

ФГБОУ ВПО
«Воронежский государственный технический университет»

Кафедра теоретической и промышленной теплоэнергетики

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению контрольной работы
на тему «Расчет пластинчатого теплообменного аппарата»
по дисциплине

«Тепломассообменное оборудование предприятий»
для студентов направления

13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
(профиль «Промышленная теплоэнергетика»)
заочной формы обучения



Воронеж 2014

Составитель канд. техн. наук В.В. Портнов

УДК 658.264.001.2

Методические указания к выполнению контрольной работы по дисциплине «Тепломассообменное оборудование предприятий» для студентов направления 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» (профиль «Промышленная теплоэнергетика») заочной формы обучения на тему «Расчет пластинчатого теплообменного аппарата» / ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»; сост. В.В. Портнов. Воронеж, 2014. 33 с.

В методических указаниях рассмотрена последовательность выполнения теплового и компоновочного расчетов при проектировании разборного пластинчатого теплообменного аппарата.

Табл. 3. Ил. 4. Библиогр.: 4 назв.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Н.В. Мозговой
Ответственный за выпуск зав. кафедрой д-р техн. наук,
проф. А.В. Бараков

Печатается по решению редакционно-издательского совета Воронежского государственного технического университета

© ФГБОУ ВПО «Воронежский
государственный технический
университет», 2014

Введение

В настоящем методическом указании излагаются методика расчета разборного пластинчатого теплообменного аппарата.

Теплообменный аппарат любой конструкции представляет собой устройство, основной функцией которого является передача тепла от одной среды к другой. Наиболее эффективным считается такой теплообменник, который при минимальном расходе рабочих сред через аппарат максимально передает тепловую энергию от одной среды к другой. Поскольку в аппарате происходит только теплообмен между средами, то нельзя говорить о прямой экономии тепла, получаемой в результате замены одной конструкции аппарата на другую. Однако от эффективности передачи тепла в аппарате косвенно зависит эффективность работы периферийного по отношению к аппарату теплового оборудования, а, следовательно, и его экономичность. Именно такая экономия, поскольку она вызывается заменой аппарата, может называться экономическим эффектом теплообменника. В каждом конкретном случае экономичность работы аппарата определяется правильностью его расчета и соответствием режима его работы расчетному. Однако, существует ряд факторов, которые определяют пластинчатый теплообменный аппарат (ПТА) как более экономичный по отношению к кожухотрубному теплообменному аппарату (КТА) в любом случае. Рассмотрим такие факторы более подробно:

- компактность;
- коэффициент унификации узлов и деталей размерного ряда КТА составляет примерно 0,13 (для ПТА коэффициент унификации узлов и деталей составляет 0,9);
- удельная металлоёмкость ПТА в 2-3 раза меньше, чем у КТА;

- снижение расхода теплоносителя в связи с тем, что скорость протекания теплоносителя в ПТА в два раза ниже, чем в КТА, внутренний объем аппарата в 6 раз меньше, а коэффициент передачи тепла в 1,5–2 раза больше; кроме того, теплоноситель проходит по аппарату однократно и по короткому пути;

- конструкция ПТА практически обеспечивает невозможность появления внутри аппарата внутренних протечек, ведущих к смешиванию сред: любая появляющаяся протечка (кроме физического разрушения внутренней части пластины) определяется визуально;

- снижение затрат на эксплуатацию аппарата, которая объясняется такими факторами как высокая турбулентность потоков теплоносителя, проходящего через аппарат, обеспечивающая высокую сопротивляемость теплообменных поверхностей ПТА к образованию различного рода отложений, снижающих КПД теплообмена, отсутствие коррозии поверхностей и высокое качество материала аппарата увеличивает срок службы аппарата в несколько раз.

Задания на контрольную работу выдается преподавателем на установочных занятиях или во время консультации.

Основными задачами контрольной работы являются:

- систематизация, закрепление и расширение теоретических знаний по дисциплине «Тепломассообменное оборудование предприятий»

- приобретение навыков практического применения теоретических знаний;

- накопление опыта выполнения специальных технологических расчетов с использованием справочной литературы;

- закрепление специальной терминологии промтеплоэнергетики.

1. Основные сведения об устройстве ПТА

Определяющей особенностью устройства пластинчатых теплообменных аппаратов является конструкция и форма поверхности теплообмена и каналов для рабочей среды. Поверхность теплообмена образуется из отдельных пластин, а каналы для рабочей среды имеют щелевидную форму. Рабочая среда движется у поверхности теплообмена тонким слоем, что способствует интенсификации процесса теплоотдачи. Формы пластин и профили их поверхности очень разнообразны, а конструкции довольно сложны и иногда мало похожи на пластины, поэтому название «пластина» должно рассматриваться как условное.

Пластины располагают параллельно друг другу, причем между рабочими поверхностями двух смежных пластин создается небольшой зазор, образующий канал для рабочей среды, подвергаемой нагреванию или охлаждению (рисунок 1).

