

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

В. А. Кулагин

подпись

инициалы, фамилия

«____»

20__г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код - наименование направления

Исследование влияния коэффициента избытка воздуха на протекание
топочных процессов в пылеугольных энергетических паровых котлах на
примере станционного котла №17 БКЗ-320 на АО «Красноярская ТЭЦ-1»

тема

Руководитель

к.т.н., доцент

А.Ю. Радзюк

подпись, дата

должность, ученая степень

инициалы, фамилия

Выпускник

П.О. Шпагин

подпись, дата

инициалы, фамилия

Красноярск 2022

1 Оглавление

1	Введение	4
1.1	Причины и последствия возникновения присосов	5
1.2	Нормативные значения присосов	6
1.3	Краткое описание электростанции	7
1.4	Технико-экономические показатели за 2020 г.	8
1.5	Связь с энергосистемой	14
1.6	Система пылеприготовления.....	18
1.7	Система гидрозолоудаления.....	24
2	Описание объекта исследований (станционный котел №17)	25
2.1	Краткая характеристика котла БКЗ-320 (270)-140 ПТ-2 ст.№17.....	25
2.3	Пароперегреватель котла ст. №17.....	27
2.4	Конвективная шахта	28
2.5	Описание схем воздухопроводов.....	28
2.6	Установка непрерывного шлакоудаления	29
3	Основной расчет.	30
3.1	Выбор температуры горячего воздуха и компоновка хвостовых поверхностей нагрева	30
3.2	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным газоходам.....	31
3.3	Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания	33
3.3.1	Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$	33
3.3.2	Действительные объемы продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха больше единицы	35
3.3.3	Энтальпия продуктов сгорания по газоходам.....	37
3.3.4	Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата	40
3.4	Тепловой расчет топочной камеры.....	43
3.4.1	Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры	43
3.4.2	Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры	44
3.4.3	Расчёт теплообмена в топке	44
3.5	Расчет радиационного пароперегревателя.....	51

3.6	Расчет ширмового пароперегревателя	55
3.7	Расчет конвективного пароперегревателя	70
3.8	Расчет воздухоподогревателя первой ступени	82
3.9	Расчет водяного экономайзера первой ступени	90
3.10	Расчет воздухоподогревателя второй ступени	96
3.11	Расчет водяного экономайзера второй ступени	104
3.12	Составление прямого баланса	110
4	Анализ расчетной работы	113
4.1	Оценка влияния присосов воздуха в горизонтальный газоход котла...	118
4.2	Оценка влияния присосов воздуха в конвективную шахту котла перед ВЭЖ 120	
4.3	Оценка влияния присосов воздуха в конвективную шахту котла перед ВЗП 122	
5	Заключение.....	123
6	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	125

1 ВВЕДЕНИЕ

Присосы воздуха в систему котлоагрегата — это неорганизованные поступления воздуха в газовый тракт, вызывающие повышение коэффициента избытка воздуха в дымовых газах и в углеразмольной мельницы при работе под пониженным давлением. Воздух который является избыточным, поступает в газовый тракт котельного агрегата и провоцирует увеличенные тепловые потери с уходящими газами, так же возрастает сопротивление тракта, приводит к перегрузке дымососов и вследствие чего происходит снижение теплопроизводительности котла и его КПД.

Контроль присосов воздуха принято осуществлять ежемесячно, в соответствии с «Правилами технической эксплуатации тепловых энергоустановок». Присосы воздуха в топку котельного агрегата существенно влияют на тепловую работоспособность котла.

Количество тепла, передаваемого излучением уменьшается из-за снижения температуры газов в результате поступления холодного воздуха

При увеличении присосов воздуха в топку на 0,1 снижает количество тепла, передаваемого излучением, до 4-5 %. Перегрузка конвективных поверхностей может быть вызвана уменьшением тепловосприятия радиационными поверхностями нагрева, в связи с чем начнется увеличение температуры дымовых газов.

Уменьшение количества тепла, передаваемого поверхностям нагрева расположенным за местом возникновения присоса холодного воздуха является последствием уменьшения количества теплоты после понижения температуры в газоходе котельного агрегата из-за образования присоса. Результатом является увеличение температуры дымовых газов по ходу через последующие поверхности нагрева

1.1 Причины и последствия возникновения присосов

Причинами возникновения присосов воздуха в газоходе котельного агрегата могут являться:

- пробои в компенсаторах тепловых расширений, расположенных между газоходами, возникающие в процессе износа металла компенсаторов, дефектах ОПС (при заклинивании ОПС затрудняется тепловое перемещение и компенсатор рвется).

- открытые окна для размещения контрольно-измерительной аппаратуры;

- недостаточное уплотнение мест прохода труб и коллекторов, возникающее в процессе износа изоляции, неправильного режима эксплуатации, хлопков и др. ненормальных режимах работы котла.

- низкое качество вспомогательной арматуры котла (лазы, лючки, гляделки и пр.);

- дефекты конструкции обмуровки котельного агрегата, возникающие в процессе хлопков котла и обрушения слоя обмуровки или изоляции, что также неизбежно приводит к прогоранию обшивы котла. Также к обрушению обмуровки могут приводить обычные растопочно-остановочные процессы, когда из-за теплового расширения обмуровка также может обрушиться.

- Прогорание обшивы котла наиболее характерно для топки, и зачастую возникает из-за работы котла в неоптимальном режиме, при недостаточном разрежении топки, например, из-за зашлакованности конвективных поверхностей нагрева. Также из-за недостаточного разрежения страдает не только обшивка топки, но, и, зачастую, возникает прогорание горелок, что вызывает дополнительные эксплуатационные проблемы.

- В шнековых ваннах присос образуется из-за отсутствия гидрозатвора при износе шнековой ванны, в следствии чего она не способна поддерживать необходимый минимальный уровень воды.

1.2 Нормативные значения присосов

Присосы воздуха в топку и в газовый тракт выхода из пароперегревателя для паровых газомазутных котлов паропроизводительностью до 420 т/ч должны быть не более 5, для котлов паропроизводительностью выше 420 т/ч – 3%, для пылеугольных котлов – соответственно 8 и 5%. Топки и газоходы с цельносварными экранами должны быть бесприсосными.

Присосы в газовый тракт на участке от входа в экономайзер (для пылеугольных водогрейных котлов – от входа в воздухоподогреватель) до выхода из дымососа должны быть (без учета золоулавливающих установок) при трубчатом воздухоподогревателе не более 10, при регенеративном – не более 25%.

Присосы в топку и газовый тракт водогрейных газомазутных котлов должны быть не более 5, пылеугольных (без учета золоулавливающих установок) – не более 10%. Присосы воздуха в электрофильтры должны быть не более 10, в золоулавливающие установки других типов – не более 5%. Нормы присосов даны в процентах теоретически необходимого количества воздуха для номинальной нагрузки котлов.

1.3 Краткое описание электростанции

Решение о строительстве Красноярской ТЭЦ-1 было принято в 1935 году. Строительство станции началось в июне следующего года. С началом Великой Отечественной войны в Красноярск были эвакуированы многие промышленные предприятия, и всем им требовалась тепловая и электрическая энергия. В связи с этим строительство станции велось в круглосуточном режиме без выходных. 16 мая 1943 года первый турбогенератор ТЭЦ был запущен в эксплуатацию, именно эта дата считается днем рождения Красноярской энергосистемы. После Великой Отечественной войны 296 работников электростанции были награждены медалью «За доблестный труд в Великой Отечественной войне 1941—1945 гг.». В послевоенные годы, вместе с промышленным ростом Красноярска, росли и производственные мощности станции.

Красноярская ТЭЦ-1 - крупнейшая среди станций ООО «СГК» по установленной тепловой мощности.

На Красноярской ТЭЦ-1 установлено 17 котлов и 10 турбин. В эксплуатации находится 4 котлоагрегата с паропроизводительностью 230 тонн/час каждый, 9 котлоагрегатов с паропроизводительностью 220 тонн/час, 4 котлоагрегата с паропроизводительностью 270 тонн/час, 4 турбины мощностью 25 МВт каждая, 2 турбины мощностью – 60 МВт, 1 турбина мощностью – 64,9 МВт, 1 турбина – 87 МВт, 2 турбины – 57 МВт.

Электростанция может работать как в теплофикационном режиме, так и в режиме комбинированной выработки тепла и электроэнергии. Станция работает на угле Бородинского разреза. Растопочного топлива нет. Уголь поставляется с разреза железнодорожным транспортом. Объем угольного склада 250 тыс. тонн.

Промплощадка Красноярской ТЭЦ-1 расположена в юго-восточном промышленном районе Красноярска на правом берегу реки Енисей в зоне жилой застройки.

1.4 Технико-экономические показатели за 2020 г.

Выработка электроэнергии – 1 817,931 млн. кВт час

Отпуск электроэнергии с шин – 1 541,043 млн. кВт час

Отпуск тепла – 3 621,807 тыс. Гкал

Расход электроэнергии на собственные нужды – 276,888 млн. кВт ч и потери в трансформаторах – 12,170 млн. кВт ч

Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию – 274,78 г/кВт ч

Удельный расход условного топлива на отпущенное тепло – 177,68 кг/Гкал

Потери пара и конденсата – 5,92 %

Максимум потребления тепла на СН: в паре – 8 Гкал/ч, в горячей воде – 23 Гкал/ч

Максимум потребления электроэнергии на СН: 56,03 МВт

№ п/п	Наименование	ед. изм.	2018 факт	2019 факт
1	Установленная электрическая мощность	МВт	485,9	485,9
2	Установленная тепловая мощность	Гкал/ч	1 677	1 677
3	Выработка	млн. кВт*ч	1 893	1 818
4	Отпуск ТЭ с коллекторов	тыс. Гкал.	4 023	3 622

5	УРУТ при производстве электроэнергии	г/кВт*ч	267,7	275
6	УРУТ при производстве тепловой энергии	кг/Гкал	175,4	178
7	Расход натурального топлива			
	Уголь	тыс. т.н.т.	2 037	1 912
	Мазут	тыс. т.н.т.	0	0
8	Цена топлива	руб./т.н.т.		
	Уголь	руб./т.н.т.	845,3	897,1
	Мазут	руб./т.н.т.	0	0
9	ТСС (ЭЭ)	руб./кВтч.	405,6	442
10	ТСС (ТЭ)	руб./Гкал	265,6	286
11	Объем реализации ЭМ	МВт	337	338
12	Объем реализации ЭЭ	млн. кВт*ч	1 950	1 864
13	Объем реализации ТЭ	тыс. Гкал.	4 025	3 620
14	Цена ЭМ	руб./МВт	203	216
			510,3	887
15	Цена ЭЭ	руб./МВтч	717,6	748
16	Цена ТЭ	руб./Гкал.	609,6	633
17	Выручка в т.ч.	млн. руб.	4721	4 607
	Реализация ЭМ	млн. руб.	824	880
	Реализация ЭЭ	млн. руб.	1 399	1 395
	Реализация ТЭ	млн. руб.	2 454	2 291
	Прочая продукция	млн. руб.	44	41
18	Себестоимость	млн. руб.	4072	4 169
	Себестоимость ЭМ	млн. руб.	811	906
		руб./МВт .мес	201106	223 267
	Себестоимость ЭЭ	млн. руб.	931	956
		руб./МВтч	492	526
	Себестоимость ТЭ	млн. руб.	2266	2 243
		руб./Гкал.	563	619
	Себестоимость прочей продукции	млн. руб.	64	64
19	ЕВИТДА	млн. руб.	773	581
20	Условно-постоянные затраты	млн. руб.	1 615	1 707
21	Расходы на ремонт	млн. руб.	645	733
22	Платежи за загрязнение окружающей среды	млн. руб.	6	3
23	Водный налог	млн. руб.	0	0
24	Налог на землю по объектам производственного назначения	млн. руб.	5	5
25	Транспортный налог	млн. руб.	0	0
26	Налог на имущество	млн. руб.	22	3

27	Плата за пользование водными объектами	млн. руб.	43	56
28	Прочие налоги, включаемые в состав обычных расходов	млн. руб.	0	0
29	Налог на прибыль	млн. руб.	123	69
30	Численность (среднесписочная)	чел.	841	839
31	ФОТ	млн. руб.	496	517
32	Среднемесячная заработная плата	руб. в мес.	49186	51 369
33	Финансирование	млн. руб.	391	541
34	Освоение	млн. руб.	339	444
35	Ввод	млн. руб.	65	93
36	Выбытие	млн. руб.	28	11

Таблица 1- Основные технико-экономические показатели электростанции

Год	2016	2017	2018	2019	2020
Нагрузка, МВт	208,6	199,3	216,1	207,5	

Таблица 1.1- Динамика загрузки (среднегодовая нагрузка), МВт



Рисунок 1- Динамика загрузки (среднегодовая нагрузка), МВт

Таблица 2

	2016	2017	2018	2019	2020
Выработка электроэнергии, тыс. кВтч, в т.ч.	1 832 513	1 745 915	1 892 865	1 817 931	
- по теплофикационному циклу	1 211 951	1 087 768	1 387 347	1 314 041	
- по конденсационному циклу	620 562	658 147	505 518	503 890	
Отпуск тепла, Гкал	3 354 762	3 305 215	4 023 303	3 621 807	

Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/кВтч	313,4	315,5	267,7	274,8	
Удельный расход условного топлива на отпущенное тепло, кг/Гкал	177,3	176,8	175,4	177,7	

