

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики
Кафедра промышленной теплоэнергетики

ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Выполнение контрольной работы

Методические указания для студентов всех форм обучения
по направлению подготовки
13.03.01 — Теплоэнергетика и теплотехника

Составители:
В. Н. Белоусов
С. Н. Смородин
А. Н. Иванов

Санкт-Петербург
2026

Утверждено
на заседании кафедры ПТЭ
04.12.2025 г., протокол № 4

Рецензент В. Г. Злобин

Методические указания соответствуют программам и учебным планам дисциплины «Тепломассообменное оборудование теплоэнергетических предприятий» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

В настоящем методических указаниях рассматриваются основы расчета процессов теплопередачи в различных теплообменных аппаратах. Приводятся теоретические основы и порядок расчета.

Методические указания предназначены для бакалавров очной и заочной форм обучения.

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД
в качестве методических указаний.

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 15.01.2026 г. Рег. № 5044/26

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2026

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Исходные данные	6
Методика расчета теплообмена	9
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	15
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	16

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменными аппаратами называются устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной рабочей среды к другой. При этом процессы могут происходить как без изменения агрегатного состояния сред, так и с их изменением.

Сфера использования теплообменников очень обширна. Эти аппараты применяются в различных отраслях промышленности. Теплообменное оборудование используется на тепловых и атомных электростанциях для увеличения коэффициента их полезного действия, а также для получения воды для горячего водоснабжения и отопления. С помощью теплообменного оборудования можно улучшить не только экономические, но и эксплуатационные характеристики. Теплообменники используются для обогрева воздуха в разных помещениях, в том числе и помещениях промышленного назначения. Кроме энергетической промышленности, использование теплообменников востребовано и в других отраслях: химической, газодобывающей, нефтеперерабатывающей и пр.

Теплообменные аппараты можно условно разделить на три группы.

Первую группу, предназначенную для *увеличения экономичности энергетического оборудования*, составляют элементы паровых котлов, тепловых двигателей, компрессорных машин, тепловых электростанций, установки по использованию вторичных энергоресурсов.

Вторая группа, предназначенная для *повышения надежности энергетического оборудования*, включает в себя различного рода деаэраторы, испарители, подогреватели.

К третьей группе, предназначенной для *обеспечения технологических процессов*, относятся выпарные, вентиляционные и сушильные установки, скрубберы, аппараты криогенной техники и химических производств.

Учитывая широкий диапазон применения и важность выполняемых функций, теплообменные аппараты должны соответствовать следующим основным требованиям:

- обеспечивать передачу требуемого количества теплоты с получением необходимых конечных температур теплоносителей, наивысшего коэффициента теплопередачи при наименьшем гидравлическом сопротивлении;
- обладать определенной пропускной способностью для каждой из рабочих сред при заданном уровне гидравлических сопротивлений;
- быть надежными в эксплуатации при заданных параметрах рабочих сред;
- конструкция должна предусматривать возможность осмотра поверхности теплообмена и доступность для ее периодической очистки и ремонта;
- иметь возможно меньшие габариты и металлоемкость;
- унификация деталей и узлов и т. д.

Создание современных конструкций теплообменных аппаратов должно соответствовать требованиям эргономики и технической эстетики, позволяющим наиболее полно удовлетворять запросы обслуживающего персонала, максимально обеспечивать благоприятные условия эксплуатации.

Теплообменные аппараты классифицируются по различным признакам:

- назначение;
- способ передачи теплоты;
- направление и характер движения рабочих сред;
- характер температурного режима;
- температурный уровень;
- конструктивное оформление и пр.

В программу обучения студентов по специальности «Промышленная теплоэнергетика» входит обязательный курс «Тепломассообмен», который является одним из основных, а продолжением этой дисциплины является курс «Тепломассообменное оборудование теплоэнергетических предприятий».

В рамки обучения наряду с лекциями, лабораторными работами и практическими занятиями, включающими, в частности, выполнение курсовой работы, входят и контрольные работы, целью которых является приобретение практических навыков по расчету процесса теплопередачи в различных теплообменниках.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Рассчитать три варианта рекуперативного воздухоподогревателя, изготовленного из стальных труб диаметром $d_n/d_{вн}$. Температура воздуха на входе $t_{2вх}$, на выходе $t_{2вых}$. Объемный расход воздуха (при средней температуре) $G_{2возд}$. Теплопроводность стали $\lambda_{ст} = 57 \text{ Вт/(м}^\circ\text{С)}$.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 1.