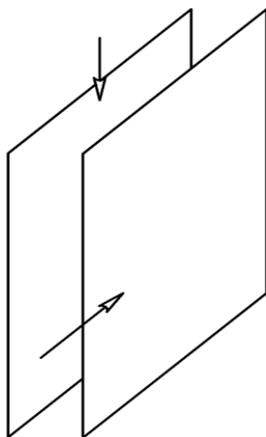


Рисунок 1 – Схема пластинчатого теплообменного аппарата

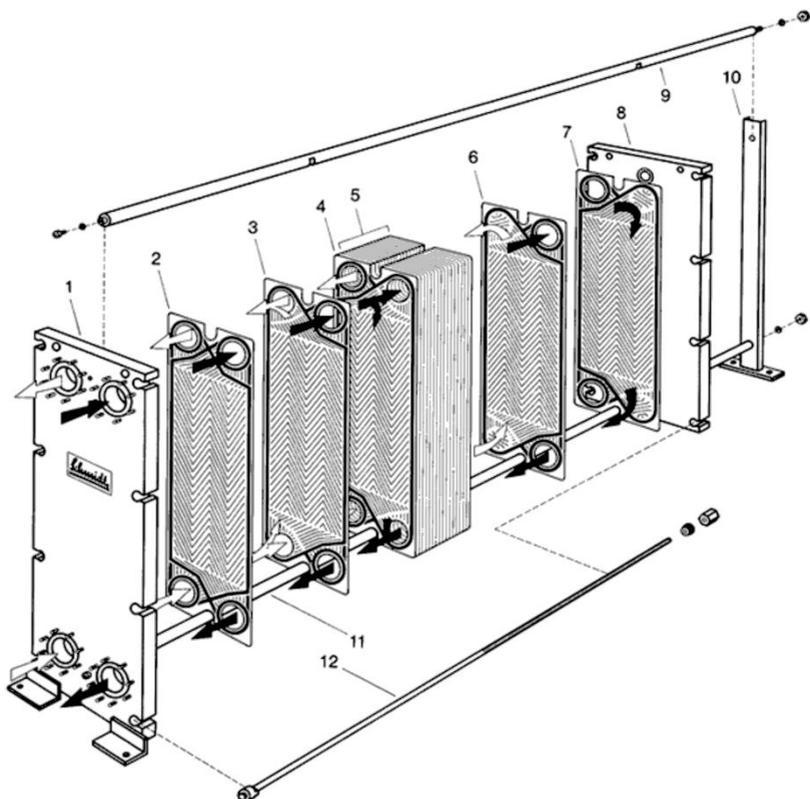


Рисунок 2 - Схема современного разборного пластинчатого аппарата: 1 – передняя прижимная плита с штуцерами; 2...7 – пластины; 8 – задняя прижимная плита; 9, 11 – направляющие; 10 – стойка; 12 – стяжные шпильки с гайками

Простейший теплообменник должен иметь не менее трех пластин, образующие два канала, по одному из которых течет горячая рабочая среда, а по другому — холодная. В промышленных аппаратах число пластин бывает большим, и рабочие среды движутся по множеству параллельных каналов сразу.

Разборный пластинчатый аппарат состоит из группы теплообменных пластин 2-7, подвешенных на верхней направляющей штанге 9. Концы верхней и нижней штанг закреплены в передней плите 1 и на задней стойке 10. При помощи нажимной плиты 8 и винта 10 пластины в собранном состоянии сжаты в один пакет. На схеме для более ясного изображения потоков рабочих сред показано несколько пластин в раздвинутом положении. В рабочем положении пластины плотно прижаты друг к другу на резиновых прокладках.

Каждая пластина имеет прокладки двух назначений: а) большая резиновая кольцевая прокладка, ограничивающая на лицевой стороне пластины канал для соответствующего потока рабочей среды и охватывающая также два угловых отверстия (с одной стороны пластины или по диагонали), через которые происходит приток среды в межпластинный канал и сток из него; б) две малые резиновые прокладки, изолирующие два остальных отверстия и создающие транзитный проход для второй рабочей среды.

Система уплотнительных прокладок разборного пластинчатого теплообменника построена так, что после сборки и сжатия пластин в аппарате образуются две системы герметичных каналов, изолированных одна от другой металлической стенкой и прокладками: одна для горячей рабочей среды, другая для холодной. Одна из этих систем состоит из нечетных каналов между пластинами, а другая из четных, благодаря чему потоки горячей и холодной рабочих сред чередуются. Обе системы межпластинных каналов соединяются со своими коллекторами и далее со штуцерами для входа и выхода рабочих сред, расположенными на плитах.

Холодный теплоноситель (ХТН) входит в аппарат через штуцер, расположенный на неподвижной плите и через верхнее угловое отверстие (в первой пластине) попадает в продольный коллектор, образованный угловыми отверстиями

пластин после их сборки. По коллектору ХТН доходит до пластины 4, имеющей глухой угол (без отверстия), и распределяется по нечетным межпластинным каналам, которые сообщаются (через один) с угловым коллектором благодаря соответствующему расположению больших и малых резиновых прокладок. При движении вниз по межпластинному каналу ХТН обтекает волнистую поверхность пластин, обогреваемых с обратной стороны горячим теплоносителем (ГТН). Затем подогретый теплоноситель выходит в продольный коллектор, образованный нижними угловыми отверстиями, и выходит из аппарата через штуцер.

ГТН движется в аппарате навстречу ХТН. Она поступает в нижний штуцер, проходит через нижний коллектор, распределяется по четным каналам и движется по ним вверх. Через верхний коллектор и штуцер охлажденный горячий теплоноситель выходит из теплообменника.

В промышленных аппаратах число пластин в некоторых конструкциях может достигать нескольких сот, а образуемые ими каналы могут быть соединены по различным одноходовым и многоходовым схемам. Сами аппараты по конструкции могут быть односекционными и многосекционными или комбинированными.

Односекционным пластинчатым теплообменником называется аппарат, в котором в теплообмене участвуют только две рабочие среды.

Рассмотрим схему односекционного пластинчатого теплообменника и определим связанные с ней понятия (рисунок 3).

Элементом тракта движения жидкости в пластинчатом аппарате является *канал* — пространство между двумя соседними пластинами. Рабочая среда, входящая в аппарат, попадает в каналы через продольные коллекторы, образованные угловыми отверстиями пластин и малыми прокладками, окружающими эти отверстия.