Выработка электрической энергии

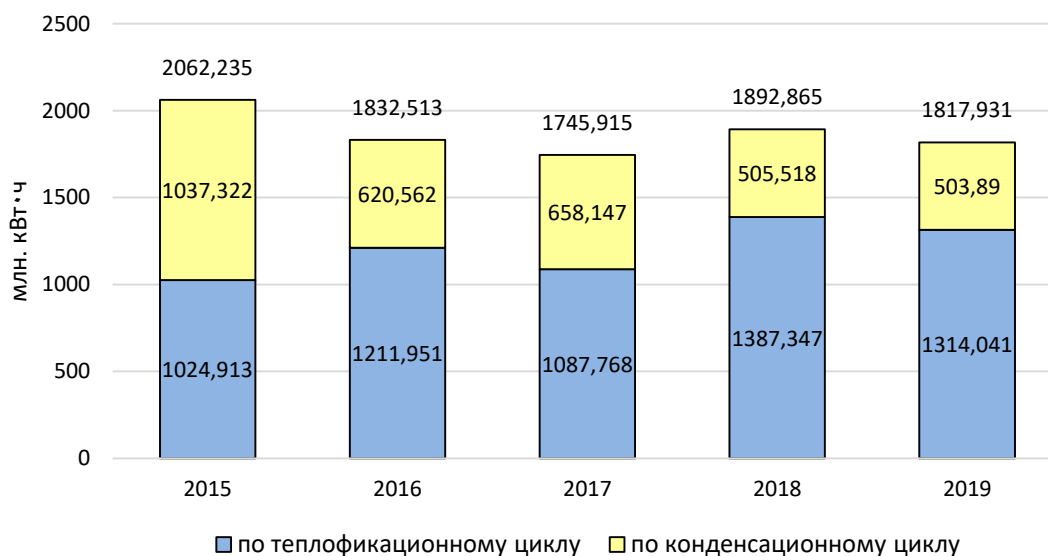


Рисунок 2- Выработка электрической энергии, млн. кВт\ч

Отпуск тепловой энергии, тыс. Гкал

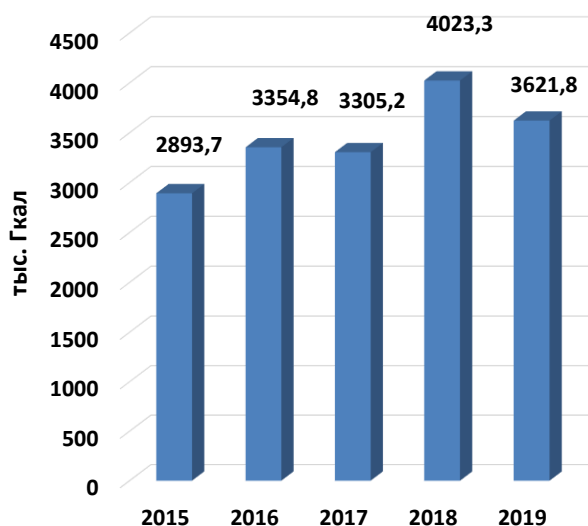


Рисунок 3- Отпуск тепловой энергии, тыс. Гкал

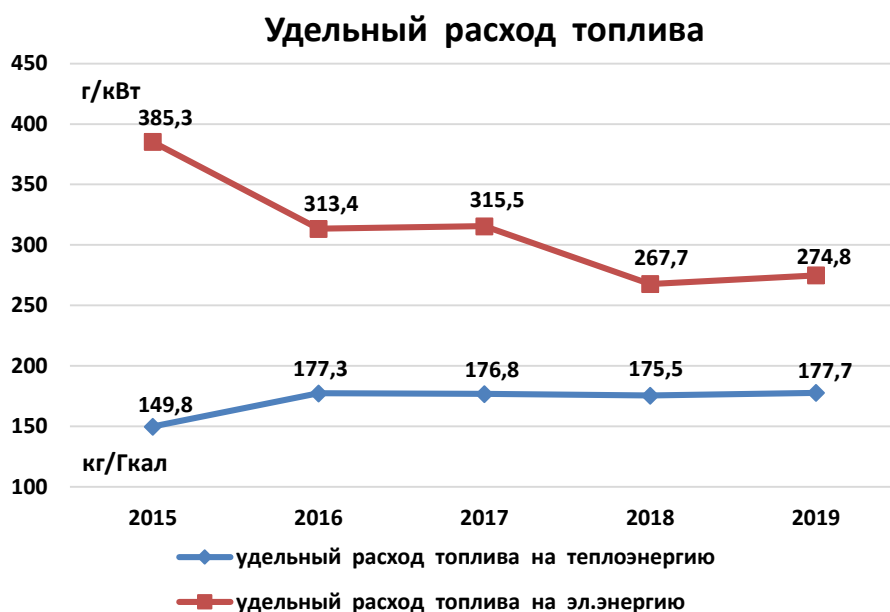


Рисунок 4- Удельный расход топлива, г/кВт

Ст. №	Тип (марка) котла	Завод-изготовитель	Год изготовления / ввода	Назначенный парковый ресурс, час	Выработанный парковый ресурс, час	Год последнего капитального ремонта	Производительность, т/час	Температура острого пара, °С	Давление острого пара, кгс/см ²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	ПК-10Ш	ЗиО	1951/1952	456000	426247	2012	230	510	100
5	ПК-10Ш	ЗиО	1951/1953	476400	442905	2015	230	510	100
6	ПК-10Ш	ЗиО	1953/1954	450000	430352	2017	230	510	100
7	ПК-10Ш	ЗиО	1954/1955	443515	404745	2018	230	510	100
8	ПК-10Ш-2	ЗиО	1956/1957	434085	415863	2011	220	540	100
9	ПК-10Ш-2	ЗиО	1957/1958	427164	393825	2019	220	540	100
10	ПК-10Ш-2	ЗиО	1957/1959	424883	382854	2013	220	540	100
11	ПК-10Ш-2	ЗиО	1958/1959	420351	403690	2014	220	540	100
12	ПК-10Ш-2	ЗиО	1958/1960	410000	394849	2017	220	540	100
13	ПК-10Ш-2	ЗиО	1959/1960	404598	388413	2019	220	540	100
14	ПК-10Ш-2	ЗиО	1960/1960	419277	375476	2018	220	540	100
15	ПК-10Ш-2	ЗиО	1965/1966	355462	339087	2014	220	540	100
16	ПК-10Ш-2	ЗиО	1966/1967	340327	332842	2016	220	540	100
17	БКЗ-270(320)-140ПТ-2	БКЗ	1970/1971	173652	137570	2003	270	550	140

18	БКЗ-270(320)-140ПТ-2	БКЗ	1971/1972	184258	146992	2012	270	550	140
19	БКЗ-270(320)-140ПТ-5	БКЗ	1973/1974	196440	154492	2002	270	550	140
20	БКЗ-270(320)-140ПТ-5	БКЗ	1975/1975	205000	158721	2010	270	550	140

Таблица 2.1- Основное тепломеханическое оборудование

Ст. №	Тип (марка) турбины	Завод - изготовления	Год изготовления/ввода	Уст. эл. мощность, МВт	Тепловая мощность, Гкал/ч	Расход пара, т/ч	Давление пара, кгс/см ²	Нормативный ресурс, час	Выработанный парковый ресурс, час	Год последнего кап. ремонта	Год замены ЦВД
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3	ПТ-25-90/10	ЛМЗ	1949/1952	25	100	240	90	537330	509909	2018	1973
4	ПТ-25-90-3ПР2	ЛМЗ	1952/1953	25	100	240	90	535698	463582	2019	1990
5	ПТ-25-90-3ПР2	ТМЗ	1954/1954	25	100	240	90	535602	431275	2018	1990
6	ПТ-25-90-3ПР2	ТМЗ	1954/1955	25	100	240	90	563189	498555	2016	1991
7	ПТ-60-90/13	ЛМЗ	1956/1958	60	141	396	90	465900	388169	2013	1986
8	ПТ-60-90/13	ЛМЗ	1958/1959	60	141	396	90	427500	414365	2017	-
9	ПТ-65/75-90/13	ЛМЗ	1994/1997	64,9	145	390	90	270000	138756	2016	-
10	Р-85-8,8/0,2	ЛМЗ	2000/2003	87	182	440	90	270000	100832	2013	-
11	Р-57(100)-130/15	ТМЗ	1972/1972	57	235	498	130	220000	137859	2003	1988
12	Р-57(100)-130/15	ТМЗ	1973/1973	57	235	498	130	220000	122323	2019	-

Таблица 2.2- Паровые турбины

Ст. №	Марка	Дата ввода в эксплуатацию	Производительность, м ³ /ч	Напор, м.вод.ст.	Дата последнего ремонта
5	ПЭ-270-150-3	1986	270	1650	2016
6	ПЭ-270-150-2	1979	270	1650	2013
7	ПЭ-270-150-3	1989	270	1650	2002
8	ПЭ-270-150	1998	270	1650	2007
9	ПЭ-270-150-2	1977	270	1650	2012
10	ПЭ-270-150-3	1977	270	1650	2019
11	ПЭ-270-150-3	1972	270	1650	2011
12	ПЭ-270-150-3	1974	270	1650	2019
13	ПЭ-270-150-3	1974	270	1650	2003
14	ПЭ-270-150-3	1970	270	1650	2019
15	ПЭ-270-150-3	1971	270	1650	2012
16	ПЭ-270-150-3	1970	270	1650	2019
17	ПЭ-270-150	1979	270	1650	2006
18	ПЭ-270-150	1967	270	1650	2016
19	ПЭ-720-185-200	1970	720	2030	2014

20	ПЭ-720-185-200	1970	720	2030	2015
21	ПТН-720-185-200	1973	720	2030	2015
22	ПЭ-380-185/200	1973	380	2030	2004

Таблица 2.3- Питательные насосы

Ст. №	Тип	Поверхность нагрева, м ²
3	ПВ 180-180-20-3 (2шт.)	180
	ПВ 180-180-33-1	180
4	ПВ 180-180-20-3 (2шт.)	180
	ПВ 180-180-33-1	180
5	ПВ 180-180-20-3 (2шт.)	180
	ПВ 180-180-33-1	180
6	ПВ 180-180-20-3 (2шт.)	180
	ПВ 180-180-33-1	180
7	ПВ 350-230-21-3	350
	ПВ 350-230-35-1	350
8	ПВ 350-230-21-3	350
	ПВ 350-230-35-1	350
9	ПВ 350-230-21-3	350
	ПВ 350-230-35-1	350
10	ПВ 425-230-25-4 (2 шт.)	425
	ПВ 425-230-37-1	425
11	ПВ 425-230-23М (4 шт.)	425
	ПВ 350-230-50М (2 шт.)	350
12	ПВ 425-230-23М (4 шт.)	425
	ПВ 350-230-50М (2 шт.)	350

Таблица 2.4- Подогреватели высокого давления

1.5 Связь с энергосистемой

Связь с энергосистемой осуществляется: на напряжении 110 кВ по воздушным линиям электропередачи: С-1, С-2, С-3, С-4, С-5 С-6 С-7, С-8, С-9, С-10, С-201, С-202.

С-1 Красноярская ТЭЦ-1 – Заводская с отпайками;

С-2 Красноярская ТЭЦ-1 – ЦРП Красмаш с отпайками;

С-3 Красноярская ТЭЦ-1 – Шумково-0 I цепь;

С-4 Красноярская ТЭЦ-1 – Шумково-0 II цепь;

С-5 Красноярская ТЭЦ-1 – Берёзовская с отпайкой на ПС Красноярск
Восточный тяговая;

С-6 Красноярская ТЭЦ-1 – Вознесенская с отпайками;

С-7 Красноярская ТЭЦ-1 – Красноярская ТЭЦ-2 I цепь с отпайками;

С-8 Красноярская ТЭЦ-1 – Красноярская ТЭЦ-2 II цепь с отпайками;

С-9 Красноярская ТЭЦ-1 – ЦБК I цепь с отпайкой на х/к Енисей;

С-10 Красноярская ТЭЦ-1 – ЦБК II цепь с отпайкой на х/к Енисей;

С-201 Красноярская ТЭЦ-1 – о. Атамановский I цепь с отпайкой на
Мичуринскую;

С-202 Красноярская ТЭЦ-1 – о. Атамановский II цепь с отпайкой на
Мичуринскую.

№ п/п	Вид оборудования	Тип (марка) оборудования	Диспетчерское наименование	Завод-изготовитель	Год выпуска	Год ввода в эксплуатацию	Производительность, м ³ /ч	Год последнего кап. ремонта
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-II	ДВ-4А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1951	1952	130000	2012
2	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-II	ДВ-4Б		1951	1952	130000	2012
3	Дымосос	Д 300/400	Д-4А		1951	1952	300000	2012
4	Дымосос	Д 300/400	Д-4Б		1951	1952	300000	2012
5	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-II	ДВ-5А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1951	1953	130000	2015
6	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-II	ДВ-5Б		1951	1953	130000	2015
7	Дымосос	Д 300/400	Д-5А		1951	1953	300000	2015
8	Дымосос	Д 300/400	Д-5Б		1951	1953	300000	2015
9	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-II	ДВ-6А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1953	1954	130000	2017
10	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-II	ДВ-6Б		1953	1954	130000	2017
11	Дымосос	Д 300/400	Д-6А		1953	1954	300000	2017

12	Дымосос	Д 300/400	Д-6Б		1953	1954	300000	2017
13	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-7А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1954	1955	122000	2018
14	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-7Б		1954	1955	122000	2018
15	Дымосос	Д 20/2	Д-7А		1954	1955	260000	2018
16	Дымосос	Д 20/2	Д-7Б		1954	1955	260000	2018
17	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-8А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1956	1957	130000	2011
18	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-8Б		1956	1957	130000	2011
19	Дымосос	Д 20/2	Д-8А		1956	1957	260000	2011
20	Дымосос	Д 20/2	Д-8Б		1956	1957	260000	2011
21	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-9А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1957	1959	130000	2019
22	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-9Б		1957	1959	130000	2019
23	Дымосос	Д 20/2	Д-9А		1957	1959	260000	2019
24	Дымосос	Д 20/2	Д-9Б		1957	1959	260000	2019
25	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-10А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1957	1959	130000	2020
26	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-10Б		1957	1959	130000	2020
27	Дымосос	ДРГД-078-0295.10-2К	Д-10А	Красногвардейский машиностроительный завод, [АО], г. Артемовский	2020	2020	289000	2020
28	Дымосос	ДРГД-078-0295.10-2К	Д-10Б		2020	2020	289000	2020
29	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-11А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1958	1959	130000	2020
30	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-11Б		1958	1959	130000	2020
31	Дымосос	Д 20/2	Д-11А		1958	1959	260000	2020
32	Дымосос	Д 20/2	Д-11Б		1958	1959	260000	2020
33	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-12А	Подольский машиностроительный завод [ОАО],	1958	1960	130000	2017
34	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-12Б		1958	1960	130000	2017

35	Дымосос	Д 20/2	Д-12А	г. Подольск	1958	1960	260000	2017
36	Дымосос	Д 20/2	Д-12Б		1958	1960	260000	2017
37	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-13А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1959	1960	130000	2019
38	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-13Б		1959	1960	130000	2019
39	Дымосос	Д 20/2	Д-13А		1959	1960	260000	2019
40	Дымосос	Д 20/2	Д-13Б		1959	1960	260000	2019
41	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-14А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1960	1960	130000	2018
42	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-14Б		1960	1960	130000	2018
43	Дымосос	Д 20/2	Д-14А		1960	1960	260000	2018
44	Дымосос	Д 20/2	Д-14Б		1960	1960	260000	2018
45	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-15А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1965	1966	130000	2014
46	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-15Б		1965	1966	130000	2014
47	Дымосос	Д 20/2	Д-15А		1965	1966	245000	2014
48	Дымосос	Д 20/2	Д-15Б		1965	1966	245000	2014
49	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-16А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1966	1967	130000	2016
50	Дутьевой вентилятор	ВД 20	ДВ-16Б		1966	1967	130000	2016
51	Дымосос	Д 20/2	Д-16А		1966	1967	245000	2016
52	Дымосос	Д 20/2	Д-16Б		1966	1967	245000	2016
53	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-2	ДВ-17А	Барнаулский котельный завод, Сибэнергомаш (ОАО), г. Барнаул	1970	1971	120000/ 160000	2003
54	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-2	ДВ-17Б		1970	1971	120000/ 160000	2003
55	Дымосос	Д 21,5/2	Д-17А		1970	1971	340000	2003
56	Дымосос	Д 21,5/2	Д-17Б		1970	1971	340000	2003
57	Дымосос рециркуляции газов	Д 12	ДРГ-17А		1970	1971	39000	2003
58	Дымосос рециркуляции газов	Д 12	ДРГ-17Б		1970	1971	39000	2003

59	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-2	ДВ-18А	Барнаулский котельный завод, Сибэнергомаш (ОАО), г. Барнаул	1971	1972	120000/ 160000	2012
60	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-2	ДВ-18Б		1971	1972	120000/ 160000	2012
61	Дымосос	Д 21,5/2	Д-18А		1971	1972	346000	2012
62	Дымосос	Д 21,5/2	Д-18Б		1971	1972	346000	2012
63	Дымосос рециркуляции газов	Д 12	ДРГ-18А		1971	1972	39000	2012
64	Дымосос рециркуляции газов	Д 12	ДРГ-18Б		1971	1972	39000	2012
65	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-2	ДВ-19А	Барнаулский котельный завод, Сибэнергомаш (ОАО), г. Барнаул	1973	1974	120000/ 160000	2002
66	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-2	ДВ-19Б		1973	1974	120000/ 160000	2002
67	Дымосос	Д 21,5/2	Д-19А	Барнаулский котельный завод, Сибэнергомаш (ОАО), г. Барнаул	1973	1974	346000	2002
68	Дымосос	Д 21,5/2	Д-19Б		1973	1974	346000	2002
69	Дымосос рециркуляции газов	Д 13,5	ДРГ-19А		1973	1974	60000	2002
70	Дымосос рециркуляции газов	Д 13,5	ДРГ-19Б		1973	1974	60000	2002
71	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-2	ДВ-20А	Барнаулский котельный завод, Сибэнергомаш (ОАО), г. Барнаул	1975	1975	125000/ 165000	2010
72	Дутьевой вентилятор	ВДН 18-2	ДВ-20Б		1975	1975	125000/ 165000	2010
73	Дымосос	Д 21,5/2	Д-20А		1975	1975	345000	2010
74	Дымосос	Д 21,5/2	Д-20Б		1975	1975	345000	2010
75	Дымосос рециркуляции газов	Д 13,5	ДРГ-20А		1975	1975	60000	2010
76	Дымосос рециркуляции газов	Д 13,5	ДРГ-20Б		1975	1975	60000	2010

Таблица 2.5- Тягодутьевые механизмы

1.6 Система пылеприготовления

Все котлы АО «Красноярская ТЭЦ-1» оборудованы системами пылеприготовления с прямым вдуванием. На котлах ст.№№ 4-16 типа ПК-10Ш (2) установлены по 4 молотковые мельницы аксиального типа ММА. Для подачи угля в мельницы установлены питатели сырого угля скребкового типа СПУ на

котлах ст.№№ 4, 6, (А, Б, В, Г), 8 (Б, В, Г), 11 (А, Г), 15 (А, Г), 16 (А, Б, В) и шнекового типа ШПУ на котлах ст.№№ 5,7,9,10,12,13,14 (А,Б,В,Г), 8 (А), 11 (Б, В), 15 (Б, В), 16 (Г).

На котлах ст.№№ 17-20 типа БКЗ 270(320)-140 ПТ-2(5) установлены по 4 молотковые мельницы тангенциального типа ММТ, а также по 4 мельничных вентилятора типа ВВСМ-3у. Для подачи угля в мельницы установлены питатели сырого угля скребкового типа СПУ.