Параметры теплоносителей – в таблицах 2–5.

Вариант 1

Греющая среда – насыщенный пар, который отдает тепло, конденсируясь на горизонтальных трубках. Давление насыщенного пара $P_{нп}$. Воздух протекает внутри труб. Скорость воздуха $W_{2вн}$ (рис. 1).

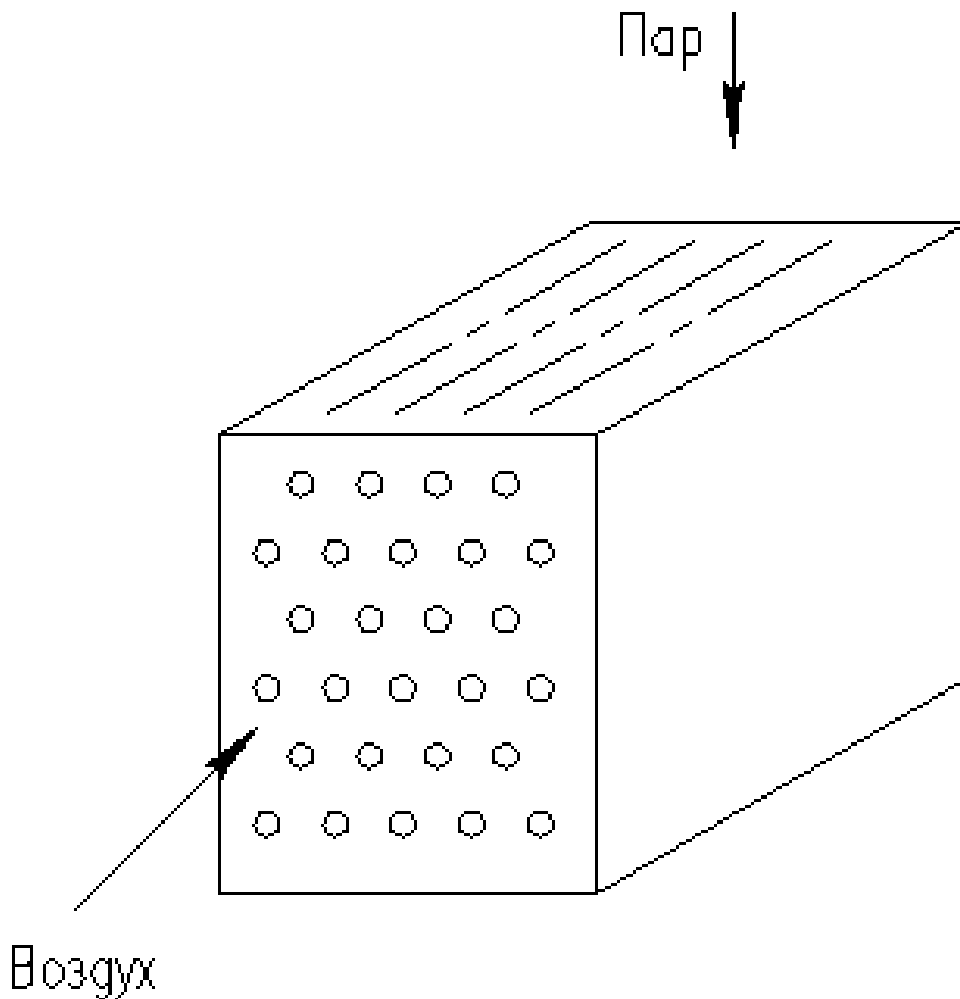


Рисунок 1 – Парогазовый теплообменник

Вариант 2

Греющая среда – вода, протекающая внутри труб со скоростью $W_{1в}$. Температура воды на входе $t_{1вх}$, на выходе $t_{1вых}$. Воздух омывает шахматный пучок труб снаружи поперечным потоком. Скорость воздуха в узком сечении $W_{2нар}$. Относительные шаги: поперечный σ_1 , продольный σ_2 . Схема движения теплоносителей – *противоток* (рис. 2).

