



Министерство образования и науки Самарской области
Государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение
Самарской области
«САМАРСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ»
(ГБПОУ «СЭК»)

Л. Г. Будников, Д. С. Привалов

**МДК 01.01 ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ
КОТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ
НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЯХ**

**Методические указания к выполнению курсового проекта
для студентов специальности 13.02.01
Тепловые электрические станции**

**ПМ.01 Обслуживание котельного оборудования
на тепловых электрических станциях**

Самара 2018

Печатается по решению методического совета государственного бюджетного профессионального образовательного учреждения Самарской области «Самарский энергетический колледж»

Методические указания к выполнению курсового проекта по МДК 01.01 Техническое обслуживание котельного оборудования на тепловых электрических станциях для студентов специальности 13.02.01 / сост.: Будников Л.Г., Привалов Д.С., – Самара: ГБПОУ «СЭК», 2018 – 33 с.

Издание содержит методические указания к выполнению курсового проекта по МДК 01.01 Техническое обслуживание котельного оборудования на тепловых электрических станциях.

Замечания, предложения и пожелания направлять в ГБПОУ «СЭК» по адресу: 443001, г. Самара, ул. Самарская 205-А или по электронной почте info@sam-ek.ru

ГБПОУ «СЭК», 2018 г.

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Целью курсового проекта является овладение студентами навыками поверочного теплового расчета парового энергетического котла (на примере энергетического котла ТП-230) и закрепление знаний по МДК 01.01 Техническое обслуживание котельного оборудования на тепловых электрических станциях.

Курсовой проект выполняется на основании индивидуальных заданий, выдаваемых студенту.

СОСТАВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА И ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

1. Ведомость документов курсового проекта

Является основным документом проекта (работы) и в состав пояснительной записки не входит. В неё записывают все конструкторские документы, разработанные в данном курсовом проекте.

Ведомость курсового проекта (работы) составляется по ГОСТ 2.104-68 (приложение 1, 2) с основной надписью по форме 2 и 2 а.

Запись документов производят по разделам в следующей последовательности:

- документация общая;
- документация по сборочным единицам;
- документация по деталям.

Наименование разделов записывают в графу «Наименование» в виде заголовков.

Наименование разделов подчеркивают.

В раздел «Документация общая» записывают документы, относящиеся к основному комплекту документов изделия, (например наименование чертежа общего вида редуктора «Редуктор», «Пояснительная записка»).

В раздел «Документация по сборочным единицам» записывают документы, относящиеся к составным частям проектируемого изделия (например, наименование чертежей общего вида червячного колеса «Колесо червячное»).

В раздел «Документация по деталям» записывают документы, относящиеся к деталям изделия (например, наименование чертежей вала, колеса зубчатого и других «Вал», «Колесо зубчатое»).

Остальные графы ведомости курсового проекта (работы) заполняют следующим образом:

- в графе «Формат» указывают формат, на котором выполнен документ (например А₁, А₃, А₄);
- в графе «Обозначение» указывают обозначение документа (например ДМ.03.07.02.00.000);
- в графе «Кол. листов» указывают количество листов, на которых выполнен данный документ;
- графу № экз. в курсовом проекте (работе) не заполняют;
- в графе «Примечание» указывают форматы чертежей, выполненных на нескольких листах различного формата.

2. Задание на курсовой проект МДК 01.01

Задание выдаётся преподавателям (Приложение 3) и включает:

- Определение объемов и энтальпии воздуха и продуктов сгорания.
- Определение коэффициента полезного действия котла.
- Расход топлива.
- Расчет температуры уходящих газов.
- Расчет температуры рабочей среды за заданными поверхностями нагрева.

Индивидуальное задание: Произвести поверочный тепловой расчёт фесто-на. Определить количество тепла, воспринимаемого фестоном. Произвести рас-чет теплового баланса.

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

содержит следующие исходные данные:

Произвести поверочный тепловой расчет отдельных поверхностей нагрева и свести тепловой баланс котла ТП-230:

Характеристика котла ТП-230

1. Номинальная паропроизводительность $D_{\text{ном}}=229 \text{ т/ч}= 63,6 \text{ кг/с}$;
2. Температура перегретого пара $t_{\text{пп}}=509[\text{Символ}]\text{C}$;
3. Давление перегретого пара $p_{\text{пп}}=12,6 \text{ МПа}$;
4. Давление в барабанекотла $p_{\text{бар}}=13,6 \text{ МПа}$;
5. Температура питательной воды $t_{\text{пв}}=219[\text{Символ}]\text{C}$;
6. Давление питательной воды $p_{\text{пв}}=11,5 \text{ МПа}$;
7. Вид топлива: бурый уголь, месторождение Анадырское, марка-ЗБ, класс-Р;
8. Топка имеет металлическую наружную обшивку.

3. Пояснительная записка

Содержание пояснительной записки к курсовой работе должно включать описание теплового баланса теплоносителей и описание всех тепловых процес-сов, из которых состоит теплопередача в рассчитываемом теплообменном ап-парате.

Уравнения теплопроводности через многослойную или однослойную стенку (в зависимости от исходных данных к курсовой работе), а также уравне-ния конвективной теплоотдачи необходимо снабдить комментариями с указа-нием подходов к определению коэффициентов, определяющих процессы пере-носа теплоты. Дать описание критериев подобия, используемых для определе-ния коэффициентов теплоотдачи при течении жидкости и при конденсации влажного насыщенного пара. Отметить значимость теории подобия при выпол-нении расчётов переноса теплоты в пространстве.

Дать комментарии к определению и физической сути среднелогарифмиче-ского температурного напора теплообменного аппарата.

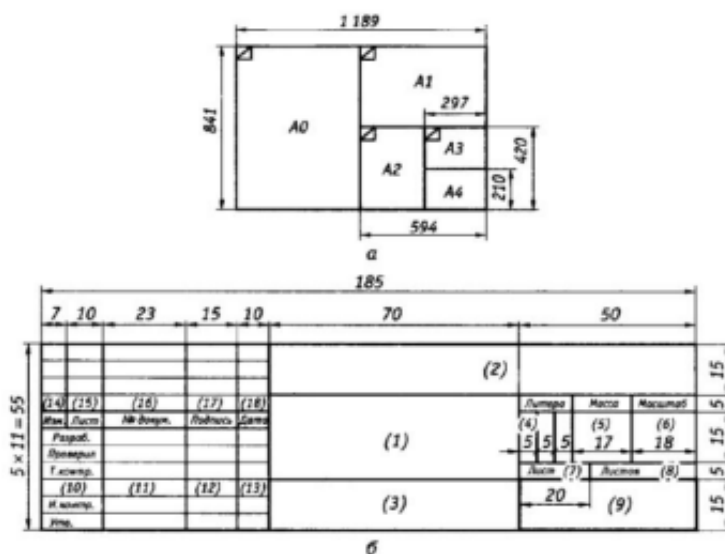
Пояснительная записка к курсовой работе должна содержать описание особенностей конструкции рассчитываемого теплообменного аппарата и анализ

ВОЗМОЖНОСТИ ЕГО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ.

СОДЕРЖАНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1. Описание конструкции котла.
2. Расчет объемов продуктов сгорания, объемных долей трехатомных газов и концентраций золовых частиц в газоходах котла. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания топлива.
3. Тепловой баланс котельного агрегата и определения расхода топлива.
4. Расчет теплообмена в топке.
5. Расчёт фестона.
6. Продольный разрез парового энергетического котла ТП-230.

Чертежи выполняются в графическом редакторе «Компас» на листах белой бумаги стандартного формата согласно ГОСТ 2.301 с основной надписью по ГОСТ 2.104 в правом нижнем углу.



Образцы форматов и основной надписи приведены на рис.1 Рис.1. Образцы форматов (а) и основные надписи (б)

В графах основной надписи (номера указаны в скобках) приводят:

- 1 - наименование изделия;
- 2 - обозначение документа;
- 3 - обозначение по стандарту материала детали;
- 4 - литеру документа (буква «У» - учебный документ);
- 5 – массу изделия в килограммах;
- 6 - масштаб; 7 – порядковый номер листа;
- 8 – общее число листов документа;
- 9 – сокращенное название образовательного учреждения (например, ВлГУ КИТП);
- 10-13 – характер работы, выполняемый лицом, подписавшим документ;

Графы 14-18 в учебных проектах не заполняются. Форматы чертежей и их размеры по ГОСТ 2.301:

A0 – 1189х841 мм; A1-594х841 мм; A2-594х420 мм; A3 -297х420 мм; A4 - 297х210 мм.

Детали и сборочные единицы на чертеже могут изображаться с уменьшением, в натуральную величину или с увеличением:

Масштабы уменьшения - 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10; 1:15; 1:20; 1:25; 1:40; 1:50; 1:75; 1:100; 1:200; 1:400; 1:500;

Натуральная величина - 1:1; Масштабы увеличения - 2:1; 2:2,5; 4:1; 5:1; 10:1; 20:1; 40:1; 50:1; 100:1.

1. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОТЛА

По характеру движения рабочей среды парогенератор ТП-230 относится к агрегатам с естественной циркуляцией. Рабочая среда непрерывно движется по замкнутому контуру, состоящему из обогреваемых и не обогреваемых труб, соединенных между собой промежуточными камерами - коллекторами и барабанами. В обогреваемой части контура вода частично испаряется, образовавшийся пар отделяется от воды в барабанах и, пройдя через пароперегреватель, подается на турбину. Испарившаяся часть котловой воды возмещается питательной водой, подаваемой питательным насосом в водяной экономайзер и далее в барабан.

Парогенератор ТП-230 выполнен по П-образной схеме. В одной его вертикальной шахте расположена топочная камера, в другой экономайзер и воздухоподогреватель, вверху в поворотном горизонтальном газоходе размещается конвективный пароперегреватель.

Характерной особенностью парогенераторов этой серии является наличие двух барабанов, соединенных по пару и воде между собой пароперепускными трубами. Начальная стадия отделения пара от воды происходит в основном в разделительном барабане меньшего диаметра. Последующее осушение пара происходит в основном в барабане большего диаметра. Водопускные трубы включены в основной барабан около его нижней образующей.

Размещение над топочной камерой двух барабанов хорошо komponуется с конструкцией топочных экранов. Сверху топка ограничивается потолочными трубами, которые являются продолжением труб фронтального экрана и включаются верхними концами непосредственно в разделительный барабан.

Дымовые газы выходят из топочной камеры через разведенные (фестонированные) в 4 ряда трубы заднего экрана, также включенные верхними концами в разделительный барабан.

Подъемные трубы работают друг с другом параллельно, однако их конфигурация, длина, освещенность факелом различна. Для обеспечения надежной циркуляции их группируют в отдельные контуры. В контур циркуляции включают подъемные трубы, идентичные по своему гидравлическому сопротивлению и тепловой нагрузке. Каждый отдельный контур имеет свои опускные тру-

бы. В котле ТП-230 16 контуров циркуляции: по 3 контура на боковых экранах и по 5 на фронтальном и заднем экранах.

Пароперегреватель чисто конвективного типа. Регулирование температуры перегретого пара производится двумя пароохладителями поверхностного типа. Охлаждение и частичная конденсация пара осуществляется за счет нагрева части питательной воды, отводимой с этой целью из питательной линии в пароохладитель.

Двухступенчатый экономайзер, служащий для подогрева питательной воды уходящими газами, состоит из отдельных пакетов змеевиков.

Трубчатый воздухоподогреватель, предназначенный для нагрева дутьевого воздуха, транспортирующего угольную пыль при сжигании твердого топлива и подаваемого в зону горения топлива, состоит из двух ступеней, между которыми размещается нижняя часть (ступень) экономайзера.

2. РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ, ОБЪЕМНЫХ ДОЛЕЙ ТРЕХАТОМНЫХ ГАЗОВ И КОНЦЕНТРАЦИЙ ЗОЛОВЫХ ЧАСТИЦ В ГАЗОХОДАХ КОТЛА. РАСЧЕТ ЭНТАЛЬПИЙ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

2.1 РАСЧЕТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТОПЛИВА.

Определяем состав рабочей массы топлива, %:

– влажность $W^P=22,0$;

– зольность $A^P=13,3$;

– сера $S_k^P + S_{ср}^P=0,6$;

– углерод $C^P=47,9$;

– водород $H^P=3,7$;

– азот $N^P=0,7$;

– кислород $O^P=11,8$.

Низшая теплота сгорания $Q_H^P=17,92$ МДж/кг.

Приведенные характеристики, %·кг/МДж:

– влажность $W^П=5,14$;

– зольность $A^П=3,10$.

Коэффициент размолоспособности $K_{лo}=1,0$.

Выход летучих на горючую массу $V_{л}^Г=47,0$ %.

Температура начала размягчения золы $t_2=1460$ [Символ]С; начала жидкоплавкого состояния золы $t_3=1500$ [Символ]С.

2.2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ОБЪЕМ ВОЗДУХА

Теоретический объем воздуха V_B^0 , м³ возд/кг, необходимый для сжигания 1 кг топлива при [Символ]=1 и нормальных физических условиях ($t=0$ [Символ]С, $p=101325$ Па),

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,0333 \cdot O^P;$$

$$V_E^o = 0,0889 \cdot (47,9 + 0,375 \cdot 0,6) + 0,265 \cdot 3,7 - 0,0333 \cdot 11,8 = 4,87 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2.3 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОБЪЕМЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Теоретические объемы продуктов сгорания, получаемые при полном сжигании 1 кг топлива с теоретическим количеством воздуха, м³/кг, определяем:

$$V_{RO_2}^o = 0,0187 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) = 0,0178 \cdot (47,9 + 0,375 \cdot 0,6) = \frac{0,90 \text{ м}^3}{\text{кг}}$$

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot V_E^o + 0,008 \cdot N_p = 0,79 \cdot 4,87 + 0,008 \cdot 0,7 = 3,85 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$V_{H_2O}^o = 0,11 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 0,0161 \cdot V_E^o \\ = 0,11 \cdot 3,7 + 0,0124 \cdot 22,0 + 0,0161 \cdot 4,87 = 0,76 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$V_r^o = V_{RO_2}^o + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o = 0,90 + 3,85 + 0,76 = 5,51 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

2.4 КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки для камерной топки с твердым удалением шлака принимаем, [Символ]_т=1,2.

Присосы воздуха в газоходах котла (на выходе из газохода) :

- присосы воздуха в топку $\Delta a_t = 1,2$;
- присосы воздуха в фестон $\Delta a_\phi = 0$;
- присосы воздуха в пароперегреватель I ст. $\Delta a_{пнI} = 0,015$;
- присосы воздуха в пароперегреватель II ст. $\Delta a_{пнII} = 0,015$;
- присосы воздуха в экономайзер II ст. $\Delta a_{пнII} = 0,02$;
- присосы воздуха в воздухоподогреватель II ст. $\Delta a_{впII} = 0,03$;
- присосы воздуха в экономайзер I ст. $\Delta a_{эI} = 0,02$;
- присосы воздуха в воздухоподогреватель I ст. $\Delta a_{впI} = 0,03$;
- присосы воздуха в систему пылеприготовления $\Delta a_{пл} = 0,1$.

2.5 ОБЪЕМЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрации золовых частиц по газоходам котла представлены в табл. 2.1

Таблица 2.1 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрации золовых частиц

Величина и расчетная формула	Газоход						
	топка, фестон	Паро-прегр., I ступ.	Паро-прегр., II ступ.	эк. II ст.	вп. II ст.	эк. I ст.	вп. I ст.
1. Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_T + \sum \Delta \alpha_i$	1,2	1,215	1,23	1,25	1,28	1,3	1,33
2. Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{ср} = (\alpha' + \alpha'')/2$	1,2	(1,2 + 1,215)/2 = 1,2075	(1,215 + 1,23)/2 = 1,2225	(1,23 + 1,25)/2 = 1,24	(1,25 + 1,28)/2 = 1,265	(1,28 + 1,3)/2 = 1,29	(1,3 + 1,33)/2 = 1,315
3. Объем водяных паров, м ³ /кг $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{ср} - 1) \cdot V_B^0$	0,778	0,778	0,779	0,781	0,783	0,785	0,787
4. Полный объем газов, м ³ /кг $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,0161(\alpha_{ср} - 1) \cdot V_B^0$	6,500	6,537	6,612	6,698	6,822	6,945	7,069
5. Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0,120	0,119	0,118	0,117	0,115	0,113	0,111
6. Доля трёхатомных газов и доля водяных паров $r_{\Gamma\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,258	0,257	0,254	0,251	0,247	0,243	0,239
7. Масса дымовых газов при сжигании твёрдого и жидкого топ-	8,493	8,540	8,636	8,747	8,906	9,065	9,357

лива $G_{\Gamma}=1-0,01AP +$ $+1,306 \cdot \alpha_{\text{ср}} \cdot$ $V_{\text{В}}^{\text{О}}, \text{ кг/кг}$ При сжигании газа: $G_{\Gamma}=\rho_{\text{УХ}}^{\text{С}}$ $+(d\Gamma/1000)+$ $+1,306 \cdot \alpha_{\text{ср}} \cdot$ $V_{\text{В}}^{\text{О}}, \text{ кг/м}^3$							
8. Безразмер- ная концен- трация золо- вых частиц, кг/кг мзл= $AP\alpha_{\text{ун}}/(100 \cdot G$ $\Gamma)$, где $\alpha_{\text{ун}}$ – доля уноса золы из топки (см. табл. 4.6[2]), $\alpha_{\text{ун}}= 0,95$.	0,0149	0,0148	0,0146	0,0144	0,0142	0,013 9	0,0135

2.6 ЭНТАЛЬПИИ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕМОВ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Таблица 2.2 Энтальпии продуктов сгорания, кДж/кг (Н- ϑ - таблица)

