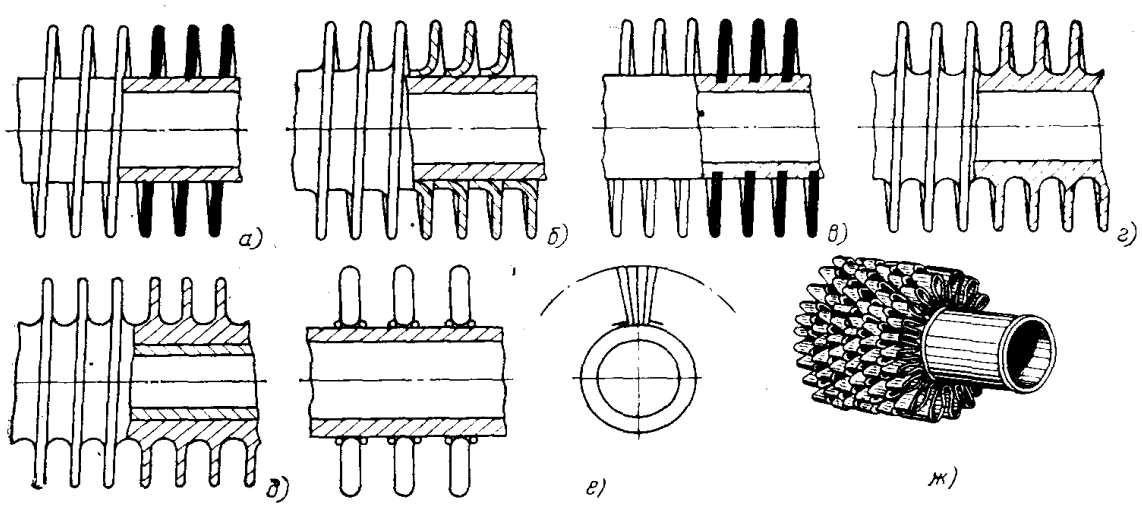


Рис. 7. Оребренные трубы: *а* – с оцинкованным; *б* – с навитым в натяг и *в* - с завальцованным в канавку поперечно-спиральным оребрением; *г* и *д* - моно- и биметаллические накатные оребренные трубы; *е* и *ж* - трубы с проволочно- и ленточно-спиральными ребрами

К числу наиболее компактных теплообменных аппаратов относятся пластинчато-ребристые ТА. Пластинчато-ребристые ТА могут иметь ребра различной конфигурации. Наибольшее распространение получили ребристые поверхности, образующие треугольные и прямоугольные каналы для движения теплоносителей (рис. 8).

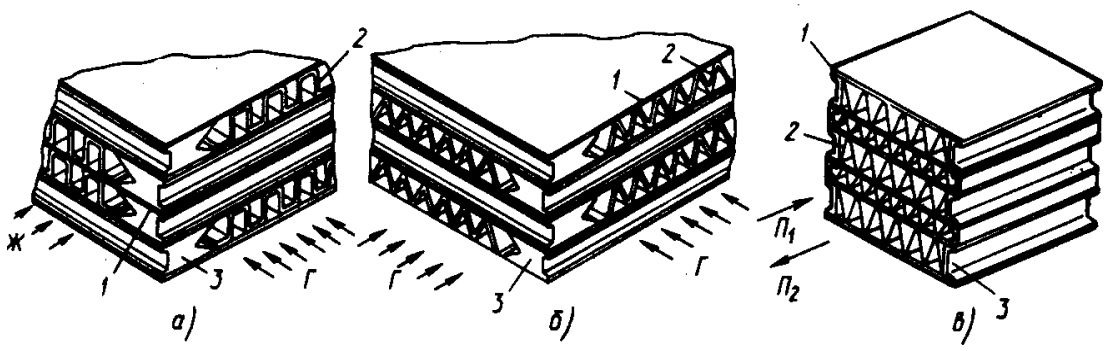


Рис. 8. Пластинчато-ребристые поверхности теплообмена. *а* - с прямоугольными каналами; *б* и *в* - с треугольными каналами; 1 – пластина; 2 – насадка; 3 – проставка; Ж – жидкость; Г – газ; $П_1$ и $П_2$ – вход и выход потока

Отдельный элемент такого ТА состоит (см. рис. 8) из пластины 1, на которую накладывается насадка 2 из гофрированного или рассечного листа с той или иной конфигурацией гофр. С боковой стороны элемент закрыт

специальными проставками 3. Такие элементы собираются в пакеты. В результате образуются две группы каналов для прохода теплоносителей.

Пластинчатые теплообменники находят применение для нагревания или охлаждения жидкостей, конденсации чистых паров из парогазовых смесей, а также в качестве греющих камер в выпарных аппаратах. Область их применения от –20 до 150 ^{o}C по температуре и до 2-2,5 МПа по давлению.

1.2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Тепловые расчет рекуперативных ТА мжно подразделить на два типа: тепловой конструктивный расчет и поверочный расчет. В первом случае известны теплопроизводительность аппарата, теплоносители, их начальные и конечные параметры. При этом необходимо выбрать тип аппарата, требуемую поверхность теплообмена и его конструктивные характеристики. Во втором случае известны конструкция и размеры аппарата, теплоносители и их начальные параметры. При этом необходимо определить конечные параметры теплоносителей

Тепловой конструктивный расчет стационарного рекуперативного теплообменника заключается в совместном решении системы уравнений теплового баланса и теплопередачи. Система уравнений дополняется уравнениями неразрывности для каждого из теплоносителей:

$$G_i = \rho_i \cdot w_i \cdot f_i, \tag{1.1}$$

где G_i - расход; ρ_i - плотность; w_i - осредненная по сечению канала скорость теплоносителя; f_i - живое сечение канала для прохода греющего $(i = 1)$ и нагреваемого $(i = 2)$ теплоносителей.

Уравнение теплопередачи можно представить в виде:

$$Q = Q_2 = k \cdot F \cdot \Delta t, \tag{1.2}$$

где $k -$ коэффициент теплопередачи; $F -$ площадь поверхности теплообмена; Δt - средняя разность температур между теплоносителями (средний температурный напор).

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_1 = Q_2 + Q_{пот} \tag{1.3}$$

или

$$Q_1 \cdot \varepsilon_q = Q_2, \tag{1.4}$$

где $Q_1, Q_2 -$ количества теплоты, отданной греющим и полученной нагреваемым теплоносителями; $\varepsilon_q = 1 - Q_{пот}/Q_1 = Q_2/Q_1$ - коэффициент

удержания теплоты; $Q_{пот}$ − потери теплоты в окружающую среду.

Величина ε_q обычно не превышает значений 0,95-0,98 и в теоретических расчетах её можно принимать равной 1.

Конкретный вид уравнения теплового баланса зависит от агрегатного состояния участвующих в теплообмене сред и происходящих в них фазовых превращениях.

Для аппаратов, работающих без изменения агрегатного состояния теплоносителей уравнение теплового баланса можно представить в виде:

$$G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \varepsilon_q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2'), \qquad (1.5)$$

где G_1 и G_2 - расходы; c_1 и c_2 - удельные теплоемкости; t_1', t_1'' и t_2', t_2'' − соответственно температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на входе и выходе аппарата.

В случае изменения фазового состояния одного из теплоносителей количество переданной или полученной теплоты со стороны теплоносителя, меняющего свое агрегатное состояние, следует рассчитывать через его энтальпии:

$$G_1 \cdot (h_1' - h_1'') \cdot \varepsilon_q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2'), \qquad (1.6)$$

где h_1', h_1'' - соответственно энтальпии теплоносителя на входе в аппарат и выходе из него.

Для аппаратов с изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей расчет теплового баланса ведется через энтальпии обоих теплоносителей:

$$G_1 \cdot (h_1' - h_1'') \cdot \varepsilon_q = G_2 \cdot (h_2'' - h_2') \qquad (1.7)$$

Тепловая эффективность аппарата определяется отношением теплового потока Q к тепловому потоку $Q_{ид}$, который может передать греющий теплоноситель в идеальных условиях, т.е. в случае бесконечно большого значения коэффициента теплопередачи или в случае бесконечно большой поверхности теплопередачи в рассматриваемом аппарате.

$$\eta = Q / Q_{ид} \qquad (1.8)$$

В промышленных условиях довольно часто имеют место случаи утилизации теплоты и охлаждения парогазовых смесей, например паровоздушной смеси после сушильных установок, влажного воздуха в системах кондиционирования и холодильных камерах, в поверхностных теплообменниках. Если при этом температура поверхности теплообмена оказывается ниже температуры точки росы, то данный процесс сопровождается конденсацией пара. Для этого случая уравнение теплового баланса имеет вид

$$\left[L_1 \cdot (h_1' - h_1'') - \Delta G_к \cdot c_к \cdot t_к\right] \cdot \varepsilon_q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2'), \qquad (1.9)$$

где L_1 - расход неконденсирующейся составляющей парогазовой смеси (например, воздуха); $t_к$, $c_к$ и $\Delta G_к$ - соответственно температура, удельная теплоемкость и количество конденсата на выходе из аппарата; h_1' и h_1'' - энтальпии парогазовой смеси на входе в аппарат и выходе из него, отнесенные к 1 кг неконденсирующегося газа, которые рассчитывают по уравнению

$$h = h_г + h_п \cdot x_п, \qquad (1.10)$$

где $h_г$ и $h_п$ - энтальпии, а $x_г$ и $x_п$ - массовые доли газа и пара, определяемые из соотношений: $\left(x_п = G_п / L_1\right)$.

Кроме того, возможны случаи, когда для интенсификации теплообмена на стороне газообразного теплоносителя применяется орошение поверхности теплообмена жидкостью. В этом случае жидкость, подаваемая на орошение, испаряется и образует с газообразным теплоносителем парогазовую смесь. В этом случае уравнение теплового баланса принимает вид:

$$G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1'' - t_1') \cdot \varepsilon_q = L_2 \cdot (h_2'' - h_2') + G_3'' \cdot c_3 \cdot t_3'' - G_3' \cdot c_3 \cdot t_3', \qquad (1.11)$$

или

$$G_1 \cdot (h_1'' - h_1') \cdot \varepsilon_q = L_2 \cdot (h_2'' - h_2') + G_3'' \cdot c_3 \cdot t_3'' - G_3' \cdot c_3 \cdot t_3', \qquad (1.12)$$

где G_3' и G_3'' - количества жидкости, использованной для орошения, на входе в аппарат и выходе из него; c_3, t_3', t_3'' - ее удельная теплоемкость, начальная и конечная температуры.

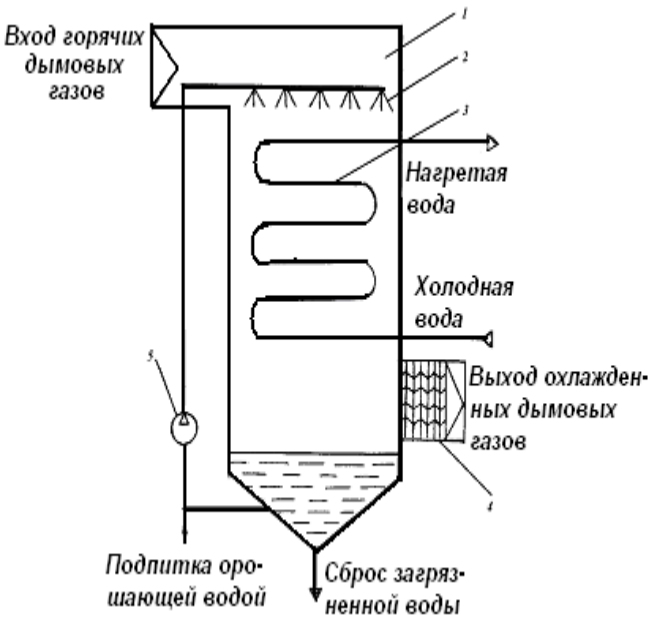


Рис. 9. Принципиальная схема КТАН.
1- корпус; 2 – система орошения; 3 – активная насадка; 4 – сепарационное устройство; 5 – насос системы орошения

Аналогичного типа теплообменные аппараты применяют для утилизации теплоты уходящих газов после парогенераторов и подобных агрегатов. Это контактные теплообменники с активными насадками (КТАН), в которых нагревают воду, используемую затем для отопления, горячего водоснабжения или на технологические нужды (рис. 9).

В КТАНе организуются два независимых друг от друга потока воды. Часть воды подают на орошение поверхности теплообмена со стороны газов, другая часть воды проходит внутри трубок насадки и отделена поверх-

ностью нагрева насадки от загрязненной орошающей воды.

Наружная поверхность активной насадки омывается дымовыми газами и нагреваемой орошающей водой. Часть орошающей воды при этом испаряется, образуя с дымовыми газами парогазовую смесь. Теплота дымовых газов передается воде, протекающей в активной насадке двумя путями: передачей теплоты дымовых газов орошающей воде и затем нагреваемой в насадке воде и за счет конденсации воды, содержащейся в дымовых газах, на поверхности насадки.

В этом случае уравнение теплового баланса имеет вид

$$L_1 \cdot (h_1' - h_1'') \cdot \varepsilon_q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2'' - t_2') + G_3'' \cdot c_3 \cdot t_3'' - G_3' \cdot c_3 \cdot t_3'. \quad (1.13)$$

Количество конденсата, выделившегося при охлаждении парогазовых смесей определяют из уравнения материального баланса

$$\Delta G_к = L_1 \cdot (x_1' - x_1''). \quad (1.14)$$

Значения коэффициентов теплопередачи, входящих в уравнение теплопередачи (3.2) зависят от многих факторов: температурных напоров, скоростей движения, температур, давлений и др. Для стандартных теплообменников, применяемых в типичных для них условиях, они приведены в работах.

Когда данные о коэффициенте теплопередачи отсутствуют, следует пользоваться широко известными из теории теплопередачи соотношениями.

Для поверхностей, состоящих из круглых труб

$$k = \frac{1}{d_{ср} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_в} + \frac{1}{2\lambda_{тр}} \cdot \ln\frac{d_н}{d_в} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_н}\right) + R_{заг}}, \quad (1.15)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи греющего и нагреваемого теплоносителей; $d_{ср}$, $d_в$ и $d_н$ – соответственно средний, внутренний и наружный диаметры труб; $\lambda_{тр}$ - теплопроводность материала труб: $R_{заг}$ - термическое сопротивление, вызванное загрязнением с обеих сторон поверхности теплообмена.

При определении $d_{ср}$ необходимо придерживаться следующих правил: при $\alpha_1 > \alpha_2$ $d_{ср} = d_н$; при $\alpha_1 = \alpha_2$ $d_{ср} = 0{,}5 \cdot (d_в + d_н)$ при $\alpha_1 < \alpha_2$ $d_{ср} = d_в$.

Расчет коэффициента теплопередачи для труб с незначительной относительной толщиной стенки $(d_н / d_в < 1.4)$ можно производить по формуле для плоской стенки. Ошибка в этом случае не превысит 1-3%, что вполне приемлемо для теплотехнических расчетов.

Таблица 1.

Рекомендуемые скорости теплоносителей при их вынужденном течении в каналах и трубах теплообменников.