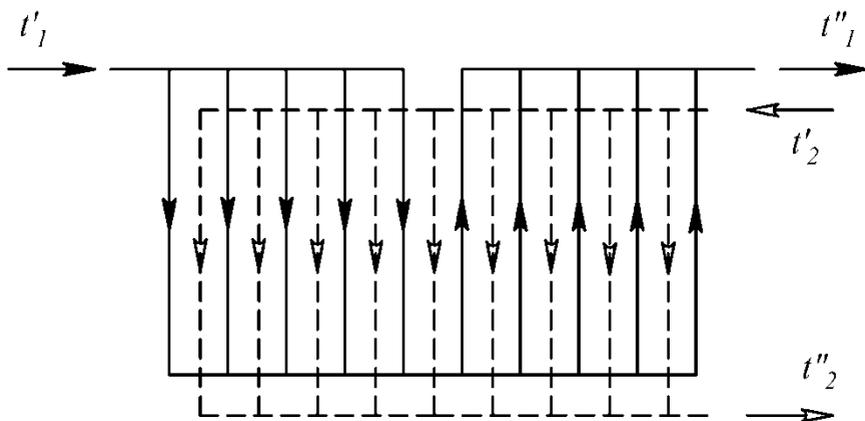


Рисунок 3 - Схема односекционного ПТА

Из коллектора рабочая среда распределяется обычно по нескольким параллельным каналам. Совокупность нескольких каналов, по которым рабочая среда течет в одном направлении, в практике проектирования называют *пакетом*.

Понятие пакет в пластинчатом теплообменнике соответствует понятию хода в кожухотрубчатом.

По выходе из первого пакета рабочая среда попадает в противоположный коллекторный канал, проходит по нему вдоль аппарата до очередной граничной пластины (пластины с заглушённым угловым отверстием) и распределяется по каналам второго пакета. Во втором пакете рабочая среда движется в направлении, противоположном ее движению в первом пакете. Второй пакет может быть по числу каналов равен первому или не равен ему.

При различном числе каналов в расположенных последовательно пакетах скорость движения рабочей среды в каж-

дом пакете будет изменяться. При одинаковом числе каналов в пакетах скорость рабочей среды практически не изменяется.

Вторая рабочая среда, движение которой на схемах показано штриховой линией, проходит по своему коллекторному каналу и движется затем в межпластинных каналах, смежных с каналами для первой рабочей среды. В компоновках каналов для рабочих сред возможны различные варианты

Схему компоновки, при которой число каналов в пакетах для первой и второй рабочих сред одинаково, называют симметричной. При симметричной схеме компоновки одна рабочая среда проходит последовательно такое же число пакетов, как и другая.

Схему компоновки, при которой число каналов в пакетах для первой и второй рабочих сред неодинаково, называют несимметричной. Для поддержания приблизительного равенства скоростей рабочих сред в каналах при несимметричной схеме компоновки необходимо, чтобы отношение расходов было обратно пропорционально отношению чисел каналов.

Число пакетов на стороне второй рабочей среды неодинаково с числом пакетов на стороне первой рабочей среды (рисунок 2).

В практике проектирования пластинчатых теплообменников схему компоновки пластин удобно условно обозначать дробью. В числителе дроби - сумма цифр, которые показывают количество соединённых пакетов по тракту горячей (охлаждаемой) рабочей среды. Значение каждой из цифр — количество параллельных межпластинных каналов в соответствующем по расположению на схеме (или по ходу движения рабочей среды) пакете. В знаменателе дроби - сумма цифр, обозначающих число пакетов и каналов в них по тракту движения холодной (нагреваемой) рабочей среды.

Обозначения такого вида называются формулами компоновки пластин.

Для схемы, приведенной на рисунке 3, формула компоновки пластин будет выглядеть так:

$$C = \frac{5+5}{9}.$$

Приведенные компоновки соответствуют односекционным теплообменникам, в которых протекают только две рабочие среды.

Если соединить на одной раме несколько односекционных пластинчатых теплообменников, то получим многосекционный (комбинированный) аппарат. Зоны комбинированного аппарата называют секциями. Характерным признаком такого аппарата является то, что каждая секция имеет штуцера, через которые подводится и отводится рабочая среда. Каждая секция, являясь простым пластинчатым теплообменником, подчиняется соответствующим для него закономерностям компоновки и работы.

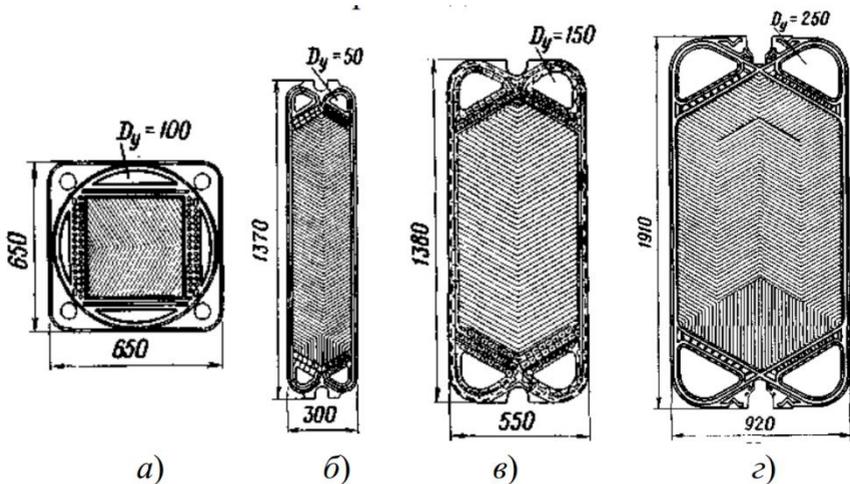


Рисунок 4 - Некоторые виды сетчато-поточных пластин: а – ПР-0,2; б – ПР-0,3; в – ПР-0,5М; г – ПР-1,3

Таблица 1 – Характеристики пластин

Параметры сетчато- поточных пластин с на- клонными гофрами тре- угольного профиля	ПР - 0,2	ПР - 0,3	ПР - 0,5Е	ПР - 0,5М	ПР-1,3
Габаритные размеры пла- стин, мм Длина/ширина	650/ 650	1370/ 300	1380/ 500	1380/ 550	1910/ 920
Толщина стенки, мм	1,2	1	1	1	1
Поверхность теплообмена, м ²	0,2	0,3	0,5	0,5	1,3
Масса, кг	3,6	3,2	5,4	5,6	12,3
Эквивалентный диаметр ка- нала, мм	7,5	8	8	9,6	9,6
Площадь поперечного сече- ния канала, м ² ×10 ³	1,6	1,1	1,8	2,4	4,3
Длина одного канала (при- веденная), м	0,44	1,12	1,15	1	1,47
Площадь углового отвер- стия, м ²	0,0082	0,0045	0,017	0,017	0,03
Диаметр присоединяемого штуцера, мм	100	50	150	150	200

Таким образом, структура многосекционного пластинчатого аппарата может быть представлена в следующем виде: *аппарат* → *секция* → *пакет* → *канал*.