Поверхность нагрева	ϑ ", °C	$H_{\Gamma}^{\text{О}}$	$H_{\text{В}}^{\text{О}}$	НГВ= ($\alpha-1$)· $H_{\text{В}}^{\text{О}}$	НГ= $H_{\Gamma}^{\text{О}} +$ $+(\alpha-1) \cdot H_{\text{В}}^{\text{О}}$ + Нзл	Нзл
Топочная камера, фестон $\alpha''_{\text{т}}=1,2$	2200	20852	16554	3310,8	24162,8	
	2000	18755	14919	2983,8	22056,2	317,4
	1800	16679	13294	2658,8	19614,0	276,2
	1600	14613	11693	2338,6	17188,6	237,0
	1400	12592	10102	2020,4	14812,4	200,0
	1200	10628	8535	1707,0	12487,4	152,4
	1000	8682	6997	1399,4	10205,7	124,3
	800	6781	5494	1098,8	7976,7	96,9
Пароперегрева- тель $\alpha''_{\text{мл}}=1,215$	1000	8682	6997	1504,4	10310,7	124,3
	800	6781	5494	1181,2	8059,1	96,9
Пароперегрева- тель	1000	8682	6997	1609,3	10415,6	124,3
	800	6781	5494	1263,6	8141,5	96,9
	600	4954	4039	929,0	5953,8	70,8

II ст. $\alpha''_{\text{пнII}}=1,23$	400	3210	2637	606,5	5606,0	45,5
Экономайзер II ст. $\alpha''_{\text{экII}}=1,25$	800	6781	5494	1373,5	8251,4	96,9
	600	4954	4039	1009,8	6034,6	70,8
	400	3210	2637	659,3	3914,8	45,5
	200	1560	1299	324,8	3890,7	21,4
Воздухоподогреватель II ст. $\alpha''_{\text{впII}}=1,28$	600	4954	4039	1130,9	6155,7	70,8
	400	3210	2637	738,4	3993,9	45,5
	200	1560	1299	363,7	1945,1	21,4
Экономайзер I ст. $\alpha''_{\text{экI}}=1,3$	600	4954	4039	1211,7	6236,5	70,8
	400	3210	2637	791,1	4046,6	45,5
	200	1560	1299	389,7	1971,1	21,4
	100	770	646	193,8	974,0	10,2
Воздухоподогреватель I ст. $\alpha''_{\text{впI}}=1,33$	400	3210	2637	870,2	4125,7	45,5
	200	1560	1299	428,7	2010,1	21,4
	100	770	646	213,5	993,4	10,2

Энтальпии теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания H_B^O и H_G^O . Энтальпию продуктов сгорания H_G , кДж/кг, при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$.

$$H_G = H_G^O + (\alpha - 1) \cdot H_B^O + H_{\text{зл}}.$$

Примечание. Энтальпии дымовых газов и воздуха H_G^O и H_B^O (без учёта энтальпии золы) при $\alpha=1$ и влагосодержании воздуха 10 г/кг.

Энтальпию золы $H_{\text{зл}}$, кДж/кг, .

$$H_{\text{зл}} = 0,01 \cdot a_{\text{уш}} \cdot A^P \cdot (c \cdot \theta)_{\text{зл}},$$

где $(c \cdot \theta)_{\text{зл}}$ – энтальпия 1 кг золы, кДж/кг.

Результаты расчета энтальпий продуктов сгорания при действительных избытках воздуха в газоходах приведены в настоящего расчета.

3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА И ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА

3.1 ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Составление теплового баланса котельного агрегата заключается в установлении равенства между поступившим в агрегат количеством тепла, называемым располагаемым теплом, и суммой полезно использованного тепла и тепловых потерь. На основании теплового баланса вычисляются КПД котла и необходимый расход топлива.

Располагаемую теплоту 1 кг сжигаемого топлива Q_p^p , кДж/кг, определяем по формуле

$$Q_p^p = Q_H^p \cdot 10^3 + Q_{\text{тл}} + Q_{\text{внш}} + Q_{\text{пф}} - Q_{\text{к}},$$

где Q_n^p – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, МДж/кг;

$Q_{\text{тл}}$ – физическая теплота топлива, кДж/кг, учитывается для жидких и сильно-влажных твердых топлив, когда $W^p > 1,6 Q_n^p$. Для Анадырского угля марки ЗБ принимаем $Q_{\text{тл}} = 0$;

$Q_{\text{внш}}$ – теплота, подводимая к воздуху от внешнего источника, кДж/кг, $Q_{\text{внш}} = 0$;

$Q_{\text{пф}}$ – теплота, вносимая в топку при распылении мазута паром, кДж/кг, $Q_{\text{пф}} = 0$;

Q_k – теплота, поглощаемая при сжигании сланцев, кДж/кг, $Q_k = 0$.

$$Q_p^p = Q_n^p \cdot 10^3 = 17,92 \cdot 10^3 = 17920 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

3.2 ПОТЕРИ ТЕПЛОТЫ ОТ ХИМИЧЕСКОГО И МЕХАНИЧЕСКОГО НЕДОЖЁГА

Потери теплоты от химического и механического недожога топлива q_3 и q_4 . Принимаем для твердого топлива $q_3 = 0$, $q_4 = 1$ %.

3.3 ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ

Потерю теплоты с уходящими газами q_2 , %, определяем по (3.2) [2].

$$q_2 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} \cdot H_{yx}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p},$$

где $\alpha_{yx} = \alpha_{\text{вп}}'' = 1,33$ – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем;

H_{yx} – энтальпия уходящих газов при коэффициенте избытка воздуха α_{yx} и температуре уходящих газов t_{yx} ;

$H_{\text{хв}}^0$ – энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха на входе в воздушный тракт (перед калорифером или вентилятором), кДж/кг. Принимаем $t_{\text{хв}} = 60^\circ\text{C}$;

q_4 – потери теплоты с механическим недожогом топлива, %.

принимаем $t_{yx} = 160^\circ\text{C}$.

Энтальпию уходящих газов при $t_{yx} = 160^\circ\text{C}$ определяем по настоящего расчета методом интерполяции.

$$H_{yx} = 993,4 + \frac{(2010,1 - 993,4) \cdot 60}{100} = \frac{1603,38 \text{ кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпию холодного воздуха определяем по формуле:

$$H_{\text{х.в.}}^0 = 1,32 \cdot t_{\text{х.в.}} \cdot V_{\text{в}}^0 = 1,32 \cdot 60 \cdot 4,87 = 385,38 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

где $t_{\text{хв}} = 60^\circ\text{C}$ – температура холодного воздуха, принимается :

$$q_2 = \frac{(1603,38 - 133 \cdot 1385,38) \cdot (100 - 1)}{17920} = 6,03 \, \%.$$

3.4 ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ ОТ НАРУЖНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Потеря теплоты q_5 от наружного охлаждения через внешние поверхности котла при номинальной производительности котла $D_{\text{ном}}=229 \text{ т/ч}=63,6 \text{ кг/с}$ определяем по формуле:

$$q_5^{\text{н}} = \frac{(60/D_{\text{ном}})^{0.5}}{\lg D_{\text{ном}}} = \frac{(60/63,6)^{0.5}}{\lg 63,6} = 0,54\%$$

3.5 ПОТЕРЯ С ТЕПЛОМ ШЛАКОВ

Потеря с физической теплотой удаляемых шлаков q_6 при камерном сжигании с твёрдым шлакоудалением учитывается только для многозольных топлив, когда $A^{\text{P}} > 2,5 Q_{\text{н}}^{\text{P}}$, Принимаем $q_6=0$.

3.6 КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОТЛА

Коэффициент полезного действия котла определяем по формуле:

$$\eta_{\text{к}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6);$$

$$\eta_{\text{к}} = 100 - (6,03 + 0 + 1 + 0,54 + 0) = 92,44 \, \%.$$

3.7 РАСХОД ТОПЛИВА

Расход топлива B , кг/с, подаваемого в топочную камеру парового котла определяем по формуле :

$$B = \frac{D_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{п.п.}} - h_{\text{п.в.}}) + D_{\text{вт}} \cdot (h_{\text{вт}}'' - h_{\text{вт}}') + D_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{кип}} - h_{\text{п.в.}})}{Q_{\text{п}}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{к}}},$$

где $D_{\text{пе}}=D_{\text{ном}}$ – расчетная паропроизводительность котла, кг/с;

$h_{\text{п.п.}}$, $h_{\text{п.в.}}$, $h_{\text{кип}}$ – энтальпия соответственно перегретого пара, питательной воды и кипящей воды в барабане парового котла, кДж/кг;

$D_{\text{вт}}$ – расход вторично перегреваемого пара, кг/с, ($D_{\text{вт}}=0$);

$h_{\text{вт}}'$, $h_{\text{вт}}''$ – энтальпия вторично перегреваемого пара соответственно на входе и на выходе из пароперегревателя, кДж/кг;

$D_{\text{пр}}$ – расход продувочной воды из барабанного парового котла, кг/с

Расход продувочной воды из барабана котла определяем по формуле:

$$D_{\text{пр}} = 0,01 \cdot p \cdot D_{\text{пе}} = 0,01 \cdot 3 \cdot 63,6 = \frac{1,908 \text{ кг}}{\text{с}},$$

где $\gamma = 3\%$ – непрерывная продувка котла, принимается в соответствии с п. 4.8.27 ПТЭ.

