



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)**

Факультет «Автоматизация, мехатроника и управление»
Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»

ОСНОВЫ РАСЧЁТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ТРУБЧАТОГО ТИПА

Методические указания и исходные данные
к выполнению практической работы по дисциплине
«Энергетические машины и установки»

Ростов-на-Дону

2022 г.



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**ОСНОВЫ РАСЧЁТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ
РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА
ТРУБЧАТОГО ТИПА**

Методические указания

Ростов-на-Дону
ДГТУ
2022

УДК 62-851.1
П11

Рецензент
кандидат технических наук, доцент В.И.Антоненко
(ДГТУ, г. Ростов-на-Дону)

Авторы:
М.С. Полешкин, Д.Д.Дымочкин

П11 **Основы расчета и проектирования рекуперативного теплообменного аппарата трубчатого типа:** метод. пособие / Полешкин М.С., Дымочкин Д.Д.; Донской гос. техн. ун-т. – Ростов н/Д: ДГТУ, 2022. – 24 с.

ISBN 978-5-7890-1626-8

Рассматриваются вопросы расчета и проектирования рекуперативного теплообменного аппарата промышленного оборудования. Даются методические рекомендации по гидравлическому и тепловому расчету, освещены вопросы проектирования.

Предназначено обучающимся очной и заочной форм обучения по направлениям подготовки бакалавров 16.03.02 «Высокотехнологические плазменные и энергетические установки», а также обучающимся инженерных технических специальностей, связанных с проектированием энергетических установок промышленного оборудования.

УДК 62-851.1

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Донского государственного технического университета

ISBN 978-5-7890-1626-8

© Полешкин М.С., Дымочкин Д.Д. 2022
© Донской государственный
технический университет, 2022

Введение

Теплообменные аппараты на сегодняшний день, широко распространены и применяются в производстве и промышленности, он являются крупногабаритным, металлоемким и дорогостоящим оборудованием, существенно влияющим, а иногда и определяющим эффективность и надежность работы подключенных систем (например ТЭС). По оценкам Всероссийского теплотехнического института, при неизменных параметрах свежего пара и пара промперегрева вклад в общее повышение КПД ПТУ, полученный за счет улучшения характеристик теплообменных аппаратов (конденсаторов, подогревателей сетевой воды и системы регенеративного подогрева, маслоохладителей и т. д.), может достигать примерно 30 %.

Сложность процессов, происходящих в теплообменных аппаратах, обусловлена совокупным влиянием большого количества факторов, определяющих эффективность и надежность работы аппаратов. Анализ ранее известных методик расчета теплообменных аппаратов показал, что ряд факторов в этих методиках либо вообще не учитывался, либо учитывался неправильно. Это обстоятельство потребовало уточнения некоторых методик, а в отдельных случаях и новых разработок.

В методических указаниях рассматриваются вопросы расчета и проектирования рекуперативного теплообменного аппарата промышленного оборудования. Даются методические рекомендации по гидравлическому и тепловому расчету, освещены вопросы проектирования.

Методическое руководство, предназначено для студентов энергетических и энергомашиностроительных специальностей вузов, и будет полезно для слушателей курсов переподготовки и повышения квалификации персонала ТЭС, а также для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, изготовлением и эксплуатацией теплового оборудования.

1.1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Теплообменники – это устройства, в которых теплота переходит от одной среды к другой. Теплообмен между теплоносителями является одним из наиболее важных и часто используемых в технике процессов. Теплообменные аппараты имеют большое распространение во всех отраслях промышленности и широко применяются в качестве вспомогательных элементов различных тепловых установок.

В зависимости от назначения теплообменные аппараты называются подогревателями, конденсаторами, испарителями, паропреобразователями и т.д. По принципу действия теплообменники делятся на поверхностные и смесительные.

В свою очередь поверхностные аппараты делятся на рекуперативные и регенеративные. Рекуперативные теплообменные аппараты представляют собой устройства, в которых два теплоносителя с различными температурами перемещаются в пространстве, разделенные твердой стенкой. Теплообмен происходит за счет конвекции и теплопроводности стенки, а если хоть одна из сред является излучающей, то и за счет теплового излучения. Примером таких аппаратов являются котельные агрегаты, конденсаторы, выпарные аппараты и др.

В регенеративных теплообменных аппаратах одна и та же поверхность нагрева через определенные промежутки времени омывается то горячей, то холодной средой. Сначала поверхность регенератора отбирает теплоту от горячей среды и нагревается, затем поверхность отдает энергию холодной среде.

В смесительных аппаратах теплопередача осуществляется при непосредственном контакте и перемещении горячей и холодной сред. Типичным примером таких теплообменников являются градирни котельных. В градирнях вода охлаждается атмосферным воздухом. Воздух непосредственно соприкасается с водой и перемешивается с паром, возникающим из-за частичного испарения воды.

В зависимости от схемы движения теплоносителей различаются прямоточные, противоточные и с перекрестным током теплообменные аппараты. В прямоточном теплообменнике теплоносители протекают параллельно в одном направлении, в противоточном – в противоположном направлении.

В аппаратах с перекрестным током теплоносители при движении пересекаются под углом. Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева во многом определяются схемой движения.

В зависимости от назначения производственных процессов в качестве теплоносителей могут применяться водяной пар, горячая вода, дымовые газы и др.

Горячая вода как греющий теплоноситель получила большое распространение, особенно в отопительных и вентиляционных установках. Она готовится в специальных водогрейных котлах, производственных технологических агрегатах (например, в печах) или водонагревательных установках ТЭЦ. Горячую воду как теплоноситель можно транспортировать по трубопроводам на значительные расстояния.

Достоинством воды как теплоносителя является сравнительно высокий коэффициент теплоотдачи.

1.2 КЛАССИФИКАЦИЯ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В кожухотрубчатых теплообменных аппаратах поверхность теплообмена создается трубками, которые закреплены в трубных досках и размещены в кожухе (рис. 1).



Рис. 1. Внешний вид горизонтального теплообменника

Один теплоноситель движется внутри трубок, а второй омывает их с внешней стороны (рис. 2).

