Министерство образования РФ

Братский государственный технический университет

Факультет энергетики и автоматики

Кафедра промышленной теплоэнергетики

Курсовая работа

по дисциплине

«Тепломассообмен»

**Расчет пароводяного подогревателя**

**Пояснительная записка**

**1016 ТО №в 28 КП 103Г**

Выполнил

студент группы ЭОПус-02-1 Мельников Е. А.

Проверил

к.т.н., доцент кафедры ПТЭ Федяева В. Н.

Министерство образования РФ

Братский государственный технический университет

Факультет энергетики и автоматики

Кафедра промышленной теплоэнергетики

ЗАДАНИЕ

на курсовую работу по курсу

«Тепломассообмен»

студента 3 курса гр. ЭОПус-02-1

Мельникова Е. А.

1. Исходные данные

Рассчитать пароводяной подогреватель вертикального типа для подогрева воды системы отопления цехов производственных помещений при следующих условиях:

1. Давление воды Рв = 0,142 мПа
2. Температура воды на входе t`в = 20,5 0С
3. Температура воды на выходе t``в = 89,6 0С
4. Расход воды Gв = 214,8 м3/ч
5. Давление греющего пара Pп = 0,57 мПа
6. Температура греющего пара tп = 175 0С

2. Графическая часть: 2 л \*А1

Задание выдано – 8.02.03

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Руководитель проекта к.т.н., доцент \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Федяева В. Н.**Содержание**

Введение…………………………………………………………………...

1. Тепловой расчет подогревателя……………………………………….

2. Гидравлический расчет………………………………………………...

3. Механический расчет…………………………………………………..

4. Экономический расчет…………………………………………………

Заключение………………………………………………………………..

Список используемой литературы………………………………………

Угловая спецификация…………………………………………………...

**ВВЕДЕНИЕ**

Для закрепления теоретических знаний по курсу «Тепломасобменн» учебным планом предусмотрен курсовой проект (работа) для студентов дневной и заочной форм обучения. Целью проектирования – выполнение расчета, на основании которого производится окончательный выбор типа и конструкции аппарата, определения его размеров и выполнения чертежа аппарата. Тематика курсового проекта обычно охватывает разделы курса, связанные с расчетом рекуперативных теплообменников.

Теплообменными аппаратами называют устройства, предназначенные для передачи тепла от одного к другому, а также осуществления различных технологических процессов: нагревание, охлаждения, кипения, конденсации и др.

Теплообменные аппараты классифицируются по различным признакам. Например, по способу передачи тепла их можно разделить на две группы: поверхностные (рекуперативные см. рис. 1 и регенеративные) и смещения. Требования к промышленным теплообменным аппаратам в зависимости от конкретных условий применения весьма разнообразны. Основными требованиями являются: обеспечение наиболее высокого коэффициента теплопередачи при возможно меньшем гидравлическом сопротивлении; компактность и наименьший расход материалов, надежность и герметичность в сочетании с разборностью и доступностью поверхности теплообмена для механической очистки её от загрязнений; унификация узлов и деталей; технологичность механизированного изготовления широких рядов поверхностей теплообмена для различного диапазона рабочих температур, давлений и т. д.

При созданиях новых, более эффективных теплообменных аппаратов стремятся, во-первых, уменьшить удельные затраты материалов, труда, средств и затрачиваемый при работе энергии по сравнению с теми же показателями существующих теплообменников. Удельными затратами для теплообменных аппаратов называют затраты, отнесенные к тепловой производительности взаданных условиях, во-вторых, повысить интенсивность и эффективность работы аппарата. Интенсивностью процесса или удельной тепловой производительностью теплообменного аппарата газывается количество теплоты, передаваемого в единицу времени через единицу поверхности теплообмена при заданном тепловом режиме.

Интенсивность процесса теплообмена характеризуется коэффициентом теплопередачи k. На интенсивность и эффективность влияют также форма поверхности теплообмена; эквивалентный диаметр и компоновка каналов, обеспечивающие оптимальные скорости движения сред; средний температурный напор; наличие турбулизирующих элементов в каналах; оребрение и т. д. Кроме конструктивных методов интенсификации процесса теплообмена существует режимные методы, связанные с изменением гидродинамических параметров и режима течения жидкости у поверхности теплообмена. Режимные методы включают: подвод колебаний к поверхности теплообмена, создание пульсации потоков, вдувание газа в поток либо отсос рабочей среды через пористую стенку, наложении электрических или магнитных полей на поток, предотвращения загрязнений поверхности теплообмена путем сильно турбулизации потока и т. д.

**1.ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ**

**ПОДОГРЕВАТЕЛЯ**

При заданном давлении пара Рп=0,57МПа, температуре насыщения ts=160 оС по h-s диаграмме определяем состояние пара. Если он перегрет, то имеем две зоны теплообмена:

первая - охлаждение пара от tп=175 оС до ts=160 оС

вторая - конденсация насыщенного пара на вертикальных тру­бах.