№ п/п	Вид оборудования	Тип (марка) оборудования	Диспетчерское наименование	Завод-изготовитель	Год выпуска	Год ввода в эксплуатацию	Производительность, т/ч	Год последнего кап. ремонта
1	Котёл ст.№ 4							
1.1	Мельница	ММА-1500/1670	М-4А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1951	1952	13-15	2012
1.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-4Б		1951	1952	13-15	2012
1.3	Мельница	ММА-1500/1668	М-4В		1951	1952	13-15	2012
1.4	Мельница	ММА-1500/1668	М-4Г		1951	1952	13-15	2012
1.5	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-4А		1951	1952	13-15	2012
1.6	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-4Б		1951	1952	13-15	2012
1.7	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-4В		1951	1952	13-15	2012
1.8	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-4Г		1951	1952	13-15	2012
2	Котёл ст.№ 5							
2.1	Мельница	ММА-1500/1670	М-5А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1951	1954	13-15	2015
2.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-5Б		1951	1954	13-15	2015
2.3	Мельница	ММА-1500/1668	М-5В		1951	1954	13-15	2015
2.4	Мельница	ММА-1500/1670	М-5Г		1951	1954	13-15	2015
2.5	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-5А		1951	1954	13-15	2015
2.6	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-5Б		1951	1954	13-15	2015
2.7	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-5В		1951	1954	13-15	2015
2.8	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-5Г		1951	1954	13-15	2015
3	Котёл ст.№ 6							
3.1	Мельница	ММА-1500/1668	М-6А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1953	1954	13-15	2017
3.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-6Б		1953	1954	13-15	2017
3.3	Мельница	ММА-1500/1670	М-6В		1953	1954	13-15	2017
3.4	Мельница	ММА-1500/1668	М-6Г		1953	1954	13-15	2017
3.5	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-6А		1953	1954	13-15	2017
3.6	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-6Б		1953	1954	13-15	2017
3.7	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-6В		1953	1954	13-15	2017
3.8	Питатель	скребковый	ПСУ-6Г		1953	1954	13-15	2017

№ п/п	Вид оборудования	Тип (марка) оборудования	Диспетчерское наименование	Завод-изготовитель	Год выпуска	Год ввода в эксплуатацию	Производительность, т/ч	Год последнего кап. ремонта
	сырого угля							
4	Котёл ст.№ 7							
4.1	Мельница	ММА-1500/1668	М-7А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1954	1955	13-15	2018
4.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-7Б		1954	1955	13-15	2018
4.3	Мельница	ММА-1500/1670	М-7В		1954	1955	13-15	2018
4.4	Мельница	ММА-1500/1670	М-7Г		1954	1955	13-15	2018
4.5	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-7А		1954	1955	13-15	2018
4.6	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-7Б		1954	1955	13-15	2018
4.7	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-7В		1954	1955	13-15	2018
4.8	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-7Г		1954	1955	13-15	2018
5	Котёл ст.№ 8							
5.1	Мельница	ММА-1500/1668	М-8А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1956	1957	13-15	2011
5.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-8Б		1956	1957	13-15	2011
5.3	Мельница	ММА-1500/1668	М-8В		1956	1957	13-15	2011
5.4	Мельница	ММА-1500/1668	М-8Г		1956	1957	13-15	2011
5.5	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-8А		1956	1957	13-15	2011
5.6	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-8Б		1956	1957	13-15	2011
5.7	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-8В		1956	1957	13-15	2011
5.8	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-8Г		1956	1957	13-15	2011
6	Котёл ст.№ 9							
6.1	Мельница	ММА-1500/1670	М-9А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1957	1958	13-15	2019
6.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-9Б		1957	1958	13-15	2019
6.3	Мельница	ММА-1500/1668	М-9В		1957	1958	13-15	2019
6.4	Мельница	ММА-1500/1668	М-9Г		1957	1958	13-15	2019
6.5	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-9А		1957	1958	13-15	2019
6.6	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-9Б		1957	1958	13-15	2019
6.7	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-9В		1957	1958	13-15	2019
6.8	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-9Г		1957	1958	13-15	2019
7	Котёл ст.№ 10							
7.1	Мельница	ММА-1500/1668	М-10А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1958	1959	13-15	2020
7.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-10Б		1958	1959	13-15	2020
7.3	Мельница	ММА-1500/1668	М-10В		1958	1959	13-15	2020
7.4	Мельница	ММА-1500/1668	М-10Г		1958	1959	13-15	2020
7.5	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-10А		1958	1959	13-15	2020
7.6	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-10Б		1958	1959	13-15	2020
7.7	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-10В		1958	1959	13-15	2020
7.8	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-10Г		1958	1959	13-15	2020
8	Котёл ст.№ 11							
8.1	Мельница	ММА-1500/1668	М-11А		1958	1959	13-15	2020

№ п/п	Вид оборудования	Тип (марка) оборудования	Диспетчерское наименование	Завод-изготовитель	Год выпуска	Год ввода в эксплуатацию	Производительность, т/ч	Год последнего кап. ремонта
8.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-11Б	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1958	1959	13-15	2020
8.3	Мельница	ММА-1500/1668	М-11В		1958	1959	13-15	2020
8.4	Мельница	ММА-1500/1668	М-11Г		1958	1959	13-15	2020
8.5	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-11А		1958	1959	13-15	2020
8.6	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-11Б		1958	1959	13-15	2020
8.7	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-11В		1958	1959	13-15	2020
8.8	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-11Г		1958	1959	13-15	2020
9	Котёл ст.№ 12							
9.1	Мельница	ММА-1500/1668	М-12А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1958	1960	13-15	2017
9.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-12Б		1958	1960	13-15	2017
9.3	Мельница	ММА-1500/1668	М-12В		1958	1960	13-15	2017
9.4	Мельница	ММА-1500/1668	М-12Г		1958	1960	13-15	2017
9.5	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-12А		1958	1960	13-15	2017
9.6	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-12Б		1958	1960	13-15	2017
9.7	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-12В		1958	1960	13-15	2017
9.8	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-12Г		1958	1960	13-15	2017
10	Котёл ст.№ 13							
10.1	Мельница	ММА-1500/1668	М-13А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1959	1960	13-15	2019
10.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-13Б		1959	1960	13-15	2019
10.3	Мельница	ММА-1500/1668	М-13В		1959	1960	13-15	2019
10.4	Мельница	ММА-1500/1668	М-13Г		1959	1960	13-15	2019
10.5	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-13А		1959	1960	13-15	2019
10.6	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-13Б		1959	1960	13-15	2019
10.7	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-13В		1959	1960	13-15	2019
10.8	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-13Г		1959	1960	13-15	2019
11	Котёл ст.№ 14							
11.1	Мельница	ММА-1500/1668	М-14А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1960	1960	13-15	2018
11.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-14Б		1960	1960	13-15	2018
11.3	Мельница	ММА-1500/1668	М-14В		1960	1960	13-15	2018
11.4	Мельница	ММА-1500/1668	М-14Г		1960	1960	13-15	2018
11.5	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-14А		1960	1960	13-15	2018
11.6	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-14Б		1960	1960	13-15	2018
11.7	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-14В		1960	1960	13-15	2018
11.8	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-14Г		1960	1960	13-15	2018
12	Котёл ст.№ 15							
12.1	Мельница	ММА-1500/1668	М-15А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1965	1966	13-15	2014
12.2	Мельница	ММА-1500/1668	М-15Б		1965	1966	13-15	2014
12.3	Мельница	ММА-1500/1668	М-15В		1965	1966	13-15	2014
12.4	Мельница	ММА-1500/1670	М-15Г		1965	1966	13-15	2014

№ п/п	Вид оборудования	Тип (марка) оборудования	Диспетчерское наименование	Завод-изготовитель	Год выпуска	Год ввода в эксплуатацию	Производительность, т/ч	Год последнего кап. ремонта
12.5	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-15А		1965	1966	13-15	2014
12.6	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-15Б		1965	1966	13-15	2014
12.7	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-15В		1965	1966	13-15	2014
12.8	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-15Г		1965	1966	13-15	2014
13	Котёл ст.№ 16							
13.1	Мельница	ММА-1500/1670	М-16А	Подольский машиностроительный завод [ОАО], г. Подольск	1966	1967	13-15	2016
13.2	Мельница	ММА-1500/1670	М-16Б		1966	1967	13-15	2016
13.3	Мельница	ММА-1500/1668	М-16В		1966	1967	13-15	2016
13.4	Мельница	ММА-1500/1670	М-16Г		1966	1967	13-15	2016
13.5	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-16А		1966	1967	13-15	2016
13.6	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-16Б		1966	1967	13-15	2016
13.7	Питатель сырого угля	скребковый	ПСУ-16В		1966	1967	13-15	2016
13.8	Питатель сырого угля	шнековый	ПСУ-16Г		1966	1967	13-15	2016
14	Котёл ст.№ 17							
14.1	Мельница	ММТ-1500/2510	М-17А	Барнаульский котельный завод, Сибэнергомаш (ОАО), г. Барнаул	1970	1971	24	2003
14.2	Мельница	ММТ-1500/2510	М-17Б		1970	1971	24	2003
14.3	Мельница	ММТ-1500/2510	М-17В		1970	1971	24	2003
14.4	Мельница	ММТ-1500/2510	М-17Г		1970	1971	24	2003
14.5	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-17А		1970	1971	60000 (м³/ч)	2003
14.6	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-17Б		1970	1971	60000 (м³/ч)	2003
14.7	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-17В		1970	1971	60000 (м³/ч)	2003
14.8	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-17Г		1970	1971	60000 (м³/ч)	2003
14.9	Питатель сырого угля	СПУ-700/5040	ПСУ-17А		1970	1971	3,2-34	2003
14.10	Питатель сырого угля	СПУ-700/9800	ПСУ-17Б		1970	1971	3,2-34	2003
14.11	Питатель сырого угля	СПУ-700/9800	ПСУ-17В		1970	1971	3,2-34	2003
14.12	Питатель сырого угля	СПУ-700/5040	ПСУ-17Г		1970	1971	3,2-34	2003
15	Котёл ст.№ 18							
15.1	Мельница	ММТ-1500/2510	М-18А	Барнаульский котельный завод, Сибэнергомаш (ОАО), г. Барнаул	1971	1972	24	2012
15.2	Мельница	ММТ-1500/2510	М-18Б		1971	1972	24	2012
15.3	Мельница	ММТ-1500/2510	М-18В		1971	1972	24	2012
15.4	Мельница	ММТ-1500/2510	М-18Г		1971	1972	24	2012
15.5	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-18А		1971	1972	60000 (м³/ч)	2012
15.6	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-18Б		1971	1972	60000 (м³/ч)	2012
15.7	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-18В		1971	1972	60000 (м³/ч)	2012
15.8	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-18Г		1971	1972	60000 (м³/ч)	2012
15.9	Питатель сырого угля	СПУ-700/5040	ПСУ-18А		1971	1972	3,2-34	2012

№ п/п	Вид оборудования	Тип (марка) оборудования	Диспетчерское наименование	Завод-изготовитель	Год выпуска	Год ввода в эксплуатацию	Производительность, т/ч	Год последнего кап. ремонта
15.10	Питатель сырого угля	СПУ-700/9800	ПСУ-18Б		1971	1972	3,2-34	2012
15.11	Питатель сырого угля	СПУ-700/9800	ПСУ-18Б		1971	1972	3,2-34	2012
15.12	Питатель сырого угля	СПУ-700/5040	ПСУ-18Г		1971	1972	3,2-34	2012
16	Котёл ст.№ 19							
16.1	Мельница	ММТ-1500/2510	М-19А	Барнаульский котельный завод, Сибэнергомаш (ОАО), г. Барнаул	1973	1974	24	2002
16.2	Мельница	ММТ-1500/2510	М-19Б		1973	1974	24	2002
16.3	Мельница	ММТ-1500/2510	М-19В		1973	1974	24	2002
16.4	Мельница	ММТ-1500/2510	М-19Г		1973	1974	24	2002
16.5	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-19А		1973	1974	60000 (м³/ч)	2002
16.6	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-19Б		1973	1974	60000 (м³/ч)	2002
16.7	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-19В		1973	1974	60000 (м³/ч)	2002
16.8	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-19Г		1973	1974	60000 (м³/ч)	2002
16.9	Питатель сырого угля	СПУ-700/5040	ПСУ-19А		1973	1974	3,2-34	2002
16.10	Питатель сырого угля	СПУ-700/9800	ПСУ-19Б		1973	1974	3,2-34	2002
16.11	Питатель сырого угля	СПУ-700/9800	ПСУ-19В		1973	1974	3,2-34	2002
16.12	Питатель сырого угля	СПУ-700/5040	ПСУ-19Г		1973	1974	3,2-34	2002
17	Котёл ст.№ 20							
17.1	Мельница	ММТ-1500/2510	М-20А	Барнаульский котельный завод, Сибэнергомаш (ОАО), г. Барнаул	1975	1975	24	2010
17.2	Мельница	ММТ-1500/2510	М-20Б		1975	1975	24	2010
17.3	Мельница	ММТ-1500/2510	М-20В		1975	1975	24	2010
17.4	Мельница	ММТ-1500/2510	М-20Г		1975	1975	24	2010
17.5	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-20А		1975	1975	60000 (м³/ч)	2010
17.6	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-20Б		1975	1975	60000 (м³/ч)	2010
17.7	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-20В		1975	1975	60000 (м³/ч)	2010
17.8	Мельничный вентилятор	ВВСМ 3У	ВВСМ-20Г		1975	1975	60000 (м³/ч)	2010
17.9	Питатель сырого угля	СПУ-700/5040	ПСУ-20А		1975	1975	3,2-34	2010
17.10	Питатель сырого угля	СПУ-700/9800	ПСУ-20Б		1975	1975	3,2-34	2010
17.11	Питатель сырого угля	СПУ-700/9800	ПСУ-20В		1975	1975	3,2-34	2010
17.12	Питатель сырого угля	СПУ-700/5040	ПСУ-20Г		1975	1975	3,2-34	2010

Таблица 2.6- Система пылеприготовления

1.7 Система гидрозолоудаления

Золоотвал равнинного типа общей площадью 46,906 га.

Остаточная ёмкость золоотвала – 352,715 тыс. м³ (по состоянию на 01.01.20 г.).

Объем полезный золоотвала ТЭЦ-1 – 756,0 тыс. м³

В 2020 г. на золоотвале размещено 104 331,016 т. золошлаков.

Всего на золоотвале на 01.01.2021 г. размещено 203 129,541 т. золошлаковых отходов.

Передано потребителям для использования:

- сухой золы-уноса 10 497,730 т.

- золошлакового материала 85 038,192 т.

Система гидрозолоудаления гидравлическая, обратная с возвратом осветленной воды в котельный цех для повторного использования. Складирование золы и шлака на золоотвале – совместное.

В 2013÷2014 году ЗАО «Сибирский ЭНТЦ» был выполнен проект - «Продление срока эксплуатации действующего золоотвала Красноярской ТЭЦ-1 и перевода его в статус оперативного» на основании которого, принятая технология работы (циклический способ) предоставляет возможность эксплуатировать золоотвал бессрочно при условии возможности размещения золошлаков из разрабатываемых секций на специализированных полигонах или передачи их на использование сторонним организациям.

2 Описание объекта исследований (станционный котел №17)

2.1 Краткая характеристика котла БКЗ-320 (270)-140 ПТ-2 ст.№17

Котельные агрегаты типа БКЗ-320/270/-140 ПТ-2 ст.№ 17 вертикально-водотрубные, с естественной циркуляцией предназначены для сжигания бурых углей Канско-Ачинского месторождения с жидким шлакоудалением

Таблица 3-Характеристика котельного агрегата №17

Наименование	БКЗ-320 (270)-140 ПТ-2 ст.№17
Паропроизводительность	320 (270) т/час
Давление в барабане	158 кгс/см ²
Температура перегретого пара	550 °С
Давление перегретого пара	140 кгс/см ²
температура питательной воды	230 °С
Давление питательной воды	230 кгс/см ²
Суммарный объем топочной камеры (данные паспорта)	1282 м ³
Водяной объем котла	75 м ³
Паровой объем котла	45 м ³
Площади поверхностей нагрева	
Лучевоспринимающая топки	975 м ²
I ступень пароперегревателя	900 м ²
II ступень пароперегревателя	594 м ²
III ступень пароперегревателя	1000 м ²
IV ступень пароперегревателя	1200 м ²
Водяной экономайзер I и II	4440 м ²
I ст. воздухоподогревателя	17 300 м ²
II ст. воздухоподогревателя	5400 м ²
Конденсаторов	40 м ²
Габаритные размеры котла	
Высота котла	36 370 мм
Высота ▼ оси барабана	34 000 мм
Ширина котла по осям колонн	13 156 мм
Глубина котла по осям колонн	16 282 мм
Пережим	▼ 11 380 мм
Сечение топки в пережиме	12 096 х 2 944 мм
Сечение топки в камере оаждения	12096х5888 мм

Примечание: Допускается кратковременная работа с температурой питательной воды 160град.С. Паропроизводительность котла в этих случаях должна определяться из условий поддержания номинальной тепловой нагрузки котла.

2.3 Пароперегреватель котла ст. №17

Пар из барабана по 12 трубам 133x10 /ст,20 /поступает в 4 камеры 219x25 /ст.20 /, расположенные над конвективной шахтой. Выходящие из этих камер 300 труб 32x4 /ст20 /образуют 100 пакетов "холодной" ступени пароперегревателя, расположенные в конвективной шахте котла.