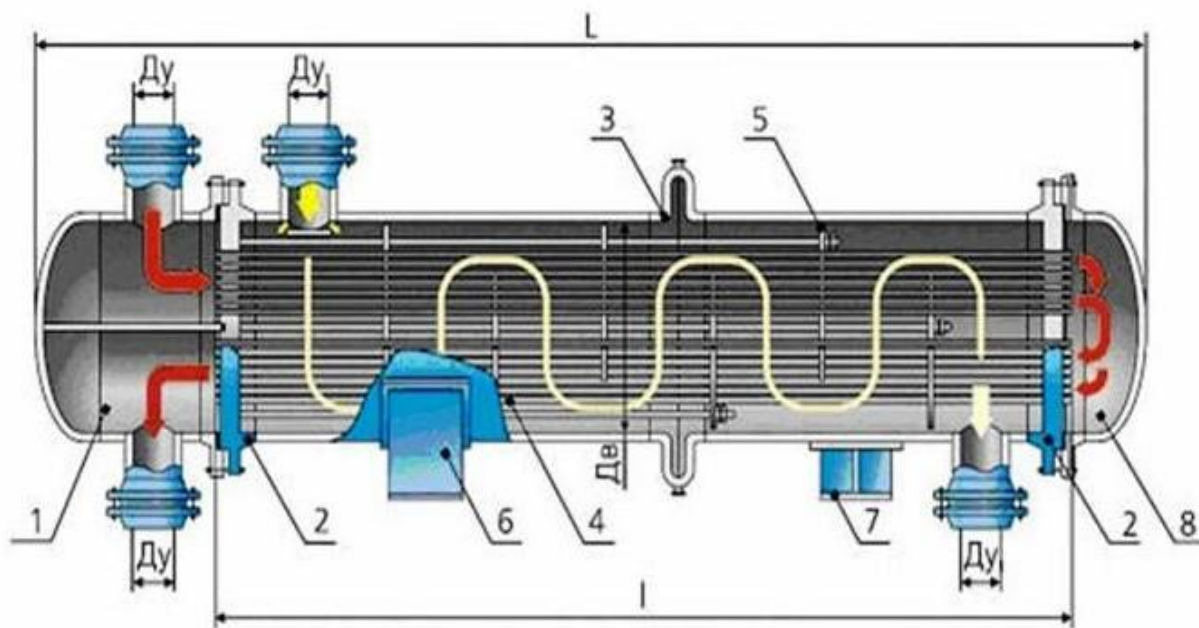


Рис. 2. Поперечный разрез двухходового теплообменника: 1 – крышка с перегородкой; 2 – трубная доска с фланцем; 3 – компенсатор линзовый, 4 – трубы теплообменные; 5 – поперечные перегородки в межтрубном пространстве; 6 и 7 – опоры; 8 – крышка правая

В зависимости от назначения стандарты [3 – 6] предусматривают четыре вида кожухотрубчатых аппаратов, используемых с различными параметрами теплоносителей (табл. 1).

Вид аппарата обозначают первой буквой: И – испарители, К – конденсаторы, Х – холодильники, Т – теплообменники.

Конструктивное исполнение аппарата, обеспечивающее компенсацию температурных деформаций его элементов, указано второй буквой условного обозначения.

Примеры буквенных обозначений теплообменников.

ТН – теплообменник с неподвижными трубными решетками; ХК – холодильник с температурным компенсатором на кожухе; ТП – теплообменник с плавающей головкой; ИУ – испаритель с U-образными трубками.

Третья буква в условном обозначении показывает исполнение: Г – горизонтальное; В – вертикальное.

Обозначения в числителе: 325 – диаметр кожуха, мм (диапазон от 159 до 1200 мм); ТНГ – теплообменник с неподвижными трубными решетками, горизонтальный; I – исполнение с неразъемными распределительными камерами (исполнение II – с распределительными камерами, имеющими съемные крышки); 1,6 – условное давление, МПа (ряд: 0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0); Б9 – материал кожуха и трубок по ГОСТ 15122-79.

Обозначения в знаменателе:

20 – наружный диаметр теплообменных труб в мм (ряд: 16, 20, 25, 38, 57);

Г – гладкие трубки (Н – трубы с накаткой);

6 – длина труб, м (ряд: 1, 1,5, 2, 3, 4, 6, 9);

4 – число ходов по трубному пространству (ряд: 1, 2, 4, 6).

Теплообменник с плавающей головкой:

600 ТП-1,6-М1/20-6-2-У-И по ТУ 3612-023-00220302-01.

600 – диаметр кожуха, мм; ТП – теплообменник с плавающей головкой, 1,6 – давление в кожухе, МПа; М1 – материал исполнения; 20 – диаметр теплообменных труб, мм; 6 – длина труб, м; 2 – двухходовой; У – климатическое исполнение; И – с деталями для крепления изоляции.

Схемы некоторых видов кожухотрубчатых аппаратов приведены на рис. 3-6 (перегородки в крышках многоходовых аппаратов не показаны).

Таблица 1. Область применения кожухотрубчатых теплообменных аппаратов со стальными трубами

Тип аппарата	Применение и нормы	
	в кожухе	в трубах
Испарители ИНВ и ИКВ	Греющая среда	Испаряемая среда
	Температура греющей и испаряемой среды от –30 до +350 °С P_y для ИН от 0,6 до 4 МПа P_y для ИК от 0,6 до 1,6 МПа	P_y от 0,6 до 1 МПа
Испарители ИПГ и ИУГ	Испаряемая среда	Греющая среда
	Температура греющей и испаряемой среды от –30 до +350 °С P_y от 1 до 2,5 МПа	P_y от 1,6 до 4 МПа
Холодильники и ХН и ХК	Охлаждаемая среда Температура от –20 до +300 °С P_y для ХН от 0,6 до 4 МПа P_y для ХК от 0,6 до 1,6 МПа	Охлаждающая среда вода или другая нетоксичная и невзрыво- и непожароопасная среда Температура от –20 до +60 °С P_y до 0,6 МПа
	Конденсируемая среда Температура от 0 до +350 °С P_y для КН от 0,6 до 2,5 МПа P_y для КК от 0,6 до 1,6 МПа	
Конденсаторы КН и КК		
Теплообменники ТН и ТК	Нагревание и охлаждение жидких и газообразных сред Температура теплообмениваемых сред от –70 до +350 °С	
	P_y для ТН от 0,6 до 2,5 МПа P_y для ТК от 0,6 до 1,6 МПа	P_y от 0,6 до 1,6 МПа

Основные параметры теплообменных аппаратов общего назначения

Диаметр кожуха, мм:

наружный (из труб)

$D_H = 159, 273, 325, 426;$

внутренний (вальцованный)

$D_{BH} = 400, 600, 800, 1000, 1200.$

Длина теплообменной части труб, м:

$l_T = 1; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 6,0; 9,0.$

Площадь поверхности теплообмена, м²:

$$F = \pi d_{cp} l_T n_{об}, \quad (1.1)$$

где d_{cp} – средний диаметр труб, м; l_T – длина теплообменных труб, м;

$n_{об}$ – общее число труб в теплообменнике.