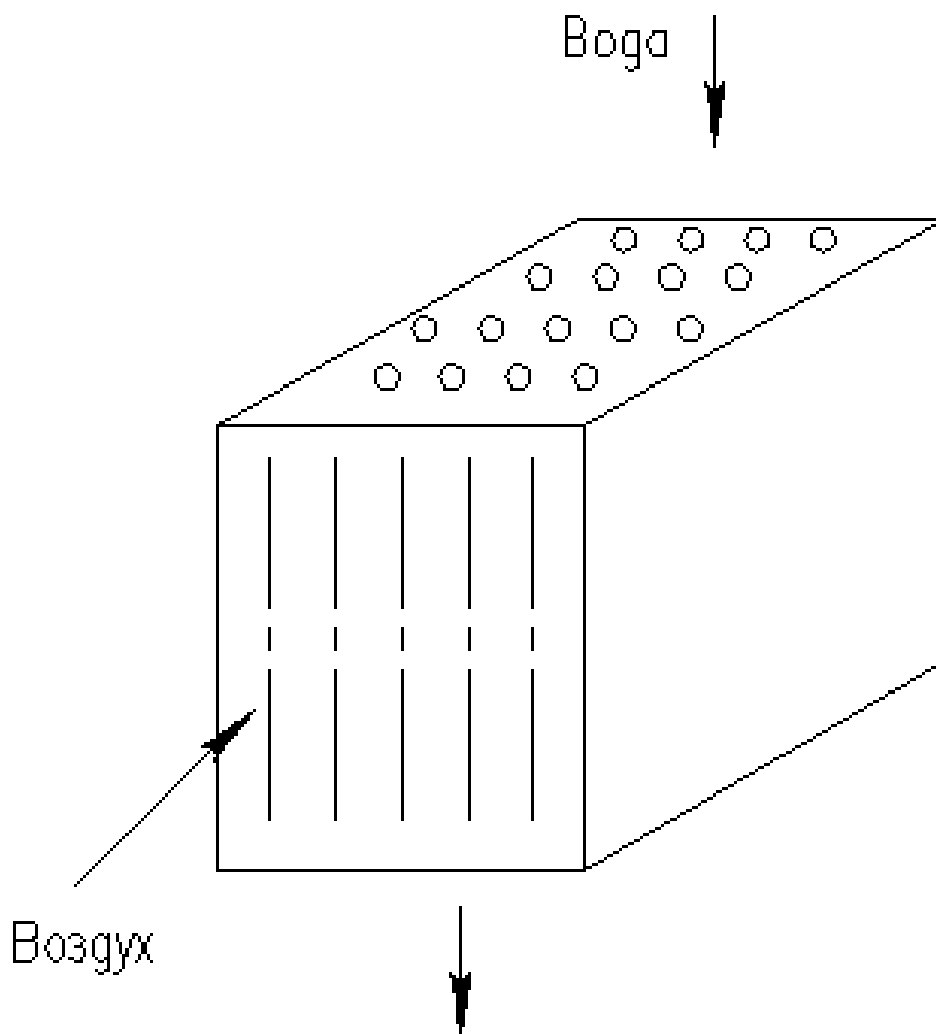


Рисунок 2 – Газожидкостный теплообменник

Вариант 3

Греющая среда – дымовые газы, протекающие внутри труб со скоростью $W_{1д.г.}$. Температура дымовых газов на входе в теплообменник $\vartheta_{1вх}$. Объемный расход дымовых газов (при средней температуре) $G_{1д.г.}$. Воздух омывает коридорный пучок труб снаружи поперечным потоком со скоростью $W_{2нар}$. Относительные шаги: поперечный σ_1 , продольный σ_2 . Схема движения теплоносителей – *противоток* (рис. 3).