Среда	Скорость, м/с	Среда	Скорость, м/с
Маловязкие жидкости (вода, бензин, керосин)	0,5 - 3	Не запыленные газы при атмосферном давлении	12 - 16
Вязкие жидкости (масла, растворы солей)	0,2 – 1	Пар насыщенный	30 – 50
Запыленные газы при атмосферном давлении	6 – 10	Пар: перегретый разреженный	30 – 75 100 - 200

Коэффициент теплопередачи для плоской стенки**.**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{заг}}, \qquad (1.16)$$

При известных толщинах и теплопроводностях загрязнений $\delta_{заг1}$, $\delta_{заг2}$, $\lambda_{заг1}$ и $\lambda_{заг2}$ значения их термических сопротивлений рассчитываются по соотношениям: $R_{заг} = \delta_{заг1} \cdot d_н / (\lambda_{заг2} \cdot d_1) + \delta_{заг2} / \lambda_{заг2}$ при использовании формулы (1.15) и $R_{заг} = \delta_{заг1} / \lambda_{заг1} + \delta_{заг2} / \lambda_{заг2}$ при использовании формулы (1.16).

Значения $R_{заг}$ для многих видов теплоносителей и технологических сред приведены в специальной литературе. При отсутствии таких данных производят ориентировочный расчет на основе соотношений

$$k = k_0 \cdot \varphi \quad \text{или} \quad F = F_0 / \varphi \qquad (1.17)$$

где k_0 - коэффициент теплопередачи, рассчитанный для незагрязненной поверхности при $R_{заг} = 0$; $F_0 -$ расчетная площадь поверхности аппарата без учета загрязнений.

Для большинства аппаратов $\varphi = 0{,}65 \div 0{,}85$. Если из рабочих сред, участвующих в теплообмене, интенсивно выпадают осадки, $\varphi = 0{,}4 \div 0{,}5$.

При расчетах коэффициентов теплоотдачи или теплопередачи необходимо определять скорости теплоносителей. В табл. 1 приведены рекомендуемые из технико-экономических соображений скорости для отдельных теплоносителей.

В некоторых случаях конвективный теплообмен может сопровождаться массообменом. Характерные схемы переноса теплоты и массы при теплообмене через непроницаемую поверхность показаны на рис. 10. В этом случае в уравнениях для расчета коэффициента теплопередачи следует использовать эффективный коэффициент теплоотдачи.

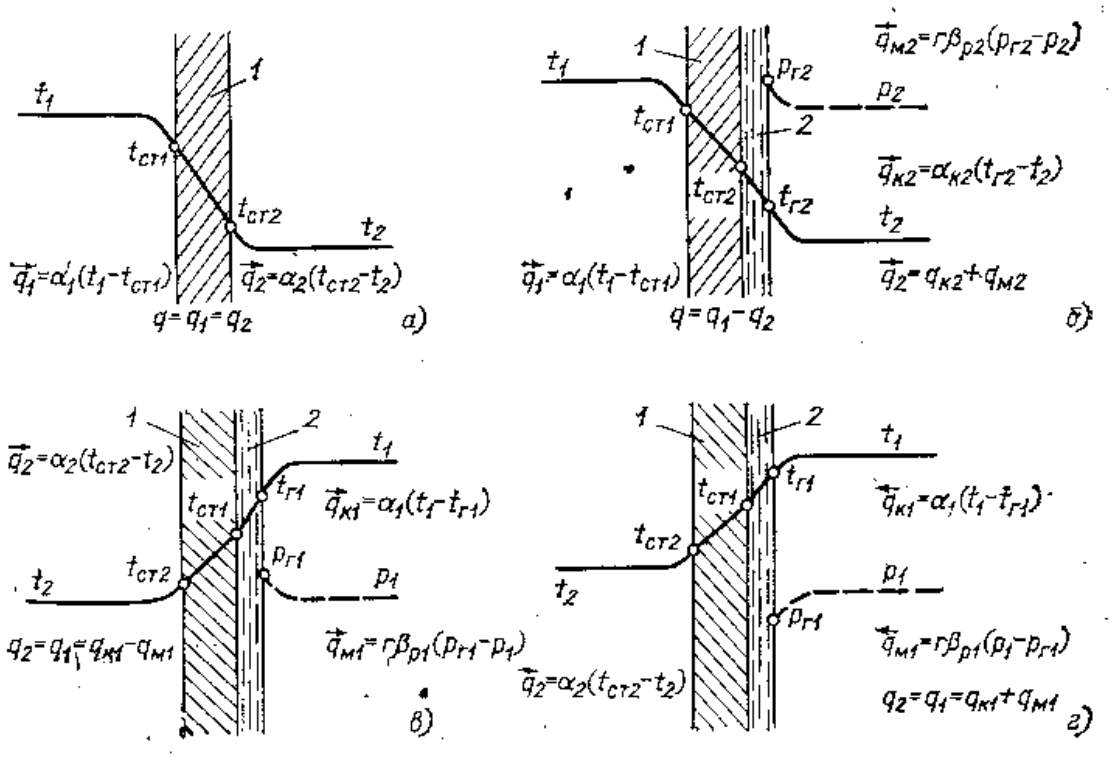


Рис. 10. Схемы переноса теплоты и массы при теплообмене через непроницаемую поверхность.

Так, в случае нагревания газа, сопровождающегося испарением (рис. 10 *б*), для расчета эффективного коэффициента теплоотдачи используют уравнение

$$\alpha_2 = \alpha_{к2} + \beta_{p2} \cdot r_2 \cdot \frac{p_{г2} - p_2}{t_{г2} - t_2}, \qquad (1.18)$$

где $\alpha_{к2}$ - коэффициент конвективной теплоотдачи; β_{p2} - коэффициент массоотдачи при испарении; r_2 - удельная теплота парообразования при температуре жидкости на поверхности испарения $t_{г2}$; $p_{г2}$ - парциальное давление пара у поверхности испарения, равное давлению насыщения при $t_{г2}$; p_2 - парциальное давление пара в потоке смеси; t_2 - температура смеси в потоке.

В случае охлаждения газа, сопровождающегося испарением жидкости, подаваемой на орошение (рис.10 *в*),

$$\alpha_1 = \alpha_{к1} - \beta_{p1} \cdot r_1 \cdot \frac{p_{г1} - p_1}{t_1 - t_{г1}} \qquad (1.19)$$

При конденсации пара из парогазовой смеси (рис. 10 *г*)

$$\alpha_1 = \alpha_{к1} + \beta_{p1} \cdot r_1 \cdot \frac{p_1 - p_{г1}}{t_1 - t_{г1}} \qquad (1.20)$$

В формулах (1.19) и (1.20) индексом 1 обозначены те же величины, что и в формуле (1.18), но для греющего теплоносителя.

Если толщина пленки испаряющейся жидкости, подаваемой на орошение поверхности, или конденсата пренебрежимо мала, то $P_{г1} = P_{ст1}$; $t_{г1} = t_{ст1}$; $P_{г2} = P_{ст2}$; $t_{г2} = t_{ст2}$ ($P_{ст1}$ и $P_{ст2}$ - парциальные давления пара, определяемые соответственно при $t_{ст1}$ и $t_{ст2}$).

При расчете коэффициентов тепло- и массоотдачи существенным является определение или расчет теплофизических свойств теплоносителей. Сведения об этих свойствах и методах их расчета приводятся в справочной и специальной литературе.

Ниже приведены таблицы и соотношения для расчета теплофизических свойств наиболее часто применяемых теплоносителей.

Теплофизические свойства воды на линии насыщения в диапазоне температур 10-100 ^{o}C:

плотность $\rho = 1005/\left(0{,}995 + 0{,}466 \cdot 10^{-3} \cdot t\right)$;

теплоемкость $C_p = 4{,}205 - 0{,}137 \cdot t + 0{,}152 \cdot 10^{-4} \cdot t^2$;

теплопроводность $\lambda = 0{,}551 + 0{,}259 \cdot 10^{-2} \cdot t - 0{,}128 \cdot 10^{-4} \cdot t^2$;

вязкость $\nu = \left\{\exp\left[\exp\left(33{,}23 - 5{,}93 Ln\left(t + 273\right)\right)\right] - 0{,}87\right\} \cdot 10^{-6}$.

Водяной пар на линии насыщения при t = 100-300 ^{o}C:

плотность $\rho = P_S \cdot 10^3 / \left[\left(432 + 0{,}488 \cdot t - 0{,}282 \cdot 10^{-2} \cdot t^2\right) \cdot \left(t + 273\right)\right]$;

теплоемкость $C_p = 1{,}62 + 0{,}77 \cdot 10^{-3} \cdot \left(t + 273\right) + 40{,}3/\left(t + 273\right) +$

$+ 0{,}108 \cdot 10^{-3} \cdot P_S \cdot \left[647/\left(t + 273\right)\right]^{3,5} + 0{,}495 \cdot 10^{-12} \cdot P_S^3 \cdot \left[647/t + 273\right] \cdot 18$;

теплопроводность $\lambda = 3{,}7 \cdot 10^{-6} \left(t + 273\right)^{1,48} + 1{,}37 \cdot 10^{-4} \cdot \rho^{1,25}$;

вязкость $\nu = 2{,}235 \cdot 10^{-6} \left(t + 273\right)^{1,5} / \left(\left[t + 1234\right] \cdot \rho\right)$,

где P_S - давление насыщения при температуре $t, кПа$.

Воздух (сухой) при температурах от 10 до 140 ^{o}C и давлениях от 98 до 980 кПа:

плотность $\rho = 3{,}48 \cdot P/\left(t + 273\right)$;

теплоемкость $C_P = 1{,}0005 + 1{,}1904 \cdot 10^{-4} \cdot t$;

теплопроводность $\lambda = 0{,}37 \cdot 10^{-3} \cdot \left(t + 273\right)^{0,748}$;

вязкость $\nu = \left(13{,}7 + 0{,}101 \cdot t\right) \cdot 10^{-6} \cdot P_0 / P$,

где $P_0 = 98{,}07 кПа$.

Дымовые газы котлоагрегатов, образующиеся при сжигании природного газа имеют небольшую теплопроводность и низкое значение ко-

эффициента теплоотдачи. Теплофизические свойства дымовых газов среднего химического состава (парциальные давления компонентов: $P_{CO_2} = 0{,}13; P_{H_2O} = 0{,}11; P_{N_2} = 0{,}76$) приведены в табл. 2.

Таблица 2.

Теплофизические свойства дымовых газов при атмосферном давлении

t, °С	ρ, кг/м^3	C_P, кДж/(кг· К)	λ, Вт/(м • К)	ν, м^2 /с	Рг
0	1,295	1,042	2,27	12,20	0.72
100	0,950	1,068	3,13	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	45,81	0.65
400	0,525	1,151	5,70	60,38	0.64
500	0,457	1,185	6,56	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	93,61	0.62
700	0,363	1,239	8,27	112,1	0,61

При использовании табличных данных значения теплофизических свойств теплоносителей выбирают обычно при средних температурах теплоносителей t_1 и t_2. Среднюю температуру среды с наименьшей разницей между начальной и конечной температурами рассчитывают как среднеарифметическую:

$$t_1 = (t_1' + t_1'')/2. \tag{1.21}$$

Для второго теплоносителя ее вычисляют как

$$t_2 = t_1 + \Delta t, \tag{1.22}$$

где Δt - средняя разность температур между теплоносителями.

Средний температурный напор в случае теплообмена без изменения фазового состояния теплоносителей при прямотоке и противотоке рассчитывают как среднелогарифмический между наибольшим и наименьшим значениями напоров:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \dfrac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}. \tag{1.23}$$

Распределение температур теплоносителей вдоль теплообменника при прямотоке и противотоке представлено на рис. 11.

Формула (1.23) справедлива также и в случае, когда только один из теплоносителей меняет фазовое состояние (рис. 11 ж).

Если меняется фазовое состояние и греющего и нагреваемого теплоносителей (зона II на рис. 11 *з*, *и),* то их температура в процессе теплообмена не меняется и температурный напор остается постоянным и равным

$$\Delta t = t_{н1} - t_{н2}, \qquad (1.24)$$

где $t_{н1}$ и $t_{н2}$ - температуры насыщения конденсирующегося пара и кипящей жидкости.

В общем случае пар может поступать в теплообменник перегретым, а конденсат выходить из теплообменника переохлажденным во избежание его самовскипания на выходе из теплообменника. В свою очередь, жидкость, поступающая в аппарат, может иметь более низкую температуру, чем температура насыщения, а образующийся пар может быть перегретым с целью снижения капельного уноса жидкости и предупреждения конденсации пара в паропроводах. Указанным процессам соответствуют участки температурных кривых в зонах I и III на рис. 11 ж, и.

В зонах I, II и III температурные напоры и коэффициенты теплопередачи могут существенно отличаться друг от друга. В этом случае теплотехнические расчеты для каждой из зон следует проводить раздельно, однако при расчете промышленных теплообменных аппаратов влиянием зон I и II можно пренебречь ввиду их незначительной величины.

Если при противотоке полные теплоемкости теплоносителей одинаковы, т. е. $G_1 \cdot c_1 = G_2 \cdot c_2$, то разности температур между теплоносителями остаются постоянными по всей длине аппарата $\Delta t_м = \Delta t_б = \Delta t$.

Если $\Delta t_б / \Delta t_м \le 4{,}5$, то вместо формулы (1.23) можно использовать (с погрешностью не более 3%) зависимость:

$$\Delta t = 0{,}5 \cdot (\Delta t_б + \Delta t_м) - 0{,}1 \cdot (\Delta t_б - \Delta t_м). \qquad (1.25)$$

Если же $\Delta t_б / \Delta t_м \le 1{,}8$, то

$$\Delta t = 0{,}5 \cdot (\Delta t_б + \Delta t_м). \qquad (1.26)$$

При перекрестном токе и в случае других более сложных схем движения теплоносителей, не меняющих агрегатного состояния, Δt вычисляется по формуле:

$$\Delta t = \Delta t_{прот} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \qquad (1.27)$$

где $\Delta t_{прот}$ - температурный напор, рассчитанный по формуле противотока (1.23); $\varepsilon_{\Delta t}$ - поправка, учитывающая влияние схемы движения теплоносителей, зависящая от условных параметров *P* и *R*.