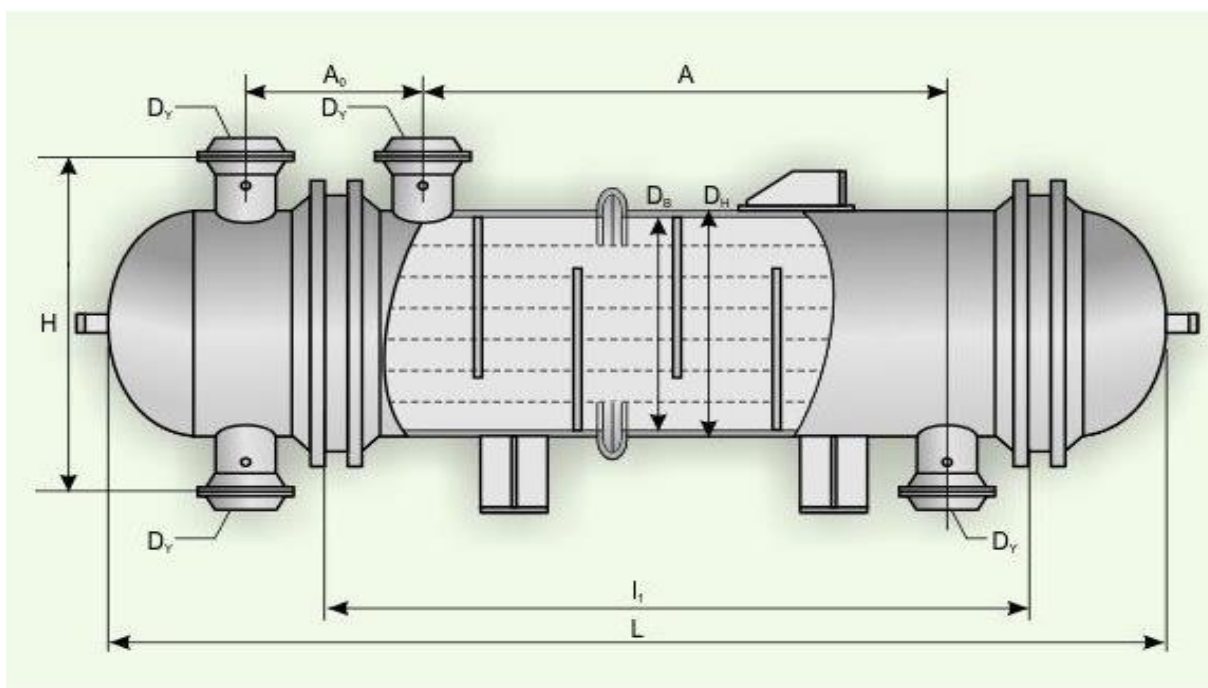


Рис. 3. Горизонтальный многоходовой теплообменник типа ТКГ с линзовым компенсатором на кожухе (ГОСТ 15122-79)

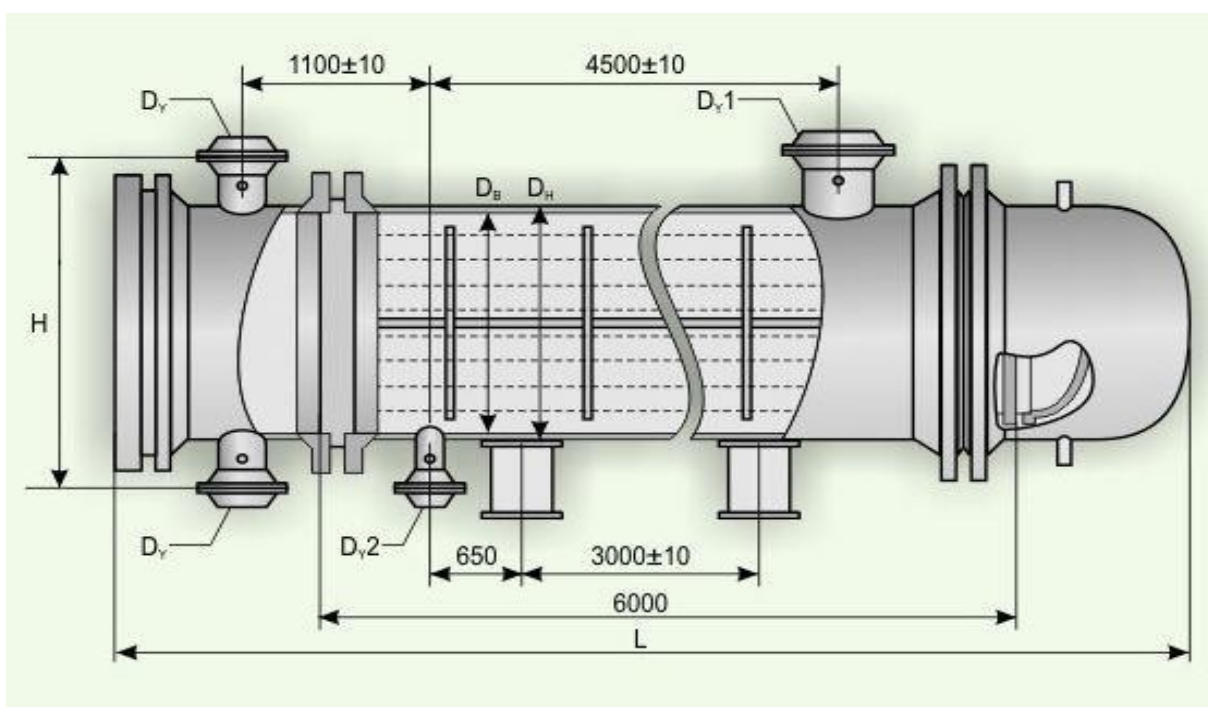


Рис. 4. Горизонтальный конденсатор типа КПГ с плавающей головкой и длиной труб 6000 мм (ГОСТ 14246-69, ТУ 3612-023-00220302-01)