Считаем, что переохлаждения конденсата нет. Расчет поверх­ности проводим отдельно для каждой зоны (рис. 2).

1.1 Определяем параметры теплоносителей при средних темпера­турах воды и пара

tв.ср=0,5(t`в+t``в), 0С,

где t’в - температура воды на входе в подогреватель, °С;

(t`в=20,5°С),

t”в - температура воды на выходе из подогревателя, °С,

(t``в=89,6°С),

tв.ср=0,5(20,5+89,6)=55,05 0С,

tп.ср=0,5(tп+ts), 0С,

где tп*.* - температура перегретого пара, °С; (tп=175 °С),

ts - температура насы­щенного пара, °С, (ts=160 °С),

tп.ср=0,5(175+160)*=*167,5 оС,

По таблицам физических свойств воды и водяного пара опре­делим их основные параметры.

При tв.ср*.* определяем следующие справочные данные:

Св= 4,183 -теплоемкость воды;

ρв=986,19 - плотность воды;

υв=0,5 10-6-коэфициент кинематической вязкости;

λв=0,653 - коэффициент теплопроводности;

Рrв =3- число Прандтля.

При tn.ср*.* определяем:

Сn=2,49  - теплоемкость пара;

ρп=3,9 - плотность пара;

υп=3,7 10-6 -коэффициент кинематической вязкости пара;

λп=0,0316  - коэффициент теплопроводности;

Рrп=1,2- число Прандтля.

1.2 Определяем количество теплоты, передаваемой паром воде,

*,* кВт

где Gв - объемный расход воды, ; (Gв=0,0567),

Св - теплоемкость воды, ; (Св=4,183),

Q=0,0567 986,19 4,183(89,6-20,5)=17008.2 кВт.

Вычисляем количество теплоты, передаваемой паром воде в 1-и зоне,

Q 1 = D n× С n×( tп – t s), кВт ,

где Dп - массовый расход пара, ; (Dп=8,14),

Сп- теплоемкость пара, ; (Сn=2,49 ),

1.3 Определяем расход пара

, ,

где r-теплота парообразования, определяемая по температуре насыщения

пара, .

Dп==8,13 ;

Q1=8,13 2,49 (175-160)=303.841 кВт.

1.4 Определяем количество теплоты, передаваемой паром воде во 2-й зоне,

Q2=Dn×r, кВт.

Q2=8,13 2053,4=16704.35 кВт.

Проверим полученное значение переданной теплоты паром воде:

Q=Q1+Q2, кВт.

Q=303.841+16704,35=17008.2 кВт.

Выберем произвольно диаметр трубок и скорость воды в них:

материал: сталь (задан) *λст*=38  ;

скорость воды: ωв =1,6 ;

толщина стенок трубок: δС Т=1 мм.

1.5 Определяем коэффициент теплоотдачи от внутренней поверх­ности стенки трубки к водe

, ,

где λж - коэффициент теплопроводности воды, ;

(λв=0,653),

Nu - критерий Нуссельта для воды; (Nu=317,5),

dвн - внутренний диаметр тру­бок, м, ( dвн=0,027 м),

1.6 Определим режим течения воды в трубах

,

где Re - критерий Рейнольдса; (Re=86400),

νв - коэффициент кинематической вязкости воды, ;

(υв=0,5 10-6 ),

ωв - скорость воды в трубках, ,(ωв=1,6),

Re==86400

Если Re >104, то режим течения - турбулентный. Критерий Нуссельта для турбулентного режима течения воды в трубках оп­ределяется по следующей формуле:

Nu ж = 0,023 Re 0,8  Рr 0,4 ε/

где Рr - число Прандтля для воды; ε - поправочный коэффициент. Если >50, то *ε*/ =1, ℓ - длина трубок.

Полученные результаты подставляем в формулу, вычисляем количество трубок

Nuж=0,023 864000,8 30,4 1=317,5;

αж==41470 ;

, шт

Принимаем: шаг между трубками S= 1,4×d н =1,4x0,029=0,0406, м; кольцевой зазор между крайними трубками и корпусом аппарата К = 10 мм.

шт.

Выбираем стандартное количество трубок, близкое к полу­ченному значению nст*=*91, шт.

1.7 Определяем  (по прил. 17) при n, шт. Отсюда определяем диаметр трубной решетки D'=0,406, м.

Внутренний диаметр корпуса составит

Dвн = D' + dн + 2К*,* м.

DBH=0,406+0,029+0,02=0,455 м.

1.8 Рассчитаем поверхность теплообмена в 1-й зоне.

1.8.1 Определяем площадь межтрубного пространства для прохода пара:

, м2

fм.п==0,455 м.

Определяем скорость пара в межтрубном пространстве

, 

где ρп - плотность пара, ;(ρп=3,9),

Dп - массовый расход пара, ;(Dп=8,13),

ωп==20.36.