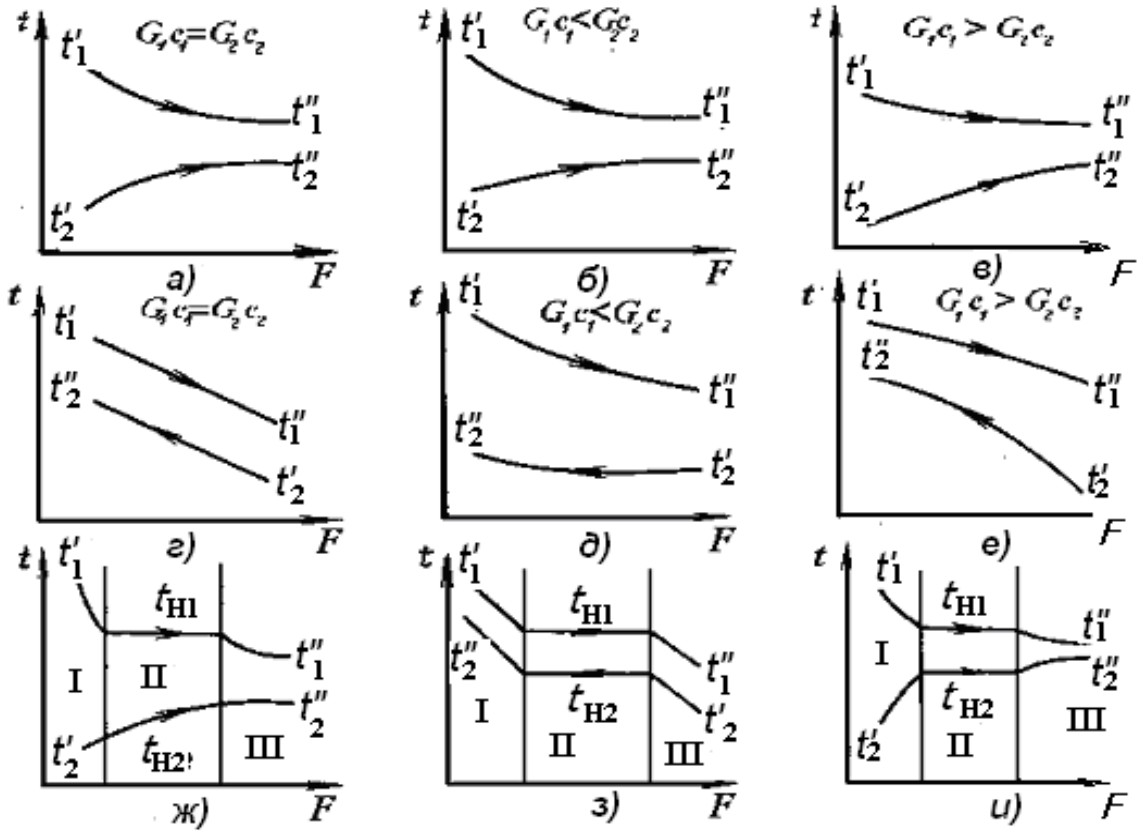


Рис. 11. Распределение температуры теплоносителей в рекуперативных теплообменниках:
а-в – при прямоточном и *г-е* – при противоточном движении теплоносителей без изменения их фазового состояния; *ж* – при фазовом изменении греющего теплоносителя и прямотоке; *з* – при фазовом изменении обоих теплоносителей и противотоке; *и* – то же при прямотоке.

Параметры *P* и *R* находятся по формулам:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{макс}}; \qquad (1.28)$$

и

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} \approx \frac{G_2 \cdot c_2}{G_1 \cdot c_1}. \qquad (1.29)$$

Зависимости $\varepsilon_{\Delta t}(P, R)$ для наиболее часто встречающихся схем движения теплоносителей приведены на рис. 12.

Из рисунка видно, что при изменении фазового состояния любого из теплоносителей, что соответствует бесконечно большой полной теплоемкости теплоносителей ($G_1 \cdot c_1 \to \infty$ или $G_2 \cdot c_2 \to \infty$), поправка $\varepsilon_{\Delta t}$ обращается в единицу $(\varepsilon_{\Delta t} \to 1)$. В этом случае характер изменения темпе-

ратур будет таким же, как при изменении фазового состояния одного из теплоносителей (зона III на рис. 11 ж). и значение среднего температурного напора не зависит от направления движения теплоносителей.

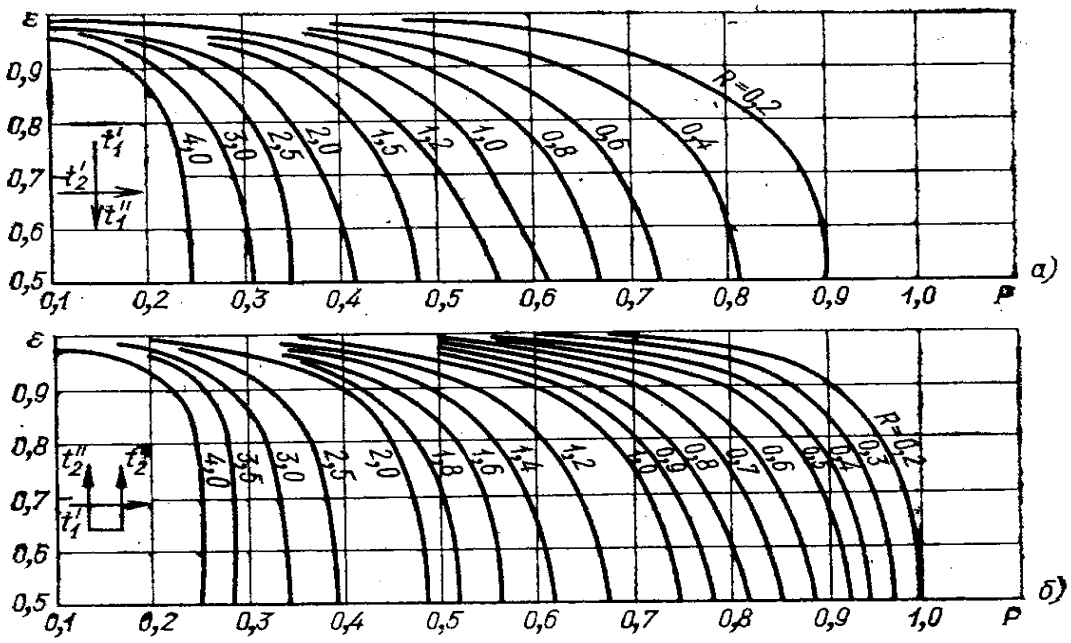


Рис. 12. Зависимость $\varepsilon_{\Delta t}(P,R)$ для отдельных схем движения теплоносителей.

1.3. ПОВЕРОЧНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Поверочные расчеты проводятся в случаях, когда при заданных конструкции, схеме тока и начальных параметрах теплоносителей необходимо определить неизвестные конечные параметры теплоносителей или их расходы. По полученным результатам определяются показатели эффективности ТА.

Конечные температуры теплоносителей t_1'' и t_2'' находятся из соотношений:

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') \cdot \varepsilon_1; \qquad (1.30)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \cdot \varepsilon_2, \qquad (1.31)$$

где ε_1 и ε_2 - эффективности теплообменника по теплоносителям.

Совместное решение уравнений теплопередачи и теплового баланса с учетом уравнения для температурного напора приводит к следующему выражению для определения эффективности аппарата:

в случае прямотока

$$\varepsilon_1 = \frac{1-\varepsilon^{-N_1(1+\omega_1)}}{1+\omega_1}; \qquad (1.32)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1-\varepsilon^{-N_2(1+\omega_2)}}{1+\omega_2}, \qquad (1.33)$$

где $N_1 = k \cdot F/(G_1 \cdot c_1)$ и $N_2 = k \cdot F/(G_2 \cdot c_2)$ - числа единиц переноса; $\omega_1 = \frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2}$ и $\omega_2 = \frac{G_2 \cdot c_2}{G_1 \cdot c_1}$; $G_1 \cdot c_1$ и $G_2 \cdot c_2$ - полные теплоемкости теплоносителей.

в случае противотока

$$\varepsilon_1 = \frac{1-\varepsilon^{-N_1(1-\omega_1)}}{1-\omega_1 \cdot e^{-N_1(1-\omega_1)}}; \qquad (1.34)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1-\varepsilon^{-N_2(1-\omega_2)}}{1-\omega_2 \cdot e^{-N_2(1-\omega_2)}}. \qquad (1.35)$$

При фазовом превращении одного из теплоносителей, например, конденсации насыщенного пара в пароводяном подогревателе $t_1 = const$ и $\omega_2 = 0$, уравнения в случаях прямотока и противотока для первого теплоносителя совпадают:

$$\varepsilon_2 = 1 - e^{-N_1}. \qquad (1.36)$$

При фазовых превращениях обоих теплоносителей их температуры не изменяются и температурный напор определяется как разность температур насыщения теплоносителей:

$$\Delta t = t_{1н} - t_{2н}. \qquad (1.37)$$

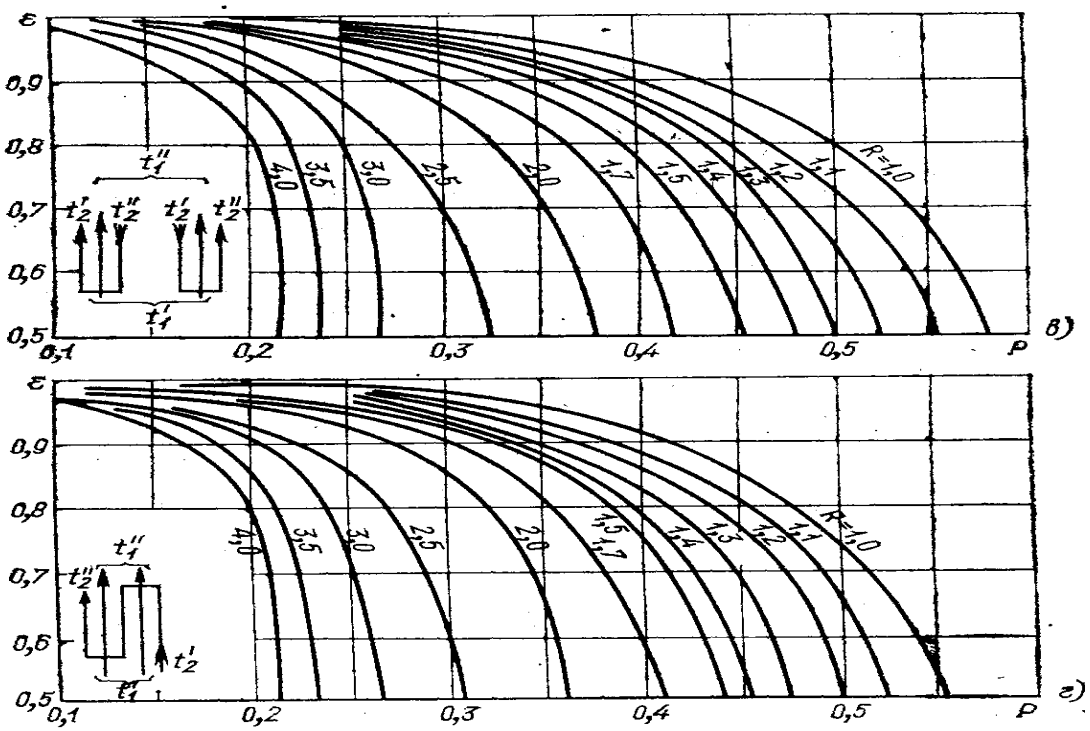


Рис. 12. Зависимость $\varepsilon_{\Delta t}(P,R)$ для отдельных схем движения теплоносителей.

Для более сложных форм движения теплоносителей можно воспользоваться методом $\varphi - тока$. В соответствии с этим методом зависимость эффективности ε_2 от числа единиц переноса N_2 и полной относительной теплоемкости ω для всех схем движения теплоносителей описывается единой формуло.

$$\varepsilon_2 = \frac{1-\exp\{-N_2\cdot[1+\omega\cdot(1-2\cdot f_\varphi)]\}}{1+\omega\cdot(1-f_\varphi)-\omega\cdot f_\varphi\cdot\exp\{-N_2\cdot[1+\omega\cdot(1-2\cdot f_\varphi)]\}}, \quad (1.38)$$

где f_φ - характеристика схемы тока (для прямотока $f_\varphi = 0$, для противотока $f_\varphi = 1$):

$$f_\varphi^* = \lim_{N_3\to\infty,\,\omega\to 1} f_\varphi = 2 - \frac{1}{\varepsilon_{2макс}} \quad (1.39)$$

Метод $\varphi - тока$ основан на том, что значения эффективности для сложных схем движения теплоносителей лежат между значениями эффективности для прямотока и противотока. Для любой схемы, кроме прямоточной и противоточной, для которой f_φ - величины постоянные, f_φ явля-

ется, как правило, некоторой функцией от $N_2 = k \cdot F/C_2$. Однако расчеты показывают, что при $N_2 \le 2$ значения f_φ можно принимать постоянными. Значения этих постоянных приведены в табл. 3. Там же даны предельные значения характеристик схемы тока f_φ^*, которые получаются, если в формуле (1.38) осуществить предельный переход при $N_2 \to \infty$ и $\omega \to 1$.

Уравнение (1.38) позволяет разработать алгоритмы автоматизированных расчетов на ЭВМ теплообменников с различными схемами движения теплоносителей по единообразной методике.

Пользуясь методом эффективности, удобно проводить не только поверочные, но и конструктивные тепловые расчеты теплообменников с самыми различными схемами движения теплоносителей.

Таблица 3.

Характеристики схемы тока и предельной эффективности аппаратов для различных схем движения теплоносителей

Схема тока	Обозначение	f_φ^* *при* $N_2 < 2$	f_φ^* При $N_2 \to \infty$	$\varepsilon_{2МАКС}$ При $N_2 \to \infty$
Поперечный, 1 ход		0,390	0,418	0,632
Поперечный, 2 хода		0,501	0,628	0,729
Перекрестный		0,555	1,000	1,000
Поперечнопрямоточный, 2 хода		-0,004	-0,315	0,432
Поперечнопрямоточный, число ходов ∞		0,000	0,000	0,500
Поперечнопротивоточный, 2 хода		0,660	0,688	0,762
Поперечнопротивоточный, число ходов ∞		1,000	1,000	1,000
Прямоточнопротивоточный, 2 хода		0,398	0,500	0,667
Противоточнопрямоточный, 2 хода		0,398	0,500	0,667
Прямоточнопротивоточный, 3 хода		0,350	0,400	0,625
Противоточнопрямоточный, 3 хода		0,438	0,500	0,667
Прямоточнопротивоточный, 4 хода		0,394	0,438	0,640
Противоточнопрямоточный, 4 хода		0,394	0,438	0,648
Поперечнопрямоточный, число ходов двухходовой с 6-ю перегородками		0,320	-1,500	0,400
Поперечнопротивоточный двухходовой с 6-ю перегородками		0,363	0,815	0,844

1.4. КОМПОНОВКА РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Компоновочный расчет определяется типом теплообменного аппарата и его конструкционными особенностями.

Расчет кожухотрубных аппаратов с цилиндрическим кожухом сводится к определению: количества труб n и характера их размещения в пучке, внутреннего диаметра корпуса аппарата $D_в$, числа ходов в трубном пучке $Z_т$ и межтрубном пространстве - $Z_{мт}$, расположения и размеров штуцеров $d_{ші}$.

Исходными данными при этом являются: площадь поверхности теплообмена F, внутренний и наружный диаметры труб $d_в$ и $d_в$, их длина L в соответствии с ГОСТом 9929-77, расходы G_1, G_2 и скорости теплоносителей w_1, w_2.

Количество труб определяют по формуле

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_{ср}} = \frac{4 \cdot G_i \cdot Z_m}{\pi \cdot d_в^2 \cdot \rho_i \cdot w_i}, \qquad (1.40)$$

где i = 1 или 2 в зависимости от того, какой из теплоносителей проходит по трубам; $d_{ср}$ - средний диаметр трубы.

Наиболее характерное размещение труб в трубных решетках – это их размещение по сторонам шестиугольников и по концентрическим окружностям (рис. 14).

При размещении по сторонам шестиугольников количество труб равно

$$n = 3 \cdot a \cdot (a+1) + 1, \qquad (1.41)$$

где a - порядковый номер шестиугольника, считая от центра, $a = \sqrt{12 \cdot n - 3} - 3/6$, а количество труб на диагонали шестиугольника $b = 2 \cdot a + 1$.