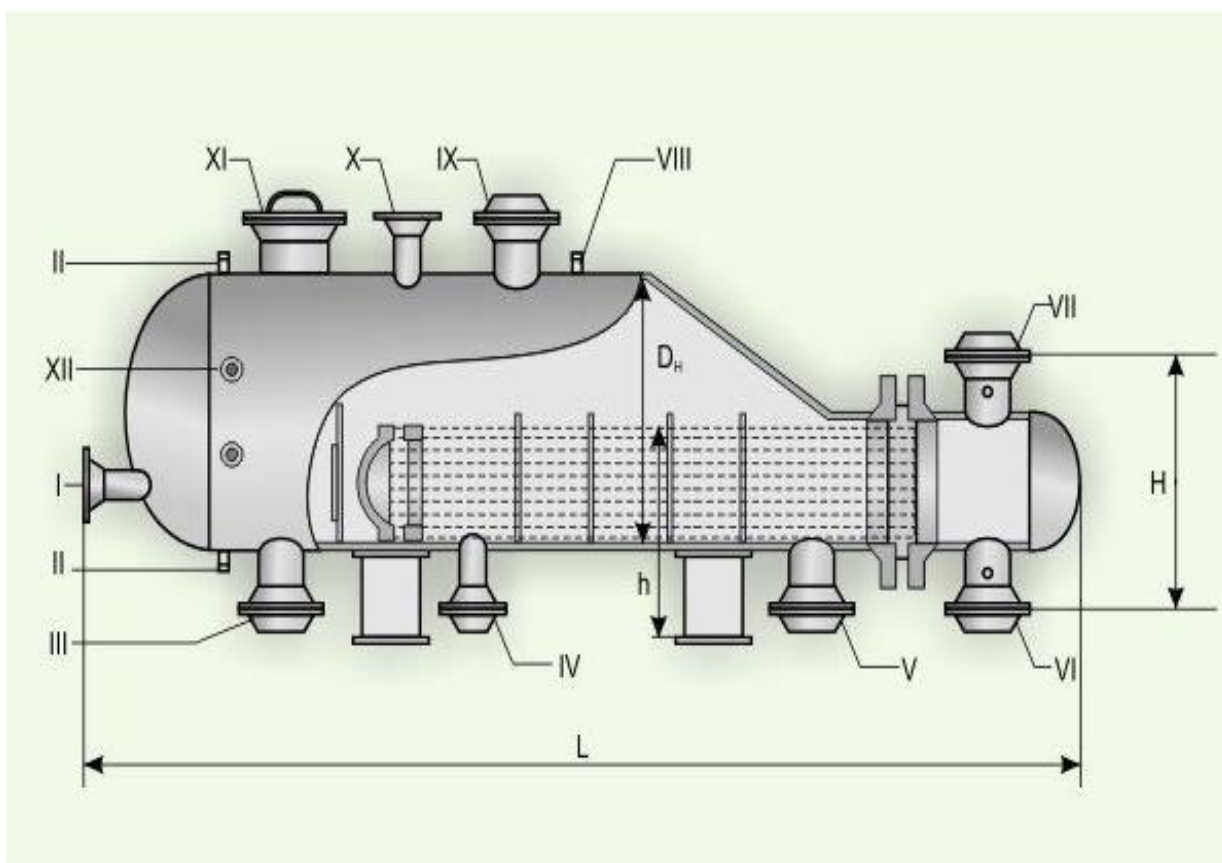


Рис. 5. Испаритель с паровым пространством с плавающей головкой типа ИПГ (ТУ 3612-013-00220302-99)

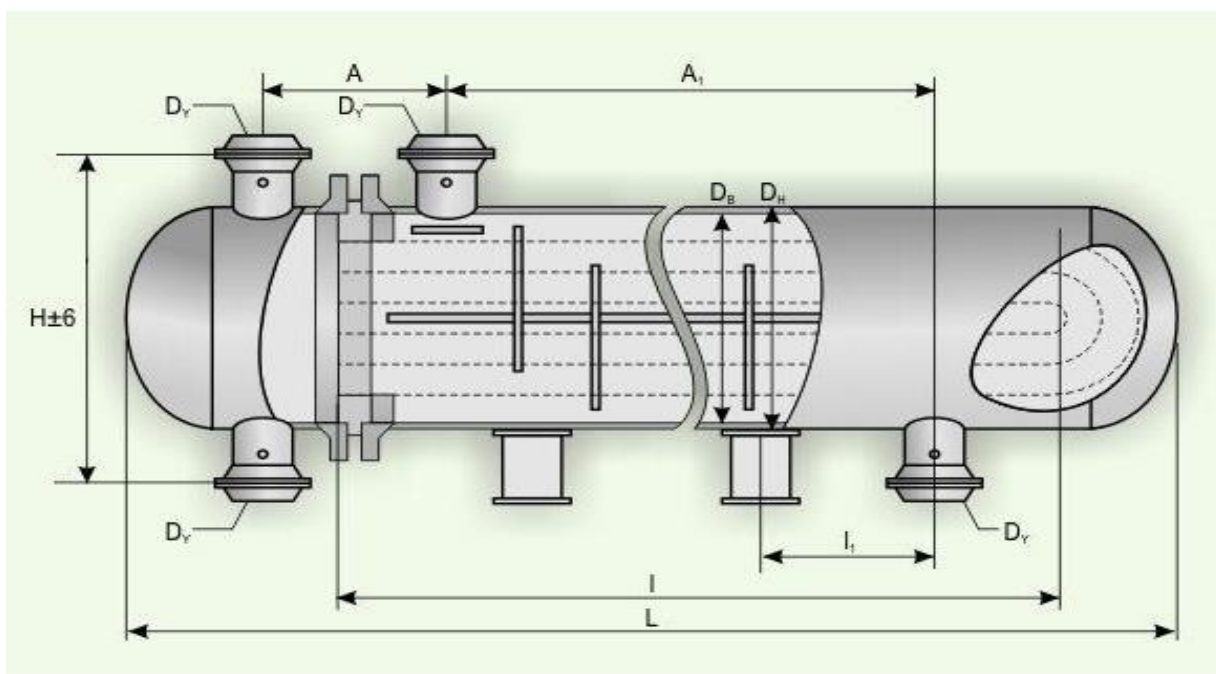


Рис. 6. Горизонтальный теплообменник с U-образным трубным пучком типа ТУГ (ГОСТ 14245-69)

2.ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Тепловые расчеты теплообменных аппаратов могут быть проектными и проверочными.

