Министерство образования и науки Украины

Сумский государственный университет

Кафедра технической теплофизики

# Курсовая работа

по дисциплине “Тепломассообмен”

Сумы 2009

**Содержание**

1. Термодинамический расчет
2. Определение теплофизических свойств теплоносителей
3. Предварительная компоновка теплообменной системы
4. Гидродинамический расчёт
5. Расчёт теплопередачи после оребрения

Список литературы

**1. Термодинамический расчет**

**Постановка задачи:**

При проектировании теплообменного аппарата, целью расчёта которого является определение поверхности теплообмена, должны быть известны расход горячего и холодного теплоносителей, их температуры на входе и на выходе и теплоёмкости. Принято обозначать параметры горячего теплоносителя индексом-1 и холодного теплоносителя индексом-2.

**Исходные данные:**

1. Температура выхлопных газов tг=440°C.

2. Расход выхлопных газов m1=90кг/с.

3. Параметры воды на входе в экономайзер:

-температура воды на входе в экономайзер t2'=105°C;

-давление воды на входе в экономайзер p1=2 бар.

4. Параметры выхлопных газов после пароперегревателя:

-температура выхлопных газов после пароперегревателя

tп= tг-50°C

5. Температура выхлопных газов на входе в экономайзер

t1'= t2''+∆ tг, где ∆ tг=15…20°C.

**Требования по сопротивлению:**

Газодинамическое сопротивление не должно превышать ∆ p1≤2кПа (2% от номинала).

Гидродинамические показатели не ограничены, но скорость воды в трубах не должна превышать 2-3 м/с.

Выхлопные газы газотурбинной установки содержат 75 % воздуха, поэтому их свойства можно считать по свойствам воздуха.

Газовая постоянная R=292.

t2''=208°C при p2=18 бар (из таблицы для воды и сухого насыщенного пара).

t1'= t2''+ (15…20°C) =208+20=228°C

 tп= tг-50°C=500-50=450°C

Рисунок 1- Принципиальная схема ПТУ

Рисунок 2- Схема процесса в T,s-координатах

**Термодинамическая модель**

Если теплота горячего теплоносителя полностью воспринимается холодным теплоносителем, то уравнение теплового баланса

, (2.1)

, (2.2)

где  - тепловой поток.

Средняя теплоёмкость в интервале температур от 0 до t определяется следующим эмпирическим уравнением:

Cpm=1, 0235+. (2.3)

Уравнение теплопередачи:

, (2.4)

где  - коэффициент теплопередачи;

 - площадь поверхности стенки;

 - средний температурный напор.

Средний температурный напор:

, (2.5)

где , 

Тепловой поток от выхлопных газов:

 (2.6)

где hГ – энтальпия выхлопных газов.

**Расчетная часть**

Определяем тепловой поток:

,





Найдем расход воды с энергобаланса:

.

где энтальпия hп=3360 определяется по h,S – диаграмме для водяного пара при p2=18 бар и tп =450°C, =869,5 - по таблицам для воды при p2=18 бар.

,

10,78 кг/с.

Тепловой поток в экономайзере:

,

 МВт.

Определяем температуру выхлопных газов на выходе из экономайзера:

,

,

,

174,11˚С.

Средний температурный напор

44,63˚С

Таблица 1.1. Результаты расчета.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| наименование | обозначение | размерность | значение |
| тепловая мощность экономайзера | Qэ | МВт | 4,86 |
| характерная температура после пароперегревателя |  | ˚С | 228 |
| характерная температура газа на выходе из экономайзера |  | ˚С | 174,11 |
| характерная температура воды на входе в экономайзер |  | ˚С | 90 |
| характерная температура воды на выходе из экономайзера |  | ˚С | 208 |
| характерное давление на входе | p1 | бар | 1 |
| характерное давление на выходе | p2 | бар | 18 |
| большая разность температур |  | ˚С | 84,11 |
| меньшая разность температур |  | ˚С | 20 |
| средняя разность температур |  | ˚С | 44,63 |
| массовый расход воздуха | m2 | кг/с | 10,78 |

## **2 Определение теплофизических свойств теплоносителей**

Плотность выхлопных газов на входе определяем из уравнения состояния газа

,

где R=292- газовая постоянная,

=1 бар- давление выхлопных газов на входе,

=228+273,15=501,15 К- температура выхлопных газов на входе в экономайзер.