1.8.2 Определяем коэффициент теплоотдачи от пара к трубе

 , 

где Nuп - критерий Нуссельта для пара;(Nuп=474,36),

λп - коэффициент тепло­проводности пара, ;(λп=0,0316 ),

dЭ - эквивалентный диаметр, м,(dэ=0,04 м),

1.8.3 Вычисляем эквивалентный диаметр

, м

где U - смоченный периметр, м, (U=9,7 м),

1.8.4 Определяем смоченный периметр

, М



U=3,14[0,455+91 0,029]=9,7 м;

dэ==0,04

1.8.5 Определяем режим течения пара в межтрубном пространстве

,

где Reп - критерий Рейнольдса для пара; (Re=225621,6),

**νп** - коэффициент кинема­тической вязкости пара, , (υп=3,7 10-6 ),

Reп==232113.196

Если Re> 104 - режим течения турбулентный. Тогда критерий Нуссельта для пара составит

4

,

0

8

,

0

Pr

Re

023

,

0

*п*

*п*

*п*

*Nu*





где Ргп - критерий Прандтля для пара.

Полученные результаты подставляем в формулу.

Nuп=0,023 232113.1960,8 1,20,4=485.244;

αп==36356.0798.

1.9 Вычисляем коэффициент теплопередачи в 1- и зоне

 , ,

где δст-толщина трубки, м; (δст=0,001 м),

δн = 0,2-толщина накипи, мм;

λст-коэффициент теплопроводности материала трубки, ;

(λст=38),

λн=3,49 коэффициент теплопроводности накипи, .

k=.

1.10 Определяем температурный напор в 1-й зоне

, 0С ,

где t``` - температура воды на границе между зонами, °С,(t```=88,37 oC),

, 0C ,

t```==88,37 oC ;

Δt1==78.32 oC.

1.11 Поверхность теплообмена первой зоны составит

, м2,

F1==0,431144 м2.

1.12 Рассчитаем поверхность теплообмена во 2-й зоне.

Будем считать, что в этой зоне коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубки к жидкости равен коэффициенту тепло­отдачи в 1-ой зоне. Это допустимо, так как свойства воды во 2-й зоне мало отличаются от свойств воды в 1-й зоне.

Определим коэффициент теплопередачи для 2-й зоны k2 гра­фоаналитическим методом. Для этого предварительно находим для различных участков перехода теплоты зависимость между удель­ным тепловым потоком q и перепадом температур Δt.

1.12.1 Передача теплоты от пара к стенке.

1.12.2 Определяем удельный тепловой поток

, ,

где В' - безразмерный коэффициент; (В`=16557,04),

hтр - предполагаемая высота трубок, м, (hтр=4 м),

Вычисляем безразмерный коэффициент

,

В`=1,34 [5700+56 160-0,09 1602]=16557,04;

q1==308.215.

Задавшись рядом значений Δt1, вычислим соответствующие им величины Δt10,75 и q1. Строим кривую  (рис. 3).

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Δt1 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
| Δt10.75 | 5,6 | 9,5 | 12,8 | 15,9 | 18,8 | 21,6 |
| q1 | 65.837 | 110.723 | 150.075 | 186.214 | 220.138 | 252.395 |

1.13 Передача теплоты через стенку.

1.13.1 Определяем плотность теплового потока

, ,

Задавшись двумя значениями Δt2, вычисляем соответствую­щие им величины q2. Строим кривую  (рис. 3).

Таблица 2

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Δt2 | 5 | 10 | 15 | 20 |
| q2 | 190 | 380 | 570 | 760 |

1.14 Передача теплоты через накипь.

1.14.1 Вычисляем удельный тепловой поток

, ,

Задавшись двумя значениями Δt3, определим соответствую­щие им величины q3. Строим кривую  (рис. 3).

Таблица 3

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Δt3 | 5 | 10 | 20 | 30 | 40 |
| q3 | 87,25 | 174,5 | 349 | 523,5 | 698 |

1.15 Передача теплоты от накипи к воде.

1.15.1 Вычисляем удельный тепловой поток

, ,

Задавшись двумя значениями Δt4, определим соответствую­щие им величины q4. Строим кривую  (рис. 3).

Таблица 4

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Δt4 | 5 | 10 | 15 | 20 |
| q4 | 38,5 | 77 | 115,5 | 154 |

1.16 Рассчитаем средний температурный напор во 2-й зоне

,°С.

Δt2==71.015427 oС;

q2==2698.586.

Складываем ординаты четырех зависимостей, строим кривую температурных перепадов. На оси ординат из точки, соответст­вующей Δt2, проводим прямую, параллельную оси абсцисс, до пере­сечения с кривой . Из точки пересечения опускаем перпендикуляр на ось абсцисс и находим значение удельного теплово­го потока qгр, .

Σt=51+5.96+12.98+0.0005463=70.89 oC;

qГР=226.536.

1.17 Определяем коэффициент теплопередачи во 2-й зоне

 , .

K==3189.958.