Технические показатели теплообменного аппарата определяет конструкция пластин. От формы, размеров и конструктивных особенностей пластин зависят интенсивность теплоотдачи, надежность аппарата, технологичность и трудоемкость его изготовления, эксплуатационные данные.

В таблице 1 и на рисунке 4 приводятся характеристики пластин сетчато-поточного типа с гофрами треугольной формы в «елочку». Они как наиболее эффективные, широко применяются в большинстве конструкций отечественных пластинчатых теплообменников для химических и смежных с ним производств.

2. Тепловой, гидравлический и компоновочный расчеты

Проектный расчет пластинчатого теплообменного аппарата рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- составляется уравнение теплового баланса, на его основании определяются недостающие температуры или расходы теплоносителей;
- определяется средняя разность температур между теплоносителями;
- определяется рациональная скорость движения теплоносителей в каналах;
- определяются коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи;
- определяется расчетная площадь поверхности теплообмена;
- уточняются все найденные параметры после компоновочного расчета.

Формулы для составления уравнения теплового баланса рассмотрены в [1, 2, 3].

Выбор схемы движения теплоносителей и расчет средней разности температур ведется согласно рекомендациям из [1, 2].

Согласно [1] рациональная скорость течения каждого теплоносителя w , м/с, определяется как

$$w_1 = 2\sqrt[3]{\frac{\alpha_1 (\bar{t}_1 - t_{cr}) \Delta P_1}{c_1 (t_1' - t_1'') \rho_1^2 \xi_1}}, \quad (1)$$

$$w_2 = 2\sqrt[3]{\frac{\alpha_2 (\bar{t}_2 - t_{cr}) \Delta P_2}{c_2 (t_2'' - t_2') \rho_2^2 \xi_2}}, \quad (2)$$

где α_1, α_2 - значения коэффициентов теплоотдачи для каждого из теплоносителей, Вт/(м²К); для предварительного расчета можно воспользоваться данными из таблицы 2;

Таблица 2 – Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи, Вт/(м²К)

Вид теплоносителя	Вид течения	Значение
Вода и маловязкие жидкости	Вынужденное турбулентное	1200-6000
Воздух	Вынужденное турбулентное	40-100
Конденсирующийся насыщенный водяной пар	Пар подвижный	8000-20000
Конденсирующийся насыщенный водяной пар	Пар неподвижный	5000-10000

\bar{t}_1, \bar{t}_2 - средние температуры каждого из теплоносителей, °С;

$t_{ст}$ - температура стенки (пластины), разделяющей потоки теплоносителя, °С; в первом приближении можно принять как среднее арифметическое между средними температурами теплоносителей, после уточнения α_1, α_2 определяется как

$$t_{ст} = \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2}{\alpha_1 \bar{t}_1 + \alpha_2 \bar{t}_2}; \quad (3)$$

$\Delta P_1, \Delta P_2$ - предельно допустимые гидравлические сопротивления при прохождении через аппарат для каждого из

теплоносителей, Па; как правило, входят в состав исходных данных для проектирования; при отсутствии данных средний диапазон составляет 100 – 200 кПа;

c_1, c_2 - теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг·К);

ρ_1, ρ_2 - плотности теплоносителей, кг/м³;

ξ_1, ξ_2 - коэффициенты общего гидравлического сопротивления со стороны каждого из теплоносителей; в первом приближении выбирается из диапазона от 1 до 10, при уточнении скорости – рассчитывается по формулам (5), (7),

Для определения интенсивности теплообмена на поверхности пластин, приведенных в таблице 1, рекомендуются критериальные уравнения, полученные на основании обработки экспериментальных данных.

Наиболее распространены пластины типа ПР-0,5Е с гофрировкой «в елочку». Для этих пластин предлагаются [1] следующие зависимости:

- для однофазного теплоносителя при значениях критерия Рейнольдса:

- от 50 до 20000 (турбулентный режим):

$$Nu = 0.135 Re^{0.73} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0.25}; \quad (4)$$

$$\xi = 22.4 Re^{-0.25}; \quad (5)$$

- от 0.1 до 50 (переходная область)

$$Nu = 0.63 Re^{0.33} Pr^{0.33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cr}} \right)^{0.25}; \quad (6)$$

$$\xi = \frac{486}{Re}; \quad (7)$$

формулы (4), (5), (6), (7) справедливы при значениях критерия Прандтля Pr в диапазоне от 0.7 до 5000; в качестве определяющего размера – эквивалентный диаметр канала d_e ,

- при конденсации движущегося ($\rho_n w_n^2 > 1$) пара и разностью температур стенки и насыщения пара более 10 °С используется формула

$$Nu = 0.375 \cdot 10^{-3} (Ga \cdot Pr \cdot K)^{0.55} \left(\frac{\rho_n}{\rho_k} \right)^{1.77}; \quad (8)$$

где $Ga = \frac{g \cdot L_n^3}{\nu^2}$ - критерий Галилея;

$K = \frac{r}{c \cdot \Delta t}$ - критерий конденсации;

ρ_n, ρ_k - плотности пара при данном давлении и конденсата, кг/м³;

ν - кинематическая вязкость пленки конденсата, м²/с;

$\Delta t = t_c - t_n$ - температурный напор «стенка - насыщенный пар»), °С;

r - удельная теплота парообразования, Дж/кг;

c - изобарная теплоемкость конденсата, Дж/(кг·К);

теплофизические свойства конденсата берутся по температуре насыщения, определяющий размер в формулах (8), (10) и (11) – приведенная длина пластины L_n ;

- при конденсации неподвижного пара рекомендуется использовать соотношение

$$\alpha = 1.15 \sqrt[4]{\frac{g \rho^2 \lambda^3 r}{\nu L_n \Delta t}}. \quad (9)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи на поверхности модернизированных пластин ПР-0,5М в случае течения однофазного теплоносителя используются уравнения (4) и (6).