Проектные (конструктивные) тепловые расчеты выполняются при проектировании новых аппаратов, целью расчета является определение площади поверхности теплообмена.

Проверочные тепловые расчеты выполняются в случае, если известна площадь поверхности нагрева теплообменного аппарата и требуется определить количество переданной теплоты и конечные температуры теплоносителей.

Тепловой расчет теплообменных аппаратов сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи. Эти два уравнения лежат в основе любого теплового расчета. Ниже рассматриваются основы теплового расчета нового рекуперативного теплообменника при стационарном режиме.

При проектировании основными расчетными уравнениями являются:
уравнение теплопередачи

$$Q = K \cdot F (t_{ж1} - t_{ж2}) \quad (1)$$

где Q – тепловой поток, Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м·К); F – площадь теплообмена, м²; $t_{ж1}$, $t_{ж2}$ – температура греющей и нагреваемой жидкости соответственно.

уравнение теплового баланса, которое при условии отсутствия тепловых потерь имеет вид:

$$Q = G_1 (i_1' - i_1'') = G_2 (i_2'' - i_2') \quad (2)$$

где G – массовый расход теплоносителя, кг/с; i – удельная энтальпия, Дж/кг.

Здесь и далее индексы 1,2 относятся соответственно к горячей и холодной жидкостям, индексы / , // - к параметрам жидкости на входе в аппарат и на выходе из него.

Полагая, что теплоемкость при постоянном давлении $C_p = \text{const}$, уравнение теплового баланса можно записать:

$$Q = G_1 C_{p1} (t_{ж1}' - t_{ж1}'') = G_2 C_{p2} (t_{ж2}'' - t_{ж2}') \quad (3)$$

Величина $G \cdot C_p = C$ представляет собой полную теплоемкость массового расхода теплоносителя и называется расходной теплоемкостью, или водяным эквивалентом. Из уравнения (3) следует:

$$\frac{C_2}{C_1} = \frac{t_{ж2}'' - t_{ж2}'}{t_{ж1}' - t_{ж1}''} = \frac{\Delta t_{ж2}}{\Delta t_{ж1}}$$

т.е. в теплообменных аппаратах температуры горячей и холодной жидкостей изменяются обратно пропорционально их водяным эквивалентам.

В общем случае температура жидкости внутри теплообменника не остается постоянной. Поэтому уравнение теплопередачи (1) справедливо лишь для элемента поверхности теплообмена dF , т.е.

$$dQ = K \cdot \Delta t_i \cdot F$$

Общий тепловой поток через поверхность теплообмена определяется как интеграл

$$Q = \int_{(F)} K \cdot \Delta t_i \cdot dF \quad (4)$$

Коэффициент теплопередачи K в большинстве случаев изменяется вдоль поверхности теплообмена незначительно, и его можно принять постоянным. Тогда

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t \quad (5)$$

где Δt - среднее значение температурного напора по всей поверхности нагрева, $^{\circ}\text{C}$; K - коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; F - площадь поверхности теплопередачи, м^2 .

Из уравнения (5) следует, что для определения поверхности нагрева предварительно требуется найти величины коэффициента теплопередачи и среднего температурного напора.

Для расчета теплообменников с цилиндрическими трубками, толщина стенки которых не больше 2.5 мм, можно пользоваться формулой для плоской стенки, ошибка в этом случае составляет не более 1-3%.

Коэффициент теплопередачи для плоской стенки имеет вид:

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

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от первого теплоносителя (охлаждаемой жидкости) к стенке, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;

δ_{cm} - толщина стенки трубки, м;

λ_{cm} - коэффициент теплопроводности материала трубок, Вт/(м·К);

α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки ко второму теплоносителю (нагреваемой жидкости), Вт/м² · °С.

Если температура обоих теплоносителей изменяется вдоль поверхности теплообмена, то при противотоке и прямотоке среднее значение температурного напора определяется по формуле:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2.3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$$

где Δt_6 - температурный напор (разность температур обоих теплоносителей) на том конце теплообменного аппарата, где он больше;

Δt_m - температурный напор на другом конце аппарата, где он меньше.

Δt - называется среднелогарифмическим температурным напором.

Если $\Delta t_6 = \Delta t_m$, то $\Delta t = \Delta t_6 = \Delta t_m$.

В тех случаях, когда температура теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно ($\Delta t_6 / \Delta t_m \approx 2$), среднюю разность температур можно вычислить как среднюю арифметическую из крайних напоров:

$$\Delta t = \frac{1}{2} (\Delta t_6 + \Delta t_m) = \frac{\Delta t}{2} \left(1 + \frac{\Delta t}{\Delta t_6}\right)$$

На рис. 7 показан характер изменения температур вдоль поверхности теплообмена при прямотоке и противотоке для трех возможных соотношений водяных эквивалентов теплоносителей.

При конструктивном расчете теплообменных аппаратов тепловая производительность Q , обычно задается. Требуется определить площадь поверхности теплообмена, которая находится из уравнения (5):