.

Плотность выхлопных газов на выходе определяем из уравнения состояния газа

,

где R=292- газовая постоянная,

=0,98 бар- давление выхлопных газов на выходе,

=174,11+273,15=447,26 К - температура выхлопных газов на выходе из экономайзера.

.

Средняя плотность выхлопных газов

.

Средняя температура выхлопных газов

˚С.

Теплофизические свойства воздуха определяем по табличным данным из табл. 2, с. 284 [2] по ˚С:

Таблица 2.1. Теплофизические свойства воздуха.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  | 0,68 | 1,026 |

Теплофизические свойства воды определяем по табличным данным из табл. 3, с. 286 [2]:

при =90˚С плотность воды на входе ,

при =208˚С плотность воды на выходе .

Средняя плотность воды

.

Средняя температура воды

˚С.

Теплофизические свойства воды определяем по табличным данным из табл. 3, с. 284 [2] по ˚С:

Таблица 2.2. Теплофизические свойства воды.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  | 1,17 | 4,313 |

Таблица 2.3. Результаты расчета.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| наименование | обозначение | размерность | значение |
| Плотность выхлопных газов на входе |  |  | 0,683 |
| Плотность выхлопных газов на выходе |  |  | 0,750 |
| Теплоёмкость выхлопных газов |  |  | 1,026 |
| Коэффициент теплопроводности выхлопных газов |  |  |  |
| Кинематическая вязкость выхлопных газов |  |  |  |
| Динамическая вязкость выхлопных газов |  |  |  |
| Число Прандтля для выхлопных газов |  | \_ | 0,68 |
| Плотность воды на входе |  |  | 965,3 |
| Плотность воды на выходе |  |  | 850 |
| Теплоёмкость воды |  |  | 4,313 |
| Коэффициент теплопроводности воды |  |  |  |
| Кинематическая вязкость воды |  |  |  |
| Динамическая вязкость воды |  |  |  |
| Число Прандтля для воды |  | \_ | 1,17 |

## **3 Предварительная компоновка теплообменной системы**

**Алгоритм расчёта**

Целью эскизной компоновки теплообменника является определение предварительных размеров теплообменных аппаратов. Принимаем перекрестно-противоточную схему. Она предполагает следующее распределение температуры по площади теплообменника:



Рисунок 3.1Распределение температуры по площади теплообменника

Изменение средней температуры вычисляется по формуле

, (3.1)

где  изменяется в интервале 0,95…1,0; - температурный напор (из 1 раздела).

Основное уравнение теплопередачи

, (3.2)

где  - коэффициент теплопередачи;

 - площадь поверхности стенки.

Отсюда можем определить площадь теплообмена:

, (3.3)

Коэффициент теплопередачи найдём, исходя из формулы:

 (3.4)

Из таблицы 3.4 стр.6 [1] принимаем коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке , а коэффициент теплоотдачи от воды к воздуху .

Диаметры труб выбираем из стандартного ряда, приведенного ниже:

241, 324, 325, 382,5, 222.

Наиболее выгодно применять трубы с диаметрами 324, 382,5, 222.

Для Ст20 коэффициент теплопроводности .

В первом приближении принимаем шахматное расположение пучков труб:

Рисунок 3.2 Шахматное расположение пучка труб

Отношение продольного шага к наружному диаметру обозначим через *а*, а отношение поперечного шага к наружному диаметру обозначим через *в*.

Таким образом

,. (3.5)

При этом *а* находится в интервале 1,5…2,5. .

Рисунок 3.3 Эскизная компоновка экономайзера

Уравнение баланса

, (3.6)

где - число труб в одном ряде,

-среднерасходная скорость воды в трубах на входе.

Рекомендуется брать =0,1…0,25 м/с (таблица 3.1 [1]).

Отсюда . (3.7)

Среднерасходная скорость воды на выходе

. (3.8)

Общая площадь газопровода



, (3.9)

где L- длина, которая задаётся из интервала 4…6 м; B-ширина, равная 1,5…4 м.

Скорость газа в межтрубном пространстве

- на входе (3.10)

- на выходе (3.11)

Площадь теплообмена

, (3.12)

где -число рядов труб.