1.18 Поверхность теплообмена во 2-й зоне составит

 , м2 .

F2==73.7 м2.

1.19 Определяем суммарную поверхность теплообмена

F=F1+F2 , м2.

F=73.7+0,431144 =74.169 м2.

1.20 Вычисляем длину трубок

 , м,

где dср - средний диаметр трубок, м; (dср =0,028 м)

 , м

dср==0,028 м;

L==9 м.

Не рекомендуется устанавливать трубки длиной более 5 м. Следовательно, необходимо уменьшить длину трубок. Для этого выбираем многоходовой подогреватель. Тогда общее число трубок составит

 , шт. ,

где m - число ходов теплообменника, (m=2);

n2=65 2=130шт.

При nс=187 шт., определяем D`=0,5684 м.

Проведем повторный расчет уже для многоходового тепло­обменника по формулам.

Внутренний диаметр корпуса составит

Dвн = D' + dн + 2К*,* м.

DBH=0,5684+0,029+0,02=0,6174 м.

1.21 Рассчитаем поверхность теплообмена в 1-й зоне.

1.21.1 Определяем площадь межтрубного пространства для прохода пара:

, м2

fм.п==0,176 м2.

Определяем скорость пара в межтрубном пространстве

, 

где ρп - плотность пара, ; (ρп=3,9),

Dп - массовый расход пара, ; (Dп=8,14),

ωп==11.87.

1.21.2 Определяем коэффициент теплоотдачи от пара к трубе

 , 

где Nuп - критерий Нуссельта для пара;

λп - коэффициент тепло­проводности пара, ; (λп=0,0316 ),

dЭ - эквивалентный диаметр, м, (dэ=0,037 м),

1.21.3 Вычисляем эквивалентный диаметр

, м

где U - смоченный периметр, м, (U=18.97 м),

1.21.4 Определяем смоченный периметр

, М



U=3,14[0,699+241 0,029]=18.97 м;

dэ==0,037

1.21.5 Определяем режим течения пара в межтрубном пространстве

,

где Reп - критерий Рейнольдса для пара;

**νп** - коэффициент кинема­тической вязкости пара, , (υп=3,7 10-6 ),

Reп==118892.496

Если Re> 104 - режим течения турбулентный. Тогда критерий Нуссельта для пара составит

4

,

0

8

,

0

Pr

Re

023

,

0

*п*

*п*

*п*

*Nu*





где Ргп - критерий Прандтля для пара, (Prп=1,2).

Полученные результаты подставляем в формулу.

Nuп=0,023 86405,40,8 1,20,4=284.134;

αп==24220.997.

1.22 Вычисляем коэффициент теплопередачи в 1- и зоне

 , ,

где δст-толщина трубки, м; (δст=0,001 м),

δн = 0,2-толщина накипи, мм;

λст-коэффициент теплопроводности материала трубки, ;

(λст=38),

λн=3,49 коэффициент теплопроводности накипи, .

k==8005.83

1.23. Определяем температурный напор в 1-й зоне

, 0С ,

где t``` - температура воды на границе между зонами, °С,(t```=88,37 oC),

, 0C ,

t```==88,37 oC ;

Δt1==78.32 oC.

1.24 Поверхность теплообмена первой зоны составит

, м2,

F1==0,4846 м2.

1.25 Рассчитаем поверхность теплообмена во 2-й зоне.

Будем считать, что в этой зоне коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубки к жидкости равен коэффициенту тепло­отдачи в 1-ой зоне. Это допустимо, так как свойства воды во 2-й зоне мало отличаются от свойств воды в 1-й зоне.

Определим коэффициент теплопередачи для 2-й зоны k2 гра­фоаналитическим методом. Для этого предварительно находим для различных участков перехода теплоты зависимость между удель­ным тепловым потоком q и перепадом температур Δt.

1.25.1 Передача теплоты от пара к стенке.

1.25.2 Определяем удельный тепловой поток

, ,

где В' - безразмерный коэффициент; (В`=16557,04),

hтр - предполагаемая высота трубок, м, (hтр=4м).

Вычисляем безразмерный коэффициент

,

В`=1,34 [5700+56 160-0,09 1602]=16557,04;

q1==308.215.

Задавшись рядом значений Δt1, вычислим соответствующие им величины Δt10,75 и q1. Строим кривую  (рис. 3).

Таблица 5

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Δt1 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
| Δt10.75 | 5.6 | 9.5 | 12.8 | 15.9 | 18.8 | 21.6 |
| q1 | 66,2 | 112,1 | 151,04 | 187,62 | 221,84 | 254,88 |

1.26 Передача теплоты через стенку.

1.26.1 Определяем плотность теплового потока

, ,

Задавшись двумя значениями Δt2, вычисляем соответствую­щие им величины q2. Строим кривую  (рис. 3).

Таблица 6

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Δt2 | 5 | 10 | 15 | 20 |
| q2 | 190 | 380 | 570 | 760 |

1.27 Передача теплоты через накипь.