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

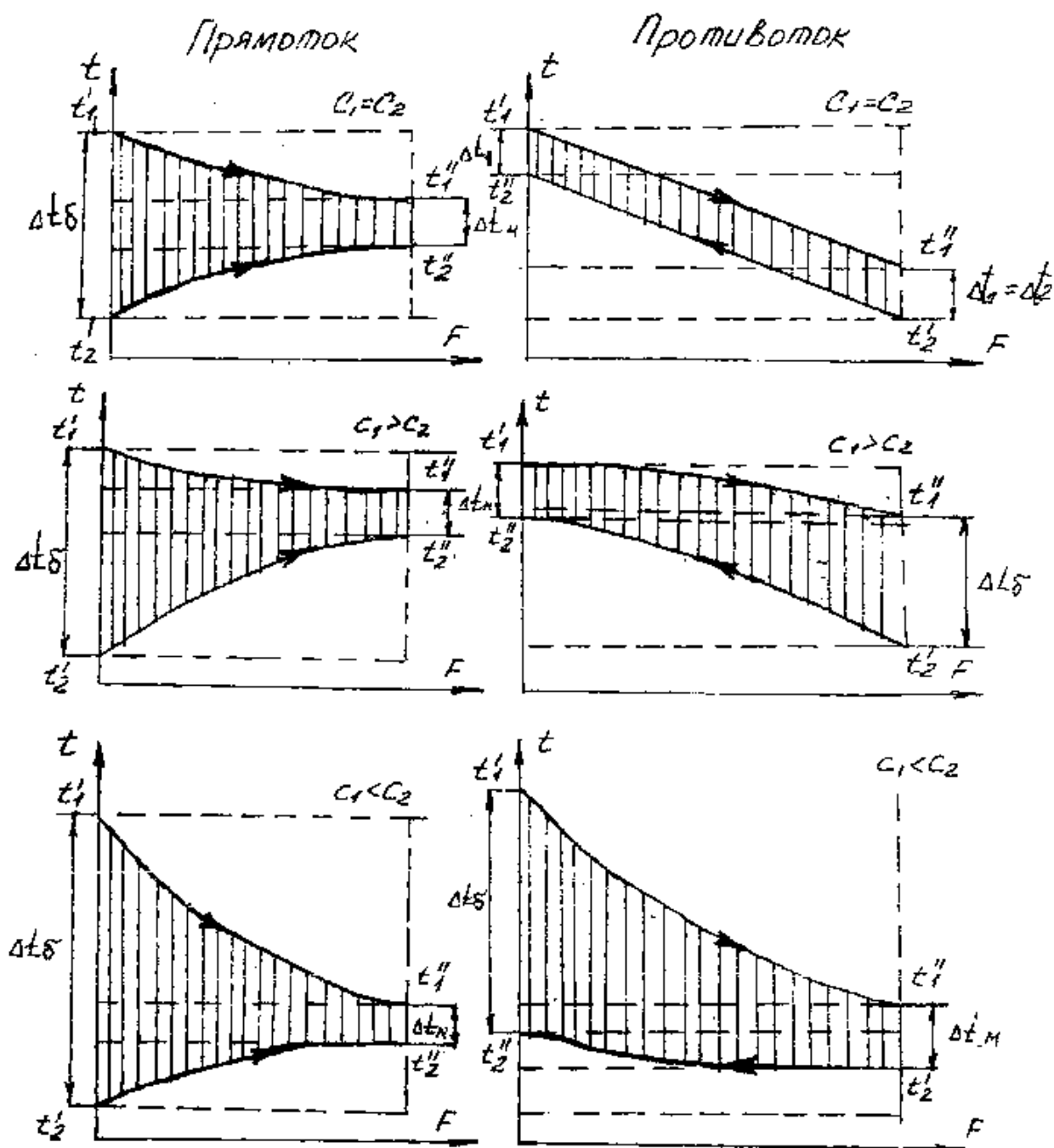


Рис. 7. График изменения температур теплоносителей вдоль поверхности аппарата при их прямотоке и противотоке.

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

3.1. Исходные данные.

Произвести тепловой и конструктивный расчет отопительного секционного водоводяного подогревателя производительностью Q , кДж/час. Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель t_2' , °С, и при выходе - t_2'' , °С.

Температура греющей (сетевой) воды при входе в водоводяной подогреватель - t_1' , °С, при выходе - t_1'' , °С.

Материал трубок теплообменника с наружным диаметром d_n , мм. и внутренним $d_{вн}$, мм.

Теплопроводность материала трубок $\lambda_{ст}$, Вт/(м·К), коэффициент, учитывающий потери тепла поверхностью подогревателя в окружающую среду, $\eta_n = 0,97$.

Варианты задания приведены в табл. 2., схема теплообменника на рис.8.