Потолок и задняя стенка поворотной камеры заэкранированы трубами, входящими и выходящими из "холодной " ступени. Пар из "холодной" ступени поступает в потолочную часть пароперегревателя, из которого 300 трубами 32x4 /ст.12X1МФ / входит в камеры 273x36 / ст.12XШФ/, расположенные во фронтальной части топки. Пар из этих 4-х фронтальных камер по 8-ми трубам 133x10 /ст.12X1МФ/, поступает в два промежуточных коллектора 273x36 /ст. 12X1МФ/. После этого пар проходит 8 средних топочных ширмовых блоков из труб 32x4 /ст.12X1МФ/ откуда попадает в пароохладитель 1 ступени. Последний состоит из 2-х камер 273x25 /ст. 12X1МФ/ где наряду с регулированием перегрева осуществляется проброс пара слева направо и наоборот.

Из камеры пароохладителя 1 ступени пар 10 трубами 133x10 /ст.12X1МФ/ попадает в крайние 10 /по 5 с каждой стороны котла / топочных ширмовых блоков из труб 32x5 /СТ.12X1МФ/.

Из крайних ширмовых блоков пар по 10 трубам 133x10/ст.12X1МФ/ поступает в две промежуточные камеры 273x35/ст.12X1МФ/,откуда в 10 средних выходных ширм из труб 32x5 /ст.12X1МФ/. Пройдя выходные ширмы, пар по 10 трубам 133x13/ст.12X1МФ/ проходит через две камеры 273x35 /ст.12X1МФ/пароохладителя 2 ступени, где наряду с регулированием перегрева вторично осуществляется переброс пара справа налево и наоборот. Из камеры пароохладителя 2 ступени пар 10 трубами 133x13 /СТ.12X1МФ/ подводится к крайним 10 выходным ширмам /по 5 ширмовых пакетов с каждой

стороны котла/ из труб 32x5,5 /ст.12Х1МФСР/. Из крайних выходных ширм 10 трубами 133x17/ст.12Х1МФ/ пар подается в паросборную камеру 273x45 /ст.12Х1МФ/,имеющую выход пара на обе стороны. С паросборной камерой соединены 2 предохранительных клапана 2-мя трубами 133x17 /СТ.12Х1МФ/

2.4 Конвективная шахта

на станционном котле № 17 конвективная шахта представляет из себя котельный газоход в который установлена 1-ая ступень пароперегревателя, воздухоподогревателя и водяного экономайзера.. вторая ступень водяного экономайзера располагается по всей глубине газохода котла, далее происходит деление шахты.

В газоходах последовательно размещается 2-я ступень воздухоподогревателя, первая ступень воздухоподогревателя и водяного экономайзера. На второй ступени опорные балки экономайзера охлаждаются с помощью дутьевого вентилятора со сбросом его в короб горячего воздуха.

Экономайзер выполнен в виде пакетов змеевиков из труб 32x4/ст20/. Воздухоподогреватель выполнен по 2-х поточной схеме, четырехходовым из труб 40x1,5 материал ВП ст.2сп.

2.5 Описание схем воздухопроводов

на котле 17 от напорных коробов воздух по воздухопроводам подается к горелкам и подразделяется на первичный и вторичный. Первичный воздух - врезается в пылепровода перед горелками для транспортировке пыли на котлах 19,20 в нижние пылепровода вводится подстилающий воздух. На котле 19 в "В","Г" направо и в "А","Б" налево, а на котле 20 во все нижние пылепровода.

Вторичный воздух - предназначен для охлаждения горелок и поддержание горения топлива в топке.

Подвод вторичного воздуха осуществляется: на котле 17 из короба расположенного на отм.10м. подводится на нижний и верхний ярус горелок.

2.6 Установка непрерывного шлакоудаления

Установка механизированного непрерывного шлакоудаления включает в себя следующие основные узлы:

- Шлаковая течка с гарнитурой и деталями крепления
- Шнековый транспортер
- Привод шнекового транспортера

Шнековое шлакоудаление является долговечным и надежным способом, при правильной эксплуатации транспортера, налаженном топочном режиме/регулярной обдувке экранов и пароперегревателя.

3 Основной расчет.

3.1 Выбор температуры горячего воздуха и компоновка хвостовых поверхностей нагрева

Температура горячего воздуха выбирают в зависимости от типа шлакоудаления и от характеристик топлива.

Для топок с жидким шлакоудалением у бурых углей температура горячего воздуха составляет от 237 до 560 °С. Выбираем температуру горячего воздуха согласно паспорта $t_{г.в.} = 380$ °С. Схема расположения низкотемпературных поверхностей нагрева приведена на рисунке 5.

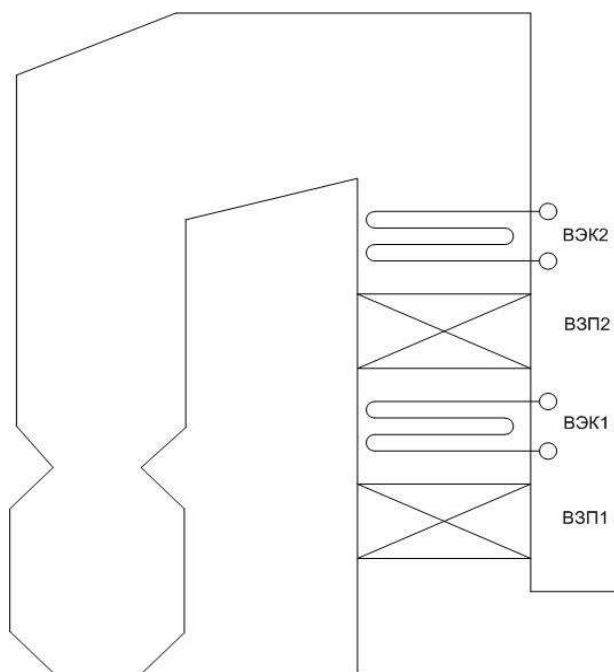


Рисунок 5 – Расположение хвостовых поверхностей нагрева в котельном агрегате

3.2 Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным газоходам

Значение коэффициента избытка воздуха на выходе из топки выбирается в зависимости от вида сжигаемого топлива и топочного устройства. Для камерных топок с твердым шлакоудалением составляет:

$$\alpha_T = 1,2$$

Присосы холодного воздуха по газоходам парогенератора.

$\Delta\alpha_{\text{пп}}$ – присос холодного воздуха в пароперегревателе:

$$\Delta\alpha_{\text{пп}} = 0,06$$

$\Delta\alpha_{\text{вЭК}}$ – присос холодного воздуха в водяном экономайзере:

$$\Delta\alpha_{\text{вЭК}} = 0.03$$

$\Delta\alpha_{\text{вЗП}}$ – присос холодного воздуха в воздухоподогревателе:

$$\Delta\alpha_{\text{вЗП}} = 0.05$$

При выбранном α_T избыток воздуха, поступающий через горелку в зону горения топлива определяется по следующему выражению

$$\Delta\alpha_{\text{гор}} = \alpha_T - \Delta\alpha_T = 1,2 - 0,05 = 1,15 \quad (5.1)$$

Коэффициент избытка воздуха после пароперегревателя определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{пп}} = \alpha_T - \Delta\alpha_{\text{пп}} = 1.2 - 0.06 = 1.14 \quad (5.2)$$

Коэффициент избытка воздуха после водяного экономайзера определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{вЭК2}} = \alpha''_{\text{ПП}} - \Delta\alpha_{\text{вЭК}} = 1.14 - 0.03 = 1.11 \quad (5.3)$$

Коэффициент избытка воздуха после воздухоподогревателя определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{вЭП2}} = \alpha''_{\text{вЭК2}} - \Delta\alpha_{\text{вЭП}} = 1.11 - 0.05 = 1.06 \quad (5.4)$$

Коэффициент избытка воздуха после водяного экономайзера определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{вЭК1}} = \alpha''_{\text{вЭП2}} - \Delta\alpha_{\text{вЭК}} = 1.06 - 0.03 = 1.03 \quad (5.5)$$

Коэффициент избытка воздуха после воздухоподогревателя определяется по следующему выражению:

$$\alpha''_{\text{вЭП1}} = \alpha''_{\text{вЭК1}} - \Delta\alpha_{\text{вЭП}} = 1.03 - 0.05 = 0,98 \quad (5.6)$$

Найденные значения коэффициентов избытка воздуха дадут возможность найти действительное количество воздуха, действительные объемы продуктов сгорания после каждой поверхности нагрева.

3.3 Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания

3.3.1 Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$

Теоретический объем воздуха, V_B^0 , м³/кг, для твердого топлива определяется по следующему выражению:

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,033 \cdot O^P, \quad (6.1)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, %;

S^P – количество серы на рабочую массу топлива, %;

H^P – количество водорода на рабочую массу топлива, %;

O^P – количество кислорода на рабочую массу топлива, %.

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (42,6 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3 - 0,033 \cdot 13,2 = 4,149$$

Объем азота, м³/кг, определяется по следующему выражению:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^P}{100} \quad (6.2)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,149 + 0,8 \cdot \frac{0,6}{100} = 3,283$$

где V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг (см. формулу 6.1);

N^P – количество азота на рабочую массу топлива, %.

Объем трехатомных газов, определяется по следующей формуле:

$$V_{RO_2} = 1.866 \cdot \frac{C^P + 0.375 \cdot S^P}{100} \quad (6.3)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, % ;

S^P – количество серы на рабочую массу топлива, %.

$$V_{RO_2} = 1.866 \cdot \frac{42,6 + 0.375 \cdot 0,2}{100} = 0,796$$

Теоретический объем водяных паров для твердого топлива, м³/кг, определяется по следующему выражению:

$$V_{H_2O}^0 = 0.111 \cdot H^P + 0.0124 \cdot W^P + 0.0161 \cdot V_B^0 \quad (6.4)$$

где H^P – количество водорода на рабочую массу топлива, %;

W^P – влажность топлива на рабочую массу, %;

V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг (см. формулу 6.1).

$$V_{H_2O}^0 = 0.111 \cdot 3 + 0.0124 \cdot 33 + 0.0161 \cdot 4.149 = 0.809 \quad (6.5)$$

Объем дымовых газов, м³/кг, определяется по следующей формуле:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 = 3.283 + 0.796 + 0.809 = 4,888 \quad (6.6)$$

где V_{RO_2} – теоретический объем трехатомных газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг (см. формулу 3.3);

$V_{N_2}^0$ – теоретический объем азота, м³/кг (см. формулу 6.2);

$V_{H_2O}^0$ – теоретический объем водяных паров, м³/кг (см. формулу 6.4).

3.3.2 Действительные объемы продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха больше единицы

Объем газов, их масса, а также концентрация угольной пыли, подсчитанные для различных участков газохода, занесены в таблицу 4.

Таблица 4 – Объёмы продуктов сгорания, объёмные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	Газоход					
	Топочная камера	ПП	ВЭК2	ВЗП2	ВЭК1	ВЗП1
Коэффициент избытка воздуха за поверхность Ностью $\alpha'' = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1.2	1.18	1.21	1.26	1.29	1.34
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева, α_{cp}	1.22	1.25	1.27	1.3	1.32	1.35
Объём водяных паров, $\text{м}^3 / \text{кг}$, $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0.0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	0.822	0.839	0.857	0.877	0.899	0.922
Полный объём газов, $\text{м}^3 / \text{кг}$, $V_T = V_T^0 + 1.016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	5.731	5.942	6.026	6.153	6.237	6.363
Объёмная доля трёхатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_T$	0.139	0.134	0.132	0.129	0.128	0.125
Объёмная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_T$	0.141	0.136	0.134	0.131	0.13	0.127
Суммарная объёмная доля $r_{п} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0.28	0.27	0.266	0.261	0.257	0.252
Масса дымовых газов $G_T = 1 - 0.01 \cdot A^p + 1.306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0$	8.118	8.297	8.595	8.893	9.245	9.538
Концентрация золовых частиц, $\text{кг}/\text{кг}$, $\mu_{зл} = A^p \cdot a_{yh} / 100 \cdot G_T$	0.006	0.006	0.005	0.005	0.005	0.005

3.3.3 Энтальпия продуктов сгорания по газоходам

При сжигании твердого топлива энтальпия дымовых газов H_{Γ}^0 , кДж/кг, подсчитывается по следующей формуле:

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{RO_2} \cdot C_{RO_2} + V_{N_2}^0 \cdot C_{N_2} + V_{H_2O}^0 \cdot C_{H_2O}) \cdot \vartheta \quad (6.7)$$

где V_{RO_2} – объем трехатомных газов, м³/кг (см. формулу 6.3);

C_{RO_2} – средняя теплоемкость трехатомных газов, кДж/(м³ · К);

$V_{N_2}^0$ – теоретический объем азота, м³/кг (см. формулу 6.2);

C_{N_2} – средняя теплоемкость азота, кДж/(м³ · К);

$V_{H_2O}^0$ – теоретический объем водяных паров, м³/кг (см. формулу 6.4);

C_{H_2O} – средняя теплоемкость воды, кДж/(м³ · К);

ϑ – расчетная температура от 100 до 2300.

Энтальпия воздуха определяется из следующего выражения:

$$H_{\text{в}}^0 = V_{\text{в}}^0 \cdot C_{\text{в}} \cdot \vartheta, \quad (6.8)$$

где $V_{\text{в}}^0$ – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг, (см. формулу 6.1);

$C_{\text{в}}$ – теплоемкость воздуха, кДж/(м³ · К), при расчетной ϑ .

Найдем приведенную величину уноса золы из топки:

$$A^{\text{п}} = \frac{A^{\text{р}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = 0.484\% \text{ кг/МДж} \quad (6.9)$$

где $\alpha_{\text{yh}} = 0.6$ – доля золы топлива, уносимая газами;

$A^{\text{р}}$ – зольность топлива, %.

Так как приведенная зольность меньше 1.4 %, не следует учитывать теплосодержание золы, определяемое по формуле:

$$H_{зл} = 0.01 \cdot \alpha_{ун} \cdot A^p \cdot C_{зл} \cdot \vartheta, \quad (6.10)$$

где $C_{зл}$ – теплоемкость золы, кДж/(м³ · К) при расчетной ϑ ;

$\alpha_{ун}=0.6$ – доля золы топлива, уносимая газами;

A^p – зольность топлива, %.

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$, кДж/кг, подсчитывается по формуле:

$$H_{г} = H_{г}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{в}^0 + H_{зл}, \quad (6.11)$$

где $H_{г}^0$ – энтальпия теоретического объема продуктов сгорания, кДж/кг;

α – коэффициент избытка воздуха за соответствующим газоходом;

$H_{в}^0$ – энтальпия теоретического объема воздуха, кДж/кг (см. формулу 6.8);

$H_{зл}$ – энтальпия золы, кДж/кг (см. формулу 6.10).

Таблица 5 – Найденные энтальпии.