Гидравлическое сопротивление описывается уравнением

$$\xi = 15 \text{Re}^{-0.25}. \quad (10)$$

При конденсации движущегося пара и при Δt более 10 °С используется формула:

$$\text{Nu} = 0.135 \text{Re}_K^{0.7} \text{Pr}^{0.43}; \quad (11)$$

где $\text{Re}_K = \frac{qL_{\text{п}}}{g\rho v}$ - критерий Рейнольдса для конденсации.

Для неподвижного пара используется формула (9).

Для сетчато-поточных пластин ПР-0.3 теплоотдача однофазного теплоносителя в турбулентной области описывается уравнением (4), в переходной области уравнением (6).

Гидравлическое сопротивление находится из соотношения

$$\xi = 19.3 \text{Re}^{-0.25}. \quad (12)$$

При конденсации движущегося пара для этих пластин

$$\text{Nu} = 322 \text{Re}_K^{0.7} \text{Pr}^{0.43}. \quad (13)$$

Для конденсации неподвижного пара – уравнение (9).

Для квадратных сетчато-поточных пластин ПР-0.3 теплоотдача однофазного теплоносителя в турбулентной области описывается уравнением

$$\text{Nu} = 0.09 \text{Re}^{0.73} \text{Pr}^{0.43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0.25}. \quad (14)$$

В переходной области используется уравнение (6).

Теплообмен при конденсации пара описывается уравнениями (13) и (9).

Гидравлическое сопротивление находится из соотношения

$$\xi = 17 \text{Re}^{-0.25}. \quad (15)$$

Для определения гидравлического сопротивления и теплообмена в случае использования пластин типа ПР-1.3 допускается использование методики расчета пластин ПР-0.5М.

При компоновочном расчете пластинчатых теплообменников определяют: размеры пластин и число каналов в одном пакете; число пластин в каждом пакете и число пакетов в аппарате; общее число пластин в аппарате и основные размеры аппарата.

Для компоновочного расчета используют результаты теплового расчета. Оба вида расчетов являются взаимосвязанными. Результаты компоновочного расчета могут заставить внести существенные изменения в тепловой, а также и гидравлический расчеты.

Компоновочный расчет пластинчатого аппарата рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

1. По заданным расходам рабочих сред и вычисленным или выбранным скоростям их движения в каналах определяют необходимую площадь поперечного сечения пакета:

$$f_n = \frac{V}{w}; \quad (16)$$

где V - объемный расход рабочей среды, м³/с;
 w - скорость данной рабочей среды, м/с.

2. Определяют число параллельных каналов в пакете для каждой среды:

$$m = \frac{f_n}{f_1}; \quad (17)$$

где f_1 - площадь поперечного сечения одного межпластинного канала, м (из табл. 1).

Полученное значение m округляют до целого.

3. Число пластин в пакете находят по соотношению:

$$n_n = 2m. \quad (18)$$

В крайних пакетах, соприкасающихся с плитами, общее число пластин на одну больше (концевую):

$$n'_n = 2m + 1. \quad (19)$$

4. Вычисляют поверхность теплопередачи одного пакета, m^2 :

$$F_n = n_n F_1. \quad (20)$$

5. Определяют число пакетов (ходов) в теплообменном аппарате:

$$X = \frac{F_p}{F_n}; \quad (21)$$

где F_p - расчетная площадь поверхности аппарата, m^2 (по результатам теплового расчета).

Если в результате величина X получилась дробной, то ее округляют до целого числа. При этом расчетную площадь аппарата корректируют:

$$F'_p = XF_n.$$

Полученную площадь F'_p принимают в качестве расчетной.

6. Общее количество пластин в аппарате:

$$n_a = \frac{F'_p + 2F_1}{F_1} \quad (22)$$

где F_1 - поверхность теплопередачи одной пластины, m (из табл. 1).

После компоновочного расчета следует проверить гидравлическое сопротивление спроектированного аппарата для каждого из однофазных теплоносителей.

В случае если гидравлическое сопротивление для хотя бы одного теплоносителя превышает допустимое, то следует изменить компоновку (например, увеличив число каналов в пакете) или использовать другой тип пластин.

3. Примеры расчета

Пример № 1.

Задание

Произвести проектный расчет водо-водяного пластинчатого теплообменника при следующих исходных данных:

- - массовый расход воды $G_1 = 4,2 \text{ кг / с}$;
- объемный расход воды $V_1 = 0,004 \text{ м}^3 / \text{с}$;
- начальная температура воды $t'_1 = 120^\circ\text{C}$;
- конечная температура воды $t''_1 = 40^\circ\text{C}$;
- начальная температура охлаждающей воды $t'_2 = 10^\circ\text{C}$;
- конечная температура охлаждающей воды $t''_2 = 70^\circ\text{C}$;
- рабочее давление в аппарате $p = 600 \text{ кПа}$;
- располагаемый напор на стороне охлаждающей воды $\Delta p_1 = 140 \text{ кПа}$;
- располагаемый напор на стороне охлаждаемой воды $\Delta p_2 = 120 \text{ кПа}$.

Теплофизические свойства охлаждающей воды при средней температуре $\bar{t}_1 = 80^\circ\text{C}$:

- плотность $\rho_1 = 971,8 \text{ кг / м}^3$;
- удельная теплоемкость $c_1 = 4195 \text{ Дж / (кг} \cdot \text{K)}$;
- коэффициент теплопроводности $\lambda_1 = 0,667 \text{ Вт / (м} \cdot \text{K)}$;
- кинематическая вязкость $\nu_1 = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$;

Теплофизические свойства охлаждаемой воды при средней температуре $\bar{t}_2 = 40^\circ\text{C}$:

- плотность $\rho_2 = 992,2 \text{ кг/м}^3$.
- удельная теплоемкость $c_2 = 4174 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$.
- коэффициент теплопроводности $\lambda_2 = 0,629 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.
- кинематическая вязкость $\nu_2 = 0,659 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Аппарат проектируется на базе пластин «ПР-0,5Е» (характеристики пластин в таблице 1).