При давлении перегретого пара $p_{\text{пп}} = 12,6$ МПа и $t_{\text{пп}} = 509^\circ\text{C}$ определяем $h_{\text{пп}} = 3392,35$ кДж/кг.

При давлении питательной воды $p_{\text{п.в.}} = 11,5$ МПа и $t_{\text{п.в.}} = 219^\circ\text{C}$ определяем $h_{\text{п.в.}} = 941,93$ кДж/кг.

При давлении в барабане котла $p_{\text{бар}} = 13,6$ МПа, $t_{\text{н}} = 334,34^\circ\text{C}$, определяем $h_{\text{кип}} = 1556,9$ кДж/кг.

Рассчитываем расход топлива:

$$B = \frac{63,6 \cdot (3392,35 - 941,9) + 1,908 \cdot (1556,9 - 941,9)}{17920 \cdot 0,9244} = 9,48 \text{ кг/с.}$$

Расчетный расход топлива с учетом механического недожога :

$$B_p = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4) = 9,48 \cdot (1 - 0,01 \cdot 1) = 9,39 \text{ кг/с.}$$

Коэффициент сохранения теплоты рассчитываем:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_k + q_5} = 1 - \frac{0,54}{92,44 + 0,54} = 0,99.$$

4. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКЕ

4.1 ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПКИ

Геометрические характеристики топки определяем по чертежу котла ТП-230.

При расчёте теплообмена в топочной камере её объём V_T , м^3 , определяется по чертежам котла. Границами объёма являются осевые плоскости экранных труб или обращённые в топку поверхности защитного огнеупорного слоя; в местах, не защищённых экранами – стены топочной камеры. В выходном сечении камеры её объём ограничивается плоскостью, проходящей через оси первого ряда труб ширм, фестона или котельного пучка. Нижней границей объёма топки является под. При наличии холодной воронки за нижнюю границу объёма топки условно принимается горизонтальная плоскость, отделяющая её нижнюю половину.

1) Площади поверхностей стен:

$$F_{\text{зад}} = (10,5 + 5,25/2) \cdot a = (10,5 + 5,25/2) \cdot 10 = 131,25 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{фр}} = (7 + 12,5 + 5,25/2) \cdot 10 = 221,25 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{бок}} = (7,75 + 4,25) \cdot 12,5 \cdot /2 \cdot \text{в} + (7,25 + 4) \cdot 1,89/2 = (7,75 + 4,25) \cdot 12,5 \cdot /2 \cdot 7,75 + (7,25 + 4) \cdot 1,89/2 = 121 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{фест}} = 6,3 \cdot a = 6,3 \cdot 10 = 63 \text{ м}^2,$$

где $F_{\text{зад}}$, $F_{\text{фр}}$, $F_{\text{бок}}$ – площадь соответственно задней, фронтальной и боковой стены, м^2 ;

$F_{\text{фест}}$ – площадь фестона (плоскость проходящая через оси первого ряда труб

фестона), м²;

$a=10$ м – ширина топочной камеры;

$b=7,75$ м – глубина топочной камеры.

Полная поверхность стен:

$$F_{\text{ст}} = F_{\text{зад}} + F_{\text{фр}} + 2 \cdot F_{\text{бок}} + F_{\text{фест}} = 131,25 + 221,25 + 2 \cdot 121 + 63 = 657,75 \text{ м}^2.$$

Поверхность стен, занятая горелками:

$$F_{\text{гор}} = 6 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 6 \cdot \frac{4 \cdot 0,95^2}{4} = 4,25 \text{ м}^2,$$

где $D_2 = 0,95$ м – диаметр выходной амбразуры горелки.

Поверхность стен, занятая экранами:

$$F_{\text{ст}}^{\text{эк}} = F_{\text{ст}} - F_{\text{гор}} - F_{\text{фест}} = 657,75 - 4,25 - 63 = 590,5 \text{ м}^2.$$

2) Объем топочной камеры:

$$V_{\text{т}} = F_{\text{бок}} \cdot a = 121 \cdot 10 = 1210 \text{ м}^3.$$

3) Лучевоспринимающую поверхность стен определяем по формуле:

$$H_{\text{л}} = \sum F_i \cdot \chi_i = F_{\text{ст}}^{\text{эк}} \cdot \chi_{\text{ст}} + F_{\text{фест}} \cdot \chi_{\text{фест}},$$

где F_i – площадь i -ой стены, занятая экраном, м²;

χ_i – угловой коэффициент i -го экрана.

Угловой коэффициент гладкотрубных экранов определяется в зависимости от их конструкции.

Для фестона $\chi=1$. Для настенных топочных экранов угловой коэффициент χ . Диаметр и шаг труб всех экранов одинаковы. Поэтому лучевоспринимающая поверхность экранов вычисляется совместно по одному значению углового коэффициента χ . Диаметр экранных труб $d=76$ мм, шаг труб $S=95$ мм, $S/d=1,25$. Относительное расстояние от труб до стены $l/d=57,5/76 \approx 0,8$.

$$\chi = 1 - 0,2(S/d - 1) = 1 - 0,2(95/76 - 1) = 0,95,$$

где S/d – относительный шаг труб настенного экрана;

$$H_{\text{л}} = (F_{\text{зад}} + F_{\text{фр}} + 2 \cdot F_{\text{бок}} - F_{\text{гор}}) \cdot 0,95 + F_{\text{ок}} \cdot 1 = (131,25 + 221,25 + 2 \cdot 121 - 4,25) \cdot 0,95 + 63 \cdot 1 = 624 \text{ м}^2,$$

4) Определяем степень экранирования топки:

$$\chi = \frac{H_{\text{л}}}{F_{\text{ст}}} = \frac{624}{657,75} = 0,95.$$

5) Эффективная толщина излучающего слоя топки рассчитывается так:

$$S = 3,6 \cdot \frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{ст}}} = 3,6 \cdot \frac{1210}{657,75} = 6,62 \text{ м},$$

где V_T – объём топочной камеры, м^3 ; $F_{\text{ст}}$ – полная поверхность стен топки, м^2 .

6) Расчетное тепловое напряжение топочного объема определяем так:

$$q_V^p = B \cdot \frac{Q_{\text{н}}^p}{V_T} = 9,48 \cdot \frac{17920}{1210} = 140,4 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}.$$

Допустимое тепловое напряжение топочного объема определяем так:

$$q_v = 180 \text{ кВт/м}^3. \quad q_v^p < q_v, \text{ нормативное требование выполняется.}$$

4.2. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОВОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ

Коэффициент теплового излучения топочной камеры ξ_T введен вместо применявшейся ранее степени черноты топки ε_T . Он является радиационной характеристикой излучающего тела и зависит только от его физических свойств и температуры.

Поглощательная способность (степень черноты) ε_T характеризует степень поглощения падающего излучения и дополнительно зависит от спектра этого излучения. Для серых и черных тел эти два коэффициента ξ_T и ε_T численно равны. Для определения температуры газов на выходе из топки ϑ_T'' рассчитывают коэффициент теплового излучения топки ξ_T . ξ_T определяется коэффициентом излучения газового факела $\xi_{\text{ф}}$, заполняющего топочный объем, и тепловой эффективностью экранных поверхностей $\psi_{\text{ср}}$. ξ_T рассчитывается:

$$\xi_T = \frac{\xi_{\text{ф}}}{\xi_{\text{ф}} + (1 - \xi_{\text{ф}}) \cdot \psi_{\text{ср}}},$$

где $\xi_{\text{ф}}$ – коэффициент излучения газового факела;

$\psi_{\text{ср}}$ – коэффициент тепловой эффективности экранных поверхностей.

Коэффициент излучения газового факела $\xi_{\text{ф}}$ зависит от температуры ϑ_T'' газов на выходе из топки (от абсолютной температуры T_T'' газов на выходе из топки). При выполнении расчётов сначала задаются ϑ_T'' , а затем рассчитывают её значение. Принятое и расчётное значение ϑ_T'' не должны отличаться более чем на $\pm 100^\circ\text{C}$.

1) Коэффициент излучения газового факела при сжигании твердых топлив определяем по формуле :

$$\xi_{\text{ф}} = 1 - e^{-kpS}$$

где kpS – оптическая толщина поглощения топочной среды;

k – коэффициент ослабления (поглощения) лучей топочной средой, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

P – давление газов в топочной камере, МПа, для топок, работающих под разрежением и с наддувом не более 5 кПа, принимают

$$p = 0,1 \text{ МПа};$$

S – эффективная толщина излучающего слоя, м. ($S = 6,62$ м).

Коэффициент k $1/(м \cdot МПа)$, ослабления лучей топочной средой определяем по формуле:

$$k = (k_r \cdot r_{\Pi}) + (k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}}) + k_{\text{к}}$$

где $(k_r \cdot r_{\Pi})$ – коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, $1/(м \cdot МПа)$;

$(k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}})$ – коэффициент ослабления лучей золовыми частицами, $1/(м \cdot МПа)$;

$k_{\text{к}}$ – коэффициент ослабления лучей горящими коксовыми частицами, по рекомендациям, изложенным в [2] стр. 43, принимаем $k_{\text{к}} = 0,51/(м \cdot МПа)$.