1.27.1 Вычисляем удельный тепловой поток

, ,

Задавшись двумя значениями Δt3, определим соответствую­щие им величины q3. Строим кривую  (рис. 3).

Таблица 7

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Δt3 | 5 | 10 | 20 | 30 | 40 |
| q3 | 87,25 | 174,5 | 349 | 523,5 | 698 |

1.28 Передача теплоты от накипи к воде.

1.28.1 Вычисляем удельный тепловой поток

, ,

Задавшись двумя значениями Δt4, определим соответствую­щие им величины q4. Строим кривую  (рис. 3).

Таблица 8

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Δt4 | 5 | 10 | 15 | 20 |
| q4 | 38,5 | 77 | 115,5 | 154 |

1.29 Рассчитаем средний температурный напор во 2-й зоне

,°С.

Δt2==71.015 oС;

q2==2698.6.

Складываем ординаты четырех зависимостей, строим кривую температурных перепадов. На оси ординат из точки, соответст­вующей Δt2, проводим прямую, параллельную оси абсцисс, до пере­сечения с кривой . Из точки пересечения опускаем перпендикуляр на ось абсцисс и находим значение удельного теплово­го потока qгр, .

Σt=51.9+5.96+12.98+0.0005=70.89 oC;

qГР=226.54.

1.30 Определяем коэффициент теплопередачи во 2-й зоне

 , .

K==3189.958.

1.31 Поверхность теплообмена во 2-й зоне составит

 , м2 .

F2==73.738 м2.

1.32 Определяем суммарную поверхность теплообмена

F=F1+F2 , м2.

F=73.738+0,4846=74.22 м2.

1.33 Вычисляем длину трубок

 , м,

где dср - средний диаметр трубок, м; (dср =0,028 м)

 , м

dср==0,028 м;

L==4.5 м.

**2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ**

**ПОДОГРЕВАТЕЛЯ**

Этот расчет устанавливает затрату энергии на движение теп­лоносителей через аппарат. Гидравлическое сопротивление паро­водяных теплообменников по межтрубному пространству, как пра­вило, не определяется, так как его величина вследствие небольших скоростей и малой его плотности мала.

Полный напор ΔР, необходимый для движения жидкости или аза через теплообменник, определяется по следующей формуле:

ΔP=∑ΔPГР+∑ΔPм+∑ΔPу+∑ΔPГ , Па,

где ∑ΔPГР - сумма гидравлических потерь на трение, Па;

∑ΔPм - сумма потерь напора в местных сопротивлениях, Па;

∑ΔPу - сумма потерь напора, обусловленных ускорением потока, Па;

∑ΔPГ - перепад давления для преодоления гидростатического столба жидкости, Па.

Гидравлические потери на трение в каналах при продоль­ном смывании пучка труб теплообменного аппарата определяются по формуле

 , Па,

где ΔPТР - коэффициент сопротивления трения;

ℓ - длина трубы, м;

dЭ - эквивалентный диаметр, равный внутреннему диаметру трубок, м;

р - плотность воды, ;

ω - средняя скорость воды на данном участке, .

Коэффициент сопротивления трения для чистых трубок мож­но рассчитать по выражению

.

λТР==0,0183 ;

ΔPТР= 5633.56 Па.

Гидравлические потери давления в местных сопротивле­ниях можно определить по формуле

, Па,

где  - коэффициент местного сопротивления, его находят отдель­но для каждого элемента подогревателя (=1,5).

ΔPм==1893,12 Па.

Потери давления, обусловленные ускорением потока вслед­ствие изменения объема теплоносителя при постоянном сечении канала, определяются по выражению

Па,

где ω1 и ω2- скорости теплоносителя во входном и выходном сече­ниях потока соответственно, ;

ρ1 и ρ2 - плотности теплоносителя во входном и выходном сечениях потока соответственно, ,

ΔPу = 0 (для капельных жидкостей ΔPу ничтожно мало и не принимается в расчет).

Перепад давления для преодоления гидростатического столба жидкости равен нулю, т.к. данный подогреватель не со­общается с окружающей средой: ΔPГ = 0.

2.1 Определим полный напор, необходимый для движения воды через аппарат,

ΔP=ΔPГР+∑ΔPм , кПа.

ΔP=5633.56+1893.12=7527.04 кПа.

2.2 Определим мощность, необходимую для перемещения воды через подогреватель,

, кВт,

где GB - объемный расход воды, ;

ŋ = 0,85 - коэффициент полезного действия насоса;

ΔP - полный напор, кПа.

N==528.37 кВт.

2.3 Определение размеров патрубков:

Для воды (входной и выходной патрубки).

2.3.1 Вычисляем площадь сечения патрубка

, м2,

Fпат==0,005 м2,

2.3.2 Определяем диаметр патрубка

 , м.

dпат==0,08 м,

2.3.3 Патрубок для входа пара.