Решение

Тепловой расчет

Теплопроизводительность аппарата, Q, Вт:

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1' - t_1''); \quad (23)$$

$$Q = 4,2 \cdot 4195 \cdot (120 - 40) = 1,41 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

Массовый расход охлаждающей воды, G_2 , кг/с:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_2'' - t_2')};$$

$$G_2 = \frac{1,41 \cdot 10^6}{4174 \cdot (70 - 10)} = 5,628 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход V_2 , $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2};$$

$$V_2 = \frac{5,628}{992,2} = 0,006 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Средняя разность температур $\Delta \bar{t}$, $^\circ\text{C}$:

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} - \Delta t_M}{2,31 \cdot \log \frac{\Delta t_{\bar{\delta}}}{\Delta t_M}}; \quad (24)$$

$$\Delta t_{\bar{\delta}} = t_1' - t_2''; \quad \Delta t_M = t_1'' - t_2';$$

$$\Delta t_{\bar{\delta}} = 120 - 70 = 50; \quad \Delta t_M = 40 - 10 = 30 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{50 - 30}{2,31 \cdot \log \frac{50}{30}} = 39,027 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Рациональная скорость движения греющей воды в каналах теплообменника w_1 , м/с, (1):

ориентировочно принимаем:

$$\alpha_1 = 2000 \text{ Вт} / (\text{м}^2\text{К}), \quad \xi_1 = 2.$$

$$\bar{t}_{\text{ст}} = \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2}{2} = \frac{80 + 40}{2} = 60 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$w_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot (80 - 60) \cdot 140000}{4195 \cdot (120 - 40) \cdot 971,8^2 \cdot 2}} = 0,413 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса Re для потока греющей воды:

$$Re_1 = \frac{0,891 \cdot 0,008}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 9062.$$

Проверяем принятое значение коэффициента общего гидравлического сопротивления ξ_1 :

$$\xi_1 = \frac{22,4}{9062^{0,25}} = 2,296.$$

Критерий Прандтля Pr_1 и $Pr_{\text{ст}}$ при средней температуре воды и при температуре стенки:

$$Pr_1 = 2,23, \quad Pr_{\text{ст}} = 2,989$$

Вычисляем критерий Нуссельта Nu_1 :

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 9062^{0,73} \cdot 2,23^{0,43} \cdot \left(\frac{2,23}{2,99} \right)^{0,25} = 136,968.$$

Находим коэффициент теплоотдачи от воды к стенке α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{136,968 \cdot 0,674}{0,008} = 11420 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Аналогично рациональная скорость w_2 .

Для ориентировочного расчета скорости w_2 , м/с принимаем: $\alpha_2 = 2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, $\xi_2 = 2$.

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot (60 - 40) \cdot 120000}{4174 \cdot (70 - 10) \cdot 992,2^2 \cdot 2}} = 0,427 \text{ м/с}.$$

$$Re_2 = \frac{0,427 \cdot 0,008}{0,659 \cdot 10^{-6}} = 5184.$$

Проверим принятое значение коэффициента общего гидравлического сопротивления со стороны воды ξ_2 :

$$\xi_1 = \frac{22,4}{5184^{0,25}} = 2,64.$$

Критерий Нуссельта Nu_2 :

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 5184^{0,73} \cdot 4,34^{0,43} \cdot \left(\frac{4,34}{2,99} \right)^{0,25} = 143,352.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{143,352 \cdot 0,629}{0,008} = 11260 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Термическое сопротивление загрязнений на пластинах ориентировочно определим по таблице 3.

$$R_1 = 0,00017 \text{ м}^2\text{К}/\text{Вт}; \quad R_2 = 0,00017 \text{ м}^2\text{К}/\text{Вт}.$$

Коэффициент теплопроводности стенки из стали марки X18H10T

$$\lambda_{\text{ст}} = 17 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}).$$

Таблица 3 – Средние значения термического сопротивления слоя загрязнений

Вид теплоносителя	Термическое сопротивление загрязнений, м ² К/Вт
Вода загрязненная	0,00012-0,00016
Вода среднего качества	0,00017-0,00017
Водяной пар с примесями	0,00005-0,0001
Сжатый воздух	0,0002-0,00015

Вычисляем коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²К):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_1 + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_2 + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad (25)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{11420} + 0,00017 + \frac{0,001}{17} + 0,00017 + \frac{1}{11260}} = 1739 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Расчетная площадь теплообмена аппарата F_a , м²:

$$F_a = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}; \quad (26)$$

$$F_a = \frac{1,41 \cdot 10^6}{1739 \cdot 39,027} = 20,772 \text{ м}^2.$$

Округляем до ближайшей площади, кратной 10 $F_a = 20 \text{ м}^2$.

Компоновочный расчет и уточнение величины рабочей поверхности

Площади поперечных сечений пакетов (16) составят:

$$f_{n1} = \frac{0,004}{0,413} = 0,01 \text{ м}^2. \quad f_{n2} = \frac{0,006}{0,427} = 0,013 \text{ м}^2.$$

Число каналов в одном пакете(17):

$$m_1 = \frac{0,01}{0,0018} = 5,81; \text{ принимаем } m_1 = 5.$$

$$m_2 = \frac{0,013}{0,0018} = 7,38; \text{ принимаем } m_2 = 7.$$

Число пластин в одном пакете:

а) для греющей воды $n_1 = 2m_1 = 2 \cdot 5 = 10$;

б) для нагреваемой воды $n_2 = 2m_2 = 2 \cdot 7 = 14$.