 (3.13)

, .

Высота теплообменника

 (3.14)

**Расчётная часть**

Изменение средней температуры



принимаем =1, ˚С.

Тепловой поток . Отсюда площадь теплообмена .

Коэффициент теплопередачи

.

Из таблицы 3.4 стр.6 [1] принимаем коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке , а коэффициент теплоотдачи от воды к воздуху .

Диаметры труб выбираем 382,5.

Для Ст20 коэффициент теплопроводности .



.

4.3. ,.Принимаем *а*=2.

 Принимаем .

Число труб в одном ряде



Число труб в двух рядах .

Среднерасходная скорость воды на выходе



Задаёмся длиной и шириной L =6м; B=4м.

Общая площадь газопровода



Скорость газа в межтрубном пространстве





Число рядов труб





Высота теплообменника 

Таблица 3.1. Результаты расчётов.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Обозначение | Размерность | Значение |
| Площадь теплообмена | F | м2 | 1203,3 |
| Среднерасходная скорость воды на входе |  | м/с | 0,2 |
| Число труб в одном ряду | z1 | \_ | 32 |
| Среднерасходная скорость воды на выходе |  | м/с | 0,23 |
| Длина газохода | L | м | 6 |
| Ширина газохода | B | м | 4 |
| Число рядов труб | n1 | - | 60 |
| Высота теплообменника | H | м | 3,96 |
| Cкорость газа в межтрубном пространстве на входе |  | м/с | 7,89 |
| Cкорость газа в межтрубном пространстве на выходе |  | м/с | 7,19 |
| Общая площадь газохода | f | м2 | 16,70 |

**4. Гидродинамический расчёт**

**Алгоритм расчёта**

Целью гидродинамического расчёта является определение потери давления горячего и холодного теплоносителя при прохождении через аппарат. Гидродинамическое сопротивление элементов теплообменного аппарата определяется условиями движения теплоносителей и особенностями конструкции аппарата.

Определим сопротивление по потоку выхлопного газа:

, (4.1)

где поперечные потери давления ,

местные потери давления

,

средняя скорость выхлопных газов

 , (4.2)

согласно таблице П.1.6 стр.17 [1] значения коэффициентов:



Необходимо определить число Рейнольдса:

. (4.3)

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства:

, (4.4)

где -периметр смачивания.

Гидродинамическое сопротивление по холодному теплоносителю (по воде):

 (4.5)

По числу Рейнольдса определяем режим течения.

Определяем сопротивление по потоку воды:

, (4.6)

Где -потери в трубах,



-потери местного сопротивления,

, 

не должно превышать 2 кПа.

**Расчётная часть**

Средняя скорость выхлопных газов





Определим сопротивление по потоку выхлопного газа:

,

где поперечные потери давления

,

местные потери давления

,



Эквивалентный диаметр межтрубного пространства:

,

где .

Число Рейнольдса:

.

Число Рейнольдса для воды

.

Вывод: режим течения турбулентный.

Потери в трубах

,

где 

 при температуре стенки  (по таблицам для воды).



Потери местного сопротивления

, где

, 

Определяем сопротивление по потоку воды

.

не превышает 2 кПа.

Таблица 4.1 Результаты расчётов.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Обозначение | Размерность | Значение |
| Число Рейнольдса для выхлопных газов |  | - |  |
| Число Рейнольдса для воды |  | - |  |
| Сопротивление по потоку выхлопных газов |  | кПа | 0,67 |
| сопротивление по потоку воды |  | кПа | 1,09 |
| Местные потери давления |  | кПа | 0,061 |
| Поперечные потери давления |  | кПа | 0,61 |
| Потери местного сопротивления |  | кПа | 0,71 |
| Потери в трубах |  | кПа | 0,38 |

**5 Расчёт теплопередачи после оребрения**

**Алгоритм расчёта**

Целью расчёта является завершение компоновки теплообменника, уточнение расчётов теплопередачи и гидродинамического сопротивления.

Коэффициент теплоотдачи по воздуху незначителен, поэтому необходимо делать оребрение для увеличения этого коэффициента.