По формуле определяем коэффициент ослабления лучей трехатомными газами:

$$k_r \cdot r_{\Pi} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{\Pi} S}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T''_{\text{г}}}{1000} \right) \cdot r_{\Pi}$$

где $T''_{\text{г}}$ – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;

$r_{\Pi} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$ – объемная доля трехатомных газов, принимается по табл. настоящего расчета.

По рекомендациям принимаем температуру газов на выходе из топки

$t''_{\text{г}} = 1100^{\circ}\text{C}$.

$$\begin{aligned} k_r \cdot r_{\Pi} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,120}{\sqrt{0,258 \cdot 6,62}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{(1100 + 273)}{1000} \right) \cdot 0,258 = \\ &= 0,817 \frac{1}{(м \cdot МПа)} \end{aligned}$$

По формуле определяем коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы:

$$k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}} = 43 \cdot \frac{\rho_{\text{г}} \cdot \mu_{\text{зл}}}{(T''_{\text{г}} \cdot d_{\text{зл}})^{0,67}}$$

где $\rho_{\text{г}}$ – плотность дымовых газов при атмосферном давлении, г/м^3 , принимаем $\rho_{\text{г}} = 1300 \text{ г/м}^3$ ($1,3 \text{ кг/м}^3$);

$d_{\text{зл}}$ – эффективный диаметр золовых частиц, мкм ($d_{\text{зл}}$ определяется по рекомендациям, Для ММ принимаем $d_{\text{зл}} = 16$ мкм).

$\mu_{\text{зл}}$ – концентрация золовых частиц в потоке газов, кг/кг .

$$k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}} = 43 \cdot \frac{1300 \cdot 0,0149}{((1150 + 273) \cdot 16)^{0,67}} = 1,026 \frac{1}{(м \cdot МПа)}$$

Коэффициент ослабления лучей топочной средой

$$k = 0,817 + 1,026 + 0,5 = 2,342 \frac{1}{(м \cdot МПа)}$$

Коэффициент излучения факела (степень черноты факела):

$$\xi_{\text{ф}} = 1 - e^{-2,342 \cdot 0,1 \cdot 6,62} = 0,788$$

2) Тепловосприятие в топке оценивается средним коэффициентом тепло-

вой эффективности экранов ψ_{cp}, Ψ_{cp} :

$$\Psi_{cp} = \frac{\sum \psi_i \cdot F_{cti}}{\sum F_{cti}} = \frac{\psi_1 \cdot F_1 + \psi_2 \cdot F_2 + \psi_3 \cdot F_3 + \psi_4 \cdot F_4 - \psi_5 \cdot F_5 + \psi_6 \cdot F_6}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 - F_5 + F_6},$$

где $\psi_i = \xi \cdot \chi$ – коэффициент тепловой эффективности i-го участка экрана;
 $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$ – поверхность i-го участка экрана (поверхности соответственно задней, фронтальной, 1-ой боковой, 2-ой боковой стены, амбразур горелок и фестона).

ξ – условный коэффициент загрязнения поверхности, $\xi=0,5$; для газа $\xi=0,65$;

χ – угловой коэффициент экрана, $\chi=0,95$,

$$\Psi_{cp} = \frac{(131,25 + 247,5 + 2 \cdot 121 - 4,25) \cdot 0,95 + 63 \cdot 1}{2 \cdot 657,75} = 0,474.$$

Коэффициент теплового излучения топки равен

$$\xi_t = \frac{\xi_f}{\xi_f + (1 - \xi_f) \cdot \Psi_{cp}} = \frac{0,788}{0,788 + (1 - 0,788) \cdot 0,474} = 0,887.$$

4.3 РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ НА ВЫХОДЕ ИЗ ТОПКИ

Адиабатическая температура горения ϑ_a , °С, определяется по полезному тепловыделению в топке Q_t , кДж/кг, при избытке воздуха в топке $\alpha_t=1,2$.

1) Полезное тепловыделение в топке (для расчета ϑ_a и $V \cdot c_{cp}$) складывается из располагаемой теплоты топлива за вычетом топочных потерь и теплоты внешнего подогрева топлива и воздуха, парового дутья и теплоты рециркулирующих газов. Q_t :

$$Q_t = Q_p^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{пф} + Q_{в} + r \cdot H_{г.отб},$$

где Q_p^p – располагаемое тепло топлива, кДж/кг;

q_3, q_4, q_6 – потери тепла от химической и физической неполноты сгорания топлива и с теплом шлака;

$Q_{пф}$ – тепло вносимое в топку паровым дутьём, кДж/кг, ($Q_{пф} = 0$);

$Q_{в}$ – теплота, вносимая воздухом в топку, кДж/кг;

$r \cdot H_{г.отб}$ – теплота рециркулирующих газов, кДж/кг, ($r \cdot H_{г.отб} = 0$).

$$Q_{в} = (a_t - \Delta a_t - \Delta a_{пл}) \cdot H_{г.в.}^0 + (\Delta a_t + \Delta a_{пл}) \cdot H_{х.в.}^0$$

где $H_{г.в.}^0, H_{х.в.}^0$ – энтальпия соответственно горячего воздуха и присосов холодного воздуха извне.

По рекомендациям, изложенным в принимаем $t_{г.в.}=350$ °С. Энтальпию горячего воздуха определяем по данным табл. 2.2 настоящего расчета методом

интерполяции:

$$H_{г.в.} = 1299 + \frac{(2637 - 1299) \cdot 150}{200} = 2302,5 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_{г.} = (1,2 - 0,08 - 0,1) \cdot 2302,5 + (0,08 + 0,1) \cdot 385,38 = 2417,9 \text{ кДж/кг}.$$

Полезное тепловыделение в топке:

$$Q_T = 17920 + 2417,9 = 20337,9 \text{ кДж/кг}.$$

2) Среднюю суммарную теплоемкость продуктов сгорания $V \cdot c_{cp}$, кДж/(кг·°C). Предварительно принимаем температуру газов на выходе из топки $\vartheta_T'' = 1100^\circ\text{C}$.

Для твердых топлив температура газов на выходе из топки выбирается из условия предупреждения шлакования последующих поверхностей нагрева. Кроме того, для топок с твердым шлакоудалением должны быть сгранулированы расплавленные микрокапли шлака до встречи их с трубами на выходе из топки. Для этого температура топочных газов на выходе из топки должна быть ниже температуры t_2 начала размягчения золы. Для Анадырского бурого угля марки ЗБт₂ = 1460 °C.

$$V \cdot c_{cp} = \frac{(Q_T - H_T'')}{(\vartheta_a - \vartheta_T'')},$$

где ϑ_a – адиабатическая температура горения, °C, соответствует условию, когда все полезное тепловыделение воспринимается продуктами сгорания (при отсутствии теплотерь топки), ϑ_a определяется по данным настоящего расчета по известному значению Q_T . Принимая $H_T = Q_T = 19962,2 \text{ кДж/кг}$, получаем

$$\vartheta_a = 1800 + \frac{(20337,9 - 19614)}{(22056,2 - 19614)/200} = 1859^\circ\text{C};$$

H_T'' – энтальпия продуктов сгорания при ϑ_T''

$$H_T'' = 10205,7 + \frac{(12487,4 - 10205,7) \cdot 150}{200} = 11917,0 \text{ кДж/кг}.$$

$$V \cdot c_{cp} = \frac{20337,9 - 11917,0}{1859 - 1150} = 11,87.$$

3) Коэффициент M расположения горелок (коэффициент M учитывает относительное положение ядра факела по высоте топки, что влияет на ϑ_T'' ; M зависит от вида топлива и способа его сжигания.

При камерном сжигании твердых топлив, $M = 0,56 - 0,5 \cdot X_T$, где X_T – коэффициент, характеризующий относительную высоту положения зоны максимума температур в топке:

$$X_T = \frac{h_{гор}}{h_T''} + \Delta X,$$

где $h_{\text{гор}}$ – высота размещения горелок, $h_{\text{гор}}=3,5$ м;

h'_T – расчетная высота заполняющего топку факела (от нижней части топки до середины выходного газового окна);

ΔX – поправка, при $D_{\text{ном}} \leq 110$ кг/с принимаем $\Delta x=0,1$;

$$X_T = \frac{3,5}{16} + 0,1 = 0,32.$$

$$M = 0,56 - 0,5 \cdot 0,32 = 0,4.$$

Максимальное значение M не превышает 0,5.