Поверхность теплообмена одного пакета при полученном числе пластин (20):

$$F_{n1} = 0,5 \cdot 10 = 5 \text{ м}^2. \quad F_{n2} = 0,5 \cdot 14 = 7 \text{ м}^2.$$

Число пакетов в аппарате (21):

$$X_1 = \frac{20}{5} = 4; \quad X_2 = \frac{20}{7} = 2,96; \quad \text{принимаем } X_2 = 53.$$

Число пластин в аппарате n_a определяем с учетом наличия концевых пластин (22):

$$n_a = \frac{20 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 42.$$

Схема компоновки пластин в аппарате принимаем такой (с учетом концевой пластины):

$$C = \frac{5 + 5 + 5 + 5}{7 + 7 + 8};$$

Фактическая площадь поперечного сечения каналов в пакетах для обеих сред, м^2 составит:

$$f_n = m \cdot f_1; \tag{27}$$

$$f_{n1} = 5 \cdot 0,0018 = 0,009 \text{ м}^2; \quad f_{n2} = 7 \cdot 0,0018 = 0,013 \text{ м}^2.$$

Фактическая скорость движения греющей воды w_1 , м/с и нагреваемой воды w_2 , м/с в каналах после уточнения:

$$w_1 = \frac{0,004}{0,009} = 0,48 \text{ м/с}; \quad w_2 = \frac{0,006}{0,013} = 0,45 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса при новых значениях скоростей:

$$Re_1 = \frac{0,48 \cdot 0,008}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 10530; \quad Re_2 = \frac{0,45 \cdot 0,008}{0,659 \cdot 10^{-6}} = 5465.$$

Критерий Нуссельта:

$$Nu_1 = 152,783; \quad Nu_2 = 148,985.$$

Определим уточненные значения коэффициентов теплоотдачи:

$$\alpha_1 = 12740 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad \alpha_2 = 11710 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Фактический коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{12740} + 2 \cdot 0,00017 + \frac{0,001}{17} + \frac{1}{11710}} = 1777 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Фактическая площадь поверхности теплообмена:

$$F_a = \frac{1,41 \cdot 10^6}{1777 \cdot 39,027} = 20,323 \text{ м}^2.$$

Уточненная площадь отличается от расчетной на величину менее 5 %. Расчет окончен.

Гидромеханический расчет

Целью расчета является проверка фактических потерь давления при движении теплоносителя и сравнение с исходными данными. Критерием является условие:

$$\frac{\Delta P_{\text{исх}}}{\Delta P_{\text{факт}}} \geq 1. \quad (28)$$

Уточним коэффициент гидравлического сопротивления для обеих сред:

$$\xi_1 = \frac{22,4}{10530^{0,25}} = 2,212. \quad \xi_2 = \frac{22,4}{5465^{0,25}} = 2,605.$$

Гидравлические сопротивления пакетов пластин ΔP , Па при этом:

$$\Delta P' = \xi \frac{L_n \cdot \rho \cdot w^2 \cdot X}{2 \cdot d_s}; \quad (29)$$

$$\Delta P_1' = 128900 \text{ Па}; \quad \Delta P_2' = 86720 \text{ Па}.$$

Условие (28) выполняется для обоих теплоносителей.

Пример № 2.

Задание.

Произвести расчет пластинчатого теплообменного аппарата для нагрева воды конденсирующимся насыщенным водяным паром при следующих исходных данных:

- расход воды $G_1 = 4 \text{ кг / с};$
- начальная температура воды $t_1' = 40 \text{ }^\circ\text{C};$
- конечная температура воды $t_2'' = 80 \text{ }^\circ\text{C};$
- потери давления на стороне воды $\Delta P_1 = 160 \text{ кПа}.$

Теплофизические свойства воды при средней температуре $\bar{t}_1 = 60 \text{ }^\circ\text{C}:$

- теплопроводность $\lambda_1 = 0.65 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$
- теплоемкость $c_1 = 4183 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)};$
- кинематическая вязкость $\nu_1 = 4,74 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с};$
- плотность $\rho_1 = 983,2 \text{ кг/м}^3;$
- критерий Прандтля $Pr_1 = 3.$

Теплофизические свойства пара и конденсата:

- пар насыщенный при давлении $P = 3 \text{ атм};$
- температура насыщения $t_H = 134 \text{ }^\circ\text{C};$
- энтальпия пара $h_n = 2.73 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг};$

- теплота парообразования $r = 2.16 \cdot 10^6$ Дж/кг;
- энтальпия конденсата $h_K = 2.21 \cdot 10^5$ Дж/кг;
- теплопроводность конденсата $\lambda_K = 0.65$ Вт/(м·К);
- теплоемкость конденсата $c_K = 4273$ Дж/(кг·К);
- критерий Прандтля конденсата $Pr_K = 1.29$.

Используются пластины типа ПР-0,5М (характеристики – в таблице 1).

Тепловой расчет

Теплопроизводительность аппарата (23), Q,:

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1' - t_1'') = 4 \cdot 4183 \cdot (80 - 40) = 669264 \text{ Вт.}$$

Расход греющего пара D, кг/с:

$$D = \frac{Q}{h_n - h_K};$$

$$D = \frac{669264}{2.73 \cdot 10^6 - 2.21 \cdot 10^5} = 0.31 \text{ кг/с.}$$

Средняя разность температур $\Delta \bar{t}$, °С:

$$\Delta \bar{t} = \frac{(134 - 80) - (134 - 40)}{\ln \left(\frac{134 - 80}{134 - 40} \right)} = 72.16 \text{ °С.}$$

Принимаем в первом приближении:

- удельную тепловую нагрузку $q = 223000$ Вт/м²;

- коэффициенты теплоотдачи $\alpha_1 = 4000$ $\alpha_2 = 80000$

Вт/(м²·К);

- коэффициент гидродинамического сопротивления

$\xi_1 = 1.5$;

- температура стенки $\overline{t_{ct}} = 120$ и критерий Прандтля по температуре стенки $Pr_{ct} = 1,44$.