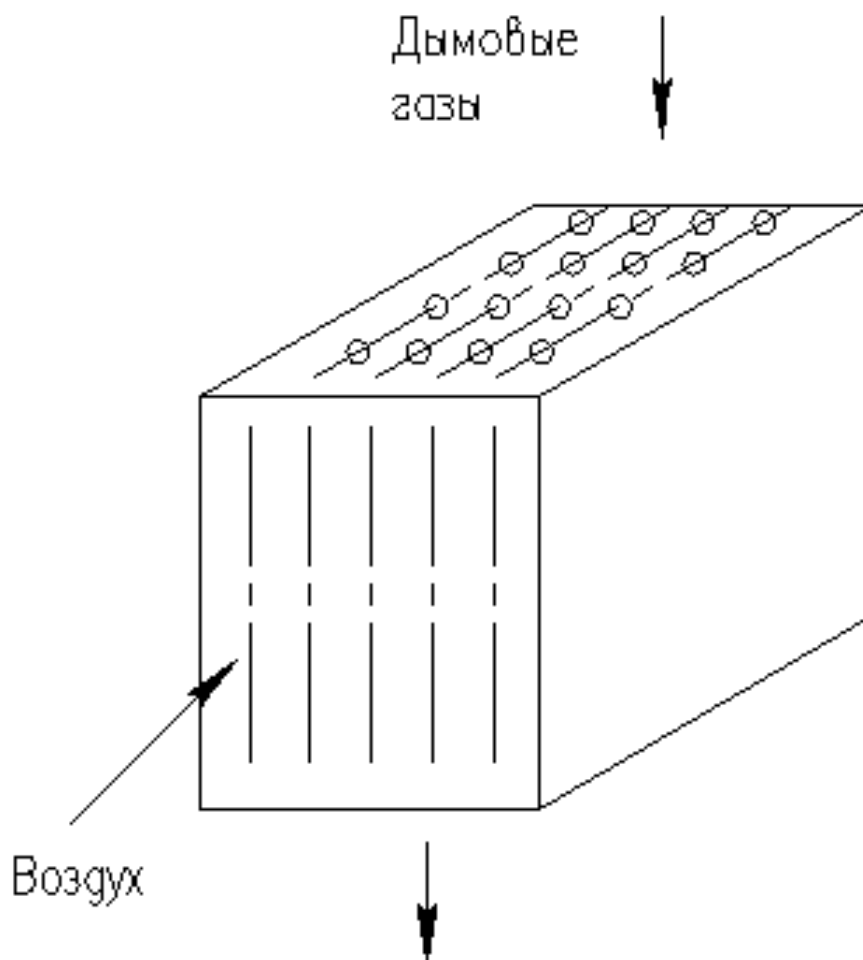


Рисунок 3 – Газо-газовый теплообменник

Определить следующие параметры:

- тепловая нагрузка Q , кВт;
- расход греющего пара $G_{\text{п}}$ (вариант 1), кг/с;
- расход греющей воды G_1 (вариант 2), кг/с;
- температура дымовых газов на выходе из теплообменника (вариант 3) $\vartheta_{1\text{вых}}$, °C;
- среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}$, °C;
- коэффициент теплоотдачи от греющей среды к трубкам α_1 , Вт/(м²·°C);
- коэффициент теплоотдачи от трубок к нагреваемой среде α_2 , Вт/(м²·°C);
- коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·°C);
- поверхность нагрева F , м².

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА

Вариант 1

Греющая среда – насыщенный пар, который отдает тепло, конденсируясь на горизонтальных трубках. Давление насыщенного пара $P_{\text{нп}}$. Воздух протекает внутри труб. Скорость воздуха $W_{2\text{вн}}$.

Тепловая нагрузка Q определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q = G_{\text{п}} \cdot r \cdot \eta = G_{2\text{м}} \cdot C_{p2} \cdot (t_{2\text{вых}} - t_{2\text{вх}}),$$

где $G_{\text{п}}$ – расход греющего пара, кг/с;

r – скрытая теплота парообразования (конденсации) при $P_{\text{нп}}$, кДж/кг;

η – коэффициент сохранения тепла;

$G_{2\text{м}}$ – массовый расход воздуха, кг/с;

C_{p2} – теплоемкость воздуха при средней температуре $t_{2\text{ср}}$;

$t_{2\text{вх}}$ и $t_{2\text{вых}}$ – температура воды на входе и выходе, соответственно, °C.

Массовый расход воздуха:

$$G_{2\text{м}} = G_2 \cdot \rho_2 / 3600,$$

где ρ_2 – плотность воздуха при средней температуре $t_{2\text{ср}}$.