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	H_{Γ}^0	H_{B}^0	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{B}}^0 + H_{\text{эл}}$					
			α_{Γ}	$\alpha_{\text{пп}}$	$\alpha_{\text{вЭК2}}$	$\alpha_{\text{вЭП2}}$	$\alpha_{\text{вЭК1}}$	$\alpha_{\text{вЭП1}}$
100	673.7	547.6	787	814	825	842	853	869
200	1366.1	1099.7	1593	1648	1670	1703	1725	1758
300	2077.9	1658.9	2421	2504	2537	2587	2620	2670
400	2851.7	2249.6	3317	3430	3475	3542	3587	3655
500	3616.5	2840.6	4205	4347	4403	4489	4545	4631
600	4401.9	3445.3	5115	5288	5357	5460	5529	5632
700	5207.7	4062	6049	6252	6333	6455	6536	6658
800	6031.4	4668	7003	7237	7331	7471	7565	7706
900	6869.9	5324.5	7973	8239	8346	8506	8612	8772
1000	7722.8	5967.9	8960	9258	9377	9556	9676	9855
1100	8589.0	6660.6	9969	10302	10436	10635	10769	10968
1200	9446.4	7280.5	10976	11340	11485	11704	11849	12068
1300	10356	7948.2	12006	12403	12562	12800	12959	13198
1400	11251.8	8620.5	13046	13477	13649	13908	14080	14339
1500	12157	9269	14094	14559	14744	15023	15209	15488
1600	13069.5	9967.9	15149	15648	15848	16147	16364	16646
1700	13991.0	10659.7	16214	16747	16960	17280	17493	17813
1800	14914.7	11343.4	17282	17849	18076	18416	18643	18983
1900	15844.4	12035.9	18357	18959	19200	19561	19801	20162
2000	16779.1	12729	19436	20073	20327	20709	20964	21345
2100	17720.7	13427.5	20523	21195	21461	21866	22135	22537

3.3.4 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата

Коэффициент полезного действия, %, проектируемого парового котла определяется методом обратного баланса:

$$\eta_k = 100 - (q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6) \quad (6.12)$$

Потеря тепла с уходящими газами, %, зависит от заданной температуры уходящих газов $\vartheta_{\text{ух.г.}}$ и избытка воздуха продуктов сгорания покидающих котел и определяется по формуле:

$$q_2 = \frac{(H_{\text{ух}} - \alpha_{\text{ух}} \cdot H_{\text{хв}}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \quad (6.13)$$

где $H_{\text{ух}}$ – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по температуре уходящих газов $\vartheta_{\text{ух.г.}} = 157^\circ\text{C}$, по таблице 5.

$$H_{\text{ух}} = 1375,73$$

$H_{\text{хв}}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по температуре холодного воздуха $t_{\text{х.в.}} = 30^\circ\text{C}$ по таблице 5:

$$H_{\text{хв}}^{30} = 161,13$$

$\alpha_{\text{ух}} = 1,35$ – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания топлива, кДж/кг.

q_4 – потеря тепла от механического недожога, %

$$q_4 = 0,65 \quad (6.14)$$

$$q_2 = \frac{(1375,73 - 1,35 \cdot 161,13) \cdot (100 - 0,65)}{15280} = 7,531$$

Потеря тепла с химическим недожогом топлива. Для всех пылеугольных котлов данная тепловая потеря должна быть равна нулю.

$$q_3 = 0 \quad (6.15)$$

Потеря тепла в окружающую среду q_5 , %, определяется по следующей формуле:

$$q_5 = q_5^H \cdot \frac{D_{\text{НОМ}}}{D} \quad (6.16)$$

где D – паропроизводительность, кг/с.

$$q_5^H = \frac{(60/D_{\text{НОМ}})^{0.5}}{\lg D_{\text{НОМ}}} \quad (6.17)$$

$$D_{\text{НОМ}} = 88,889 \text{ кг/с};$$

$$D = 88.89 \text{ кг/с};$$

$$q_5^H = \frac{(60/88,89)^{0.5}}{\lg(88,89)} = 0,422$$

Находим потерю тепла в окружающую среду:

$$q_5 = 0,422 \cdot \frac{88,89}{88,89} = 0,422$$

Потеря с теплом шлака q_6 , %, определяется по следующей формуле:

$$q_6 = \frac{\alpha_{\text{шл}} \cdot A^p \cdot (ct)_{\text{шл}}}{Q_p^p} \quad (6.18)$$

где Q_p^p – рабочая располагаемая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$(ct)_{\text{шл}}$ – теплосодержание 1 кг золы, кДж/кг, принимается для жидкого шлакоудаления, $(ct)_{\text{шл}} = 1633,5$ кДж/кг;

A^p – зольность топлива, %.

$$\alpha_{\text{шл}} = 1 - \alpha_{\text{ун}} \quad (6.19)$$

где $\alpha_{\text{ун}} = 0.6$ – доля золы топлива, уносимая газами;

$$\alpha_{\text{шл}} = 1 - 0,6 = 0,4$$

$$q_6 = \frac{0,4 \cdot 7,4 \cdot 1633,5}{15280} = 0,316$$

Коэффициент полезного действия, %, котельного агрегата брутто:

$$\eta^{\text{бр}} = 100 - (q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6) \quad (6.20)$$

$$\eta^{\text{бр}} = 100 - (7.513 - 0 - 0,65 - 0,422 - 0,316) = 91,1$$

Полный расход топлива, кг/с, определяется из следующего выражения:

$$B = \frac{D_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{пе}} - t'_{\text{п.в}}) + G_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{кип}} - t'_{\text{п.в}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta^{\text{бр}}} \quad (6.21)$$

где $D_{\text{пе}}$ – паропроизводительность, равная 88,89 кг/с; $h_{\text{пе}}$, $t'_{\text{п.в}}$, $h_{\text{кип}}$ – энтальпии соответственно перегретого пара, питательной воды и воды на линии насыщения, кДж/кг, определяются по соответствующим температурам пара и воды и давлению в пароводяном тракте: $h_{\text{пе}} = f(p_{\text{пе}}, t_{\text{пе}})$, $t'_{\text{п.в}} = f(p_{\text{пв}}, t_{\text{пв}})$, $h_{\text{кип}} = h'(t_s(p_6))$, где $t_{\text{пе}}$, $t_{\text{пв}}$, t_s – температуры соответственно перегретого пара, питательной воды и воды на линии насыщения, °С; $p_{\text{пе}}$, $p_6 = 1,1 \cdot p_{\text{пе}}$ – давления соответственно перегретого пара и в барабане парового котла, МПа; $G_{\text{пр}}$ – расход продувочной воды из барабана парового котла, кг/с, принимаем в расчёте $G_{\text{пр}} = 0,01 \cdot D_{\text{пе}}$.

$$h_{\text{пе}} = f(p_{\text{пе}}, t_{\text{пе}}) = 3489,547;$$

$$t'_{\text{п.в}} = f(p_{\text{пв}}, t_{\text{пв}}) = 1025,703;$$

$$G_{\text{пр}} = 0,01 \cdot D_{\text{пе}} = 0,889;$$

$$p_{\text{пв}} = 1,25 \cdot p_{\text{пе}} = 17,25;$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta^{\text{бр}}$ – коэффициент полезного действия, % (см. формулу 6.20).

$$B = \frac{88,89 \cdot (3489,547 - 1025,703) + 0,889 \cdot (1622,669 - 1025,703)}{15280 \cdot 0,911} = 15,775$$

Расчетный расход топлива с учетом механической неполноты сгорания, кг/с:

$$B_p = B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \quad (6.22)$$

$$B_p = 15,775 \cdot \left(1 - \frac{0,65}{100}\right) = 15,672$$

Действительный расход топлива позволит выбрать необходимую мельницу для размола пыли и выбрать горелочные устройства. Так же все удельные тепловосприятия поверхностей нагрева в тепловом расчете парогенератора относят к одному килограмму сгоревшего топлива.

3.4 Тепловой расчет топочной камеры

3.4.1 Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры

Расчет теплообмена в топке проводится поверочным методом. При поверочном методе должны быть известны все конструктивные данные топки. Целью расчета при этом является нахождение температуры газов на выходе из топки $\vartheta''_T, ^\circ\text{C}$.

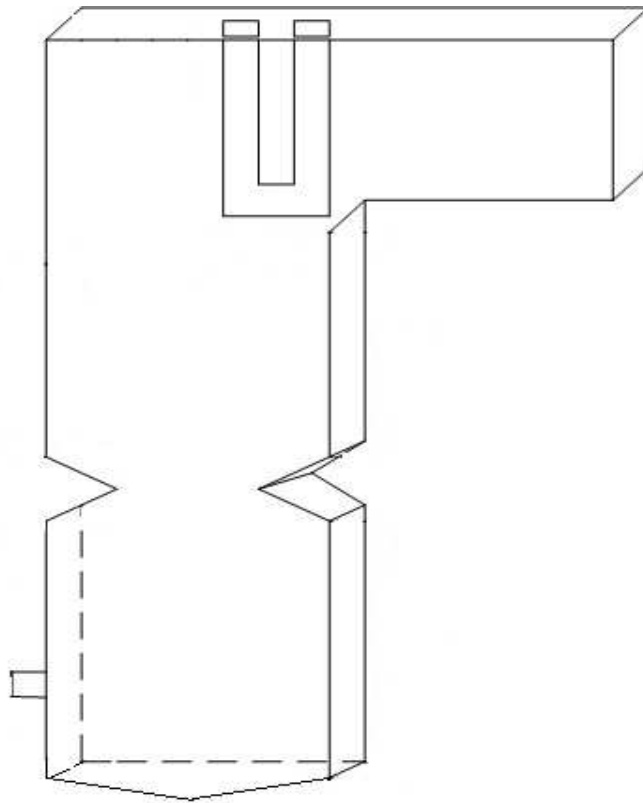


Рисунок 6 – Конструктивное устройство топочной камеры

3.4.2 Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры

Площадь стен топочной камеры, м^2 , задана по паспорту котла:

$$F_{\text{ст}} = 912 \quad (7.1)$$

Объем топочной камеры, м^3 задается по паспорту котла:

$$V_{\text{т}} = 1385 \quad (7.2)$$

Эффективная толщина излучающего слоя в топке, м:

$$s_{\text{т}} = 3.6 \cdot \frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{ст}}} \quad (7.3)$$

где $V_{\text{т}}$ – объем топочной камеры, м^3 (см.7.2);

$F_{\text{ст}}$ – полная площадь поверхности стен топки, м^2 (см. 7.1).

$$s_{\text{т}} = 3.6 \cdot \frac{1385}{912} = 5.467$$

3.4.3 Расчёт теплообмена в топке

Задачей расчета теплообмена в топке является определение тепловосприятости экранов топки $Q_{\text{л}}$ и температуры газов на выходе из нее

ϑ''_T . В основу расчета положена методика последовательного приближения. Согласно этой методике необходимо предварительно задаться значением температуры газов на выходе из топки.

Полезное тепловыделение в топочной камере Q_T , кДж/кг складывается из теплоты сгорания топлива, а также теплоты горячего воздуха Q_B , поступающего в топку:

Принимаем температуру на выходе из топочной камеры, °С:

$$\vartheta''_T = 1104,861$$

Полезное тепловыделение в топке, кДж/кг :

$$Q_T = Q_H^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B \quad (7.4)$$

где Q_H^p – теплота сгорания топлива, кДж/кг ;

q_3 – потери тепла с химическим недожогом, % ;

q_4 – потеря тепла от механического недожога;

q_6 – потеря с физическим теплом шлака, %

Q_B – тепло, вносимое в топку с воздухом, кДж/кг .

Теплота поступающего в топочную камеру воздуха, кДж/кг , рассчитывается по формуле:

$$Q_B = \beta_{ГВ} \cdot H_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{ПЛ}) \cdot H_{ХВ}^0 \quad (7.5)$$

где $\Delta\alpha_T$ – присос холодного воздуха в топочной камере:

$$\Delta\alpha_T = 0.05$$

$\Delta\alpha_{ПЛ}$ – присос холодного воздуха в пылесистеме:

$$\Delta\alpha_{ПЛ} = 0.05$$

$H_{ГВ}^0$ – энтальпия горячего воздуха, кДж/кг, по температуре горячего воздуха $t_{ГВ} = 380^\circ\text{C}$:

$$H_{ГВ}^0 = 2131,46$$

$H_{ХВ}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, $H_{ХВ}^0 = 161,13$;

$\beta_{ГВ}$ – относительный избыток воздуха:

$$\beta_{ГВ} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} = 1.1$$

$$Q_B = 1.1 \cdot 2131,46 + (0.05 + 0.05) \cdot 161,13 = 2360,719$$

$$Q_T = 15280 \cdot \frac{100 - 0 - 0.65 - 0.316}{100 - 0.65} + 2360,719 = 17592,051$$

Значению Q_T соответствует теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке ϑ_a , °С. Находим её посредством обратной интерполяции в зоне высоких температур газов при значении α_T , и принимая энтальпию $H_a = Q_T$:

$$\vartheta_a = 1828,842$$

Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности (критерий Бугера):

$$Vu = k \cdot p \cdot s_T \tag{7.6}$$

где k – коэффициент поглощения топочной среды, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$p = 0.1$ – давление в топочной камере, МПа ;

s_T – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м.

Коэффициент поглощения топочной среды, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, при сжигании твердых топлив определяется по формуле:

$$k = k_{г} \cdot r_{п} + k_{зл} \cdot \mu_{зл} + k_{к} \tag{7.7}$$

где $k_{г}$ – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов

сгорания, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

r_{Π} – объемная доля трехатомных газов (принимается по таблице 4 для α_T);

$k_{зл}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$\mu_{зл}$ – концентрация золовых частиц в топочной камере;

k_K – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, принимаем $k_K = 0.5$, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$.

Коэффициент поглощения лучей, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, газовой фазой продуктов сгорания:

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7.8+16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{\Pi} \cdot s_T}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T''_T}{1000} \right) \quad (7.8)$$

где r_{H_2O} – объемная доля водяных паров;

r_{Π} – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;

s_T – эффективная толщина излучающего слоя топки, м;

$T''_T = \vartheta''_T + 273 = 1104,861 + 273 = 1377.864$ – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7.8+16 \cdot 0.141}{\sqrt{0.28 \cdot 5.467}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{1377,864}{1000} \right) = 3,494$$

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, определяться по формуле:

$$k_{зл} = \frac{4,3 \cdot \rho_{\Gamma}}{(T''_T \cdot d_{зл})^{0.67}} \quad (7.9)$$

где $\rho_{\Gamma} = 1300 \text{ кг/м}^3$ – плотность дымовых газов при атмосферном давлении;

T''_T – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;

$d_{зл}$ – эффективный диаметр золовых частиц, для молотковых мельниц;

$$d_{3л} = 16 \text{ мкм}$$

$$k_{3л} = \frac{4,3 \cdot 1300}{(1377,864 \cdot 16)^{0,67}} = 72,003$$

Тогда коэффициент поглощения, κ , $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, топочной средой по уравнению (6.7):

$$k = 3,494 \cdot 0,28 + 72,003 \cdot 0,006 + 0,5 = 1,909$$

Критерий Бугера по уравнению (7.6):

$$Bu = 1,909 \cdot 0,1 \cdot 5,467 = 1,044$$

По найденному значению Bu определяем эффективное значение критерия Бугера:

$$Bu' = 1,6 \cdot \ln\left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2}\right) \quad (7.10)$$

$$Bu' = 1,6 \cdot \ln\left(\frac{1,4 \cdot 1,044^2 + 1,044 + 2}{1,4 \cdot 1,044^2 - 1,044 + 2}\right) = 0,977$$

По найденному значению Bu определяем степень черноты:

$$a_{\tau} = 1 - e^{-Bu} = 1 - e^{-1,044} = 0,647 \quad (7.11)$$

Изменение положения ядра факела в топке существенно сказывается на температуре в её верхней части. Учёт положения пылеугольного факела в камерной топке осуществляется с помощью эмпирического параметра M . При сжигании высокорекреакционных твёрдых топлив (каменные и бурые угли, сланцы, торф) M находится по следующей формуле:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot X_{\tau} \quad (7.12)$$

где X_{τ} – значение характеризующее относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке:

$$X_{\tau} = \frac{h_{\Gamma}}{h_{\tau}} \quad (7.13)$$

где h_{Γ} – высота размещения горелок от середины холодной воронки;

h_T – расчётная высота заполняющего топку факела от низа топки до середины выходного газового окна.

$$X_T = 0.212$$

$$M = 0.59 - 0.5 \cdot 0.212 = 0.484$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана равен произведению условного коэффициента загрязнения (ξ) на угловой коэффициент экрана (x):

$$\psi = \xi \cdot x \quad (7.14)$$

Угловой коэффициент экрана x определяется по формуле:

$$x = 1 - 0.2 \cdot (sd - 1) \quad (7.15)$$

где sd – относительный шаг труб настенного экрана.

Тогда угловой коэффициент равен:

$$x = 0.986$$

$\xi = 0.4$ - условный коэффициент загрязнения экранной поверхности.

$$\psi = 0.4 \cdot 0.986 = 0.394$$

Далее определяется температура газов на выходе из топки, °С:

$$\vartheta''_T = \frac{T_a}{1 + M \cdot Bu'^{0.3} \cdot \left[\frac{5.67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{\text{экp}} \cdot F_{\text{CT}} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot (V_C)_{\text{CP}}} \right]^{0.6}} - 273 \quad (7.16)$$

где M – эмпирический параметр;

Bu' – эффективное значение критерия Бугера;

$\psi_{\text{экp}}$ – средний коэффициент тепловой эффективности;

F_{CT} – полная площадь поверхности стен топки, м²;

T_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, К;

φ – коэффициент тепловой эффективности;

B_p – расход топлива на котел, кг/с ;

$(V_c)_{cp}$ – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг · °С):

$$T_a = \vartheta_a + 273 = 1828,992 + 273 = 2101.992$$

$$(V_c)_{cp} = \frac{Q_T - H''_T}{\vartheta_a - \vartheta''_T} \quad (7.17)$$

где Q_T – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг ;

H''_T – энтальпия продуктов сгорания, кДж/кг , на выходе из топки, определяемая по принятой ранее температуре ϑ''_T и избытку воздуха на выходе из топки α_T ;

ϑ_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, °С;

ϑ''_T – температура газов на выходе из топки, °С.