Рис 5.1 Схема оребрения

Выбираем параметры ребра из заданных пределов:



Коэффициент теплоотдачи будет равен

, (5.1)

Где  - коэффициент теплопроводности для Сталь 10.

-приведенный коэффициент теплоотдачи для воздуха, (5.2)

ε - степень оребрения

 (5.3)

Е-степень эффективности рёбер, принимается равной 0,8,

Ψ-поправка на обтекание рёбер, примерно равна 1,

χ-коэффициент межтрубного пространства:

 (5.4)

α1-коэффициент теплоотдачи от воздуха, определяется из критериального уравнения:

; (5.5)

α2- коэффициент теплоотдачи от воды, определяется из критериального уравнения:

. (5.6)

Число Нуссельта при турбулентном режиме течения в канале(стр.14 [1]):



=1 при 

Рис. 5.2 Схема оребрения

Находим свободную площадь газохода с учётом оребрения:

 (5.7)

Уточняем значение скорости выхлопных газов после установки рёбер:

 (5.8)

Число Рейнольдса для выхлопных газов с учётом оребрения:

 (5.9)

Число Нуссельта после оребрения:

, (5.10)

Значения  берём из четвёртого раздела.

Уточняем значение степени эффективности рёбер:

, (5.11)

Где -эквивалентная высота для прямоугольных рёбер, коэффициент , Ψ=1-0,058()

Уточняем площадь теплообмена, число рядов труб и высоту теплообменника:









Необходимо учитывать эксплуатационное загрязнение теплообменного аппарата и делать запас по площади.





Затем пересчитываем число рядов труб и уточняем высоту теплообменника.

После установки рёбер изменится гидравлическое сопротивление по воздуху



не должно превышать 2 кПа.

**Расчётная часть**

Выбираем параметры ребра из заданных пределов:

 

Число Нуссельта при турбулентном режиме течения в канале(стр.14 [1]):



=1 при 



Определяем коэффициент теплоотдачи от воды из критериального уравнения:

.

Степень оребрения





Коэффициент межтрубного пространства:



Находим свободную площадь газохода с учётом оребрения:

.

Уточняем значение скорости выхлопных газов после установки рёбер:

.

Число Рейнольдса для выхлопных газов с учётом оребрения:



Число Нуссельта после оребрения:

,



Коэффициент теплоотдачи от воздуха, определяется из критериального уравнения:

.

Приведенный коэффициент теплоотдачи для воздуха



Коэффициент теплоотдачи будет равен

,

-коэффициент теплопроводности для Сталь 10.

Эквивалентная высота для прямоугольных рёбер



коэффициент



Уточняем значение степени эффективности рёбер:

,

Ψ=1-0,058()=

Уточняем площадь теплообмена, число рядов труб и высоту теплообменника:







Необходимо учитывать эксплуатационное загрязнение теплообменного аппарата и делать запас по площади.





Затем пересчитываем число рядов труб и уточняем высоту теплообменника.







После установки рёбер изменится гидравлическое сопротивление по воздуху

не превышает 2 кПа.

Таблица 5.1 Результаты расчётов

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Обозначение | Размерность | Значение |
| Шаг между рёбрами | s | мм | 6 |
| Высота ребра | h | мм | 12 |
| Толщина ребра |  | мм | 2 |
| Скорость выхлопных газов после оребрения |  | м/с | 13,4 |
| Число Рейнольдса | Re1 | - | 14042 |
| Число Нуссельта для выхлопных газов | Nu1 | - | 80,2 |
| Число Нуссельта для воды | Nu2 | - | 88,9 |
| Степень эффективности рёбер | Е | - | 1 |
| Поправка на обтекание рёбер | ψ | - | 0,99 |

**Список литературы**

1. Методические указания к курсовой работе по дисциплине «Тепломассообмен» для студентов энергетических специальностей, СумГУ, 2006.
2. Михеев М.А., Основы теплопередачи, Госэнергоиздат,1956.
3. Новиков И.И. и Воскресенский К.Д., Прикладная термодинамика, Госэнергоиздат, 1961.
4. Швец Т., Общая теплотехника, Издательство Киевского Университета, 1963.
5. Константінов С.М. Теплообмін: Підручник. – К.: ВПІ ВПК «Політехніка»: Інрес, 2005. – 304с.