Расход греющего пара $G_{\text{п}}$:

$$D = Q / (r \cdot \eta).$$

Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}$ (рис. 4):

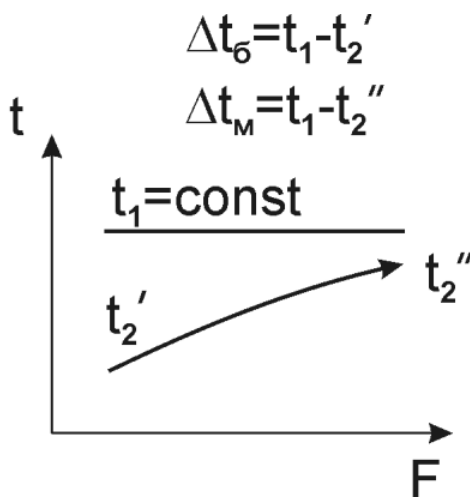


Рисунок 4 – К расчету температурного напора в парогазовом теплообменнике

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_{\text{м}})} = \frac{t_{2\text{вых}} - t_{2\text{вх}}}{\ln \frac{t_{\text{нп}} - t_{2\text{вх}}}{t_{\text{нп}} - t_{2\text{вых}}}},$$

где $t_{\text{нп}}$ – температура насыщенного пара при $P_{\text{нп}}$.

Коэффициент теплоотдачи от греющей среды к трубкам α_1 :

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{g}}{\sqrt[4]{d_n \cdot (t_{\text{нп}} - t_{\text{ст}})}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где ρ , λ , ν – плотность, теплопроводность и кинематическая вязкость воды при температуре пленки конденсата $t_{\text{пл}}$;

$t_{\text{ст}}$ – температура стенки трубок $t_{\text{ст}} = 0,5(t_{\text{нп}} + t_{2\text{ср}})$;

$t_{\text{пл}} = 0,5(t_{\text{нп}} + t_{\text{ст}})$;

$\mu = \nu \cdot \rho$ – динамическая вязкость;

g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;

d_n – наружный диаметр трубок, м.

Коэффициент теплоотдачи от стенок трубок к нагреваемому воздуху α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где критерий Нуссельта

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8},$$

критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{W_{2\text{вн}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_2},$$

где ν_2 – кинематическая вязкость воздуха при $t_{2\text{ср}}$;

λ_2 – теплопроводность воздуха при $t_{2\text{ср}}$;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубок, м.

Коэффициент теплопередачи k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициент теплопередачи в *парогазовом* теплообменнике практически равен коэффициенту теплоотдачи со стороны газа: $k = \alpha_g$.

Поверхность нагрева F определяется из уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Вариант 2

Греющая среда – вода, протекающая внутри труб со скоростью $W_{1в}$. Температура воды на входе $t_{1вх}$, на выходе $t_{1вых}$. Воздух омывает шахматный пучок труб снаружи поперечным потоком. Скорость воздуха в узком сечении $W_{2нар}$. Относительные шаги: поперечный σ_1 , продольный σ_2 . Схема движения теплоносителей – противоток.

Расход греющей воды G_1 определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q = G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_{1вх} - t_{1вых}) \cdot \eta = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_{2вых} - t_{2вх});$$

$$G_1 = \frac{Q}{C_{p1}(t_{1вх} - t_{1вых}) \cdot \eta},$$

где C_{p1} – теплоемкость воды при $t_{1ср}$.

Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ср}$ (рис. 5):

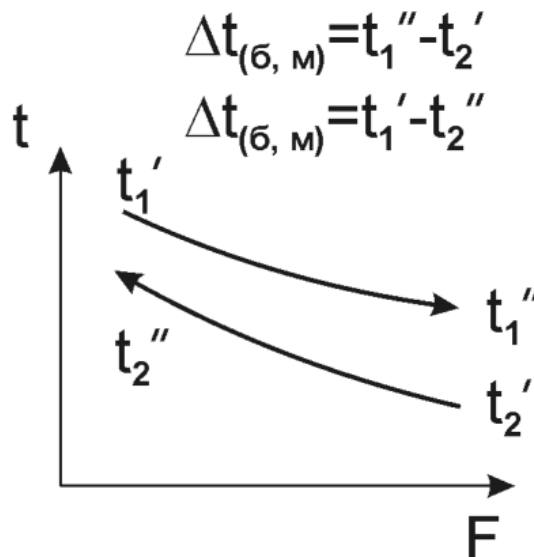


Рисунок 5 – К расчету температурного напора в газожидкостном теплообменнике при противоточной схеме движения теплоносителей