4) Действительная температура газов на выходе из топки ϑ''_T , °C,:

$$\vartheta''_T = \frac{T_a}{M \cdot \left[\frac{5,67 \cdot \Psi_{\text{ср}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot \xi_T \cdot (T_a)^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B_H \cdot V \cdot c_{\text{ср}}} \right]^{0,6} + 1} - 273,$$

где T_a – абсолютная адиабатическая температура горения,

$$T_a = \vartheta_a + 273 = 1859 + 273 = 2132 \text{ К};$$

$\Psi_{\text{ср}}$ – средний коэффициент тепловой эффективности экранов;

$F_{\text{ст}}$ – полная поверхность стен, включая площадь горелок; м²;

ξ_T – коэффициент теплового излучения топки;

φ – коэффициент сохранения теплоты, $\varphi = 1 - [q_5 / (\eta_k + q_5)] = 0,99$;

B_p – расчетный расход топлива (с учётом механического недожога), кг/с.

$$\vartheta''_T = \frac{2132}{0,4 \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 0,474 \cdot 657,75 \cdot 0,887 \cdot 2132^3}{10^{11} \cdot 0,99 \cdot 9,39 \cdot 11,87} \right]^{0,6} + 1} - 273 = 1142 \text{ °C}.$$

Полученное значение $\vartheta''_T = 1142$ °C сравниваем с предварительно принятым значением $\vartheta''_T = 1100$ °C. Расхождение не превышает + 100 °C. Нормативное требование выполняется.

Принимаем температуру газов на выходе из топки $\vartheta''_T = 1142$ °C.

Рассчитываем энтальпию газов на выходе из топки:

$$H''_T = 10205,7 + \frac{(12487,4 - 10205,7) \cdot 142}{200} = 11830,9 \text{ кДж/кг}.$$

3) Количество тепла воспринятого в топке:

$$Q_{\text{дл}}^T = \varphi \cdot (Q_T - H''_T) = 0,99 \cdot (20337,9 - 11830,9) = 8460,7 \text{ кДж/кг}.$$

Здесь $\varphi = 0,99$ – коэффициент сохранения теплоты;

Q_T – полезное тепловыделение в топке.

4) Средняя тепловая нагрузка лучевоспринимающей поверхности нагрева:

$$q_{\text{л}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{л}}^T}{V_T} = \frac{9,39 \cdot 8460,7}{624} = 127,3 \text{ кВт/м}^2.$$

Расчетное тепловое напряжение топочного объема :

$$q_V^p = \frac{B \cdot Q_{\text{н}}^p}{V_T} = 140,4 \text{ кВт/м}^3.$$

5. РАСЧЁТ ФЕСТОНА

5.1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Поверочный тепловой расчёт фестона сводится к определению количества тепла, воспринимаемого фестонем. Количество теплоты, воспринимаемое фестонем, рассчитывается по уравнению теплового баланса и по уравнению теплопередачи. Результаты расчётов сравниваются, если расхождение результатов расчётов по уравнению теплового баланса и по уравнению теплопередачи не превышает $\pm 5\%$, то расчёт считается выполненным.

Конструктивно фестон состоит из труб заднего экрана, но размещенных с увеличенным поперечным $S_1=200 \div 300$ мм и продольным $S_2=250 \div 400$ мм шагами. При этом трубы фестона разводятся в несколько рядов Z_2 . Иногда фестон выполняется из труб большего диаметра (около 100 мм), расположенных в один ряд ($S_1=400 \div 800$ мм).

Из расчета топки для предыдущей поверхности нагрева известными являются температура и энтальпия газов перед фестонем. Температура газов за фестонем принимается с последующей проверкой и уточнением ее. Кроме этого, она должна быть увязана с условиями обеспечения надежной работы пароперегревателя. охлаждение дымовых газов в фестоне $\Delta \vartheta = \vartheta_{\text{ф}}'' - \vartheta_{\text{ф}}'$ можно предварительно принять для однорядных фестонов ($z_2=1$) $7-10^\circ\text{C}$, для двухрядных – $15-20^\circ\text{C}$, для трехрядных фестонов – $30-40^\circ\text{C}$ и для четырехрядных – $50-60^\circ\text{C}$ (меньшее значение для влажного топлива, большее – для сухого). Количество рядов по ходу газов в фестоне Z_2 принимается из чертежа котла.

Температура обогреваемой среды постоянна и равна температуре кипения при давлении в барабане котла, температурный напор определяется по формуле:

$$\Delta t = \vartheta_{\text{ср}} - t_{\text{н}}.$$

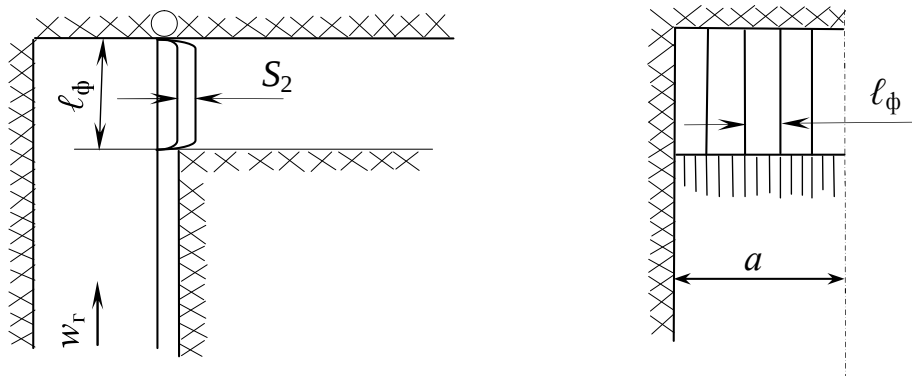
где $\vartheta_{\text{ср}} = 0,5(\vartheta_{\text{ф}}' + \vartheta_{\text{ф}}'')$ – средняя температура газов в фестоне,

$^\circ\text{C}$; $t_{\text{н}}$ – температура кипения при давлении в барабане.

Средняя скорость газов в фестоне, величина, которая необходима для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией. Объем газов на единицу топлива V_T определяется по избытку воздуха на выходе из топки.

Площадь живого сечения для прохода газов определяется из чертежа с ис-

пользованием рис. 5.1.



Р и с. 5.1. К расчету живого сечения f фестона

$$f_r = l_\phi \cdot (a - Z_1 \cdot d),$$

где l_ϕ – высота газового окна, где размещен фестон, м; a – ширина котла по фронту, м; d – диаметр труб (определяется из чертежа); Z_1 – число труб в одном ряду.

Если расстояние от крайней трубы фестона равно поперечному шагу S_1 , то

$$Z_1 = a/S_1 - 1.$$

Если указанное расстояние равно $S_1/2$, то

$$Z_1 = a/S_1.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k при поперечном обтекании определяется в зависимости от формы пучка (коридорный или шахматный). При косом обтекании коридорных пучков с углом между направлением потока и осями труб $< 80^\circ$ полученная из номограммы величина α_k умножается на 1,07.

Коэффициент теплоотдачи излучением определяется по номограмме.

Эффективная толщина излучающего слоя определяется по формуле:

$$s = 0,9 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right).$$

Шаги труб определяются по действительному расстоянию между осями труб из чертежа. При конструкторском расчете рекомендуются следующие шаги труб фестона $S_1 \geq 300$, $S_2 \geq 200$ мм.

Излучение газовых объемов на фестон не учитывается. Температура загрязненной стенки вычисляется по формуле:

$$t_3 = t_n + \Delta t,$$

где $\Delta t = 80^\circ \text{C}$.

При расчете коэффициента теплопередачи для фестонов не учитывается

коэффициент теплоотдачи от стенки к пароводяной смеси α_2 , так как он много больше α_1 , и поэтому термическим сопротивлением $1/\alpha_2$ можно пренебречь.

Во всех случаях коэффициент теплоотдачи для фестона определяется по формуле:

$$K = \Psi \cdot \alpha_1,$$

где Ψ – коэффициент тепловой эффективности.

Для фестонов котлов большой мощности и развитых котельных пучков котлов малой мощности в зависимости от рода топлива Ψ принимаются в диапазоне 0,5÷0,7.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 для фестона определяется по формуле:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k \cdot \alpha_d),$$

где ξ – коэффициент использования поверхности.

Полная теплообменная поверхность фестона:

$$F_\Phi = Z_1 \cdot Z_2 \cdot \pi \cdot d \cdot l_\Phi.$$

Для расчета количества теплоты, передаваемого от газов к фестону за счет конвективного теплообмена Q_t , по в качестве расчетной поверхности нагрева принимается полная теплообменная поверхность фестона.

При поверочном расчете по уравнению теплопередачи определяется количество теплоты, переданное поверхности фестона Q_t , и сравнивается с величиной тепловосприятости фестона Q_Φ , которая складывается из двух составляющих: теплоты, непосредственно отданной газами при их охлаждении от ϑ'_Φ до ϑ''_Φ ; теплоты, полученной фестоном излучением из топки.

$$Q_\delta = (H'_\Phi - H''_\Phi) \rho,$$

5.2 ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРА ФЕСТОНА

Геометрические параметры фестона принимаются по паспортным данным котла:

- наружный диаметр труб $d_H = 76$ мм;
- число рядов труб по ходу движения газов $Z_2=4$;
- поперечный шаг труб $S_1=380$ мм;
- продольный шаг труб $S_2=400$ мм;
- расположение труб - шахматное;
- размер поверхности нагрева $F_\Phi=164$ м²;
- живое сечение для прохода газов $f=50,3$ м².