Принимаем скорость пара в патрубке ωп = 30 . Вычисляем площадь сечения патрубка

, м2

где Dп - массовый расход пара, ;

ρп - плотность пара при средней температуре пара, .

Fппат==0,06953 м2

2.3.4 Определяем диаметр патрубка по формуле.

dпат=0,2975 м

2.3.5 Патрубок для выхода конденсата.

Принимаем скорость конденсата в патрубке ωк= 3. Плотность конденсата находится при температуре насыщения пара ts.

2.3.6 Вычисляем площадь сечения патрубка по выражению.

Fппат==0,003 м2

Определим диаметр патрубка по формуле.

dпат==0,062 м

2.3.7 Патрубок для откачки воздуха.

Принимаем расход воздуха G'в= 0,05 Dп=0,05 8,116=0,4, .

Скорость воздуха ωв = 8 .

2.3.8 Вычисляем площадь сечения патрубка по выражению.

Fппат==0,0128 м2

2.3.9 Определяем диаметр патрубка по формуле.

dпат==0,1278 м

Обобщение результатов расчета.

В результате проведенных расчетов разработан подогреватель, имеющий следующие характеристики:

1.Расход воды - Gв =199;

2.Расход греющего пара -Dп=8,13 ;

3.Температура:

воды на входе -t`в=21°С;

воды на выходе -t``в=90°С;

пара на входе - tп=175°С;

конденсата - tк=160°С;

4.Размеры подогревателя:  
внутренний диаметр корпуса - Dв=617.4 мм;  
толщина стенок корпуса - δст=4 мм;  
высота трубок - h=4000 мм;

5.Число ходов - m=2

6.Число трубок - n=187 шт.;

7.Поверхность нагрева - F=74.22 м2;

8.Необходимая мощность насоса - N=528.37 кВт.

**3. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ**

Произведем расчет основных узлов и деталей аппарата на прочность. Конструкция и элементы аппаратов должны рассчиты­ваться на наибольшее допускаемое рабочее давление с учетом воз­можных температурных напряжений, особенностей технологии изготовления деталей, агрессивности действия рабочей среды и особенностей эксплуатации.

3.1 Определим толщину стенки кожуха

 , м ,

где р - расчетное давление, Па; σдоп -допускаемое напряжение, Па;

φсв- коэффициент прочности сварного шва.

δк==0,00153 м.

3.2 Производим расчет толщины эллиптического днища.

Ис­ходя из условия технологичности изготовления принимаем предва­рительно δд =δ К = 4 мм, тогда толщина стенки днища, имеющего отверстие, определяется по выражению

 , м.

Условия применимости этой формулы:

;

;

;

где hвып - высота выпуклой части днища, м;

Dвн - внутренний диа­метр корпуса, м;

d - наибольший диаметр отверстия в днище, м;

С - прибавка, учитывающая допуск на прокат, коррозию и т.д., м; z - коэффициент, учитывающий ослабление днища из-за отверстия.

3.3 Определяем коэффициент, учитывающий ослабление днища из-за отверстия,

z=1 при 

d=0,6 0,614=0,273 м;

hвып=0,614 0,2=0,091 м;

δд==0,002334 м.

3.4 Произведем расчет трубной решетки.

Расчетное давление при расчете трубной решетки выбирается по большему из трех следующих значений:

 ,Па,

,

,

где Рм, РТ - давление в межтрубном и трубном пространстве соответственно, Па;

Рмп, Ртп - пробное давление при гидравлическом испытании в межтрубном пространстве и в трубах, Па;

ρ - отношение жесткости трубок к жесткости кожуха;

γ - расчетный температурный коэффициент;

k - модуль упругости системы трубок, ;

α - коэффициент перфорации.

3.5 Определяем коэффициент, выражающий отношение жестко­сти трубок к жесткости кожуха,

,

где Ет, Ек - модули упругости материала трубок и кожуха соответ­ственно (Е = =1,1 106 атм. = 1,078 1011 Па - для латуни, Е = 2,1 106 атм. = 2,058 1011 Па - для стали), МПа; Fк, FТ - площади сечения ма­териала трубок и кожуха, м2.

Вычисляем площадь сечения материала трубок

, м2,

где n - количество трубок, шт.;

dвн, dн - наружный и внутренний диаметры трубок, м.

3.6 Определяем площадь сечения материала кожуха



3.7 Вычисляем расчетный температурный коэффициент

,

где tk, tТ - температуры трубок и кожуха, °С; αк, αТ - коэффициенты  
линейного удлинения трубок и кожуха соответственно,.

, °С,

, °С.

3.8 Определяем модуль упругости системы трубок

, ,

где ℓ - длина трубок, м;

а - внутренний радиус корпуса, м,

, м,

3.9 Вычисляем коэффициент перфорации

.