Расстояние между осями труб выбирают по наружному диаметру трубы $s = (1,2 \div 1,4) \cdot d_н$, но не менее $s = d_н + 6$ мм. Общее количество труб должно быть таким, чтобы a и b были целыми числами. При $a >> 6$ желательно заполнять трубами сегменты между краем активной площади трубной решетки и сторонами наружного шестиугольника.

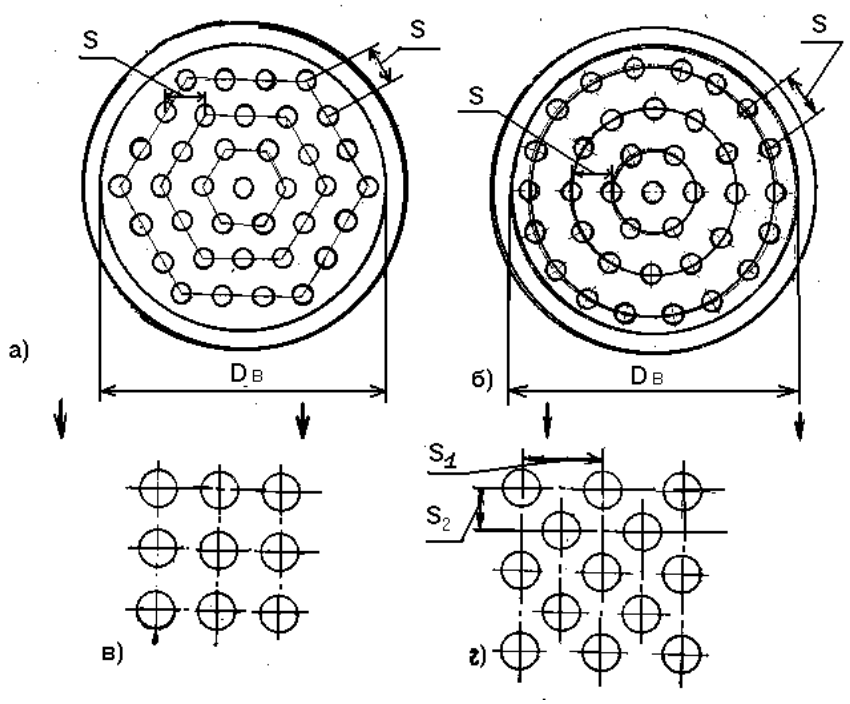


Рис. 14. Схемы расположения труб в трубном пучке: *а* - по сторонам шестиугольника; *б* - по концентрическим окружностям; *в* - коридорный пучок; *г* - шахматный пучок

Если размещение труб осуществляется по концентрическим окружностям, то шаг между трубами и окружностями необходимо выдерживать одинаковым равным S. Тогда радиусы окружностей будут равны $r_i = i \cdot s$, а число труб будет определяться из выражения

$$n = \sum_{i=1}^{i} n_i = 1 + \sum_{i=1}^{i} \frac{2\pi r_i}{s}, \tag{1.42}$$

где i - порядковый номер окружности.

Внутренний диаметр корпуса аппарата:

одноходового

$$D_в = s \cdot (b-1) + 4 \cdot d_н \tag{143}$$

или

$$D_в' = 1{,}1 \cdot s \cdot \sqrt{n}, \tag{1.44}$$

многоходового

$$D_в = 1{,}1 \cdot s \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}}, \tag{1.45}$$

где η - коэффициент заполнения трубной решетки, равный отношению площади, занятой трубами, к полной площади решетки в сечении аппарата.

Обычно $\eta = 0{,}6 \div 0{,}8$.

Расчетное значение $D_в$ теплообменника округляется до ближайшего значения, рекомендуемого стандартом (ГОСТ 9929-82).

Число ходов теплоносителя, движущегося по трубам:

$$z_m = \frac{n\pi d_в \rho_m w_m}{4G_m}. \tag{1.46}$$

Количество труб в межтрубном пространстве:

$$z_m = \frac{f_{мт}\rho_{мт} w_{мт}}{G_{мт}}, \tag{1.47}$$

где $f_{мт}$ - площадь живого сечения межтрубного пространства.

Расчет $f_{мт}$ зависит от типа применяемых перегородок (продольные, поперечные, кольцевые или сегментные). Их устанавливают таким образом, чтобы скорость движения теплоносителя оставалась примерно постоянной на всем его протяжении. Формулы для расчета $f_{мт}$ можно составить, руководствуясь геометрическими представлениями или рекомендациями.

Для нагревания различных сред дымовыми газами (в воздухоподогревателях, водяных экономайзерах) применяют теплообменники с коридорным или шахматным расположением труб (рис. 14). Дымовые газы омывают пучок в поперечном направлении, совершая один или несколько ходов. Кожух таких теплообменников обычно выполняется прямоугольным с камерами для разворота потока газов. В шахматных пучках теплообмен протекает более интенсивно.

При компоновочном расчете пластинчатых теплообменников исходными данными являются: общая площадь поверхности теплообмена F, расходы G_1, G_2 и скорости теплоносителей w_1, w_2; тип и поперечные размеры каналов, т. е. ширина b и высота h поперечного сечения канала, шаг l_0, высота h_n и ширина a профиля пластины и т. д. Путем расчета находятся: длина каналов L, их количество или количество пластин n, а также число секций z теплообменников, включаемых последовательно или параллельно по каждому из теплоносителей.

Размеры поверхности пластинчатого теплообменника с размерами пластин связаны соотношением

$$F = a \cdot L \cdot (2 \cdot n - 2) \cdot z, \tag{1.48}$$

где $z = G/(\rho \cdot w \cdot b \cdot h)$.

При использовании гофрированных пластин под L понимается полная или развернутая длина пластины.

Исходными данными для компоновочного расчета спирального теплообменника являются: площадь поверхности теплообмена F, ширина b и высота h поперечного сечения каналов, образованных соседними спиралями.

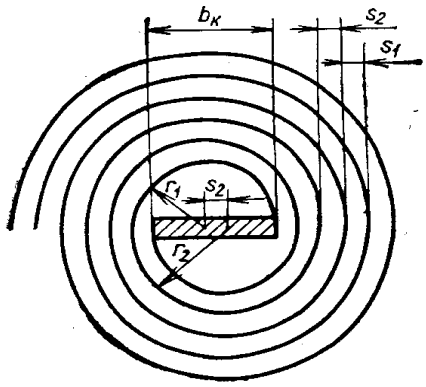


Рис. 15. Схема построения спиралей.

Для компоновки спирального теплообменника задаются шагом спиралей

$$s = b - \delta, \tag{1.49}$$

где $b = 8 \div 12$ мм (ГОСТ 12067-80); $\delta = 2$ мм при $P = 0{,}3$ МПа и $\delta = 3$ мм при $P = 0{,}6$ МПа; $h = 0{,}2 \div 1{,}5$ м.

Затем строят витки спиралей по радиусам $r_1 = d/2$ и $r_2 = d/2 + s$ (рис. 15), где d - диаметр первого витка спирали, $r_1 = 150$ мм (ГОСТ 12067-80). Ширину керна $b_к$ принимают равной

$$b_к = 2 \cdot r_1 - s = d - s; \tag{1.50}$$

тогда длина $n - го$ витка спирали

$$l_n = 2 \cdot \pi \cdot r_n + 2 \cdot \pi \cdot s \cdot (2 \cdot n - 1{,}5). \tag{1.51}$$

Общая длина спирали L

$$L = \frac{F}{2 \cdot b} = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot n + \pi \cdot s \cdot n \cdot (2 \cdot n - 1). \tag{1.52}$$

Число витков каждой спирали

$$n = \sqrt{\frac{L}{2 \cdot \pi \cdot s} + \frac{1}{16} \cdot \left(\frac{d}{s} - 1\right)^2} - \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{d}{s} - 1\right). \tag{1.53}$$

Наружный диаметр спирали

$$D = d + 4 \cdot n \cdot s + \delta_{ст}, \tag{1.54}$$

где $\delta_{ст}$ - толщина стенки спирали.

Полная ширина аппарата

$$B = h + 2 \cdot \Delta b, \tag{1.55}$$

где Δb - поправка на толщину прокладок, заполняющих часть сечения каналов между спиралями у боковых стенок, и на толщину самих боковых стенок аппарата.

Исходными данными для компоновки змеевикового теплообменника являются: площадь поверхности F, внутренний, наружный и средний диаметры трубы соответственно $d_в$, $d_н$, $d_{ср}$ диаметры змеевика $D_{зм}$ и шаг его витков $h_{зм}$.

Определяют следующие параметры:

длина одного витка змеевика

$$l_1 = \sqrt{\pi \cdot D_{зм} + h_{зм}^3} \approx \pi \cdot D_{зм}, ; \qquad (1.56)$$

общая длина змеевика

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{ср}} \qquad (1.57)$$

количество витков

$$n = l / l_1. \qquad (1.58)$$

Условный (внутренний) диаметр штуцера рассчитывают по уравнении неразрывности, из которого следует

$$d_{ш.у} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot w}}. \qquad (1.59)$$

При этом скорость теплоносителей в штуцере обычно принимается равной скорости в трубах или в межтрубном пространстве. Расчетный диаметр $d_{ш.у}$ округляется до ближайшего размера в соответствии с ГОСТом 12815-80. При этом также должны учитываться величины диаметров подводящих и отводящих теплоносители трубопроводов.

1.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ АППАРАТОВ С РАЗВИТЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ НАГРЕВА

Основным отличием ТА с развитыми поверхностями теплопередачи (компактных теплообменных аппаратов) являются высокие значения отношения площади теплопередающей поверхности к занимаемому объему. Если у кожухотрубчатых теплообменников этот показатель находится ориентировочно в пределах 20-80 м^2/м^3, то у оребренных трубчатых он составляет 300-600 м^2/м^3, а у пластинчато-ребристых - от 600 до нескольких тысяч м^2/м^3.

Таким образом, применение ребристых поверхностей теплообмена позволяет повысить компактность теплообменных аппаратов и, как следствие, их удельную, отнесенную к единице объема, тепловую мощность.

Развитые поверхности теплообмена используют со стороны теплоносителя с наименьшим коэффициентом теплоотдачи в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи одного из теплоносителей много меньше другого, т. е. $\alpha_1 << \alpha_2$, с целью достижения условия $\alpha_1 \cdot F_1 \approx \alpha_2 \cdot F_2$, где F_1 - суммарная площадь поверхностей стенки $F_{1ст}$ и ребер $F_{1р}$.

Кроме того, оребрение целесообразно делать и в случае, если термическое сопротивление стенки значительно меньше конвективных термических сопротивлений, т. е. $\delta_{ст}/\lambda_{ст} << 1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$. В этом случае применяют поверхности с двусторонним оребрением.

При этом стремятся соблюдать условие $\delta_{ст}/\lambda_{ст} \approx 1/(\alpha_1 \cdot \psi_1) \approx 1/(\alpha_2 \cdot \psi_2)$, где $\psi_1 = F_1/F_{1ст}$ и $\psi_2 = F_2/F_{2ст}$ - коэффициенты оребрения поверхностей со стороны первого и второго теплоносителей.

Тепловой расчет ребристых теплообменников производится таким же образом, как и для неоребренных теплообменников. Однако при вычислении коэффициента теплопередачи необходимо учитывать термическое сопротивление ребер, из-за которого средняя температура поверхности ребра $t_р$ отличается от средней температуры неоребренной части поверхности стенки $t_{ст}$. Кроме того, коэффициенты теплоотдачи на стенке $\alpha_{ст}$ и на поверхности ребер $\alpha_р$ могут быть различными. В результате суммарный тепловой поток от ребристой поверхности к среде с температурой t_0 можно представить суммой

$$Q = \alpha_р \cdot F_р \cdot (t_р - t_0) + \alpha_{ст} \cdot F_{ст} \cdot (t_{ст} - t_0), \tag{1.63}$$

откуда

$$Q = (\alpha_р \cdot \eta_р \cdot F_р + \alpha_{ст} \cdot F_{ст}) \cdot (t_{ст} - t_0), \tag{1.64}$$

где $\eta_р = (t_р - t_0)/(t_{ст} - t_0)$ - эффективность или КПД ребра, который равен фактически отношению действительного теплового потока на поверхности ребра к максимально возможному при неограниченном увеличении его теплопроводности.

Уравнение (1.61) обычно заменяют более простым

$$\begin{aligned} Q &= \alpha_{ср} \cdot \eta_0 \cdot (t_{ст} - t_0) \cdot (F_р + F_{ст}) = \\ &= \alpha_{пр} \cdot (t_{ст} - t_0) \cdot (F_р + F_{ст}), \end{aligned} \tag{1.65}$$

где $\alpha_{ср}$, - средний коэффициент теплоотдачи; $\alpha_{пр} = \alpha_{ср} \cdot \eta_0$ - приведенный коэффициент теплоотдачи; η_0 - эффективность оребренной поверхности,

учитывающая отличие ее средней температуры от $t_{ст}$.

Из уравнений (1.64) и (1.65) получаем

$$\eta_0 = \frac{F_{ст}}{F_{ст} + F_р} \cdot \frac{\alpha_{ст}}{\alpha_{ср}} + \frac{F_р}{F_{ст} + F_р} \cdot \frac{\alpha_р}{\alpha_{ср}} \cdot \eta_р, \tag{1.66}$$

или

$$\eta_0 = \frac{1}{\psi} \cdot \frac{\alpha_{ст}}{\alpha_{ср}} + \frac{\psi - 1}{\psi} \cdot \frac{\alpha_р}{\alpha_{ср}} \cdot \eta_р. \tag{1.67}$$

В случае $\alpha_{ст} = \alpha_р = \alpha_{ср}$

$$\eta_0 = 1 - \frac{\psi - 1}{\psi} \cdot (1 - \eta_р). \tag{1.68}$$

В реальных теплообменниках вследствие неполного контакта между ребром и стенкой возникает дополнительное термическое сопротивление. Его влияние учитывают, умножая $\eta_р$ на поправочный коэффициент $C_к$, значение которого зависит от способа и качества изготовления поверхности. Обычно $C_к$>0,8; для накатных и литых ребер $C_к$ =1.

КПД ребра обычно рассчитывают по формуле

$$\eta_р = \frac{th\left(\sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_р}{\lambda_р \cdot \delta_р}} \cdot h_р'\right)}{\sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_р}{\lambda_р \cdot \delta_р}} \cdot h_р'} \cdot C_\alpha, \tag{1.69}$$

где $\alpha_р$ - средний коэффициент теплоотдачи на поверхности ребра; $\delta_р$ - его толщина; $\lambda_р$ - теплопроводность материала ребра; $h_р'$ - эффективная высота ребра; C_α - коэффициент, учитывающий влияние изменения интенсивности теплоотдачи по высоте ребра на $\eta_р$ (в первом приближении можно принять $C_\alpha = 1$).

Характер изменения $\alpha_р$ определяется геометрией межреберных каналов и режимом течения теплоносителя.

Эффективная высота прямого ребра постоянной толщины равна его геометрической высоте (рис. 16).