5.3 РАСЧЕТ ЭНТАЛЬПИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ НА ВЫХОДЕ ИЗ ФЕСТОНА

Температуру дымовых газов перед фестоном принимаем равной температуре газов на выходе из топки.

$$\vartheta'_{\phi} = \vartheta''_{\tau} = 1142^{\circ}\text{C},$$

$$H'_{\phi} = H''_{\tau} = 11830,9 \text{ кДж/кг}.$$

Температуру дымовых газов за фестоном определяем по формуле:

$$\vartheta''_{\phi} = \vartheta'_{\phi} - \Delta\vartheta_{\phi} = 1142 - 70 = 1072^{\circ}\text{C},$$

где принимаем $\Delta\vartheta_{\phi} = 70^{\circ}\text{C}$ – охлаждение газов в фестоне.

ϑ''_{ϕ} принимается в соответствии.

Энтальпия дымовых газов на выходе из фестона:

$$H''_{\phi} = 10205,7 + \frac{(12487,4 - 10205,7) \cdot 72}{200} = 11032,3 \text{ кДж/кг}.$$

5.4 РАСЧЕТ ТЕПЛОТЫ, ВОСПРИНИМАЕМОЙ ФЕСТОНОМ, ПО УРАВНЕНИЮ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА

Теплота, воспринимаемая фестоном, складывается из двух составляющих:

$$Q_{\phi} = Q_{б.\phi} + Q_{л.\phi}.$$

1) Теплота, отданная газами $Q_{б.\phi}$, кДж/кг, рассчитывается по (уравнению теплового баланса) :

$$Q_{б.\phi} = \varphi \cdot (H'_{\phi} - H''_{\phi} + \Delta\alpha \cdot H^0_{\text{прис}}),$$

где φ – коэффициент сохранения теплоты, учитывает потери теплоты поверхностью нагрева в окружающую среду, $\varphi = 0,99$;

H'_{ϕ}, H''_{ϕ} – энтальпия газов соответственно на входе в фестон и на выходе из фестона, кДж/кг;

$\Delta\alpha$ – изменение коэффициента избытка воздуха в поверхности охлаждения (фестона), $\Delta\alpha = 0$;

$H^0_{\text{прис}}$ – энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг.

$$Q_{б.\phi} = 0,99 \cdot (11830,9 - 11032,3) = 794,2 \text{ кДж/кг}.$$

2) Теплота $Q_{л.\phi}$, кДж/кг, полученная фестоном излучением из топки, определяется по следующей формуле:

$$Q_{л.\phi} = X_{\phi} \cdot Q_{л.вх.\phi},$$

где X_{ϕ} – угловой коэффициент трубного пучка, учитывает то, что не все тепло, излучаемое из топки, воспринимается фестоном. При $S_1/d = 380/76 = 5$ для шахматного расположения труб принимаем $X_{\phi} = 0,74$;

$Q_{\text{л.вх.ф}}$ – теплота излучения из топки на фестон, кДж/кг.

Теплоту излучения из топки на фестон]:

$$Q_{\text{л.вх.ф}} = \eta_{\text{в}} \cdot q_{\text{л}} \cdot \frac{F_{\text{л.ф}}}{B_{\text{р}}},$$

где $\eta_{\text{в}}$ – коэффициент распределения тепловой нагрузки по высоте топки, принимаем $\eta_{\text{в}}=0,8$;

$q_{\text{л}}$ – среднее тепловое напряжение поверхности нагрева топочных экранов, кВт/м²;

$F_{\text{л.ф}}$ – лучевоспринимающая поверхность фестона, м²,

$$F_{\text{л.ф}} = F_{\text{фест}} = 63 \text{ м}^2.$$

Среднее тепловое напряжение поверхности нагрева $q_{\text{л}}$, кВт/м², топочных экранов :

$q_{\text{л}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{л}}}{H_{\text{л}}}$, где $Q_{\text{л}}$ – удельное тепловосприятие топки, кДж/кг, :

$$Q_{\text{л}} = \varphi \cdot (Q_{\text{т}} - H_{\text{т}}) = 0,99 \cdot (20337,9 - 11830,9) = 8460,7 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{\text{л}} = \frac{9,39 \cdot 8460,7}{624} = 127,3 \text{ кВт/м}^2;$$

$$Q_{\text{л.вх.ф}} = 0,8 \cdot 127,3 \cdot \frac{63}{9,39} = 736,5 \text{ кДж/кг}.$$

Тепло, полученное фестоном излучением из топки:

$$Q_{\text{л.ф}} = 0,74 \cdot 736,5 = 545,011 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_{\text{ф}} = Q_{\text{с.ф}} + Q_{\text{л.ф}} = 794,2 + 545,01 = 1339,25 \text{ кДж/кг}.$$

5.5 РАСЧЁТ ТЕПЛОТЫ, ВОСПРИНИМАЕМОЙ ФЕСТОНОМ, ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕЙ

Количество тепла $Q_{\text{т}}$, кДж/кг, передаваемое фестону по условию теплопередачи:

$$Q_{\text{т}} = \frac{F_{\text{ф}} \cdot K \cdot \Delta t}{10^3 \cdot B_{\text{р}}},$$

где F – расчетная теплообменная поверхность фестона, м²;

K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К);

Δt – усредненный по всей теплообменной поверхности температурный напор, °С;

$B_{\text{р}}$ – расчетный расход топлива, кг/с.

1) Усредненный температурный напор определяем по рекомендациям, изложенным в , при неизменной температуре одной из сред. Температуру пароводяной смеси в фестоне. как температуру насыщения при давлении в барабане котла $p_{\text{бар}}=13,6$ МПа, $t_{\text{ф}}=334,34^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_{\text{б}} = \vartheta'_{\text{ф}} - t_{\text{ф}} = 1142 - 334,34 = 808^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\text{ф}} - t_{\text{ф}} = 1072 - 334,34 = 738^{\circ}\text{C}.$$

Усредненный температурный напор :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{808 - 738}{2,3 \cdot \lg \frac{808}{738}} = 773^{\circ}\text{C}.$$

2) Расчетную скорость $W_{\text{г}}$, м/с, газов в фестоне определяем по :

$$W_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot V_{\text{г}} \cdot (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot f},$$

где $V_{\text{г}}$ – полный объем газов при сжигании 1 кг топлива при 0,1 МПа и 0°C , определяемый по среднему избытку воздуха в газоходе, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$\vartheta_{\text{ср}}$ – средняя температура дымовых газов в газоходе, $^{\circ}\text{C}$, (определяется как полусумма температур газов на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее);

f – живое сечение фестона (сечение для прохода газов), м^2 .

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta'_{\text{ф}} + \vartheta''_{\text{ф}}}{2} = \frac{1142 + 1072}{2} = 1107^{\circ}\text{C}.$$

$$W_{\text{г}} = \frac{9,39 \cdot 6,524 \cdot (1107 + 273)}{273 \cdot 50,3} = 6,13 \text{ м/с}.$$

3) Коэффициент теплопередачи K , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, определяем по следующей формуле :

$$K = \psi \cdot \alpha_1,$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, принимается по , $\psi=0,65$;

α_1 – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

4) α_1 :

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}),$$

где ξ – коэффициент использования поверхности нагрева, учитывает неравномерное омывание поверхности газами, принимаем $\xi=1$;

$\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи конвекций от газов к поверхности нагрева, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;

$\alpha_{\text{л}}$ – коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, Вт/(м²·К).

5) Коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_{\text{к}}$, Вт/(м²·К), для шахматных гладкотрубных пучков :

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}}^{\text{к}} \cdot C_{\text{Z}} \cdot C_{\text{S}} \cdot C_{\text{ф}},$$

где $\alpha_{\text{н}}^{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К), (для шахматных трубных пучков при поперечном омывании);

C_{Z} – поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов, при $Z_2 \geq 10$, $C=1$;

C_{S} – поправка на компоновку пучка, определяется в зависимости от относительных шагов σ_1 и σ_2 труб пучка. C_{S} .

$C_{\text{ф}}$ – поправка на физические характеристики потока.

Относительные шаги труб фестона рассчитываем по формулам:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{380}{76} = 5;$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{400}{76} = 5,26.$$

C_{S} определяем по рис 6.5 [2], принимаем $C_{\text{S}}=0,9$.