Энтальпия продуктов сгорания, кДж/кг :

$$H''_T = 10017.950$$

$$(V_c)_{cp} = \frac{17592.051 - 10017.950}{2101.992 - 1378.011} = 10.462$$

Коэффициент сохранения тепла определяется по следующей зависимости:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{0.422}{100} = 0.995$$

Температура на выходе из топочной камеры составляет:

$$\vartheta''_T = \frac{2101.992}{1 + 0.484 \cdot 0.977^{0.3} \cdot \left[\frac{5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 0.394 \cdot 912 \cdot 2101.992^3}{0.996 \cdot 15.672 \cdot 10.462} \right]^{0.6}} - 273$$

$$\vartheta''_T = 1104.861$$

Далее по найденной температуре газов на выходе из топки ϑ''_T при α_T определяем соответствующую энтальпию газов, кДж/кг :

$$H''_T = 10017.95$$

Общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхности топки определяется разностью между полезным тепловыделением в зоне горения и энтальпией газов на выходе из топки, кДж/кг :

$$Q_L = \varphi \cdot (Q_T - H''_T) \quad (7.18)$$

Где Q_T – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг ;

H''_T – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки кДж/кг .

$$Q_L = 0.996 \cdot (17592.051 - 10017.95) = 7542.17$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки (воспринятый тепловой поток), кВт/м³, равен:

$$q_L = \frac{B_p \cdot Q_L}{F_{ст} \cdot x} = \frac{15.672 \cdot 7542.17}{912 \cdot 0.98} = 132.252 \quad (7.19)$$

где x – степень экранирования стен топки, принимаем значение $x = 0.98$.

3.5 Расчет радиационного пароперегревателя

Тепловая схема котла (рисунок 7) отражает наличие теплообменных поверхностей, последовательность их включения по водопаровому и газовому трактам, взаимное движение сред в поверхностях, расположение узлов регулирования. В ходе курсового проекта делается тепловой расчет каждой поверхности нагрева. Задачей расчета радиационного пароперегревателя является нахождение прироста энтальпии пара в пароперегревателе. При расчете тепловосприятия радиационного пароперегревателя учитывается неравномерность передачи лучистого тепла по высоте топочной камеры.

Расход пара на радиационный пароперегреватель (РПП), кг/с определяется по следующей формуле:

$$D_{\text{РПП}} = D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}} \quad (8.1)$$

где $D_{\text{пе}}$ – заданная производительность котельного агрегата по пару, кг/с ;

$D_{\text{впр}}$ – расход пара на впрыск, кг/с , в расчетах принимать равным 5-7 % от расхода перегретого пара;

$$D_{\text{впр}} = 0.06 \cdot D_{\text{пе}} = 0.06 \cdot 88.889 = 5,333$$

$$D_{\text{РПП}} = 88.889 - 5,333 = 83.556$$

Давление в барабане котла, МПа

$$p_{\text{б}} = 1.12 \cdot p_{\text{пе}} = 1.12 \cdot 13.8 = 15.456$$

Давление пара в радиационном, МПа, пароперегревателе принимается:

$$p''_{\text{РПП}} = 1.07 \cdot 13.8 = 14.766$$

После барабана пар поступает в РПП, который воспринимает тепловое излучение с топки.

Энтальпия пара на выходе из радиационного пароперегревателя кДж/кг:

$$h''_{\text{РПП}} = h'(ts(p_{\text{б}})) + \Delta h_{\text{РПП}} = 2741,09 \quad (8.2)$$

где $\Delta h_{\text{РПП}}$ – прирост энтальпии пара в радиационном пароперегревателе;

$h'(ts(p_{\text{б}}))$ – энтальпия пара на выходе из барабана, кДж/кг, определяется по температуре насыщения при давлении в барабане:

$$h'(ts(p_{\text{б}})) = 2605,78$$

Учет тепловосприятия труб в тракте рабочей среды определяется местом расположения этой поверхности в водопаровой схеме котла. В данном случае для

котла БКЗ-320 характерна потолочная компоновка, следовательно суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя составит, кДж/кг:

$$F_{\text{пот}} = l_1 \cdot b_T$$

$$F_{\text{пот}} = 15 \cdot 12.6 = 189$$

$$Q_L = \varphi \cdot (Q_T - H''_T)$$

Где Q_T – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг ;

H''_T – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки кДж/кг .

$$Q_L = 0.996 \cdot (17592.051 - 10017.950) = 7542.170$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки (воспринятый тепловой поток), кВт/м³, равен:

$$q_L = \frac{B_p \cdot Q_L}{F_{\text{ст}} \cdot x} = \frac{15.672 \cdot 7542.170}{912 \cdot 0.975} = 132.930 \quad (8.3)$$

где x – степень экранирования стен топки, принимаем значение $x = 0.975 - 0.985$.

$$Q_{\text{пот}} = \frac{q_L \cdot \eta_V \cdot F_{\text{пот}}}{B_p}$$

$$Q_{\text{рпп}} = Q_{\text{пот}}$$

Определяем суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя:

$$Q_{\text{рпп}} = 721.392$$

Прирост энтальпии пара в радиационном пароперегревателе, кДж/кг находится по следующей формуле:

$$\Delta h_{\text{рпп}} = \frac{Q_{\text{пот}} \cdot B_p}{D_{\text{рпп}}} \quad (8.3)$$

$$\Delta h_{\text{рпп}} = \frac{721.392 \cdot 15.672}{83.556} = 135.308$$

Энтальпия пара на выходе из радиационного пароперегревателя, кДж/кг, равна:

$$h''_{\text{рпп}} = 2741.09$$

Температура пара на входе в РПП, °С, определяется:

$$t'_{\text{рпп}} = t_s(p_6) = 343.841$$

Температура пара на выходе из РПП, °С, определяется по энтальпии пара на выходе из РПП, и давлению пара в РПП:

$$t''_{\text{рпп}} = 354.221$$

Найденная температура пара на выходе из топки позволит сделать тепловой расчет ширмового пароперегревателя.

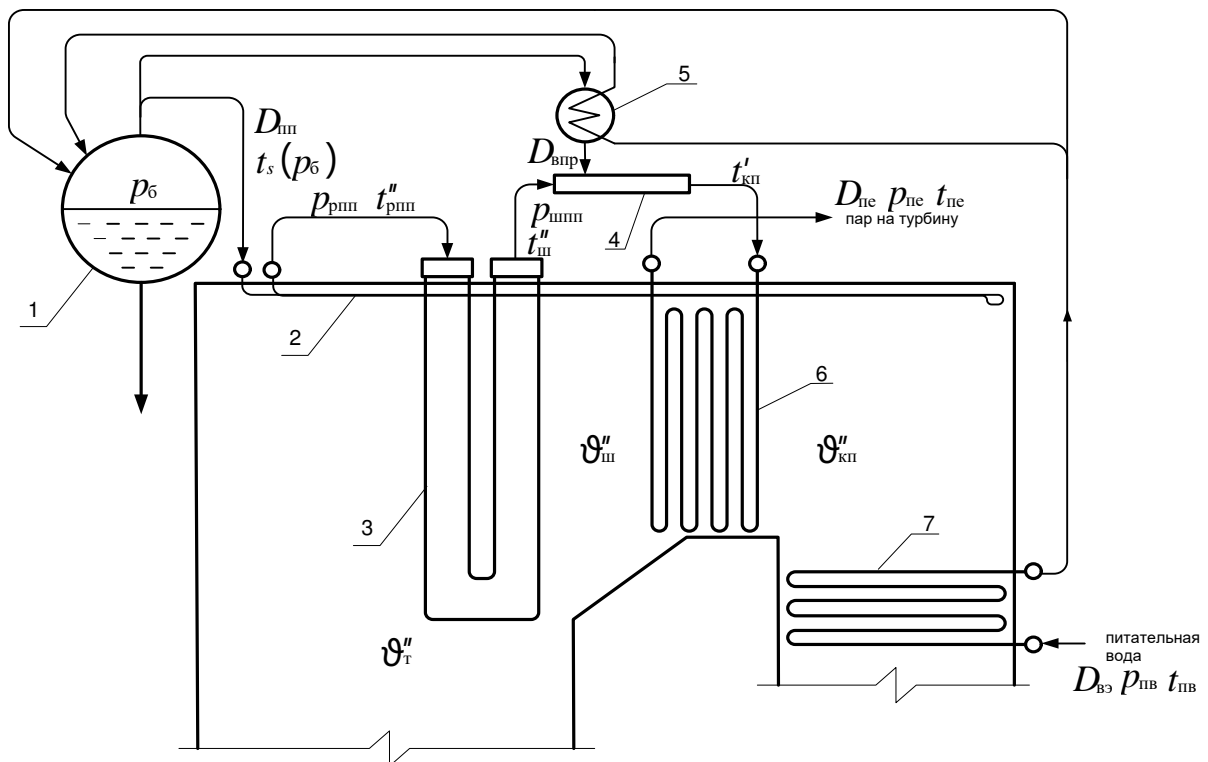


Рисунок 7 – Контур циркуляции пароперегревателей

3.6 Расчет ширмового пароперегревателя

В данном проекте выполняется поверочный расчет ширмового пароперегревателя (ШПП). Все конструктивные данные берутся из чертежа (рисунок 8). Целью расчета является определение температуры газов и температуру пара на выходе из ШПП.

Давление пара в ШПП на 4% больше чем давление острого пара (МПа):

$$p''_{\text{шпп}} = 1.04 \cdot p_{\text{пе}} = 1.04 \cdot 13.8 = 14.352$$

Таблица 6 – Конструктивные данные ШПП

Высота ШПП А, м	Ширина ШПП В, м	Расстояние между ширмами S ₁ , м	Внутренний диаметр труб ШПП d _{вн} , м	Наружный диаметр труб ШПП d _н , м	Количество ширм по ширине топки z ₁ , шт
8,9	1.704	0.54	0.028	0.032	22

Находим средние значения размеров ШПП:

$$A = 8,9\text{м} \tag{9.1}$$

$$B = 1,704\text{м} \tag{9.2}$$

$$C = 0.54\text{м} \tag{9.3}$$

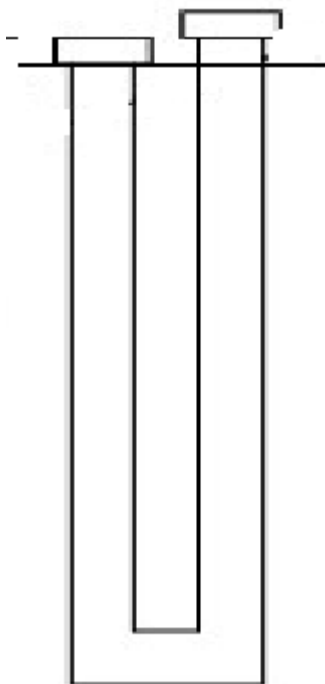


Рисунок 8 – Эскиз ширмового пароперегревателя

Задаем температуру газов на выходе из ШПП, °С :

$$t''_{\text{шпп}} = 1019.011$$

Лучевоспринимающая поверхность входного сечения ширм со стороны топки, м²:

$$F_{\text{шпп}}^{\text{вх}} = F_{\text{в.ок}}^{\text{т}} = 120.67$$

Выходная излучающая поверхность ширмы, м²:

$$F_{\text{шпп}}^{\text{вых}} = l_1 \cdot b_{\text{т}} \tag{9.4}$$

где l_1 – высота горизонтального газохода, м ;

b_T – ширина топочной камеры, определяется по эскизу, $b_T = 12,1$ м.

$$F_{\text{ШПП}}^{\text{ВЫХ}} = 12,75 \cdot 12,1 = 154.275$$

Конвективная поверхность нагрева ШПП, м^2 :

$$F_{\text{ШПП}} = A \cdot B \cdot 1.92 \cdot z_1 \quad (9.5)$$

где A – высота ШПП, м ;

B – ширина ШПП, м ;

z_1 – количество ширм по ширине топки.

$$F_{\text{ШПП}} = 8,9 \cdot 1,704 \cdot 1,92 \cdot 22 = 640.594$$

Площадь живого сечения для прохода газов, м^2 :

$$f_{\text{ШПП}}^{\text{Г}} = A \cdot b_T - z_1 \cdot A \cdot d_H \quad (9.6)$$

где A – высота ШПП, м ;

b_T – ширина топочной камеры, $b_T = 12,1$ м;

d_H – наружный диаметр труб ШПП, м .

$$f_{\text{ШПП}}^{\text{Г}} = 8,9 \cdot 12,1 - 8,9 \cdot 0,032 \cdot 22 = 101.424$$

Тепло, полученное прямым излучением из топки, кДж/кг :

$$Q_{\text{шпп}}^{\text{л}} = Q_{\text{вх}}^{\text{л}} - Q_{\text{вых}}^{\text{л}} \quad (9.7)$$

где $Q_{\text{вх}}^{\text{л}}$ – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг;

$Q_{\text{вых}}^{\text{л}}$ – тепло излучения из топки и ширмы на поверхность нагрева, расположенную за ширмами, кДж/кг:

$$Q_{\text{вх}}^{\text{л}} = \frac{\beta_{\text{ш}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot q_{\text{л}} \cdot F_{\text{шпп}}^{\text{вх}}}{B_{\text{р}}} \quad (9.8)$$

Где $\beta_{\text{ш}}$ – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между объемом топки и ширмовой поверхностью;

$\eta_{\text{в}} = 0.8$ – коэффициент неравномерности тепловосприятия по высоте топки, для верхней части;

$q_{\text{л}}$ – тепловое напряжение экранов топки, кВт/м²;

$F_{\text{шпп}}^{\text{вх}}$ – площадь входного сечения ширм со стороны топки (площадь выходного окна топки), м²;

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

$\beta_{\text{ш}}$ – поправочный коэффициент на барометрическое давление и температуры аэросмеси за мельницей

$$\beta_{\text{ш}} = 0,66$$

$$Q_{\text{вх}}^{\text{л}} = \frac{0,66 \cdot 0,8 \cdot 132,251 \cdot 120,67}{15,672} = 537,624$$

Тепло излучения из топки и ширмы на поверхность нагрева, расположенную за ширмами:

$$Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{Л}} = \frac{Q_{\text{ВХ}}^{\text{Л}} \cdot (1 - a_{\text{Ш}}) \cdot \varphi_{\text{Ш}}}{\beta_{\text{Ш}}} + \frac{5.67 \cdot 10^{-11} \cdot a_{\text{Ш}} \cdot F_{\text{ВЫХ}}^{\text{ШПП}} \cdot T_{\text{СР}}^4 \cdot \varepsilon_{\text{П}}}{B_{\text{Р}}} \quad (9.9)$$

Где $Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{Л}}$ – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг ;

$a_{\text{Ш}}$ – степень черноты газов в ширмах;

$\varphi_{\text{Ш}}$ – угловой коэффициент ширм;

$\beta_{\text{Ш}}$ – коэффициент;

$F_{\text{ВЫХ}}^{\text{ШПП}}$ – выходная излучающая поверхность ширм, м²;

$T_{\text{СР}}$ – средняя температура газов в ширмах, К;

$\varepsilon_{\text{П}}$ – поправочный коэффициент, для углей $\varepsilon_{\text{П}} = 0.5$;

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

Угловой коэффициент ширм:

$$\varphi_{\text{Ш}} = \sqrt{\left(\frac{B}{C}\right)^2 + 1} - \frac{B}{C} \quad (9.10)$$

где C – расстояние между соседними ширмами, м;

B - ширина ШПП, м.

$$\varphi_{\text{Ш}} = 0,16$$

Средняя температура газов в ШПП, К.

$$T_{\text{ср}} = \frac{\vartheta'_{\text{шпп}} + \vartheta''_{\text{шпп}}}{2} = \frac{1104.861 + 1019.011}{2} = 1061.861$$

$a_{\text{шпп}}$ – степень черноты газов в ширмах:

$$a_{\text{шпп}} = 1 - e^{-kp s_{\text{шпп}}} = 0,252 \quad (9.11)$$

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

p – давление в топке, $p = 0.1 \text{ МПа}$;

$s_{\text{шпп}}$ – эффективная толщина излучающего слоя в ширмах, м.

Коэффициент ослабления лучей, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$; определяется по следующему выражению:

$$k = k_{\text{г}} \cdot r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}} \quad (9.12)$$

где $k_{\text{г}}$ – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$r_{\text{п}}$ – объемная доля трехатомных газов;

$k_{\text{зл}}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$;

$\mu_{\text{зл}}$ – концентрация золовых частиц.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, определяется по формуле:

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7.8+16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{\Gamma} \cdot s_{\text{шпп}}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T''_{\text{шпп}}}{1000} \right) \quad (9.13)$$

Где r_{H_2O} – объемная доля водяных паров;

r_{Γ} – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;

$s_{\text{шпп}}$ – эффективная толщина излучающего слоя ширм, м;

$T''_{\text{шпп}} = \vartheta''_{\text{шпп}} + 273 = 1292.011$ – температура газов на выходе из ширм.