а==0,2275 м,

α==0,67956,

Fт==0,01645 м2,

Fк==0.00297,

tк=175-85=90 0С,

tт=175-20=155 0С,

γ=(0,74 155-0,74 90)=44.171,

ρ==5.52,

К==9228.37,



Рр=(0,6+0,4 0,74+0,6 0,0002)0,59 106=2.386 МПа,

Рр=(0,6+0,4 0,74+0,0002)0,21 106=908331.35 Па,

3.10 Определяем толщину трубной решетки

, мм.

δр==7.89 мм,

3.11 Определяем толщину трубной решетки из условия прочности на изгиб

 , м,

где D0 - диаметр окружности, на которую опирается трубная доска, м;

Рр - расчетное давление, Па;

*Ψ* - коэффициент, зависящий от формы и споcоба крепления трубной доски;

*φ* - коэффициент, учитывающий ослабление трубной решетки;

*С* - поправка на минусовые допуски проката, коррозию и т.д., м.

При расчетном давлении, действующем со стороны крышки, в качестве Dо принимается внутренний диаметр корпуса, поэтому Dо=Dвн, м.

В данном подогревателе используем круглые трубные доски, I не подкрепленные анкерными связями, следовательно, Ψ = 0,5.

Вычисляем коэффициент, учитывающий ослабление трубной доски,

 ,

где Dн - наружный диаметр кожуха, м;

N1 - наибольшее количество трубок в одном ряду, шт.;

d0 - диаметр отверстия под трубку в трубной доске, м,

d0=dн+0,0008, м.

3.12 Определяем наибольшее количество трубок в одном ряду

, шт.,

N1==15.71 шт.,

d0=0,029+0,0008=0,0298 м,

*φ*==0,2434,

=7,89 мм, δр=

где К - кольцевой зазор между крайними трубками и корпусом аппарата, м;

S - шаг между трубками, м.

Производим определение толщины трубной решетки, исходя из условия надежности развальцовки:

, м,

где q - допускаемое напряжение на вырывание трубок из решетки, МПа;

Ртр - осевое усилие в наиболее нагруженной трубке, Н;

dн - наружный диаметр трубок, м.Для трубок, завальцованных с отбортовкой, q= 40 МПа.

δр=0,0158≥,

3.13 Определяем осевое усилие в наиболее нагруженной трубке

, Н,

где δТ - толщина трубки, м; а σ- напряжение изгиба в трубной ре­шетке, МПа.

Ртр=128 106 3,14(0,029-0,001)0,001=11259.47 Н,

3.14 Расчет фланцевых соединений и болтов.

3.14.1 Определяем полное усилие, действующее на все болты флан­цевого соединения,

Q=P+Pупл , Н ,

где Р - сила внутреннего давления среды на площадь, Н;

Рупл - сила, необходимая для обеспечения плотности соединения при давлении рабочей среды, Н.

 , Н,

где Dпр - средняя линия прокладки, м;

Рс - сила внутреннего давле­ния среды на площадь, Па.

3.14.2 Определяем среднюю линию прокладки

Dпр=0,5(Dн-Dв) , м,

где Dн и Dв - наружный и внутренний диаметры прокладки соот­ветственно, м.

Dпр=0,5(0,60157-0,6)=0,618 м,

Р=0,785 0,00082 0,6 106=170983.5 Н,

3.14.3 Определяем силу, необходимую для обеспечения плотности соединения,

 , Н,

где q - расчетное удельное давление на единицу площади проклад­ки, Па;

Fпр - площадь прокладки, м2.

3.14.4 Вычисляем площадь прокладки

 , м2.

Fпр=0,785(0,601572-0,62)=0,599943 м2,

Рупл=15,9 106  0,0015=9539 103 Н,

Q=376,8+23545,9=9710 к Н.

Расчетная нагрузка не должна вызывать повреждение про­кладки или превосходить ее прочность, поэтому следует соблюдать условие

.

Q=23922,7≤15,9 106 0,0015.

3.14.5 Определяем диаметр болта

, м,

где Q - полное усилие на все болты, Н;

Dпр - средняя линия про­кладки, м;

*ŋ* - поправочный коэффициент (ŋ = 0,8÷0,9);

*σ*т – предел текучести материалов болтов при рабочей температуре (для стали марки 20 σт = 245 МПа), Па.

dБ==0,0925м

3.14.5 Вычисляем количество болтов во фланцевом соединении

 , шт.,

где L - общая длина окружности, на которой расположены центры болтов, мм;

tб - шаг между болтами, мм.

Из конструктивных соображений шаг между болтами прини­мают в пределах 2,5÷5 диаметров болтов:

tб = (2,5÷5)dб, мм.

3.14.6 Определяем длину окружности, на которой расположены центры болтов,

L=π(Dвн+δк+dб+К) , мм,

где δК-толщина стенки кожуха, мм;

К - монтажный зазор (К=25÷ЗО мм), мм;

dб - диаметр болтов, мм; Dвн - внутренний диаметр корпуса, мм.