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{б} - \Delta t_{м}}{\ln(\Delta t_{б} / \Delta t_{м})},$$

$$\Delta t_{вх} = t_{1вх} - t_{2вых},$$

$$\Delta t_{вых} = t_{1вых} - t_{2вх}.$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей среды к трубкам α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_{1\theta}}{d_{\theta n}},$$

критерий Нуссельта

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_{\Pi}}{Pr_{\text{CT}}} \right)^{0,25} \quad \text{при } Re > 2300,$$

критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{W_{1\theta} \cdot d_{\theta n}}{\nu_{1\theta}},$$

Pr_{Π} и Pr_{CT} – критерий Прандтля, соответственно, при средней температуре воды $t_{1\text{cp}}$ и температуре стенки трубок $t_{\text{CT}} = 0,5(t_{1\text{cp}} + t_{2\text{cp}})$,

$\nu_{1\theta}$, $\lambda_{1\theta}$ – кинематическая вязкость и теплопроводность воды при $t_{1\text{cp}}$.

Коэффициент теплоотдачи от труб к нагреваемой среде α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_n},$$

Критерий Нуссельта

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \epsilon_s,$$

при шахматном расположении труб: $n = 0,6$; $C = 0,41$; $\epsilon_s = \left(\frac{S_2}{d_n} \right)^{-0,15}$,

критерий Прандтля воздуха $Pr = 0,7$,

критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{W_{2\text{нар}} \cdot d_n}{\nu_2},$$

ν_2 , λ_2 – кинематическая вязкость и теплопроводность воздуха при $t_{2\text{cp}}$.

Коэффициент теплопередачи k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Коэффициент теплопередачи в газожидкостном теплообменнике практически равен коэффициенту теплоотдачи со стороны газа: $k = \alpha_{\Gamma}$.

Поверхность нагрева F :

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}.$$

Вариант 3

Греющая среда – дымовые газы, протекающие внутри труб со скоростью $W_{1д.г.}$. Температура дымовых газов на входе в теплообменник $\vartheta_{1вх}$. Объемный расход дымовых газов (при средней температуре) $G_{1д.г.}$. Воздух омывает коридорный пучок труб снаружи поперечным потоком со скоростью $W_{2нар.}$. Относительные шаги: поперечный σ_1 , продольный σ_2 . Схема движения теплоносителей – противоток.

Температура дымовых газов на выходе из теплообменника $t_{1вых}$ определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q = G_1 \cdot C_{p1} \cdot (v_{1вх} - v_{1вых}) \cdot \eta = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_{2вых} - t_{2вх}),$$

где $G_1 = G_{1д.г.} \cdot \rho_{д.г.}$ – массовый расход дымовых газов, кг/с;

$\rho_{д.г.}$ и C_{p1} – плотность и теплоёмкость дымовых газов при средней температуре $v_{1ср} = 0,5(v_{1вх} + v_{1вых})$,
предварительно принимается $v_{1ср} = v_{1вх} - 20^\circ\text{C}$.

$$v_{1вых} = v_{1вх} - \frac{Q}{G_1 \cdot C_{p1} \cdot \eta}.$$

Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{ср}$:

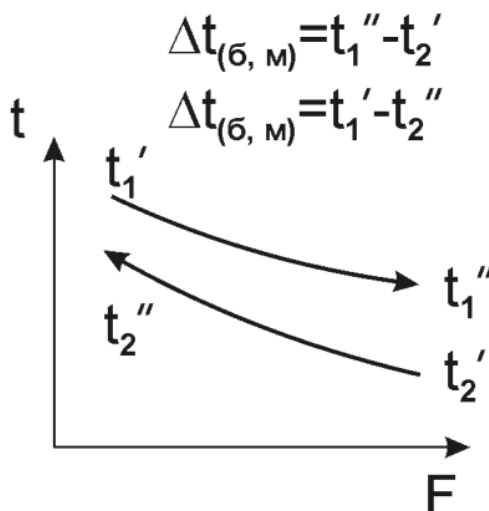


Рисунок 6 – К расчету температурного напора в газо-газовом теплообменнике при противоточной схеме движения теплоносителей

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{б} - \Delta t_{м}}{\ln(\Delta t_{б} / \Delta t_{м})},$$

$$\Delta t_{вх} = t_{1вх} - t_{2вх},$$

$$\Delta t_{вых} = t_{1вых} - t_{2вх}.$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей среды к трубкам α_1 :

При движении газового потока внутри труб и каналов

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{d_{\text{вн}}},$$
$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8},$$

$$Re = \frac{W_{10.2} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{10.2}},$$

где $\nu_{1д.г}$, $\lambda_{1д.г}$ – кинематическая вязкость и теплопроводность дымовых газов при $\nu_{1ср} = 0,5(\nu_{1вх} + \nu_{1вых})$.