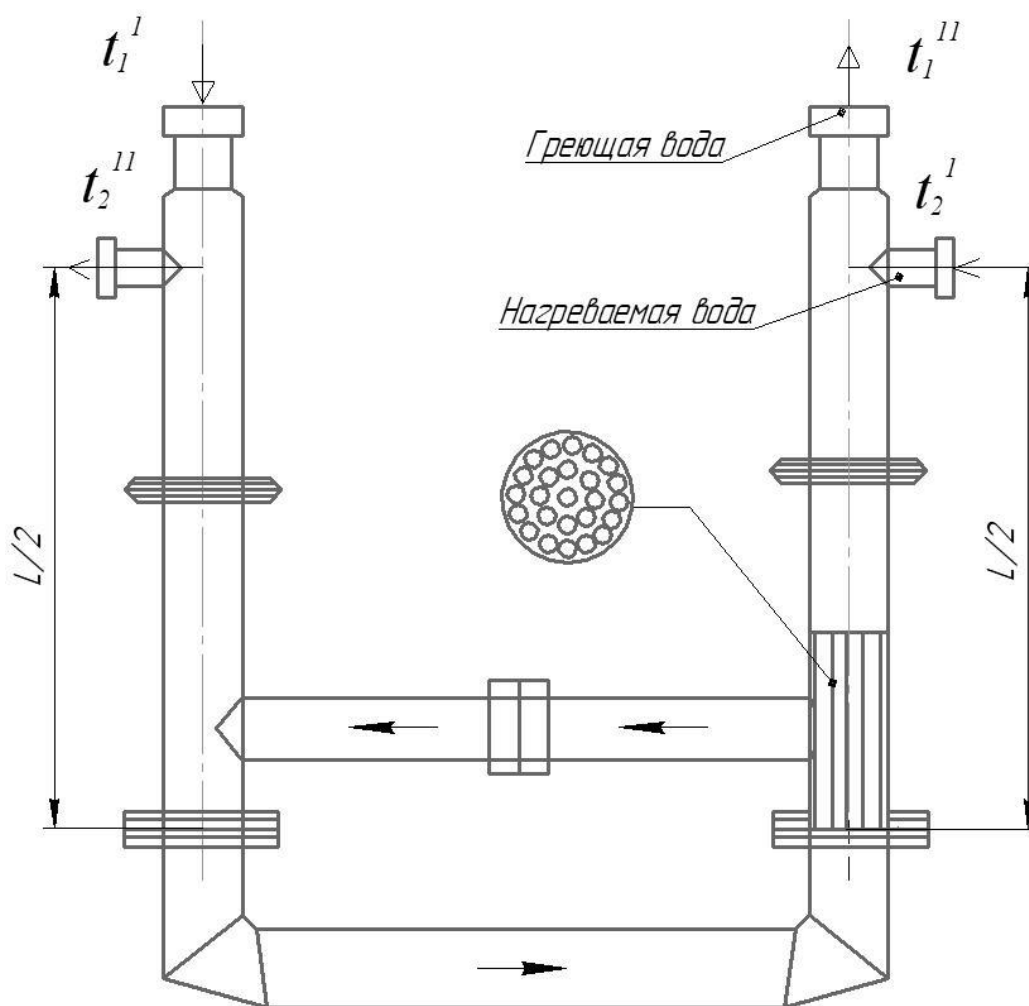


Рис.8 - Схема секционного водяного теплообменного аппарата

Таблица 2. Варианты индивидуальных заданий

Выбор варианта по последней цифре номера зачётной книжки										
Номер варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тепловая производительность теплообменного аппарата, $Q (\times 10^6)$, кДж/час	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0
Схема движения теплоносителей (1-прямоток, 2-противоток)	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
Температура греющей воды при входе в теплообменный аппарат, t_1' , °C	130	132	134	136	138	131	133	135	137	139
Температура греющей воды при выходе из теплообменного аппарата, t_1'' , °C	100	101	102	103	104	96	97	98	99	100
Температура нагреваемой воды при входе в теплообменный аппарат, t_2' , °C	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69
Температура нагреваемой воды при выходе из теплообменного аппарата, t_2'' , °C	94	96	95	99	96	100	96	101	98	102
Выбор варианта по предпоследней цифре номера зачётной книжки										
Номер варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Материал трубок теплообменного аппарата (М-медь, А-алюминий, Л-латунь)	М	А	Л	М	А	Л	М	А	Л	М
Коэффициент теплопроводности материала трубок, λ , Вт/(м·К)	385	206	117	385	206	117	385	206	117	385
Температура стенок трубок, принятая при расчёте, t_{cm} , °C	96	98	99	101	100	100	97	101	101	102
Выбор варианта по третьей справа цифре номера зачётной книжки										
Номер варианта	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Наружный диаметр трубок теплообменного аппарата, d_n , мм	12	14	16	18	20	21	19	17	15	13
Внутренний диаметр трубок теплообменного аппарата, $d_{вн}$, мм	10	12	14	16	18	19	17	15	13	11

3.2. Порядок расчета.

3.2.1. Определить средний объемный расход греющей воды при средней температуре

$$t_{1cp} = \frac{t'_{1} + t''_{1}}{2} \text{ }^{\circ}\text{C}$$

по формуле:

$$V_1 = \frac{Q}{C'_p (t'_{1} - t''_{1}) \rho' \cdot \eta_n \cdot 3600} \text{ м}^3/\text{с},$$

где Q – тепловая производительность (тепловой поток), кДж/сек;

C'_p – массовая теплоемкость греющей воды при средней температуре, кДж/(кг·К);

ρ' – плотность греющей воды при средней температуре, кг/м³ (см. прил. А).

3.2.2. Определить средний объемный расход нагреваемой воды при средней температуре

$$t_{2cp} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} \text{ }^{\circ}\text{C}$$

по формуле:

$$V_2 = \frac{Q}{C''_p (t''_2 - t'_2) \rho''} \text{ м}^3/\text{с},$$

где Q – тепловая производительность (тепловой поток), кДж/сек;

C''_p – массовая теплоемкость нагреваемой воды при средней температуре, кДж/(кг·К),

ρ'' – плотность нагреваемой воды при средней температуре, кг/м³ (см. прил. А).

3.2.3. Определить площадь поперечного сечения трубок в секции при заданной скорости движения воды в трубках $v_1 = 0,5 \dots 1,0$ м/с.

$$f_0 = \frac{V_1}{v_1} \text{ м}^2,$$

3.2.4. Определить количество трубок в секции:

$$n = \frac{4f_0}{\pi d_{вн}^2} \text{ шт},$$

3.2.5. По табл. 2 найти ближайшее конструктивное число трубок n' , по которому определяется R и, следовательно, диаметр $D' = SR$. Шаг по радиусу (рис.9) принимается $S = 1,4d_n$, а кольцевой зазор $M = 8$ мм.

Определить внутренний диаметр корпуса теплообменника по формуле:

$$D = D' + d_n + 2M.$$

Таблица 3. Варианты компоновки трубной решётки теплообменника

$R = D' / S$	n'	$R = D' / S$	n'
2	7 (1 ряд)	22	410
4	19 (2 ряда)	24	485
6	37 (3 ряда)	26	566
8	62 (4 ряда)	28	653
10	93 (5 рядов)	30	747
12	130 (6 рядов)	32	847
14	173 (7 рядов)	34	953
16	223 (8 рядов)	36	1066
18	279 (9 рядов)	38	1185
20	341 (10 рядов)	40	1310
Примечание:	n' - общее количество трубок, размещаемых на трубной доске по концентрическим окружностям; S - шаг трубок (расстояние между осями соседних трубок), $S = 1,4 \cdot d_n$.		