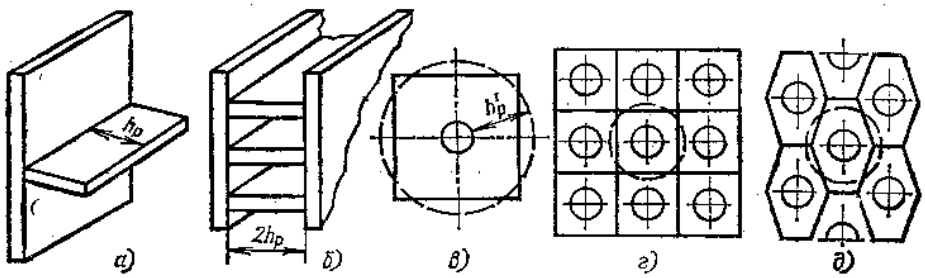


Рис. 16. Схемы к расчету h_p' и η_p для прямых ребер ($а,б$), прямоугольного ребра $(в)$, пластинчатого ребра при коридорном расположении труб $(г)$, пластинчатого ребра при шахматном расположении труб $(д)$ и эквивалентного круглого ребра.

КПД круглых ребер постоянной толщины и с сечением в виде трапеции можно определить по номограмме, приведенной на рис. 16. Для определения КПД ребер других типов высоту прямоугольного или квадратного ребра принимают равной высоте эквивалентного по площади поверхности круглого ребра.

В случае коридорного и шахматного расположения пучка труб пластинчатые ребра разбивают соответственно на прямоугольные и шестиугольные участки и высоту определяют так же, как для одиночных ребер.

С учетом изложенного формула для расчета коэффициента теплопередачи примет следующий вид:

для поверхности, оребренной со стороны греющего теплоносителя

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{1пр} \cdot \psi_1} + \dfrac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \dfrac{1}{\alpha_2}} \qquad (1.70)$$

при двустороннем оребрении поверхности

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{1пр} \cdot \psi_1} + \dfrac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \dfrac{1}{\alpha_{2пр} \cdot \psi_2}} \qquad (1.71)$$

В формулах (1.70) и (1.71) k отнесен к поверхности несущих труб (без ребер).

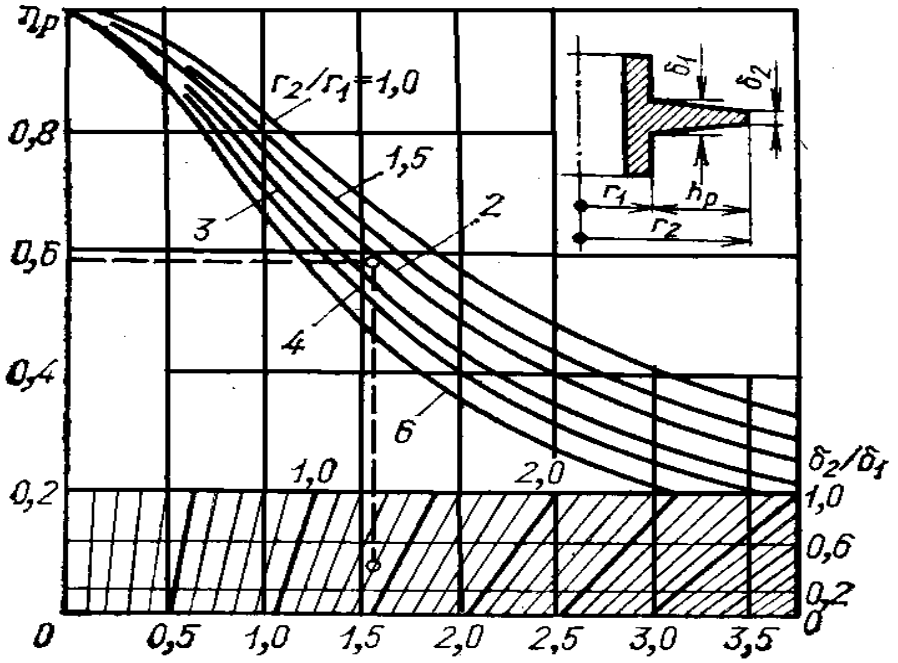


Рис. 17. Номограмма для расчета $\eta_р$ круглых плоских и трапециевидных ребер

1.6. ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Эффективность работы теплообменных аппаратов оценивается по различным критериям в зависимости от условий и цели использования самих аппаратов. Основные критерии эффективности приведены ниже.

Коэффициент удержания теплоты представляет собой отношение количества теплоты, полученной нагреваемым теплоносителем, к количеству теплоты, отданной греющим теплоносителем, и характеризует потери в окружающую среду:

$$\varepsilon_q = Q_2/Q_1 = 1 - \Delta Q/Q_1 , \qquad (1.72)$$

где ΔQ - потери теплоты в окружающую среду; Q_1 и Q_2 – количества теплоты соответственно отданной греющим теплоносителем и полученной нагреваемым теплоносителем.

Тепловая эффективность или коэффициент полезного действия теплообменника (КПД) представляет собой отношение теплового потока в аппарате при условии $\varepsilon_q = 0$ к максимально возможному, т.е. к тепловому потоку, который имел бы место при бесконечно большом коэффициенте теплопередачи или бесконечно большой поверхности теплообмена:

$$\eta = Q \Big/ Q_{ид} = \frac{G_2 \cdot c_2 \cdot \left(t''_2 - t'_2\right)}{\left(G_1 \cdot c_1\right)_{\min} \cdot \left(t''_1 - t'_1\right)}, \qquad (1.73)$$

где $Q_{ид}$ - тепловой поток в аппарате в идеальных условиях, т.е. в случае бесконечно большого коэффициента теплопередачи или бесконечно большой теплопередающей поверхности рассматриваемого аппарата.

В идеальном теплообменнике принимают, что греющий теплоноситель обладает минимальным значением полной теплоемкости $\left(G_1 \cdot c_1\right)_{\min}$ и, следовательно, имеет максимально возможный перепад температур.

Соотношения между полными теплоемкостями обычно устанавливаются в зависимости от назначения аппарата. В нагревателях требуется получить максимально возможный нагрев нагреваемого теплоносителя. В соответствии с этим полная теплоемкость нагреваемого теплоносителя должна быть меньше, чем у греющего, т.е. $G_2 \cdot c_2 \le G_1 \cdot c_1$. Для охладителей, наоборот, полная теплоемкость должна быть меньше у греющего теплоносителя, чтобы обеспечить для него максимально возможное снижение температуры $G_2 \cdot c_2 \ge G_1 \cdot c_1$.

Показатель энергетической эффективности характеризуется отношением величины теплового потока в аппарате к величине затраты мощности на прокачку теплоносителей:

$$E_F = Q/\left(\delta P_1 + \delta P_2\right). \tag{1.74}$$

Здесь $\delta P_1 = G_1 \cdot \Delta P_1;\ \delta P_2 = G_2 \cdot \Delta P_2,$

где $\delta P_1, \delta P_2$ - затраты мощности на прокачку теплоносителей; G_1, G_2 - расходы теплоносителей; $\Delta P_1, \Delta P_2$ - потери давления; 1 и 2 – Индексы, относящиеся соответственно к греющему и нагреваемому теплоносителям.

Критерий Кирпичева по смыслу схож с показателем энергетической эффективности и определяется отношением теплового потока в аппарате к работе, затраченной на прокачку теплоносителей:

$$E_K = Q/A_П, (3.76) \tag{1.75}$$

где $A_П$ - работа, затраченная на прокачку теплоносителей.

***Критерий Глазера* (*коэффициент мощности*)** характеризует отношение теплового потока к затрате мощности на прокачку одного из теплоносителей:

$$E_Г = Q/\delta P_1 \tag{1.76}$$

или

$$E_Г = Q/\delta P_2. \tag{1.77}$$

Энергетический критерий определяется отношением коэффициента теплоотдачи одного из теплоносителей к затрате мощности на его прокачку

$$\eta_{эн} = \alpha_1/\delta P_1 \tag{1.78}$$

или

$$\eta_{эн} = \alpha_2/\delta P_2, \tag{1.79}$$

где α_1, α_2 - коэффициенты теплоотдачи соответственно со стороны грею-

щего и нагреваемого теплоносителей.

Приведенный коэффициент мощности

$$\eta_{пр} = E_{Г} \big/ \Delta t_{ср} \,, \tag{1.80}$$

где $\Delta t_{ср}$ - средний температурный напор.

Коэффициент использования массы

$$K_m = Q \Big/ \left(M_{T.A} \cdot \Delta t_{ср} \right), \tag{1.81}$$

где $M_{T.A}$ - полная масса теплообменника.

Коэффициент использования объема

$$K_V = Q \Big/ \left(V_{T.A} \cdot \Delta t_{ср} \right), \tag{1.82}$$

где $V_{T.A}$ - объем теплообменника.

Коэффициент компактности характеризуется отношением площади теплопередающей поверхности к объему теплообменного аппарата

$$K_{FV} = F \big/ V_{T.A} \,, \tag{1.83}$$

где F - площадь теплопередающей поверхности теплообменного аппарата.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ В ТЕПЛООБМЕННИКАХ

2.1. ТЕПЛООТДАЧА

Теплообмен при естественной конвекции

Для горизонтальных труб и вертикальных поверхностей расчёт критерия Nu можно производить по формуле

$$Nu = A \cdot \left(Gr \cdot \mathrm{Pr}\right)^{m} \left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_{cm}}\right)^{0,25}, \qquad (2.1)$$

где A и m – постоянные коэффициенты.

Для горизонтальных труб при $10^3 \le Gr \cdot \mathrm{Pr} \le 10^8$ $A = 0,5$ и $m = 0,25$; для вертикальных поверхностей: при $10 \le Gr \cdot \mathrm{Pr} \le 10^9$ $A = 0,76$ и $m = 0,25$; при $Gr \cdot \mathrm{Pr} \ge 10^9$ $A = 0,15$ и $m = 0,33$. Для горизонтальных труб характерным размером является диаметр трубы, а для вертикальных поверхностей – их высота. Теплофизические свойства определяют при $t_г = \left(t_{cm} + t\right)/2$, где t_{cm} и t - соответственно температура стенки и температура газа вдали от стенки.

Теплообмен при вынужденном движении газов и жидкостей в прямых трубах и каналах.

При выполнении инженерных расчетов теплообменных аппаратов, как правило, пользуются осредненными для всей поверхности коэффициентами теплоотдачи. В соответствии с этим ниже приведены формулы для определения их средних значений.

В приведенных формулах индекс "ст" означает, что физические свойства сред определяются при средней температуре стенки t_{cm}. При вычислении комплекса $Gr \cdot \mathrm{Pr}$ за определяющую принята температура $t_г = 0,5 \cdot \left(t_{cm} + t\right)$, где t - средняя температура теплоносителя. Во всех остальных случаях все физические свойства теплоносителей определяют по их средней температуре.

Основные формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи приведены ниже.

ламинарный режим при $10 < \mathrm{Re} < 2300$ и $l/d > 10$

$$Nu = 1,4\left(\mathrm{Re} \cdot d/l\right)^{0,4} \mathrm{Pr}^{0,33} \left(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{cm}\right)^{0,25}; \qquad (2.2)$$

переходный режим при $2300 < \mathrm{Re} < 7000$

$$Nu = 0,000\,\mathrm{Re}^{0,9}\,\mathrm{Pr}^{0,43}; \qquad (2.3)$$

турбулентный режим при $10^4 < \mathrm{Re} < 10^6$ и $0,6 < \mathrm{Pr} < 2500$

$$Nu = 0,021\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,4}\left(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{cm}\right)^{0,25}\varepsilon_l, \qquad (2.4)$$

где $\varepsilon_l = 1 + 31,7\,\mathrm{Re}^{-0,33}\left(l/d\right)^{-1}$ при $l/d < 50$ и $\varepsilon_l = 1$ при $l/d \geq 50$.

Здесь ε - поправка, учитывающая влияние на теплообмен стабилизации потока во входном участке канала; l, l_m и $l_г$ - длины обогреваемой части канала и участка тепловой и гидравлической стабилизации; d - диаметр трубы или эквивалентный диаметр канала некруглого сечения. Значения для начального теплового учачтка X_T, предельные числа Nu_∞.

***Продольное течение в кольцевом канале* (*ТА «Труба в трубе»*)**

при Re>10^4

$$Nu = 0,017 \cdot \mathrm{Re}^{0,18} \times \mathrm{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_{cm}}\right) \cdot \varepsilon_l \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right), \qquad (2.5)$$

где d_1 - наружный диаметр внутренней трубы; d_2 - внутренний диаметр наружной трубы; ε_l - рассчитывается так же, как в прямых трубах.

Продольное вынужденное течение в пучке труб

при Re>10^4 и $1,3 < s_1 s_2 / d_н^2 < 6$

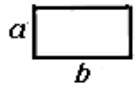
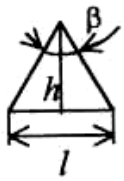
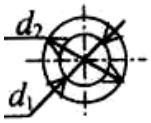
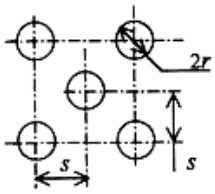
$$Nu = Nu_0 \left(s_1 s_2 / d_н^2\right)^{0,18}, \qquad (2.6)$$

где Nu_0 - определяют по формулам для турбулентного режима течения; s_1 *и* s_2 - поперечный и продольный шаги труб; $d_н$ - наружный диаметр труб.

В качестве характерного размера выбран эквивалентный диаметр.

Таблица 4

Приведенные длины начальных тепловых участков, предельные числа Нуссельта

Форма поперечного сечения канала, эквивалентный диаметр		$X_T = \frac{1}{Pe} \cdot \frac{l_T}{d}$	Nu_∞	$X_T = \frac{1}{Pe} \cdot \frac{l_T}{d}$	Nu_∞
$d = d_э$		0,055	3,66	0,07	4,36
$a/b = 0$ (плоская щель)		0,014	7,54	0,02	8,24
 $d = 2ab/(a+b)$	0,1		5,9		8,8*
	0,4		3,7		4,5*
	1,0		3,0		3,6*
$2\beta =$  $d = 2h(1+$ $+2\sqrt{h^2/l^2 - 1/4}$	20°	0,14	2,5	2	2,70
	40				2,95
	60				3,00
	80				2,95
	100				2,80
	120				2,70
$d_1/d_2 =$  $d = d_2 - d_1$	0,1	0,050		0,06	11,9
	0,2		8,00		8,49
	0,4		6,15		6,58
	0,6		5,42		5,91
	1,0	0,14	4,86	0,02	5,38
$s/r =$ 	1,0				-
	1,1				5,0
	1,5				11,5
	2,0				15
	3,0				23,5
	4,0				34

Теплообмен при вынужденном течении в змеевиках

Ламинарный режим течения при кривизне $R/d_в = 3 \div 200$, где R - радиус змеевика и $d_в$ - внутренний диаметр трубы. $K = 13{,}5 \cdot \sqrt{2 \cdot R/d_в} = 13{,}5 \div 5000$; $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_{кр} = 2300 \cdot \left[1 + 8{,}6 \cdot \left(d_в/2 \cdot R\right)^{0,45}\right]$:

$$Nu = Nu_\infty \cdot \frac{0{,}1979 \cdot K^{0,5}}{\chi \cdot \left[1 + F(\chi) \cdot K^{-0,5}\right]}, \qquad (2.7)$$

где при $\mathrm{Pr} \geq 1$

$$\chi = \frac{2}{11} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{77}{4} \cdot \frac{1}{\mathrm{Pr}^2}}\right);$$

$$F(\chi) = \frac{37{,}05}{\chi} \cdot \left[\frac{1}{40} - \frac{17}{120} \cdot \chi + \left(\frac{1}{10 \cdot \chi} + \frac{13}{30}\right) \cdot \frac{1}{10 \cdot \mathrm{Pr}}\right];$$

при $\mathrm{Pr} < 1$

$$\chi = \frac{1}{5} \cdot \left(2 + \sqrt{\frac{10}{\mathrm{Pr}^2} - 1}\right);$$

$$F(\chi) = -\frac{37{,}05}{\chi} \cdot \left[\frac{\chi^2}{12} + \frac{1}{24} - \frac{1}{120 \cdot \chi} - \left(\frac{4}{3} \cdot \chi - \frac{1}{3 \cdot \chi} + \frac{1}{15 \cdot \chi^2}\right) \cdot \frac{1}{20 \cdot \mathrm{Pr}}\right],$$

где Nu_∞ - предельное число Нуссельта для прямой трубы на участке установившегося теплообмена;

турбулентный режим течения

при $\mathrm{Re} > 18500 \cdot \left(d_в/2 \cdot R\right)^{0,28}$

$$Nu = Nu_\infty \cdot \left(1 + \frac{21}{\mathrm{Re}^{0,14}} \cdot \frac{d_в}{2 \cdot R}\right), \qquad (2.8)$$

где Nu_∞ рассчитывают по формулам для установившегося турбулентного теплообмена.