L=3,14(0,6+0,00157+4464,9+0,01)=80.77 мм,

tБ=2,5 4464,9=0.4526 мм,

Z==174.6 шт.,

3.14.7 Определяем расчетное усилие на болт

 , Н.

РБ==55609.4 Н.

3.14.8 Определяем толщину приварного фланца

 , м.

где r0 - радиус окружности расположения болтов, м;

r- внутренний радиус корпуса, м;

*σ*доп = 230 - допускаемое напряжение на изгиб, МПа;

а = 0,6 - для фланцев, подверженных изгибу.

3.14.9 Определяем радиус окружности расположения болтов

r0=(Dвн+δк+dб+К)0,5,м.

r0=(0,6+0,00157+4464,9+0,01)0,5=2232,76 м,

h==36.73 м.

Обобщение результатов механического расчета:

1.Толщина стенок кожуха и днища – δ=15,3мм.

2.Параметры трубной решетки:

расчетное давление –Р=919653.8 МПа;

толщина –δ=7,89 мм.

4. Характеристики фланцевого соединения:

количество болтов – Z=174шт.;

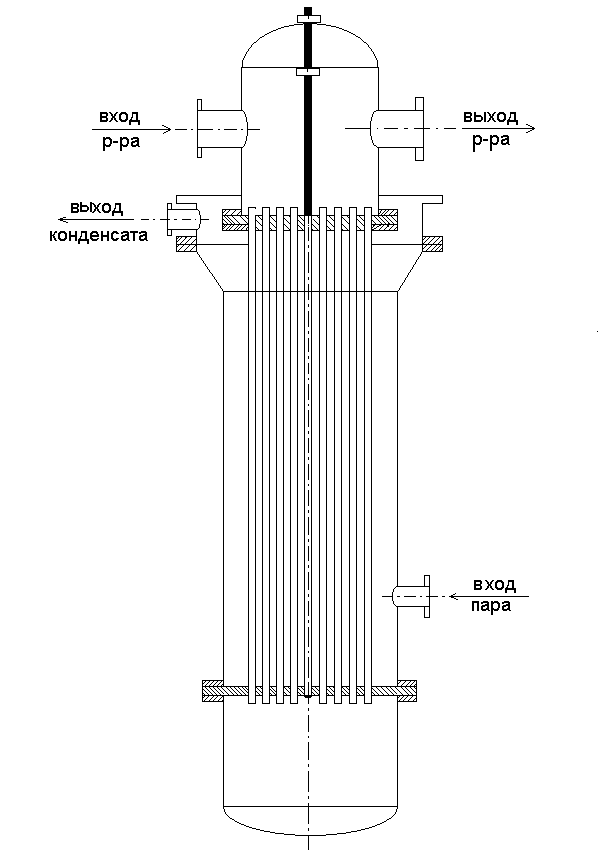
расчетное усилие на болт –P=55,6кН;  
диаметр болтов - d=9 мм;

высота фланца - h=36,7мм.

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ.**

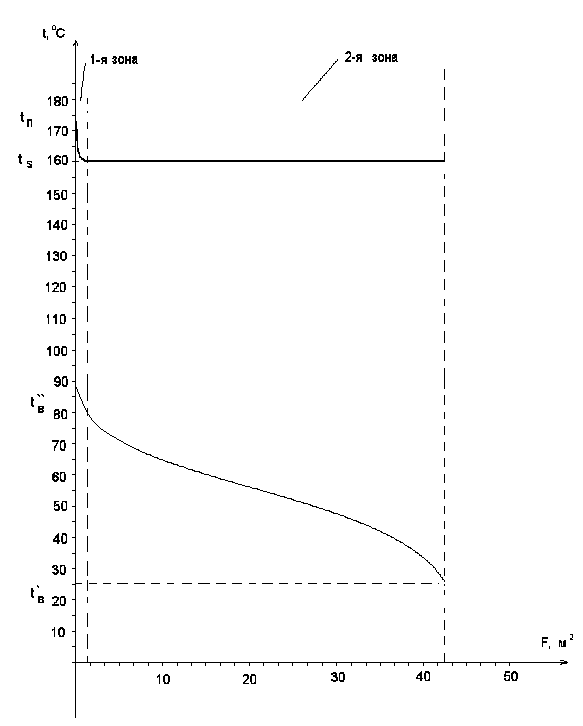
В данном курсовом проекте произведен расчет кожухотрубчатого теплообменного аппарата. По начальным данным в задании были произведены расчеты его размеров (Dв=617.4 мм), входных и выходных патрубков.Расчитан расход пара на обогрев воды Dп=8,13. В результате пересчёта, при длине трубок 4м, получен 2-х ходовой теплообменник. Толщина кожуха такого теплообменника составила 4мм.Количество труб для прогрева с расходом воды Gв=0,0567 получено 187шт.Мощность насоса N=528.37 кВт.

Кожухотрубный рекуперативный аппарат двухходовой (противоточный).



*Рис.1*

Изменения температуры теплоносителей в пароводяном подогревателе.



*Рис.2.*