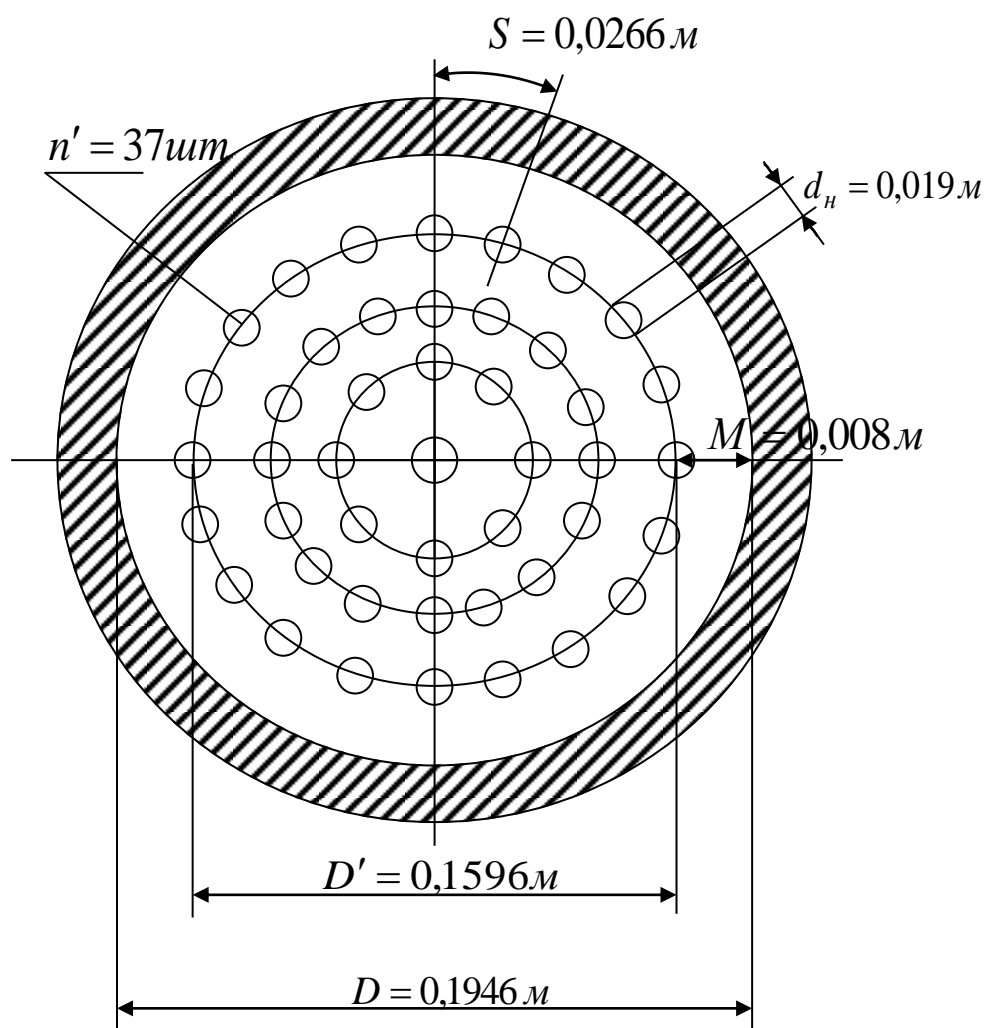


Рис.9 – Схема размещения трубок в трубной решетке ТОА (пример)

3.2.6. Определить площадь поперечного сечения корпуса теплообменника:

$$F = \frac{\pi D^2}{4}$$

3.2.7. Определить площадь, занятую трубками:

$$f = \frac{\pi d_n^2 n'}{4}$$

3.2.8. Определить площадь межтрубного пространства:

$$f_1 = F - f$$

3.2.9. Определить скорость воды в межтрубном пространстве:

$$v_2 = \frac{V_2}{f_1}$$

3.2.10. Определить действительную скорость воды в трубках:

$$v_1' = v_1 \frac{n}{n'}$$

3.2.11. Определить режим движения греющей воды внутри трубок (для вычисления коэффициента теплоотдачи α_1):

$$Re = \frac{v_1 d_{вн}}{\gamma}$$

где γ - коэффициент кинематический вязкости греющей воды, m^2/s , (см. прил. А).

3.2.12. Определить коэффициент теплопередачи α_1 , пользуясь критериальными уравнениями.

для ламинарного режима движения:

$$Nu = \frac{\alpha_1 d_{вн}}{\lambda} = 0,15 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} (Gr \cdot Pr)^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

для турбулентного режима движения:

$$Nu = \frac{\alpha_1 d_{вн}}{\lambda} = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

где Nu - критерий Нуссельта; λ - коэффициент теплопроводности воды, $Вт/(м \cdot K)$; Pr - критерий Прандтля при средней температуре греющей воды t_1^{cp} ; Pr_{cm} - критерий Прандтля при температуре стенки трубы t_{cm} ;

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot d_{вн}^3 \Delta t}{\gamma^2} - \text{критерий Грасгофа,}$$

Параметры β, γ взять из Приложения А при температуре греющей воды, g - ускорение свободного падения; $\Delta t = t_{cm} - t_1^{cp}$.

Здесь в качестве определяющего геометрического размера принят диаметр круглой трубы $d_{вн}$ в качестве определяющей температуры – средняя температура потока: t_1^{cp} .

3.2.13. Определить режим движения нагреваемой воды в межтрубном пространстве (для вычисления коэффициента теплоотдачи α_2):

$$Re = \frac{v_2 d_s}{\gamma_1}$$

где v_1 - коэффициент кинематической вязкости нагреваемой воды при температуре t_2^{cm} .

3.2.14. Определить коэффициент теплоотдачи α_2 , пользуясь критериальными уравнениями, как в пункте 3.2.12.

3.2.15. Определить коэффициент теплопередачи

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

3.2.16. Определить средний температурный напор в зависимости от схемы движения теплоносителей (см. раздел 2).

3.2.17. Определить площадь поверхности нагрева подогревателя

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

3.2.18. Определить суммарную длину секций подогревателя

$$L = \frac{F}{\pi d_{н\text{ ср}} \cdot n}$$

где

$$d_{н\text{ ср}} = \frac{d_{н} + d_{вн}}{2}$$

3.2.20. По результатам расчета начертить в масштабе с указанием размеров эскиз внешнего вида теплообменного аппарата (см. рис. 8) и схему размещения трубок в трубной решётке теплообменника (см. рис. 9). Толщину стенок корпуса теплообменного аппарата принять 2,5 мм.

Список использованных источников

1. 1. Луканин В.Н., Шатров М.Г. и др. Теплотехника, М.: Высшая школа, учебник для вузов, 2008г.
2. Ерохин В.Г., Маханько М.Г. Основы термодинамики и теплотехники, М: Книжный дом ЛИБРОКО, учебник для вузов, 2009г.
3. Кудинов В.А., Карташов Е.В., Стефанюк Е.В, Техническая термодинамика и теплопередача, М.: ЮРАЙТ, учебник для бакалавров, 2011г. (<http://biblioclub.ru>)

ПРИЛОЖЕНИЕ А. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ НА ЛИНИИ НАСЫЩЕНИЯ

t, °C	P(×10 ⁵)*, Па	ρ, кг/м ³	h, кДж/кг	C _p , кДж/кг·К	λ(×10 ⁻²), Вт/м·К	α(×10 ⁻⁸), м ² /с	μ(×10 ⁻⁶), Па·с	γ(×10 ⁻⁶), м ² /с	B(×10 ⁴), 1/К	σ(×10 ⁴), Н/м	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	1,013	999,9	0	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	982,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	679,9	3,54
60	1,013	983,1	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	661,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	355,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	341,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,0	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	16,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	367,7	0,93

* Значение, приведённое в таблице, необходимо умножить на множитель, указанный в скобках в заголовке столбца

Содержание

Введение.....	4
1.1 Общие сведения о кожухотрубчатых теплообменных аппаратах	5
1.2 Классификация кожухотрубчатых теплообменных аппаратов.....	7
2. Основные положения теплового расчета.....	12
3. Тепловой расчет и вопросы проектирования	16
Список использованных источников	2222
Приложение А	23