Теплообмен при перемешивании жидкости мешалками

Расчёт теплоотдачи при перемешивании жидкости турбинными лопастными и пропеллерными мешалками при $\Gamma = D/d_н = 2,5 \div 4$ в аппаратах диаметром до 1,5м проводится по формуле

$$Nu = A \cdot \mathrm{Re}^m \cdot \mathrm{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^{0,14} \cdot \Gamma^{-1}, \qquad (2.9)$$

где $Nu = \alpha \cdot d_м / \lambda$; $\mathrm{Re} = \rho \cdot n \cdot d_м^2 / \mu$; D – диаметр сосуда, n - частота вращения мешалки; $d_м$ - диаметр мешалки; μ и $\mu_{ст}$ - коэффициенты динамической вязкости жидкости соответственно при температуре $t = 0,5(t_ж + t_{ст})$ и $t_{ст}$; $t_ж$ - средняя температура жидкости в сосуде; $t_{ст}$ - температура стенки.

Для аппаратов со змеевиками $c = 0,87$ и $m = 0,62$, а для аппаратов с водяными рубашками $c = 0,36$ и $m = 0,67$.

Теплообмен при обтекании пучков гладких труб

Для газов при $10^{-1} < \mathrm{Re} < 10^6$

$$Nu = 1,11 c \,\mathrm{Re}^m \,\mathrm{Pr}^{0,31} \left(0,785 T_{ст}/T\right)^{m/4}, \qquad (2.10)$$

где $Nu = \alpha \cdot d_н / \lambda$; $\mathrm{Re} = w \cdot d_н / v$; w - скорость теплоносителя в свободном сечении; $T_{ст}$ и T - средние абсолютные температуры стенки и потока; *c* и *m* – постоянные коэффициенты (табл. 4.3).

Таблица 5

Значения Re, c, m

Re	c	m	Re	c	m
0,4-4	0,891	0,330	4000-40000	0,174	0,618
4-40	0,821	0,385	40000-400000	0,0239	0,805
40-4000	0,615	0,466			

Поперечное обтекание пучков гладких и ребристых труб

Для шахматных пучков при $\mathrm{Re}_l = 5\cdot10^3 \div 3{,}7\cdot10^5$; $l = 12 \div 178$; $\beta = (s_1 - d_н)/(s_2' - d_н) = 0{,}46 \div 2{,}2$ и для коридорных пучков при $\mathrm{Re}_l = 10^4 \div 3{,}7\cdot10^5$; $l = 27 \div 178$; $\psi = 1 \div 18{,}5$

$$\alpha = A\frac{\lambda}{l}c_z c_s c_\varphi \psi^m \mathrm{Re}_l^n \mathrm{Pr}^{0,33}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}}\right)^{0,25}, \qquad (2.11)$$

где для шахматных пучков $A = 0{,}36$; $m = -0{,}5$; $n = 0{,}6\cdot\psi^{0,07}$; для коридорных пучков $A = 0{,}2$; $m = -0{,}7$; $n = 0{,}65\cdot\psi^{0,07}$; $\psi = F/F_0$ - коэффициент оребрения; $l = (F/F_0)\cdot d - (F_p/F_0)\cdot\sqrt{F_p'/2\cdot n}$; $d_н$ - наружный диаметр; n - количество ребер на трубе.

Здесь F, F_0, F_p, F_p' - полная площадь поверхности ребристой трубы, площади поверхностей неоребренных участков трубы, полной и боковой (без торцевых участков) поверхностей ребер; s_1, s_2, $и$ s_2' - поперечный, продольный и диагональный шаги труб; c_z, c_s, c_φ - коэффициенты, учитывающие соответственно влияние числа рядов труб по ходу воздуха, их взаимного расположения в пучке и угла атаки потока относительно оси труб.

Для шахматных пучков гладких труб при $z > 2$ $c_z = [0{,}6 \div 0{,}7 + (z-2)]/z$; при $z = 1$ $c_z = 0{,}6$; при $z = 2$ $c_z = 0{,}65$; $c_z' = 1 + 1{,}2\exp[-1{,}792(z-1)]$; $c_\varphi = (\sin\varphi)^{0,55}$, где φ - угол между направлением потока и осями труб; $c_\varphi' = (\sin\varphi)^{1,25}$. Для коридорных пучков гладких труб при $z > 2$ $c_z = 0{,}6 \div 0{,}9 + (z-2)/z$, при $z = 1$ $c_z = 0{,}6$, при $z = 2$ $c_z' = 1 + 0{,}8\exp[-1{,}549(z-1)]$; $c_\varphi = (\sin\varphi)^{0,55}$ и $c_\varphi' = (\sin\varphi)^{1,65}$. Для шахматных пучков гладких и ребристых труб $c_s = [(s_1 - d_н)/(s_2 - d_н)]^{0,1}$. Для коридорных пучков гладких и ребристых труб при $s_2/d_н > 2$ $c_z = 1$; при $s_2/d_н \le 2$ $c_s = \left[1 + (2s_1/d_н - 3)(1 - 0{,}5 s_2/d_н)^3\right]^{-2}$. Для шахматных пучков ребристых труб $c_z' = 1 + 0{,}00133\mathrm{Re}^{0,535}\exp[-1{,}075(z-1)\mathrm{Re}^{-0,061}]$; и

$c_z = 1 + \exp\left[-3{,}806\left(1+z\right)\mathrm{Re}^{-0{,}155}\right]$. Для коридорных пучков ребристых труб $c_z = 1 + 0{,}6\exp\left[-0{,}0121\sqrt{\mathrm{Re}-10^4} - 0{,}896\left(z-1\right)\right]$; $c_z^{'} = 1 + 6{,}305\,\mathrm{Re}^{-0{,}146}\exp\left[-0{,}755\left(z-1\right)\mathrm{Re}^{0{,}239}\right]$.

Теплообмен в межреберных каналах трубчато-ленточных, трубчато-пластинчатых компактных теплообменниках

Для гладкого треугольного оребрения при $\mathrm{Pr} = 0{,}6 \div 1{,}0$

при $\mathrm{Re} = 200 \div 1500$

$$Nu = 1{,}55 \cdot \left(Pe \cdot \frac{d}{l}\right)^{1/3} \cdot \varepsilon_l, \qquad (2.12)$$

где при $l/d = 20 \div 100$ $\varepsilon_l = 1{,}44 \div 0{,}0044$; при $l/d > 100$; $\varepsilon_l = 1$; при $l/\left(d \cdot Pe\right) > 0{,}05$ $Nu = 2{,}35$;

при $\mathrm{Re} = 1500 \div 3000$

$$Nu = A \cdot \left(\mathrm{Re}/1500\right)^{3{,}32 \cdot \lg\left(B/A\right)}, \qquad (2.13)$$

где $A = 17{,}67 \cdot \left(\mathrm{Re}/1500\right)^{1/3} \cdot \varepsilon_l$; $B = 11{,}6 \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}6} \cdot \psi_T \cdot \varepsilon_T$; ε_l - определяют так же, как в предыдущем случае. а ε_T и ψ_T - как и в следующей формуле;

при Re > 3000

$$Nu = 0{,}193 \cdot \mathrm{Re}^{0{,}8} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}6} \cdot \psi_T \cdot \varepsilon_T, \qquad (2.14)$$

где при $l/d = 20 \div 70$ $\varepsilon_T = \dfrac{\left(l/d\right)^2 - 328 \cdot \left(l/d\right)}{\left(l/d\right)^2 - 356 \cdot \left(l/d\right) + 2 \cdot 10^3}$, а при $l/d > 70$ $\varepsilon_T = 1$; при нагревании газа $\psi_T = \left(T_{cm}/T\right)^{-0{,}5}$; при охлаждении $\psi_T = 1$; T_{cm} и T - средние абсолютные температуры стенки и потока;

для гладкого прямоугольного оребрения

при Re=200-2000 и $b/h < 10$

$$Nu = 1{,}55 \cdot \left(Pe \cdot d/l\right)^{1/3} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_\Phi, \qquad (2.15)$$

где $\varepsilon_l = 1{,}44 - 0{,}0044 \cdot l/d$; $\varepsilon_\Phi = 1 + 0{,}03 \cdot h/b$; здесь b- расстояние между соседними стенками или трубками (ширина ребра); h - расстояние между соседними ребрами;

при $\mathrm{Re} = 2000 \div 7000$

$$Nu = A_1 \cdot \left(\mathrm{Re}/2000\right)^{1{,}84 \cdot \left(B_1/A_1\right)}, \qquad (2.16)$$

где $A_1 = 19{,}5 \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_\Phi \cdot \left(\mathrm{Pr} \cdot d/l\right)^{1/3}$; $B_1 = 25{,}8 \cdot \varepsilon_T \cdot \psi_T \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}6}$;

при Re>7000

$$Nu = 0{,}0215 \cdot \mathrm{Re}^{0{,}8} \cdot \mathrm{Pr}^{0{,}6} \cdot \psi_T \cdot \varepsilon_T. \qquad (2.17)$$

Правила определения $\varepsilon_l, \psi_T, \varepsilon_T$ те же, что и в случае треугольного оребрения.

В формулах по теплообмену для вышеперечисленных теплообменников в качестве характерного поперечного размера принят гидравлический диаметр, рассчитанный по формуле $d = 4 \cdot f_c \cdot L/F$, где f_c - площадь наименьшего живого сечения; L - длина межреберных каналов; F - полная площадь поверхности теплообмена. В качестве характерного продольного размера принята длина ребра l в направлений потока. Определяющую скорость рассчитывают по f_c.

Теплообмен в ленточно-поточных пластинчатых теплообменниках

Теплообмен рассматривается при вынужденном течении несжимаемой жидкости в каналах ленточно-поточных пластинчатых теплообменников.

при $2000 < \mathrm{Re} < 20000$; $0{,}6 < \mathrm{Pr} < 80$ и $2 < s/\delta' < \infty$

$$Nu = 0{,}0315 \frac{1 + 0{,}83\left(s/d'\right)^{-0{,}5}}{1 + 1{,}5\,\mathrm{Re}^{-0{,}125}\left(\xi_{np}/\xi - 1\right)} \mathrm{Re}^{0{,}75}\,\mathrm{Pr}^{0{,}43}\left(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{cm}\right)^{0{,}25}, \qquad (2.18)$$

где s - шаг гофр; δ' - зазор между пластинами в точке поворота гофр; ξ_{np} - коэффициент трения в прямолинейном канале при том же Re, что и для ξ; ξ_{np} - коэффициент сопротивления гофрированного канала; характерный размер в критериях Nu и Re -гидравлический диаметр наименьшего проходного сечения между соседними пластинами $d = 2\delta$; δ - расстояние между пластинами в наименьшем проходном сечении; определяющая скорость для критерия Re – скорость в этом же сечении.

Вынужденное без фазовых изменений течение несжимаемой жидкости в каналах пластинчатых теплообменников

Теплообмен при вынужденном без фазовых изменений течении несжимаемой жидкости в каналах пластинчатых теплообменников, образованных гофрированными пластинами и выпускаемыми отечественной промышленностью, рассчитываются по соотношениям

ламинарный режим при $\mathrm{Re} < 50;\ \mathrm{Pr} \geq 80$

$$Nu = A \cdot (\mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr})^{0,33} \left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_{ст}} \right)^{0,25}; \qquad (2.18)$$

турбулентный режим при $50 \leq \mathrm{Re} \leq 30 \cdot 10^3;\ 0,7 \leq \mathrm{Pr} \leq 80$

$$Nu = B \cdot \mathrm{Re}^{0,73} \cdot \mathrm{Pr}^{0,45} \left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_{ст}} \right)^{0,25}. \qquad (2.19)$$

Значения *A* и *B* приведены в табл. 6.

Теплообмен между поверхностью и стекающей пленкой жидкости

Стекание пленки жидкости при горизонтальном расположении труб:

$$Nu = 0,25 \cdot \mathrm{Re}^{0,62} \cdot \mathrm{Pr}^{0,38}, \qquad (2.20)$$

где $Nu = \alpha \cdot d / \lambda; \mathrm{Re} = w_0 \cdot d / \nu; w_0 = \sqrt{w_r^2 + 2gh}$; α - коэффициент теплоотдачи между пленкой жидкости и стенкой; d -наружный диаметр трубы; h - расстояние (шаг) между трубами; λ и ν - коэффициенты теплопроводности и кинематической вязкости; $g = 9,81 м/с^2$; w_r - скорость отрыва жидкости от поверхности трубы, которую рассчитывают по следующим зависимостям:

при $\mathrm{Re}_{пл} < 220$

$$w_r = 0,52 \cdot (g \cdot \nu)^{1/3} \cdot \mathrm{Re}_{пл}^{2/3};$$

при $\mathrm{Re}_{пл} > 220$

$$w_r = 1,55 \cdot (g \cdot \nu)^{1/3} \cdot \mathrm{Re}_{пл}^{0,462},$$

где $\mathrm{Re}_{пл} = 4 \cdot G / (\mu \cdot 2 \cdot l \cdot n) = 4 \cdot \Gamma \cdot \mu$; G - массовый расход жидкости; l и n - длина и количество труб в поперечном ряду; $\Gamma = G / 2 \cdot l \cdot n$ - плотность орошения; μ - динамическая вязкость жидкости; определяющей является температура $t_0 = 0,5 \cdot (t_{ст} + t_{ж})$, где $t_{ст}$ и $t_{ж}$ - средние температуры стенки и жидкости.

Таблица 6.

Значения констант в формулах для пластинчатых теплообменников

Тип теплообменника, типоразмер пластин	Постоянные коэффициенты	
	A	*B*
Разборные		
0,2	0,46	0,65
0,2K	0,50	0,086
0,3	0,60	0,100
0,5	0,60	0,0978
0,63	0,46	0,100
1,3	0,46	0,135
Полуразборные*		
0,1	0,46	0,086
0,3	0,46	0,100
0,5x2	0,60	0,135
0,7	0,46	0,100
Неразборные (сварные)		
0,75	0,46	0,100
0,8	0,60	0,100
0,2	0,46	0,100

* - Полуразборные теплообменники набираются из попарно сваренных (спаянных) пластин.