При $Z_2 < 10$ и $\sigma_1 \geq 3,0$

$$C_{\text{Z}} = 4 \cdot Z_2^{0,02} - 3,2 = 4 \cdot 4^{0,02} - 3,2 = 0,91.$$

$C_{\text{ф}}$ определяем по рисунку 6.5 [2]:

при $\vartheta_{\text{ср}} = 1131^\circ\text{C}$, $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,120$ принимаем $C_{\text{ф}}=0,97$;

при $W_{\text{г}} = 6,13$ м/с, $d = 76$ мм, принимаем $\alpha_{\text{н}}^{\text{к}} = 51,0$ Вт/(м²·К).

$$\alpha_{\text{к}} = 51,0 \cdot 0,9 \cdot 0,91 \cdot 0,97 = 40,5 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}.$$

6) Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{л}}$, Вт/(м²·К), продуктов сгорания определяем по формуле:

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}}^{\text{л}} \cdot \xi,$$

где $\alpha_{\text{н}}^{\text{л}}$ – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К); по известной температуре стенки фестона и средней температуре газов;

ξ – коэффициент теплового излучения газовой среды (степень черноты продуктов сгорания для запыленного потока), определяется по температуре дымовых газов :

$$\xi = 1 - e^{-k_{\text{п}} S}.$$

Здесь $k_{\text{п}} S$ – суммарная оптическая толщина продуктов сгорания,]:

$$kpS = (k_r \cdot r_n + k_{зл} \cdot \mu_{зл}) \cdot p \cdot S.$$

Эффективную толщину S излучающего слоя для гладкотрубных пучков :

$$S = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,076 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,38 \cdot 0,4}{0,076^2} - 1 \right) = 2,22 \text{ м},$$

$p = 0,1$ МПа – давление в топочной камере.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами при

$$r_{H_2O} = 0,120; r_n = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,258;$$

$$T_{фест} = \theta_{ср} + 273 = 1107 + 273 = 1380 \text{ К}.$$

$$\begin{aligned} k_r \cdot r_n &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot S}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{фест}''}{1000} \right) \cdot r_n, \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,120}{\sqrt{0,258 \cdot 2,22}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1380}{1000} \right) \cdot 0,258 = \\ &= 1,49 \frac{1}{(\text{м} \cdot \text{МПа})} \end{aligned}$$

Коэффициент ослабления лучей частицами золы при $\mu_{зл} = 0,0149$

$$k_{зл} \cdot \mu_{зл} = \frac{43 \cdot 1300 \cdot 0,0149}{(1380 \cdot 16)^{0,67}} = 1,02 \frac{1}{(\text{м} \cdot \text{МПа})}.$$

$$kpS = (1,49 + 1,02) \cdot 0,1 \cdot 2,22 = 0,56.$$

Коэффициент теплового излучения (степень черноты) газового потока.

$$\xi = 1 - e^{-0,56} = 0,43.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания равен:

$$\alpha_n = \alpha_n^л \cdot \xi = 260 \cdot 0,43 = 111,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Здесь $\alpha_n^л = 260 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при средней температуре газов в фестоне $\theta_{ср} = 1107^\circ\text{С}$ и температуре загрязненной стенки труб фестона $t_3 = t_n + \Delta t = 334,34 + 80 = 414,34^\circ\text{С}$.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке определяем по формуле:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n),$$

где ξ – коэффициент использования поверхности, $\xi = 1$.

$$\alpha_1 = 1 \cdot (40,5 + 111,3) = 151,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи определяем по формуле:

$$K = \psi \cdot \alpha_1,$$

$$K = 0,65 \cdot 151,8 = 98,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Количество тепла, передаваемое фестону по условию теплопередачи определяем по формуле:

$$Q_{\tau} = \frac{F_{\phi} \cdot K \cdot \Delta t}{10^3 \cdot B_p} = \frac{164 \cdot 98,7 \cdot 773}{10^3 \cdot 9,39} = 1333,3 \text{ кДж/кг.}$$

5.6 НЕВЯЗКА БАЛАНСА ТЕПЛОТЫ

Невязка баланса теплоты для фестона рассчитывается по формуле:

$$|\Delta Q_{\phi}| = \frac{|Q_{\tau} - Q_{\phi}|}{Q_{\phi}} \cdot 100\% = \frac{|1333,3 - 1339,25|}{1339,25} \cdot 100\% = 0,45 \text{ \%}.$$

Невязка теплового баланса для фестона не превышает допустимого значения $\pm 5 \text{ \%}$, расчет фестона считается законченным.

Таблица П 1 – Теплоемкость продуктов сгорания газов и воздуха

t, °C	C_{CO_2}	C_{N_2}	C_{H_2O}	C_B
	кДж/м ³			
100	171,7	130,1	150,5	132,7
200	360,0	261,0	304,0	267,0
300	563	394	463	403
400	776	529	626	542
500	999	667	795	685
600	1231	808	969	830
700	1469	952	1149	979
800	1712	1098	1334	1129
900	1961	1247	1526	1283
1000	2213	1398	1723	1438
1100	2458	1551	1925	1595
1200	2717	1705	2132	1754
1300	2977	1853	2344	1914
1400	3239	2009	2559	2076
1500	3503	2166	2779	2239
1600	3769	2324	3002	2403
1700	4036	2484	3229	2567
1800	4305	2644	3458	2732
1900	4574	2804	3690	2899
2000	4844	2965	3926	3066
2100	5115	3127	4163	3234
2200	5386	3289	4402	3402
2300	5658	3452	4643	3571
2400	5930	3615	4888	3740
2500	6203	3778	5132	3910

Таблица П 2 - Удельные объемы и энтальпии сухого насыщенного пара и воды на кривой насыщения

P	t_s	v'	v''	i'	i''	r
МПа	°C	м ³ /кг	м ³ /кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг
0,001	6,982	0,0010001	129,208	29,33	2513,8	2484,5
0,002	17,511	0,0010012	67,006	73,45	2533,2	2459,8
0,003	24,098	0,0010027	45,668	101,00	2545,2	2444,2
0,004	28,981	0,0010040	34,803	121,41	2554,1	2432,7
0,005	32,90	0,0010052	28,196	137,77	2561,2	2423,4
0,006	36,18	0,0010064	23,742	151,50	2567,1	2415,6
0,007	39,02	0,0010074	20,532	163,38	2572,2	2408,8
0,008	41,53	0,0010089	18,106	173,87	2576,7	2402,8
0,009	43,79	0,0010094	16,206	183,28	2580,8	2397,5
0,010	45,83	0,0010102	14,676	191,84	2584,8	2392,6
0,012	49,45	0,0010119	12,364	206,94	2590,9	2384,0
0,014	52,58	0,0010133	10,696	220,03	2596,4	2376,4
0,016	55,34	0,0010147	9,4348	231,60	2601,3	2369,7
0,018	57,83	0,0010160	8,4470	242,00	2607,5	2363,7
0,020	60,09	0,0010172	7,6515	251,46	2609,6	2358,1
0,600	158,84	0,0011009	0,31556	670,4	2756,4	2086,0
0,700	164,96	0,0011082	0,27274	697,1	2762,9	2065,8
0,800	170,49	0,0011150	0,24030	720,9	2768,4	2047,5
0,900	175,36	0,0011213	0,21484	742,6	2773,0	2030,4
1,000	179,88	0,0011274	0,19430	762,6	2777,0	2014,4
1,10	184,06	0,0011331	0,17739	781,1	2780,4	1999,3
1,20	187,96	0,0011386	0,16320	798,4	2783,4	1985,0
1,30	191,60	0,0011438	0,15112	814,7	2786,0	1971,3
1,40	195,04	0,0011489	0,14072	830,1	2788,4	1958,3
1,50	198,28	0,0011538	0,13165	844,7	2790,4	1945,7

Примечание: t – температура насыщения при давлении P , °C; v' и v'' – удельные объемы воды и водяного пара, м³/кг; i – энтальпия воды и водяного пара, кДж/кг; r – скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

Министерство образования и науки Самарской области
Государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение
Самарской области
«САМАРСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ»
(ГБПОУ «СЭК»)

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

ПМ 01 Обслуживание котельного оборудования
на тепловых электрических станциях

МДК 01.01 Техническое обслуживание котельного оборудования на теп-
ловых электрических станциях

Студент _____
(Ф.И.О. полностью)

_____ (тема)

Программа подготовки специалистов среднего звена
По специальности 13.02.01 Тепловые электрические станции
на базе основного общего образования
углубленная подготовка
Форма обучения очная

Зав. кафедрой «_____» _____ И.О. Фамилия

Руководитель проекта _____ И.О. Фамилия

Консультанты * _____ И.О. Фамилия
_____ И.О. Фамилия
_____ И.О. Фамилия
_____ И.О. Фамилия

Самара (год)

*Консультанты указываются при наличии разделов курсового проекта и педагогической нагрузки.

Министерство образования и науки Самарской области
Государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение
Самарской области
«САМАРСКИЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ»
(ГБПОУ «СЭК»)

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
«_____»
_____/_____/_____
«__»_____ 20__ г.

Программа подготовки специалистов среднего звена
По специальности 13.02.01 Тепловые электрические станции

на базе основного общего образования
углубленная подготовка
Форма обучения очная

ЗАДАНИЕ
на курсовой проект
ПМ 01 Обслуживание котельного оборудования
на тепловых электрических станциях
МДК 01.01 Техническое обслуживание котельного оборудования на теп-
ловых электрических станциях

Студенту _____
(фамилия, имя, отчество)

Группа _____

Тема курсового проекта _____

утверждена приказом по обра-
зовательной организации

№ _____ от _____ 20__ г.

Срок сдачи законченного КП

_____ 20__ г.