Эффективная толщина излучающего слоя, м, определяется как:

$$s_{\text{шпп}} = \frac{1.8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{C}}$$

где A – высота ШПП, м;

C – расстояние между соседними ширмами, м;

B – ширина ШПП, м.

$$s_{\text{шпп}} = \frac{1.8}{\frac{1}{8.9} + \frac{1}{1.704} + \frac{1}{0.54}} = 0.706$$

Тогда коэффициент поглощения газовой фазой, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$:

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7.8+16 \cdot 0.141}{\sqrt{0.28 \cdot 0.706}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{1292.011}{1000} \right) = 11.288$$

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, определяется по формуле:

$$k_{\text{зл}} = \frac{4.3 \cdot \rho_{\Gamma}}{(T''_{\text{шпп}} \cdot d_{\text{зл}})^{0.67}} = \frac{4.3 \cdot 1300}{(1292.011 \cdot 16)^{0.67}} = 75.18 \quad (9.14)$$

Где $\rho_{\Gamma} = 1300 \text{ кг/м}^3$ – плотность дымовых газов при атмосферном давлении.;

$T''_{\text{шпп}}$ – температура газов на выходе из ширм, °С.

$d_{\text{зл}}$ – эффективный диаметр золowych частиц, мкм, определяется видом сжигаемого топлива и типом мельничного устройства; $d_{\text{зл}} = 16 \text{ мкм}$;

Коэффициент поглощения лучей, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$:

$$k = 11.288 \cdot 0,28 + 75.18 \cdot 0.006 + 0,95 = 4.111$$

Степень черноты:

$$a_{\text{ш}} = 1 - e^{-0.29} = 0.252$$

Тепло излучения из топки и ширм, кДж/кг, по формуле (8.9):

$$Q_{\text{вых}}^{\text{л}} = \frac{537.628 \cdot 0,748 \cdot 0.16}{0.996} + \frac{5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,252 \cdot 154.275 \cdot 1062.011^4 \cdot 0,5}{15.672} = 287.791$$

Лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг, по формуле (8.7):

$$Q_{\text{шпп}}^{\text{л}} = 537,624 - 287,791 = 249,833$$

Количество тепла, отданного газами ШПП из межтрубного пространства, кДж/кг:

$$Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} = \varphi \cdot (H'_{\text{шпп}} - H''_{\text{шпп}}) \quad (9.15)$$

где φ – коэффициент сохранения тепла, $\varphi = 0.99$;

$H'_{\text{шпп}}$ – энтальпия газов на выходе из топки, кДж/кг;

$H''_{\text{шпп}}$ – энтальпия газов на выходе из ШПП, находится по температуре газов на выходе из ШПП методом линейной интерполяции, кДж/кг:

$$H''_{\text{шпп}} = 9150,308$$

$$Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} = 0,996 \cdot (10017,95 - 9150,308) = 863.985$$

Энтальпия пара на выходе из ШПП, кДж/кг:

$$h''_{\text{шпп}} = h'_{\text{шпп}} + \left(\frac{(Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} + Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}) \cdot B_{\text{р}}}{D_{\text{шпп}}} \right) \quad (9.16)$$

где $h'_{\text{шпп}}$ – энтальпия пара на входе в ШПП, кДж/кг;

$Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}$ – тепло, полученное прямым излучением из топки, кДж/кг;

$B_{\text{р}}$ – расход топлива на котел, кг/с ;

$D_{\text{шпп}}$ – расход пара на ШПП кг/с, равен расходу пара в РПП.

$$h''_{\text{шпп}} = 2980.872 + \left(\frac{(863.985 + 249.833) \cdot 15,672}{83,556} \right) = 2985,036$$

Температура пара на выходе из ШПП, °С , определяется по давлению пара в ШПП и энтальпии пара на выходе из ШПП.

$$t''_{\text{шпп}} = 456,449$$

Скорость газов в ШПП при средней их температуре, м/с:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{f_{\text{ШПП}}^{\Gamma} \cdot 273} \quad (9.17)$$

где B_p – расход топлива на котел, кг/с;

V_{Γ} – полный объем газов, м³/кг;

$f_{\text{ШПП}}^{\Gamma}$ – площадь живого сечения для прохода газов, м²;

$\vartheta_{\text{ср}}$ – средняя температура газов в ШПП, К.

$$\omega_{\Gamma} = \frac{15,672 \cdot 5,731 \cdot 1335,011}{101,424 \cdot 273} = 4,331$$

Коэффициент теплоотдачи за счет конвекции, $\alpha_{\text{к}}$, Вт/(м² · К), находят по полученной величине ω_{Γ} , используя следующее соотношение:

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} \cdot C_{\phi} \cdot C_{\text{с}} \cdot C_{\text{н}}$$

где $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков и ширм;

C_{ϕ} – поправочный коэффициент для расчета теплоотдачи конвекцией.

$$\alpha_{\text{к}} = 61,5 \cdot 1 \cdot 0,61 \cdot 1,005 = 37,703$$

Средняя скорость пара в ШПП, м/с:

$$\omega_{\Pi} = \frac{v_{\Pi} \cdot D_{\text{ШПП}}}{f_{\Pi}} \quad (9.18)$$

где v_{Π} – удельный объем пара, м³/кг; $v_{\Pi} = f(p_{\text{ШПП}}^{\text{ср}}, t_{\text{ср}}) = 0.019$;

$D_{\text{ШПП}}$ – расход пара на ШПП кг/с, равен расходу пара в РПП;

f_{Π} – размер проходного сечения для пара, м² рассчитывается по формуле:

$$f_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot z_1 \cdot n_{\text{ш}}$$

где z_1 – количество ширм;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб ШПП, м;

$n_{\text{ш}}$ – количество параллельно включенных трубок в одной ширме:

$$n_{\text{ш}} = \frac{(B - \Delta B_1 - \Delta B_2) / 4}{s_2} - 1 = \frac{3.1 / 4}{0.0352} - 1 = 22$$

где B – ширина ШПП, м;

s_2 – шаг между трубками, м, принимается равным $s_2 = 0.038$.

$$f_{\Pi} = \frac{3.14 \cdot 0.028^2}{4} \cdot 22 \cdot 22 = 0.287$$

$$\omega_{\Pi} = \frac{0.019 \cdot 83.556}{0.287} = 5.44$$

Температура наружных загрязнений труб, °С:

$$t_3 = t_{\text{ср}} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{B_p \cdot (Q_{\text{ШПП}}^{\text{б}} + Q_{\text{ШПП}}^{\text{л}})}{F_{\text{ШПП}}} \cdot 10^3 \quad (9.19)$$

где ε коэффициент загрязнения, $\varepsilon = 0.008$

B_p – расход топлива на котел, кг/с;

$F_{\text{шпп}}$ – конвективная поверхность нагрева ШПП, м²;

$Q_{\text{шпп}}^{\text{л}}$ – тепло, полученное прямым излучением из топки, кДж/кг;

$Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}$ – тепло, отданное газами ШПП из межтрубного пространства, кДж/кг;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки пару, Вт/(м² · К).

$t_{\text{ср}}$ – средняя температура пара в ШПП, °С определяется по формуле:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t'_{\text{шпп}} + t''_{\text{шпп}}}{2} = \frac{397,15 + 456,599}{2} = 426,724$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для перегретого пара, Вт/(м² · К):

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{н}} \cdot C_d$$

где C_d – поправочный коэффициент;

$\alpha_{\text{н}}$ – нормативный коэффициент.

$$t_3 = 426,724 + \left(0,008 + \frac{1}{4349}\right) \cdot \frac{15,672 \cdot 1113,818}{696} \cdot 10^3 = 633,133$$

Коэффициент теплоотдачи излучением для запыленного потока дымовых газов, Вт/(м² · К), определяется:

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} \cdot Q_{\text{шпп}} = 250 \cdot 0,252 = 62,947$$

Полный коэффициент теплоотдачи от газов стенке, Вт/(м² · К):

$$\alpha_1 = \xi \cdot \left(\alpha_{\text{к}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}}{2 \cdot s_2 \cdot x_{\text{ш}}} + \alpha_{\text{л}}\right) \quad (9.20)$$

Где ξ – коэффициент использования, $\xi = 0.85$

α_k – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м² · К);

d_n – наружный диаметр труб, м;

s_2 – шаг между трубами в ленте ширмы, м;

$x_{ш}$ – угловой коэффициент ширм, $x_{ш} = 0.99$;

α_l – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м² · К).

$$\alpha_1 = 0.85 \cdot \left(37,703 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.032}{2 \cdot 0.038 \cdot 0.99} + 62,947 \right) = 45,329$$

Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м² · К):

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{шпп}^l}{Q_{шпп}^6} \right) \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1} \quad (9.21)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от газов, Вт/(м² · К);

$Q_{шпп}^l$ – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;

$Q_{шпп}^6$ – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;

ε – коэффициент загрязнения поверхности, (м² · К)/Вт, $\varepsilon = 0.008$;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару, Вт/(м² · К).

$$k = \frac{45,329}{1 + \left(1 + \frac{249,833}{863,984} \right) \cdot \left(0.008 + \frac{1}{4349,18} \right) \cdot 45,329} = 30,609$$

Температурный напор для ширм рассчитывается как среднеарифметическая разность температур газов и пара, °С:

$$\Delta t = \frac{v'_{\text{шп}} + v''_{\text{шп}}}{2} - \frac{t'_{\text{шп}} + t''_{\text{шп}}}{2} = 635.137$$

Количество тепла, переданного через стенки труб ширм за счет теплопередачи, кДж/кг:

$$Q_{\text{шп}}^{\text{T}} = \frac{k \cdot F_{\text{шп}} \cdot \Delta t}{B_{\text{p}} \cdot 10^3} \quad (9.22)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К);

$F_{\text{шп}}$ – площадь поверхности ширм, м²;

Δt – температурный напор ширм, °С;

B_{p} – расход топлива на котел, кг/с.

$$Q_{\text{шп}}^{\text{T}} = \frac{30.609 \cdot 696 \cdot 635,137}{15,672 \cdot 10^3} = 863,362$$

Полученное тепловосприятие $Q_{\text{шп}}^{\text{T}}$ сравнивают с тепловосприятием $Q_{\text{шп}}^{\text{б}}$ путем определения расчетной погрешности δQ :

$$\delta Q = \frac{|Q_{\text{шп}}^{\text{T}} - Q_{\text{шп}}^{\text{б}}|}{Q_{\text{шп}}^{\text{б}}} \cdot 100\% = \frac{|863,362 - 863,984|}{863,984} \cdot 100\% = 0.072\% < 2\% \quad (9.23)$$

Где $Q_{\text{шп}}^{\text{T}}$ – количество тепла, переданного через стенки труб ширм, кДж/кг;

$Q_{\text{шп}}^{\text{б}}$ – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг.

Так как погрешность не превышает 2%, делаем вывод о том, что значение разности температур задано верно. По завершению расчета ширмовой поверхности нагрева находят энтальпию пара на выходе из пароперегревателя.

$$h''_{\text{шпп}} = h'_{\text{шпп}} + (Q_{\text{шпп}}^{\text{T}} + Q_{\text{шпп}}^{\text{Л}}) \cdot \frac{B_{\text{p}}}{D_{\text{пе}}} \quad (9.24)$$

Где $h'_{\text{шпп}}$ – энтальпия пара на входе в ширмы, кДж/кг;

$Q_{\text{шпп}}^{\text{T}}$ – количество тепла, переданного через стенки труб ширм, кДж/кг;

$Q_{\text{шпп}}^{\text{Л}}$ – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;

B_{p} – расход топлива на котел, кг/с;

$$h''_{\text{шпп}} = 2980,872 + (863,362 + 249,833) \cdot \frac{15,672}{83,556} = 3189,668$$

Температура пара на выходе из ШПП, определяется по давлению пара в ШПП и энтальпии пара на выходе из ШПП.

$$t''_{\text{шпп}} = 456,599$$

Нахождение действительной температуры газов и пара на выходе из ШПП позволит сделать конструкторский расчет конвективного пароперегревателя.

3.7 Расчет конвективного пароперегревателя

Тепловой расчет конвективного пароперегревателя выполняется конструктивным методом с определением необходимых теплообменных поверхностей при номинальной производительности и принятых показателей экономичности и надежности работы.

В курсовом проекте производится конструкторский расчет конвективного пароперегревателя. Выбираем трубы для изготовления пакета со следующими размерами:

Внутренний диаметр труб $d_{вн} = 0,028$ м

Наружный диаметр труб $d_{н} = 0,038$ м

Поперечный шаг труб $s_1 = 0,09$ м

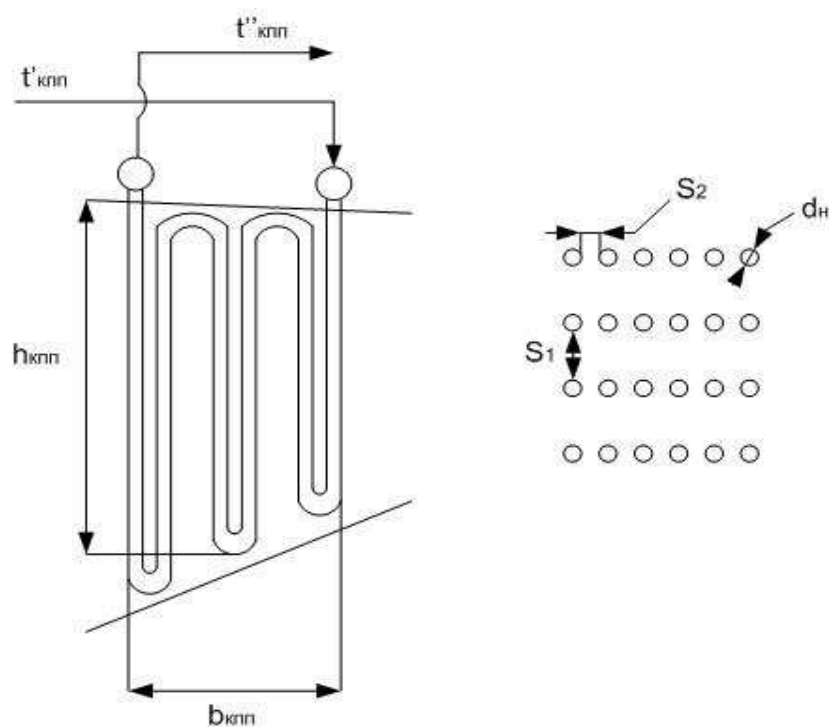


Рисунок 9 – Конструктивные размеры конвективного пароперегревателя

Количество параллельно включенных труб, определяются по следующей формуле:

$$z_1 = \frac{b_T - s_1}{s_1} - 1 = \frac{12,19 - 0,09}{0,09} - 1 = 133,444$$

$$z_1 = 133$$

Где b_T – ширина топочной камеры, определяется по эскизу, $b_T = 12,1$ м;

s_1 – шаг между трубами КПП, м.

Количество тепла, воспринятого в КПП, кДж/кг:

$$Q_{\text{кпп}}^{\text{б}} = \frac{D_{\text{пе}}}{B_{\text{р}}} \cdot (h_{\text{пе}} - h'_{\text{кпп}}) - Q_{\text{кпп}}^{\text{л}} \quad (10.1)$$

где $D_{\text{пе}}$ – заданная производительность котельного агрегата по пару, кг/с;

$B_{\text{р}}$ – расход топлива на котел, кг/с;

$Q_{\text{кпп}}^{\text{л}}$ – энергия излучения топочного объема, кДж/кг, принимается равной $Q_{\text{вых}}^{\text{л}}$;

$h_{\text{пе}}$ – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;

$h'_{\text{кпп}}$ – энтальпия пара на входе в КПП после впрыскивающего устройства, кДж/кг:

$$h'_{\text{кпп}} = h''_{\text{шпп}} - \Delta h_{\text{впр}} \quad (10.2)$$

где $h''_{\text{шпп}}$ – энтальпия пара на выходе из ШПП, кДж/кг;

$\Delta h_{\text{впр}}$ – уменьшение энтальпии пара во впрыскиваемом пароохладителе, кДж/кг.

$$\Delta h_{\text{впр}} = \frac{D_{\text{впр}}}{D_{\text{пе}}} \cdot (h''_{\text{шпп}} - h_{\text{впр}}) \quad (10.3)$$

Где $D_{\text{пе}}$ – заданная производительность котельного агрегата по пару, кг/с;

$D_{\text{впр}}$ – расход пара на впрыск кг/с в расчетах принимать равным 2-5% от расхода основного пара;

$h''_{\text{шпп}}$ – энтальпия пара на выходе из ШПП, кДж/кг ;

$h_{\text{впр}}$ – энтальпия впрыскиваемого пара, кДж/кг, принимается равной энтальпии насыщенной воды $h_{\text{впр}} = h'(ts(p_6)) = 1622,669$;

$$\Delta h_{\text{впр}} = \frac{5,333}{88,889} \cdot (3189,668 - 1622,669) = 94,02$$

$$h'_{\text{кпп}} = 3189,668 - 94,02 = 3189,668$$

$$t'_{\text{кпп}} = f(p_{\text{кпп}}, h'_{\text{кпп}}) = 456,449 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{кпп}}^{\text{б}} = \frac{88,889}{15,672} \cdot (3489,546 - 3189,668) - 287,790 = 1413,06$$

Энтальпия газов на выходе из КПП, кДж/кг:

$$H''_{\text{кпп}} = H'_{\text{кпп}} - \frac{Q_{\text{кпп}}^{\text{б}}}{\varphi} + \Delta\alpha_{\text{пп}} \cdot H_{\text{хв}}^0 \quad (10.4)$$

где $H'_{\text{кпп}}$ – энтальпия газов на входе в КПП, кДж/кг, принимается равной энтальпии газа на выходе из ШПП;

$Q_{\text{кпп}}^{\text{б}}$ – количество тепла, воспринятого в КПП, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{\text{пп}}$ – присос воздуха в КПП, принимают равным $\Delta\alpha_{\text{пп}} = 0.06$

$H_{ХВ}^0$ - энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

$$H''_{кпп} = 9150,307 - \frac{1413,06}{0,996} + 0,06 \cdot 161,130 = 7740,933$$

Температура газов на выходе из КПП определяется по энтальпии газов на выходе из КПП методом обратной интерполяции:

$$\vartheta''_{кпп} = 850,293 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Известная величина температур на входе и выходе газа и пара, позволяют построить график изменения температур в КПП и найти температурный напор. В КПП противоточная схема движения греющей и нагреваемой сред.