***Стекание пленки жидкости при вертикальном расположении труб*:**

для ламинарного режима при $\mathrm{Re}_{пл} < 615 \cdot \mathrm{Pr}^{-0,648}$

$$Nu_{\delta} = \frac{\alpha \cdot 4 \cdot \delta}{\lambda} = 0,092 \cdot \mathrm{Re}_{пл} \cdot \mathrm{Pr} \cdot \frac{\delta}{H} + 7,52, \qquad (2.21)$$

где $\delta = 3 \cdot \nu^2 \big/ \left(4 \cdot g\right)^{1/3} \cdot \mathrm{Re}_{пл}^{1/3}$ - толщина пленки жидкости;

при волновом движении пленки при $30 < \mathrm{Re}_{пл} < 2000$

$$Nu = 0,67 \cdot \left(Ga^2 \cdot \mathrm{Pr}^3 \cdot \mathrm{Re}_{пл}\right)^{1/3}; \qquad (2.22)$$

при турбулентном течении пленки при $\mathrm{Re}_{пл} > 2000$ [122, 197]

$$Nu = 0,01 \cdot \left(Ga \cdot \mathrm{Pr} \cdot \mathrm{Re}_{пл}\right)^{1/3}, \qquad (2.23)$$

где $Nu = \alpha \cdot H / \lambda$; $Ga = H^3 \cdot g / \nu^2$; $\mathrm{Re}_{пл} = 4 \cdot \Gamma \cdot \mu$; $\Gamma = G / \left(\pi \cdot d \cdot n\right)$;

H - высота труб; n - количество труб в пучке.

При стекании пленки жидкости по горизонтальным трубам оросительных ТА

$$\alpha = c \cdot \left[G/\left(2 \cdot L \cdot n\right) \right]^k \cdot d^p, \qquad (2.24)$$

где G - расход воды, кг/ч; L - длина; d - диаметр трубы, м; n - число секций; c, k, p - постоянные коэффициенты.

При температуре воды $t_в = 10 \div 80\,^\circ C$, $d = 0{,}05 \div 0{,}2\,м$ и $G/\left(2 \cdot L \cdot n\right) = 800 \div 2200\,кг/\left(м \cdot ч\right)$ $c = 46{,}5$; $k = 0{,}4$; $p = -0{,}6$.

При $G/\left(2 \cdot L \cdot n\right) = 820 \div 960\,кг/\left(м \cdot ч\right)$, $t_в = 10 \div 25\,^\circ C$ и отношении шага труб к их диаметру $s/d = 1{,}7 \div 2$ $c = 3740$; $k = 0{,}4$; $p = 0$; при тех же условиях, но при $s/d = 1{,}3$ $c = 5700$; $k = 0{,}56$; $p = 0$.

Теплообмен при кипении жидкости

Кипение жидкости в большом объеме:

при $P = \left(0{,}19 \div 98{,}0\right) \cdot 10^5$ Па и $q < 0{,}14 r \sqrt{\rho_п \left(\sigma \cdot g \cdot \rho\right)^{1/4}}$

$$\alpha = c \cdot p^{0{,}15} \cdot q^{0{,}7}; \qquad (2.24)$$

$$\alpha = c' \cdot p^{0{,}5} \cdot \Delta t^{2{,}33}; \qquad (2.25)$$

и

$$\alpha = c'' \cdot P^{0{,}18} \cdot q^{2/3} \cdot \left(1 - 0{,}0045P\right)^{-1}, \qquad (2.26)$$

где $\Delta t = t_{ст} - t_н$, °С; $t_{ст}$, $t_н$ - соответственно температура стенки и температура насыщения; p- давление, бар; q - плотность теплового потока, Вт/м^2; c, c'и c'' - коэффициенты, зависящие от свойств жидкости: для воды $c = 3$, $c' = 39$ и $c'' = 3{,}14$, для других жидкостей $c = 3 \cdot \varphi$. Значения φ для различных сред приведены в табл. 4.6.

При кипении растворов приближенную оценку φ можно выполнить по формуле

$$\varphi \approx \left[\frac{c_р \cdot \rho_р \cdot \mu_в}{c_в \cdot \rho_в \cdot \mu_р} \right]^{0{,}4} \cdot \left(\frac{\lambda_р}{\lambda_в} \right)^{0{,}6}, \qquad (2.27)$$

где индексы *р* и *в* обозначают соответственно теплофизические свойства раствора и воды.

Кипение растворов в вертикальных трубах греющих камер выпарных аппаратов с естественной циркуляцией раствора:

при $P = (0{,}1 \div 70) \cdot 10^5$ Па, $\Pr = 0{,}8 \div 100$ и $q = 9 \cdot 10^3 \div 150 \cdot 10^4$ Вт/м^2

$$\alpha = \frac{780 \lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_n^{0,06} q^{0,6}}{\sigma^{0,5} r^{0,66} \rho_0^{0,66} c^{0,3} \mu}, \qquad (2.28)$$

где ρ_0, ρ_n - плотности пара соответственно при давлении 0,098 МПа и рабочем давлении в трубах; λ - коэффициент теплопроводности; ρ - плотность; σ - коэффициент поверхностного натяжения; c - теплоемкость; r - теплота испарения; μ - динамическая вязкость раствора.

Таблица 7.

Значения коэффициента φ для некоторых жидких растворов

Вещество	φ	Вещество	φ
Бензол	0,31	24%-ный водный раствор NaCl	0,62
Газолин	0,27	10%-ный водный раствор Na_2SO_4	0,91
26%-ный раствор глицерина	0,83	Метиловый спирт	0,36
9%-ный водный раствор NaCl	0,86	Этиловый спирт	0,45
Вода	1		

Теплообмен при пленочной конденсации чистых паров

Ламинарный режим

при $w_n^2 \cdot \rho_n < 1$ и числе Григуля $Z = (g/\nu)^{1/3} \cdot [\lambda/(r \cdot \rho \cdot \nu)] \cdot H \cdot \Delta t < 2300$:

конденсация на вертикальной трубе или стенке

$$\alpha = 1{,}34 \left(\frac{\lambda^3 \cdot \rho \cdot g \cdot r}{\nu \cdot \Delta t \cdot H} \right)^{0,25}, \qquad (2.29)$$

где $\Delta t = t_н - t_{ст}$; $t_н, t_{ст}$ - соответственно температура насыщения и температура стенки; H - высота стенки или длина трубы, на поверхности которой происходит конденсация; λ, ν, ρ - соответственно теплопроводность, кинематическая вязкость и плотность конденсата при температуре насыщения; r - теплота конденсации; g = 9,81 м/с^2;

Конденсация на одиночной горизонтальной трубе

$$\alpha = 0,726 \cdot \left[\frac{\lambda^3 \cdot \rho \cdot g \cdot r}{\nu \cdot \Delta t \cdot d_н} \right]^{0,25}, \qquad (2.30)$$

где $d_н$ - наружный диаметр трубы;

Конденсация на горизонтальном пучке труб

$$\alpha = 0,845 \cdot \left[\frac{\lambda^3 \cdot \rho \cdot g \cdot r}{\nu \cdot \Delta t \cdot d_н \cdot n} \right]^{0,25}, \qquad (2.31)$$

где n – количество рядов труб по вертикали.

Тепломассообмен в парогазовых смесях

Чистый теплообмен в парогазовых смесях осложняется массообменом за счет конденсации пара или испарения жидкости. При этом тепловые потоки за счёт конвекции и массообмена могут быть противоположно направленными.

При конденсации пара из парогазовой смеси, содержащей неконденсирующиеся газы, теплота передается от смеси к поверхности конвекцией и за счет массообмена при конденсации пара. С увеличением содержания неконденсирующихся компонентов в смеси доля теплоты, передаваемой конвекцией, возрастает. Однако суммарный тепловой поток при этом уменьшается, поскольку перенос теплоты конвекцией на несколько порядков ниже по сравнению с переносом теплоты за счет массообмена при конденсации пара.

При испарении жидкости в парогазовую смесь направления потоков теплоты, обусловленных конвективным теплообменом и потоком пара от поверхности испаряющейся жидкости, могут совпадать или быть противоположно направленными. В частности, при испарении жидкости за счет подвода теплоты конвекцией к ее поверхности от парогазовой смеси они направлены навстречу друг другу и результирующий поток определяется их разностью. Если испарение происходит в адиабатных условиях, указанные потоки равны между собой по значению, а результирующий поток равен нулю.

Плотность суммарного теплового потока при испарении или конденсации в парогазовых смесях рассчитывают по уравнению

$$q = q_к \pm j \cdot r, \qquad (2.32)$$

где $q_к$ - плотность конвективного потока теплоты; j -плотность удельного массового потока пара к поверхности конденсации или от поверхности испарения; r - скрытая теплота парообразования; со знаком “плюс” в правой части уравнение записывают при совпадении направлений потоков $q_к$ и j, со знаком “минус” - при несовпадении.

Для расчета j в инженерной практике в зависимости от конкретных условий используют следующее соотношение:

$$j = \pm\beta_p \cdot \left(P_г - P_\infty\right) = \pm\beta \cdot \rho_\infty \cdot \left(C_г - C_\infty\right) = \\ = \beta_y \cdot \rho_\infty \cdot \frac{M_п}{M_\infty} \cdot \left(y_г - y_\infty\right), \tag{2.33}$$

где знак “плюс” соответствует испарению, а “минус” - конденсации; β, β_p, β_y - коэффициенты массоотдачи, отнесенные соответственно к разностям массовых концентраций, парциальных давлений и молярных концентраций пара у межфазной поверхности (поверхности испарения или конденсации) и в потоке смеси; $\rho_{п\infty}, C_\infty, P_\infty, y_\infty$ - соответственно массовая концентрация пара (кг. пара/м^3 смеси), относительная массовая концентрация пара (кг пара/кг смеси), парциальное давление пара и относительная молярная концентрация пара (моль пара/моль смеси) в потоке парогазовой смеси; $\rho_{пг}, C_г, P_г, y_г$ - аналогичные параметры состояния пара у межфазной поверхности; ρ_∞ - плотность смеси в потоке; $M_\infty, M_п$ - молекулярные массы смеси и пара; $C_\infty = \rho_{п\infty}/\rho_\infty$; $C_г = \rho_{пг}/\rho_г$; $\rho_г$ - плотность смеси у межфазной поверхности.

При внешнем обтекании одиночных тел параметры $\rho_{п\infty}, C_\infty, P_\infty, y_\infty$ характеризуют состояние пара в набегающем потоке, в начальных участках каналов - на внешней границе пограничного слоя, при развитом течении в трубах и каналах - на оси симметрии потока. В каналах теплообменных аппаратов их можно принимать равными среднемассовым значениям.

Свойства парогазовых смесей, как правило, незначительно отличаются от свойств идеальных газов. Поэтому их свойства могут быть описаны уравнениями состояния идеального газа $P_\infty = \rho_{п\infty} \cdot R_п \cdot T_\infty$ и $P_г = \rho_{пг} \cdot R_п \cdot T_г$, где $R_п = R/M_п$ - газовая постоянная пара; R - универсальная газовая постоянная; T_∞ и $T_г$ - абсолютные температуры смеси в потоке и у межфазной поверхности; $y_\infty = P_\infty/P$ и $y_г = P_г/P$, здесь P

- давление смеси.

Коэффициенты массоотдачи, отнесенные к градиентам концентраций, парциальных давлений и молярных концентраций, связаны между собой соотношениями:

$$\beta_y = \beta_p \cdot R_n \cdot T_\infty;$$
$$\beta_p = \beta_y \cdot \rho_\infty \cdot M_n / (p \cdot M_\infty) = \beta_y \cdot M_n / (R \cdot T_\infty);$$
$$\beta \cdot (1 - c_г) = \beta_y \cdot (1 - y_г) = \beta_p \cdot R_n \cdot T_\infty \cdot (1 - y_г).$$

Для расчета коэффициентов тепло- и массоотдачи при испарении или конденсации из парогазовых смесей практически во всем диапазоне концентраций пара от 0 до 100%, можно использовать соотношения:

для теплообмена

$$Nu = Nu_0 \cdot f(B) \cdot \varphi((\mathrm{Pr}, Le) \cdot \psi_\rho), \qquad (2.34)$$

для массообмена

$$Nu_D \cdot (1 - C_г) = Nu_{Dy} \cdot (1 - y_г) = Nu_{D0} \cdot f(B) \cdot \varphi(\mathrm{Pr}_D) \cdot \psi_\rho, \qquad (2.35)$$

где Nu и Nu_0 - числа Нуссельта для конвективного теплообмена при наличии массообмена и без него при тех же гидродинамических условиях; Nu_D и Nu_{D0} - диффузионные числа Нуссельта для массообмена большой и исчезающе малой $(B \to 0)$ интенсивности; $B = (C_г - C_\infty)/(1 - C_г) = j/(\rho_\infty \cdot \upsilon_\infty \cdot St_D)$.

Для расчета Nu_0 используют известные для различных случаев конвективного теплообмена зависимости; Nu_{D0} рассчитывают по тем же формулам, заменяя в них Pr на Pr_D и Cr на Ar.

Для турбулентного пограничного слоя точно, а для ламинарного приближенно $f(B) = \left[\left(1 - \sqrt{1 + B}\right)/(0{,}5 \cdot B)\right]^2$ при $B \geq -0{,}95$; $\varphi(\mathrm{Pr}, Le) = 1$ и $\varphi(\mathrm{Pr}_D) = 1$ при $\mathrm{Pr} = 0{,}5 \div 5$ и $Le = 1$; $\psi_\rho = 4 \Big/ \left[1 + (\rho_\infty / \rho_г)^{0{,}5}\right]^2$; $\psi_\rho \approx 1$ при $\rho_\infty / \rho_г = 0{,}4 \div 4$.

Зависимости (2.34) и (2.35) справедливы также и для расчета тепло - и массообмена при абсорбции, адсорбции и десорбции. В этих случаях вместо теплоты парообразования необходимо использовать теплоту сорбции или десорбции, а параметры состояния сорбируемого или десорбируемого газа у межфазной поверхности определять из условия сорбционного равновесия. При B<0, как и в случае конденсации, поток массы направлен к межфазной поверхности, т. е. имеет место абсорбция или адсорбция, при B>0 - десорбция или испарение.

2.2. РАСЧЕТ СТАНДАРТНЫХ КАЛОРИФЕРОВ

Одним из способов использования теплоты выбросного воздуха воздушно-конвективных сушильных установок является нагрев свежего воздуха в стандартных теплообменных аппаратах. В данном случае можно считать целесообразным использование стандартных теплообменных аппаратов, например пластинчатых калориферов типа КФ. При этом возникает вопрос о выборе номера калорифера и требуемого числа его секций.

Как показал предварительный анализ соединение секций калориферов целесообразно делать последовательным как по воздушному, так и по водяному тракту. Такое соединение представлено на рис. 18.

Расчет теплообменника из секций калорифера КФ проводился для утилизации теплоты выкидного воздуха применительно к сушильной машине "Гордон - Уайтли".