Рациональная скорость для однофазного теплоносителя (1):

$$w_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{4000 \cdot (120 - 0,5 \cdot (80 + 40)) \cdot 160000}{4183 \cdot (80 - 40) \cdot 983,2^2 \cdot 1,5}} = 1,082 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{1,082 \cdot 0,0096}{4,74 \cdot 10^{-7}} = 21890.$$

Уточняем коэффициент гидродинамического сопротивления (5)

$$\xi_1 = \frac{15}{21890^{0,25}} = 1,23.$$

Критерий Нуссельта (4)

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 21890^{0,7} \cdot 3^{0,4} \left(\frac{3}{1,44} \right)^{0,25} = 383,1$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = \frac{383,1 \cdot 0,65}{0,0096} = 25969 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Критерий Рейнольдса со стороны конденсирующегося пара

$$Re_k = \frac{223000 \cdot 1}{2,16 \cdot 10^6 \cdot 931 \cdot 0,21 \cdot 10^{-7}} = 500,5.$$

Критерий Нуссельта (11)

$$Nu_k = 240 \cdot 500,5^{0,7} \cdot 1,28^{0,4} = 20578,4.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_k = \frac{20578,4 \cdot 0,685}{1} = 14095,4 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Термическое сопротивление загрязнений (из таблицы...) $R_{\text{заг}} = 1,7 \cdot 10^{-4}$ (м²К)/Вт.

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{25969} + \frac{0,001}{17} + \frac{1}{14095,4} + 1,7 \cdot 10^{-4}} = 2956 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Расчётная площадь поверхности теплообмена

$$F_p = \frac{669264}{2956 \cdot 72,2} = 3,14.$$

Округляем $F_p = 3$.

Уточняем удельную тепловую нагрузку

$$q = \frac{Q}{F_p} = \frac{669264}{3} = 223088 \text{ Вт/м}^2.$$

Уточняем температуру стенки

$$\overline{t_{\text{ст}}} = t_{\text{н}} - \frac{q}{\alpha_{\text{к}}} = 134 - \frac{223088}{14095,4} = 118,1^\circ\text{C}.$$

Полученные удельная тепловая нагрузка и температура стенки отличаются от принятых ранее менее чем на 5 %.

Компоновочный расчет

Площадь проходного сечения пакета со стороны воды $f_{\text{н1}}$, м²:

$$f_{\text{н1}} = \frac{G_1}{w_1 \rho_1} = \frac{4}{2,33 \cdot 983,2} = 0,004.$$

Найдем число каналов в одном пакете m_1 для воды:

$$m_1 = \frac{0,004}{0,0024} = 1,567.$$

Для снижения скорости воды и уменьшения гидравлических потерь принимаем $m_1 = 2$.

Число пластин в одном пакете n_1 для воды:

$$n_1 = 2 \cdot 2 = 4.$$

Поверхность одного пакета F_{n1} :

$$F_{n1} = 0,5 \cdot 4 = 2 \text{ м}^2.$$

Число пакетов со стороны воды в аппарате X_1 :

$$X_1 = \frac{3}{2} = 1,5.$$

Принимаем $X_1 = 2$.

Общее число пластин с учетом концевых

$$n = \frac{3 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 8.$$

Выбираем компоновку $C = \frac{2 + 2}{4}$.

Фактическая площадь поперечного сечения пакета со стороны воды f_{n1} , м^2 :

$$f_{n1} = 2 \cdot 0,0024 = 0,0048 \text{ м}^2.$$

Фактическая скорость движения воды в каналах w_1 :

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_{n1}} = \frac{4}{983,2 \cdot 0,0048} = 0,848 \text{ м/с}.$$

Уточняем для этой скорости:

- критерий Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{0,848 \cdot 0,0096}{4,74 \cdot 10^{-7}} = 17150;$$

- критерий Нуссельта:

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 17150^{0,7} \cdot 3^{0,4} \left(\frac{3}{1,44} \right)^{0,25} = 320,58;$$

- коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = \frac{320,58 \cdot 0,65}{0,0096} = 21731,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{21731,3} + \frac{0,001}{17} + \frac{1}{14095,4} + 1,7 \cdot 10^{-4}} = 2892 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С});$$

- площадь поверхности теплообмена:

$$F_p = \frac{669264}{2892 \cdot 72,2} = 3,18 \text{ м}^2.$$

Гидромеханический расчет

Коэффициент гидравлического сопротивления

$$\xi_1 = \frac{15}{17150^{0,25}} = 1,31.$$

Общее гидравлическое сопротивление со стороны воды ΔP_1 определяется по формуле (29):

$$\Delta P_1 = 1,31 \frac{1 \cdot 982,9 \cdot 1,7^2 \cdot 2}{2 \cdot 0,0096} = 96440 \text{ Па}.$$

Условие (28) выполняется.

Список литературы

1. Барановский Н. В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. - М. : Машиностроение, 1973. - 288 с.
2. Промышленные тепломассообменные процессы и установки: учебник для вузов / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Д. Данилов и др.; под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. 328 с.
3. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. М.: Атомиздат, 1979. 412 с.
4. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справ. пособие / С.С. Кутателадзе. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.

Содержание

Введение	1
1. Основные сведения об устройстве ПТА	3
2. Тепловой, гидравлический и компоновочный расчеты	12
3. Примеры расчета.....	19
Список литературы	32

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению контрольной работы
по дисциплине «Тепломассообменное оборудование
предприятий» для студентов направления 13.03.01
«Теплоэнергетика и теплотехника» профиль «Промышленная
теплоэнергетика» заочной формы обучения
на тему «Расчет пластинчатого теплообменного аппарата»

Составитель
Портнов Владимир Васильевич

В авторской редакции

Подписано в печать 25.12.2014

Формат 60×84/16.

Бумага для множительных аппаратов.

Усл. печ. л. 2,3. Уч.-изд. л. 2,1. Тираж 30 экз. «С»

Зак. № 158

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный
технический университет»

394026 Воронеж, Московский просп., 14