Коэффициент теплоотдачи от труб к нагреваемой среде α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_{\text{н}}},$$

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \epsilon_s.$$

При коридорном расположении труб: $n = 0,65$, $C = 0,26$,

при $\left(\frac{S_1}{S_2}\right) < 2 \rightarrow \epsilon_s = \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{1,6}$,

$Pr = 0,7$,

$$Re = \frac{W_{2нар} \cdot d_{\text{н}}}{\nu_2},$$

где λ_2 и ν_2 – теплопроводность и кинематическая вязкость воздуха при $t_{2ср}$.

Коэффициент теплопередачи k :

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Поверхность нагрева F :

$$F = \frac{Q}{k \Delta t}, \text{ м}^2.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов, А. Н. Тепломассообменное оборудование предприятий: учеб. пособие / А. Н. Иванов, В. Н. Белоусов, С. Н. Смородин / ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2016. – 184 с.
2. Суслов, В. А. Тепломассообмен: учеб. пособие. Часть 1 / В. А. Суслов / ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2016. – 98 с.
3. Суслов, В. А. Тепломассообмен: учеб. пособие. Часть 2 / В. А. Суслов / ВШТЭ СПбГТУРП. – СПб., 2017. – 82 с.
4. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 483 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1 – Исходные данные

№		Воздух			Пар	Воздух	Вода			Воздух			Дымовые газы		
	$d_n/d_{вн}$	$t_{2вх}$	$t_{2вых}$	$G_{2возд}$	$P_{нп}$	$W_{2вн}$	$W_{1в}$	$t_{1вх}$	$t_{1вых}$	$W_{2нар}$	σ_1	σ_2	$W_{1д.г}$	$\vartheta_{1вх}$	$G_{1д.г}$
	мм	°C	°C	м³/ч	МПа	м/с	м/с	°C	°C	м/с	-	-	м/с	°C	м³/с
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	20/18	30	80	3000	0,3	10	0,5	110	105	5	1,5	1,5	10	140	2,0
2			90	3500	0,4	11	0,6	120	115	6		1,6	12	145	2,1
3			100	4000	0,5	12	0,7	130	125	7		1,7	14	150	2,2
4			110	4500	0,6	13	0,8	140	135	8		1,8	16	155	2,3
5			120	5000	0,7	14	0,9	150	145	9		1,9	14	160	2,4
6	22/20		85	3100	0,8	15	1,0	110	105	10	1,7	2,0	15	165	2,5
7			95	3200	0,9	8	0,5	120	115	5		2,1	10	170	2,6
8			105	3300	1,0	9	0,6	130	125	6		2,2	11	175	2,7
9			115	3400	0,9	10	0,7	140	135	5		2,3	12	180	2,8
10			125	3600	0,8	11	0,8	150	145	6		2,4	13	175	2,9
11	24/22	25	80	3700	0,7	12	0,9	115	110	7	1,9	2,5	14	170	3,0
12			85	3800	0,6	13	1,0	120	115	8		2,3	15	165	2,9
13			90	3900	0,5	14	0,9	125	120	9		2,1	16	160	2,8

Окончание табл. 1

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
14	26/24		95	4100	0,4	15	0,8	130	125	10	2,1	1,9	15	155	2,7
15			100	4200	0,3	14	0,7	135	130	10		1,7	16	150	2,6
16			105	4300	0,4	13	0,6	140	135	9		1,5	15	145	2,5
17			110	4400	0,5	12	0,5	145	140	8		1,6	14	140	2,4
18			115	4600	0,6	11	0,6	150	145	7		1,7	13	145	2,3
19			120	4700	0,7	10	0,7	145	140	6		1,8	12	150	2,2
20			115	4800	0,8	9	0,5	140	1135	5		1,9	11	160	2,1
21	28/26	20	110	4900	0,9	8	0,6	135	130	5	2,3	2,0	10	170	2,0
22			105	5000	1,0	15	0,7	130	125	9		2,1	14	180	2,9
23			100	4750	0,9	14	0,8	125	120	7		2,2	15	175	2,8
24			95	4500	0,8	13	0,7	120	115	6		2,3	13	170	2,7
25			90	4250	0,7	12	0,6	115	110	6		2,4	12	165	2,6
26	30/28		85	4000	0,6	11	0,5	110	105	5	2,5	2,5	11	160	2,5
27			80	3750	0,7	10	0,7	120	115	6		2,3	12	155	2,4
28			100	3500	0,8	12	0,8	140	135	7		2,1	14	150	2,3
29			110	3250	0,9	14	0,9	145	130	9		1,9	15	160	2,2
30			120	3000	1,0	10	1,0	150	145	8		1,7	13	170	2,1