Исходные данные для расчета приведены ниже:

Массовый расход выкидного воздуха

G_2, $кг/ч$ ……..2490

Температура воздуха на выходе из сушильной установки

$t_2^н$, $°C$ ……79

Влагосодержание выкидного воздуха

$d_2^н$, $г/кг.с.в.$ ……40

Температуре воды на выходе из калорифера

$t_в^к$, $°C$ ……..55

5. Температура воды на входе в калориферы

$t_в^н$, $°C$ …….15

Температура воздуха на выходе из теплообменника

$t_в^к$, $°C$ ……40

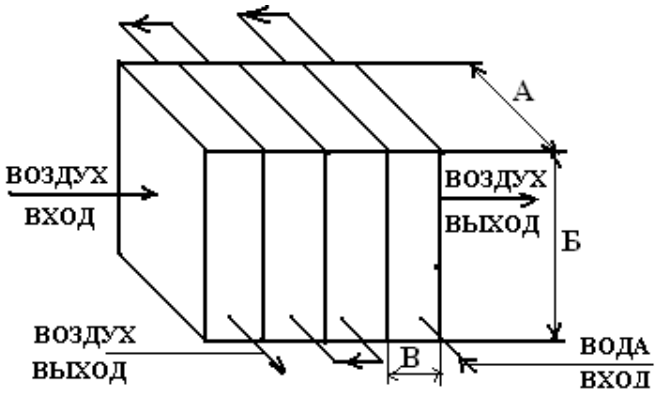


Рис. 18. Схема соединений секций калорифера

Расчет проводился для различных номеров калориферов. В табл. 8 и

9. приводятся соответственно технические данные пластинчатых калориферов, коэффициенты теплопередачи и сопротивления движению воздуха в калориферах КФС и КФБ.

Основные соотношения для расчетов и результаты расчетов сведены в табл. 4.10.

Из таблиц видно, что в рассмотренном случае предпочтение следует отдать калориферам КФС, так как при их использовании теплообменник более компактен и имеет меньшие гидравлические потери по воздушному тракту. Теплообменники из калориферов больших номеров занимают больший объем, но имеют меньшую длину и меньшие гидравлические потери по воздушному тракту.

Таблица 8

Коэффициенты теплопередачи в калориферах КФС и КФБ

Массовая скорость воздуха $\gamma_г$, кг/с	Коэффициенты теплопередачи K_T, Вт/м^{2}К, при скорости движения воды по трубам $w_в$, м/с		
	0,01	0,1	0,3
4	10,5	17,6	22,45
5	11,5	18,6	23,9
6	11,8	19,7	24,6
7	12,5	20,68	26,6
8	12,8	21,4	27,5
9	13,4	22,4	28,7
10	13,75	23,0	29,3
11	14,45	24,1	30,9
12	14,55	24,5	31,2
13	14,9	25,0	31,9
14	15,0	25,5	32,5

Таблица 9

Технические данные пластинчатых калориферов КФ (ГОСТ 7201)

Индекс и номер калорифера	Поверхность нагрева, м^2		Живое сечение для воздуха $f_г$, м^2	Живое сечение для воды $f_в$, м^2		Габаритные размеры	
	КФС	КФБ		КФС	КФБ	А	Б
1	2	3	4	5	6	7	8
КФ-1	7,25	9,3	0,084	0,005	0,006	470	412
КФ-2	9,9	12,7	0,115	0,005	0,006	620	412
КФ-3	13,2	16,9	0,154	0,006	0,008	620	532
КФ-4	16,7	21,4	0,195	0,006	0,008	770	532
КФ-5	20,9	26,8	0,244	0,007	0,01	770	662
КФ-7	30,4	38,9	0,354	0,009	0,012	930	782
КФ-8	35,7	45,7	0,416	0,009	0,012	1080	782
КФ-9	41,6	53,3	0,486	0,011	0,014	1080	902
КФ-10	47,8	62,2	0,558	0,011	0,014	1230	902
КФ-11	54,6	69,9	0,638	0,012	0,016	1270	1032
КФ-12	61,6	79,0	0,72	0,012	0,016	1380	1032
КФ-13	69,3	88,8	0,81	0,014	0,018	1380	1152
КФ-14	77,3	99,0	0,903	0,014	0,018	1530	1152

Примечание, Размер B (в направлении потока воздуха) одинаков для всех номеров калориферов. Для модели КФС размер B равен 200 мм, для модели КФБ - 240 мм.

Таблица 10

Варианты расчета теплообменников из секций калориферов КФ

№№ пп	Обозначение величин	Размерность	Номер калорифера					
			КФС-3	КФБ-3	КФС-4	КФБ-4	КФС-5	КФБ-5
1	f_r	м^2	0,154	0,154	0,195	0,195	0,244	0,244
2	j_r	кг/(м^{2}с)	5,3	5,3	4,2	4,2	3,25	3,25
3	$H_2^н$	Дж/кг	$185 \cdot 10^3$	$185 \cdot 10^3$	$185 \cdot 10^3$	$185 \cdot 10^3$	$185 \cdot 10^3$	$186 \cdot 10^3$
4	$H_2^к$	Дж/кг	$142 \cdot 10^3$	$142 \cdot 10^3$	$142 \cdot 10^3$	$142 \cdot 10^3$	$142 \cdot 10^3$	$142 \cdot 10^3$
5	Z_r	кг/с	0,785	0,785	0,785	0,785	0,785	0,785
6	Q	Вт	34800	34800	34800	34800	34800	34800
7	$G_в$	кг/с	0,204	0,204	0,204	0,204	0,204	0,204
8	$f_в$	м^2	0,006	0,008	0,006	0,008	0,007	0,01
9	$w_в$	м/с	0,034	0,26	0,034	0,025	0,03	0,02
10	K	Вт/(м^{2}К)	13,7	12,9	12,6	12,0	11,35	10,55
11	$\Delta t_б$	°C	25	25	25	25	25	25
12	$\Delta t_м$	°C	24	24	24	24	24	24
13	Δt	°C	24,5	24,5	24,5	24,5	24,5	24,5
14	F_Σ	м^2	102	108	110,5	116	123	138,5
15	F	м^2	13,2	16,9	16,7	21,4	20,9	26,8
16	n	шт.	8	7	7	6	6	5
17	A	м	0,62	0,62	0,77	0,77	0,770	0,7
18	$Б$	м	0,532	0,532	0,532	0,532	0,662	0,66
19	B	м	0,2	0,24	0,2	0,24	0,2	0,24
20	V	м^3	0,53	0,55	0,57	0,59	0,61	0,61
21	L	м	1,6	1,68	1,4	1,44	1,2	1,2
22	$\Delta P_к$	мм.в.ст	3,96	4,96	2,64	3,32	1,5	2,1
23	$\Delta P_Т$	мм.в.ст	31,7	34,7	18,5	20,0	9,0	10,5

* Наименование показателей и их расчетные формулы указаны в табл. 11

Таблица 11

Основные обозначения и формулы для таблицы 10.

№ пп	Показатель и расчетная формула	Наименование показателя
1	f_r	Площадь проходного сечения по газу
2	$j_r = G_r / f_r$	Удельный расход выкидного воздуха
3	$H_2^н \to (h-d)_{диагр}$	Энтальпия выкидного воздуха
4	$H_2^к \to (h-d)_{диагр}$	Энтальпия воздуха на выходе из аппарата
5	$Z_r = G_2 \Big/ \left(1 + \frac{d_2^н}{1000}\right)$	Расход сухого воздуха
6	$Q = G_r \cdot \left(H_2^н - H_2^к\right)$	Теплота, отводимая от воздуха в аппарате
7	$G_в = Q \cdot \eta_T / C_в \cdot \left(t_в^к - t_в^н\right)$	Расход нагреваемой воды
8	$f_в$ (*Табл.* 4.8)	Площадь проходного сечения по воде
9	$w_в = G_в / (\rho_в \cdot f_в)$	Скорость воды в теплообменнике
10	K (*Табл.* 4.8)	Коэффициент теплопередачи
11	$\Delta t_б = t_2^к - t_в^н$	Больший перепад температур между теплоносителями
12	$\Delta t_м = t_2^н - t_в^к$	Меньший перепад температур между теплоносителями
13	$\Delta t = 0{,}5 \cdot \left(\Delta t_б + \Delta t_м\right)$	Средний перепад температур между теплоносителями
14	$F_\Sigma = Q \cdot \eta_T / \left(K \cdot \Delta t\right)$	Суммарная поверхность теплообмена калорифера
15	F (*Табл.* 4.8)	Поверхность теплообмена одного калорифера
16	n	Количество калориферов
17	$А$	Ширина калорифера
18	$Б$	Высота калорифера
19	$В$	Длина калорифера
20	$V = А \cdot Б \cdot В \cdot n$	Полный объем аппарата
21	$L = n \cdot В$	Полная длина аппарата
22	$\Delta P_к$	Потери давления в калорифере по воздуху
23	$\Delta P_T = \Delta P_к \cdot h$	Потери давления по воздуху в аппарате

Список использованной литературы

1. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. - М. - Л.: Энергия, 1966.

2. Бакластов А. М., Бобе Л. С., Солоухин В. А. Расчет коэффициентов тепло- и массообмена в паровой фазе при конденсации пара из бинарной смеси. - М.: Изд-во МЭИ, 1977.—Тр. МЭИ. - Вып. 332.

3. Бакластов А. М,, Горбенко В. А., Удыма П. Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок. - М.: Энергоиздат, 1981.

4. Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. - М.: Машиностроение, 1973.

5. Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. - М.: Стройиздат, 1982.

6. Берлинер Ю. И., Балашов Ю. А. Технология химического и нефтяного аппаратостроения. - М.: Машиностроение, 1976.

7. Бродов Ю. М. Эффективность применения профильных витых труб в теплообменных аппаратах турбоустановок. // Теплоэнергетика. – 1982. - № 12.

8. Воронин Г.И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования воздуха. - М.: Машиностроение, 1978.

9. Гельперин Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии. - М.: Химия, 1981.

10. Гребер Г., Эрк С., Григулль У. Основы учения о теплообмене. - М.: Изд-во иностр. лит., 1958.

11. Григорьев В. А., Крохин Ю. И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники. - М.: Энергоиздат, 1982.

12. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. - М.: Наука, 1982.

13. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. - М.: Энергоиздат, 1981.

14. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. - М.:Химия, 1973.

15. Керн Д., Краус Л. Развитие поверхности теплообмена. - М.: Энергия, 1974.

16. Коган В. Б. Теоретические основы тепловых процессов химической технологии. - Л.: Химия, 1977.

17. Крейт Ф., Блек У, Основы теплопередачи. - М.: Мир, 1988.

18. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. - М.: Атомиздат, 1979.

19. Кэйс В. М., Лондон А. А. Компактные теплообменники. - М.: Гос-

энергоиздат, 1967.

20. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. - М.: Энергия, 1972.

21. Лыков А. В. Тепломассообмен. - М.: Энергия, 1978.

22. Маньковский О. М., Толчинский А. Р., Александров М. В. Теплообменная аппаратура химических производств. - Л.: Химия, 1976.

23. Машины и аппараты химических производств. Примеры и задачи/ И. В. Доманский, В. П. Исаков, Г. М. Островский и др.; под общ. ред. В. Н Соколова. - Л.: Машиностроение, 1982.

24. Михалевич А. А. Математическое моделирование массо- и теплопереноса при конденсации. – Минск.: Наука и техника, 1982.

25. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. - Л.: Химия, 1981.

26. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. - М.: Энергия, 1967.

27. Пластинчатые теплообменные аппараты: каталог. - М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1983.

28. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник; под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. - М.: Энергоатомиздат, 1983.

29. Бакластов А.М. и др. Промышленные тепломассообменные процессы и установки. - М.: Энергоатомиздат, 1986.

30. Рымкевич А. А., Барский М. А. Интенсивный теплообменный аппарат для холодильных установок и кондиционирования воздуха. // Холодильная техника. – 1972. - № 7.

31. Справочниик по теплообменным аппаратам /Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. – М.: Химия, 1986.

32. Справочник проектировщика. - 3-е изд. - М.: Стройиздат, 1978. Ч.II: Вентиляция и кондиционирование воздуха.

33. Сукомел А. С., Величко В. И., Абросимов Ю. Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. - М.: Энергия, 1979.

34. Тебеньков Б. П. Рекуператоры для промышленных печей. - М.: Металлургия, 1975.

35. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: справочник; под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. - М.: Энергоиздат, 1982.

36. Кошкин Н.Н., Стукаленко А.К., Бухарин Н.Н. и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. - Л.: Машиностроение, 1976.

37. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. Тепломассооб-

менные аппараты холодильных установок. - Л.: Машиностроение, 1973.

38. Теплотехнический справочник. Т. 2; под общ. ред. В. Н. Юренева и П. Д. Лебедева. - М.: Энергия, 1976.

39. Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы: справочник; под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. - М.: Энергия, 1980.

40. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе; перевод с. нем. - М.: Энергоиздат, 1981.

41. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники. - М.: Госхимиздат, 1961.

42. Эккерт Э. Р., Дрейк Р. М. Теория тепло- и массообмена. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961.

43. Экономия топливно-энергетических ресурсов на предприятиях текстильной промышленности / Охотин А.С., Григорьев А.К., Каленков А.Б., Рагозин О.М., Тюрин М.П. - М.: Легпромбытиздат, 1990.

44. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечно оребренных труб. - Л.: Машиностроение, 1982.

45. Антуфьев А.С. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. - М-Л.: Энергия, 1966.

46. Теоретические основы теплотехники: под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. - М.: Энергоатомиздат, 1988.

47. Сборник примеров и задач по тепломассообменным процессам, аппаратам и установкам. / Л.И. Архипов, В.А. Горбенко, О. Л. Данилов и др.: под ред. А.Л. Ефимова. - М.: МЭИ, 1997.

48. Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. - М.: Машиностроение, 1973.

49. Сажин Б.С., Тюрин М.П. Энергосберегающие процессы и аппараты текстильных и химических предприятий. - М.: МГТУ, 2001.

50. Бакластов А. М., Бобе Л. С., Солоухин В. А. Расчет коэффициентов тепло - и массообмена в паровой фазе при конденсации пара из бинарной смеси. - М.: МЭИ, 1977.

Содержание

Введение 3

1. Характеристики и тепловой расчет рекуперативных теплообменников 3

1.1. Характеристики рекуперативных теплообменников 3

1.2. Тепловой расчет рекуперативных теплообменных аппаратов 9

1.3.Проверочный тепловой расчет рекуперативных теплообменных аппаратов 19

1.4. Компоновка рекуперативных теплообменников 24

1.5. Тепловой расчет аппаратов с развитыми поверхностями нагрева 28

1.6. Показатели эффективности теплообменных аппаратов 32

2. Определение коэффициентов теплоотдачи в теплообменниках 35

2.1. Теплоотдача 35

2.2. Расчет стандартных калориферов 50

Список использованной литературы 55

Учебная литература

Тюрин Михаил Павлович,

Бородина Елена Сергеевна

**Рекуперативные теплообменники
и их расчёт**

Учебное пособие

Усл.печ.л. ___ Тираж 30 экз. Заказ №

Редакционно-издательский отдел МГУДТ

117997, Москва, ул. Садовническая, 33, стр.1

Тел./факс: (495) 955-35-88

E –mail: riomgudt@mail.ru

Отпечатано в РИО МГУДТ