Таблица 2 – Физические свойства воды на линии насыщения

t, °C	$P \cdot 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·°C)	$\nu \cdot 10^6$ м ² /с	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	1,789	13,7
20	1,013	998,2	4,183	59,9	1,006	7,02
40	1,013	992,2	4,174	63,5	0,659	4,31
60	1,013	983,2	4,179	65,9	0,478	2,98
80	1,013	971,8	4,195	67,4	0,365	2,21
100	1,013	958,4	4,220	68,3	0,295	1,75
150	4,76	917,0	4,313	68,4	0,203	1,17
200	15,55	863,0	4,505	66,3	0,158	0,93
250	39,78	799,0	4,844	61,8	0,137	0,86
300	85,92	712,5	5,736	54,0	0,128	0,97
350	165,37	574,4	9,504	43,0	0,126	1,60
370	210,53	450,5	40,321	33,7	0,126	6,79

Таблица 3 – Физические свойства водяного пара на линии насыщения

t, °C	$P \cdot 10^{-5}$, Па	ρ'' , кг/м ³	I'' , кДж/кг	I' , кДж/кг	Γ , кДж/кг	C_p , кДж/(кг·°C)
100	1,013	0,598	2676,5	419,3	2257,2	2,135
110	1,43	0,826	2691,8	461,3	2230,5	2,177
120	1,98	1,121	2706,6	503,7	2202,9	2,206
130	2,70	1,496	2720,7	546,3	2174,4	2,257
140	3,61	1,966	2734,0	589,1	2144,9	2,315
160	6,18	3,258	2757,7	675,5	2082,2	2,479
180	10,03	5,157	2777,1	763,1	2014,0	2,709
200	15,55	7,862	2791,4	852,4	1939,0	3,023
250	39,78	19,98	2799,5	1085,8	1713,7	4,158
300	85,92	46,21	2748,4	1345,4	1403,0	6,280
350	165,4	113,6	2566,1	1672,9	893,2	16,24
370	210,5	203,0	2335,7	1896,2	439,5	56,52

Таблица 4 – Физические свойства сухого воздуха
($B = 760$ мм. рт. ст. = $1,01 \cdot 10^5$ Па)

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·°C)	$\nu \cdot 10^6$ м ² /с
50	1,093	1,005	2,83	17,95
60	1,060	1,005	2,90	18,97
80	1,000	1,009	3,05	21,09
100	0,946	1,009	3,21	23,13
120	0,898	1,009	3,34	25,45
140	0,854	1,013	3,49	27,80
160	0,815	1,017	3,64	30,09
180	0,779	1,022	3,78	32,49
200	0,746	1,026	3,93	34,85
220	0,717	1,031	4,07	37,15
240	0,688	1,036	4,20	39,46
250	0,674	1,038	4,27	40,61

Таблица 5 – Физические свойства дымовых газов
($B = 760$ мм. рт. ст. = $1,01 \cdot 10^5$ Па)

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·°C)	$\nu \cdot 10^6$ м ² /с
150	0,849	1,082	3,57	27,17
160	0,829	1,085	3,66	28,30
180	0,788	1,091	3,83	30,55
200	0,748	1,097	4,01	32,80
220	0,722	1,102	4,17	35,40
240	0,696	1,107	4,34	38,00
260	0,669	1,112	4,50	40,51
280	0,643	1,117	4,66	43,11
300	0,617	1,122	4,84	45,81
320	0,599	1,128	5,01	48,72
340	0,580	1,134	5,18	51,64
350	0,571	1,137	5,27	53,10