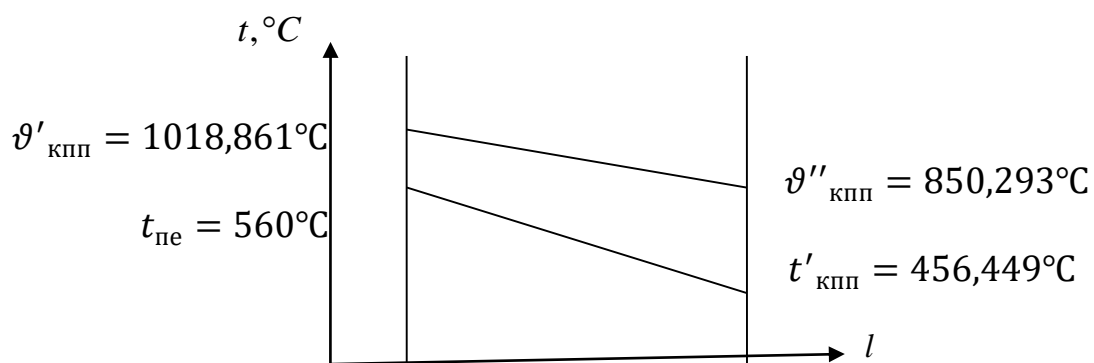


Рисунок 10 – График изменения температур сред в КПП при противотоке

Температурный напор, $^{\circ}\text{C}$, определяется из следующего выражения:

$$\Delta t_{кпп} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2,3 \cdot \ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} \quad (10.5)$$

где $\Delta t_б$ – большая разность температур, $^{\circ}\text{C}$;

$\Delta t_м$ – меньшая разность температур, $^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta t_{\theta} = \vartheta'_{\text{КПП}} - t_{\text{пе}} = 1018,861 - 560 = 458,861$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\text{КПП}} - t'_{\text{КПП}} = 850,293 - 456,449 = 393,844$$

$$\Delta t_{\text{КПП}} = \frac{458,861 - 393,844}{2,3 \cdot \ln \frac{458,861}{393,844}} = 426,352 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Площадь поперечного сечения для прохода пара, м²:

$$f_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot z_1 \quad (10.6)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб КПП, м;

z_1 – количество параллельно включенных труб, определяются по следующей формуле:

$$f_{\text{п}} = \frac{3,14 \cdot 0,028^2}{4} \cdot 133 = 0,081$$

Площадь живого сечения для прохода дымовых газов, м²:

$$f_{\text{КПП}}^{\Gamma} = h_{\text{КПП}} \cdot (b_{\text{т}} - z_1 \cdot d_{\text{н}})$$

Где $h_{\text{КПП}} = 4,812$ – средняя высота пакета конвективного пароперегревателя;

$b_{\text{т}}$ – ширина топочной камеры, определяется по эскизу, $b_{\text{т}} = 12,1$ м;

$d_{\text{н}}$ – наружный диаметр труб КПП, м;

z_1 – количество параллельно включенных труб.

$$f_{\text{КПП}}^{\Gamma} = 4,812 \cdot (12,1 - 133 \cdot 0,038) = 33,909$$

Скорость газов в КПП при средней их температуре, м/с:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot f_{\text{КПП}}^{\Gamma}} \quad (10.7)$$

где B_p – расход топлива на котел, кг/с;

V_{Γ} – полный объем газов, м³/кг;

$f_{\text{КПП}}^{\Gamma}$ – площадь живого сечения для прохода газов, м²;

$\vartheta_{\text{ср}}$ – средняя температура газов в КПП, °С .

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{1018,861 + 850,293}{2} = 934,577 \text{ °С}$$

$$\omega_{\Gamma} = \frac{15,672 \cdot 5,942 \cdot (934,577 + 273)}{273 \cdot 33,909} = 12,149$$

Коэффициент теплоотдачи за счет конвекции, Вт/(м² · К), находят по полученной величине ω_{Γ} , используя следующее соотношение:

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} \cdot C_{\phi} \cdot C_{\text{с}} \cdot C_{\text{z}}$$

где $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков и ширм;

C_{ϕ} – поправочный коэффициент для расчета теплоотдачи конвекцией.

$$\alpha_{\text{к}} = 71 \cdot 1,04 \cdot 1 \cdot 1 = 73,84$$

Средняя скорость пара в КПП, м/с:

$$\omega_{\Pi} = \frac{D_{\Pi} \cdot \nu_{\Pi e}}{f_{\Pi}} \quad (10.8)$$

где $\nu_{\Pi e}$ – удельный объем пара, м³/кг; $\nu_{\Pi e} = f(p_{\Pi e}, t_{\Pi e}) = 0.023$;

$D_{\Pi e}$ – расход острого пара по заданию курсового проекта;

f_{Π} – размер проходного сечения для пара, м²;

$$\omega_{\Pi} = \frac{88.889 \cdot 0,023}{0,082} = 24.728$$

$$a_{\text{кпп}} = 1 - e^{-k p s_{\text{кпп}}}$$

Коэффициент ослабления лучей, 1/(м · МПа), определяется по следующему выражению:

$$k = k_{\Gamma} \cdot r_{\Pi} + k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}} \quad (10.9)$$

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, 1/(м · МПа), определяется с учетом средней температуры в КПП по формуле:

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{\Pi} \cdot s_{\text{кпп}}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T''_{\text{кпп}}}{1000} \right) \quad (10.10)$$

где r_{Π} – суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров;

$T''_{\text{кпп}} = \vartheta''_{\text{кпп}} + 273 = 1123.443$ - температура газов на выходе из топки, К;

$s_{\text{кпп}}$ – эффективная толщина излучающего слоя, м, определяется как:

$$s_{\text{кпп}} = 0,9 \cdot d_{\text{н}} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d_{\text{н}}^2} - 1 \right)$$

где d_n – наружный диаметр труб КПП, м;

s_2 – продольный шаг труб, м;

s_1 – поперечный шаг труб, м.

$$s_{\text{кпп}} = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,045}{0,038^2} - 1 \right) = 0,088$$

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,141}{\sqrt{0,28 \cdot 0,088}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{850,293}{1000} \right) = 36,866$$

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, определяется по формуле:

$$k_{\text{зл}} = \frac{43 \cdot \rho_r}{(T''_{\text{кпп}} \cdot d_{\text{зл}})^{0,67}} \quad (10.11)$$

где $d_{\text{зл}}$ – эффективный диаметр золовых частиц, мкм, определяется видом сжигаемого топлива и типом мельничного устройства, так при размоле топлива $d_{\text{зл}} = 16$ мкм;

$\rho_r = 1300 \text{ кг/м}^3$ – плотность дымовых газов при атмосферном давлении.

$$k_{\text{зл}} = \frac{43 \cdot 1300}{(1123,443 \cdot 16)^{0,67}} = 82,562$$

$$k = 36,866 \cdot 0,27 + 82,562 \cdot 0,006 = 10,936$$

$$a_{\text{кпп}} = 1 - e^{-0,096} = 0,092$$

Температура наружных загрязнений труб, °С:

$$t_3 = t_{\text{ср}} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{B_p \cdot (Q_{\text{кпп}}^{\text{б}} + Q_{\text{кпп}}^{\text{л}})}{F_{\text{кпп}}} \cdot 10^3 \quad (10.12)$$

где t_{cp} – средняя температура пара, °С;

ε – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, $\varepsilon = 0.0043$;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к пару, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

B_p – расчетный расход топлива, кг/с;

$Q_{\text{кпп}}^{\text{л}}$ – переизлучение теплоты из топки, кДж/кг;

$Q_{\text{кпп}}^{\text{б}}$ – количество тепла, воспринятого в конвективном пароперегревателе, кДж/кг;

$F_{\text{кпп}}$ – конвективная поверхность нагрева КПП, м^2 , определяется по формуле, примем $F_{\text{кпп}} = 611.288$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки пару, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для перегретого пара:

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot C_d$$

где C_d – поправочный коэффициент.

$$\alpha_2 = 4800 \cdot 1.05 = 5040$$

Средняя температура пара в КПП, °С, определяется по формуле:

$$t_{\text{cp}} = \frac{t'_{\text{кпп}} + t''_{\text{кпп}}}{2} = \frac{456.449 + 560}{2} = 508.224$$

$$t_3 = 508.224 + \left(0.0043 + \frac{1}{5040}\right) \cdot \frac{15.672 \cdot (1413.060 + 287.790)}{611.288} \cdot 10^3 = 704.383$$

Коэффициент теплоотдачи за счет излучения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, определяется по средней температуре газов и температуре загрязнения стенки.

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} \cdot \alpha_{\text{кпп}} \cdot C_{\text{г}}$$

где $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплопередачи за счет излучения при степени черноты 100%;

$\alpha_{\text{кпп}}$ – степень черноты продуктов сгорания в КПП, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$$\alpha_{\text{л}} = 50.426$$

Общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб конвективного пароперегревателя, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}$$

$$\alpha_1 = 50.426 + 73.84 = 124.266$$

Коэффициент теплопередачи при шахматном расположении труб и работе на твердом топливе, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

$$k_{\text{кпп}} = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \quad (10.13)$$

Где ε – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$,

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

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к пару, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

$$k_{\text{КПП}} = \frac{0,65 \cdot 124,266}{1 + \frac{124,266}{5040}} = 82,815$$

Необходимая поверхность нагрева КПП, м²:

$$F_{\text{КПП}} = \frac{Q_{\text{КПП}}^{\text{б}} \cdot B_{\text{р}}}{k_{\text{КПП}} \cdot \Delta t_{\text{КПП}}} \cdot 10^3 \quad (10.14)$$

где $Q_{\text{КПП}}^{\text{б}}$ – тепло, отданное газами КПП из межтрубного пространства, кДж/кг ;

$B_{\text{р}}$ – расход топлива на котел, кг/с;

$\Delta t_{\text{КПП}}$ – температурный напор в КПП, °С ;

$k_{\text{КПП}}$ – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К).

$$F_{\text{КПП}} = \frac{1413,060 \cdot 15,672}{82,815 \cdot 426,352} \cdot 10^3 = 627,206$$

Длина каждого змеевика м:

$$l_{\text{КПП}} = \frac{F_{\text{КПП}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_1} \quad (10.15)$$

Где $F_{\text{КПП}}$ – площадь поверхности нагрева, м²;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб КПП, м;

z_1 – количество параллельно включенных труб.

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{вн}}}{2} = \frac{0,028 + 0,038}{2} = 0,033$$

$$l_{\text{кпп}} = \frac{611,288}{3,14 \cdot 0,033 \cdot 133} = 44,333$$

Число рядов трубок по ходу газов, шт:

$$z_2 = \frac{l_{\text{кпп}}}{h_{\text{кпп}}} \quad (10.16)$$

где $h_{\text{кпп}}$ – высота пакета КПП, $h_{\text{кпп}} = 4,813$ м;

$l_{\text{кпп}}$ – длина одного змеевика, м.

$$z_2 = \frac{44,333}{4,813} = 9,212$$

$$z_2 = 14$$

Ширина пакета пароперегревателя, м

$$b_{\text{кпп}} = z_2 \cdot s_2 \quad (10.17)$$

где z_2 – число рядов труб по ходу газов, шт;

s_2 – продольный шаг труб, м;

$$b_{\text{кпп}} = 14 \cdot 0,045 = 0,63$$

Разбиваем на один пакет.

В ходе расчета была найдена температура газов на выходе из КПП, которая позволит сделать тепловой расчет хвостовых поверхностей нагрева.

3.8 Расчет воздухоподогревателя первой ступени

Современные котельные агрегаты оснащаются рекуперативными трубчатыми воздухоподогревателями. Целью конструкторского расчета является нахождение температуры газов на входе в воздухоподогреватель и его расчетную поверхность нагрева, обеспечивающую подогрев воздуха до заданной температуры.

Температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя, °С:

$$t''_{\text{взп1}} = t_{\text{пв}} + 7^{\circ}\text{C} = 237 + 7 = 244^{\circ}\text{C}$$

Тепловосприятие воздухоподогревателя, кДж/кг, определяется по воздушной стороне:

$$Q_{\text{взп1}} = \left(\beta''_{\text{взп1}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{взп}}}{2} \right) \cdot (H''_{\text{взп1}} - H_{\text{хв}}^0) \quad (11.1)$$

где $\beta''_{\text{взп1}}$ – отношение количество воздуха к теоретически необходимому;

$\Delta\alpha_{\text{взп}}$ – присос холодного воздуха в топочной камере, $\Delta\alpha_{\text{взп}} = 0.05$;

$H''_{\text{взп1}}$ – энтальпия воздуха на выходе из ВЗП, кДж/кг;

$H_{\text{хв}}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

$$Q_{\text{взп1}} = \left(1.1 + \frac{0.05}{2} \right) \cdot (1345,748 - 166,130) = 1332,695$$

Энтальпия газов на входе в воздухоподогреватель кДж/кг:

$$H'_{\text{взп1}} = H''_{\text{взп1}} + \frac{Q_{\text{взп1}}}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{взп}} \cdot H_{\text{прс}}^0 \quad (11.2)$$

где $H''_{\text{взп1}}$ – энтальпия газов на выходе из ВЗП, $H''_{\text{взп1}} = 1375,73$, кДж/кг;

$Q_{\text{взп1}}$ – тепловосприятие ВЗП, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{\text{взп}}$ – присос воздуха в воздухоподогревателе;

$H^0_{\text{прс}}$ – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг.

$$H^0_{\text{прс}} = 1368,116$$

$$H'_{\text{взп1}} = 1375,73 + \frac{1332,695}{0,996} - 0,05 \cdot 1368,116 = 2645,662$$

Температура дымовых газов на входе в ВЗП, °С, определяется по энтальпии дымовых газов на входе в ВЗП методом обратной интерполяции:

$$\vartheta'_{\text{взп1}} = 297,331$$

Выбираем трубы для ВЗП с размерами:

Внутренний диаметр труб $d_{\text{вн}} = 0,037$ м;

Наружный диаметр труб $d_{\text{н}} = 0,04$ м;

Шаг между трубами поперечный $s_1 = 0,054$ м, продольный $s_2 = 0,04$ м,

Полное число труб воздухоподогревателя:

$$Z_{\text{тр}} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot \omega_{\Gamma} \cdot f_{\text{взп1}}^{\Gamma}} \quad (11.3)$$

где B_p – расход топлива на котел, кг/с;

V_r – полный объем газов, м³/кг;

$f_{ВЗП1}^r$ – внутреннее сечение трубы для прохода газа в трубчатом воздухоподогревателе;

ϑ_{cp} – средняя температура газов в ВЗП, °С; $\vartheta_{cp} = 227,166$;

ω_r – скорость газов в ВЗП, м/с.

Внутреннее сечение трубы для прохода газа в трубчатом воздухоподогревателе, м², определяется по следующей зависимости:

$$f_{ВЗП1}^r = 0.785 \cdot d_{вн}^2 \quad (11.4)$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб, м.

$$f_{ВЗП1}^r = 0.785 \cdot 0.037^2 = 0.001$$

$$z_{тр} = \frac{15,672 \cdot 6,363 \cdot 500,316}{273 \cdot 11 \cdot 0.001} = 15461,018$$

$$z_{тр} = 15461$$

Число труб в одном ряду по ширине ВЗП:

$$z_1 = \frac{b_T}{s_1} - 1 \quad (11.5)$$

где b_T – ширина топочной камеры, определяется по эскизу, $b_T = 12,1$ м;

s_1 – поперечный шаг труб, м.

$$z_1 = \frac{12,1}{0.054} - 1 = 223$$

Известная величина температур на входе и выходе газа и воздуха, позволяют построить график изменения температур в ВЗП и найти температурный напор.

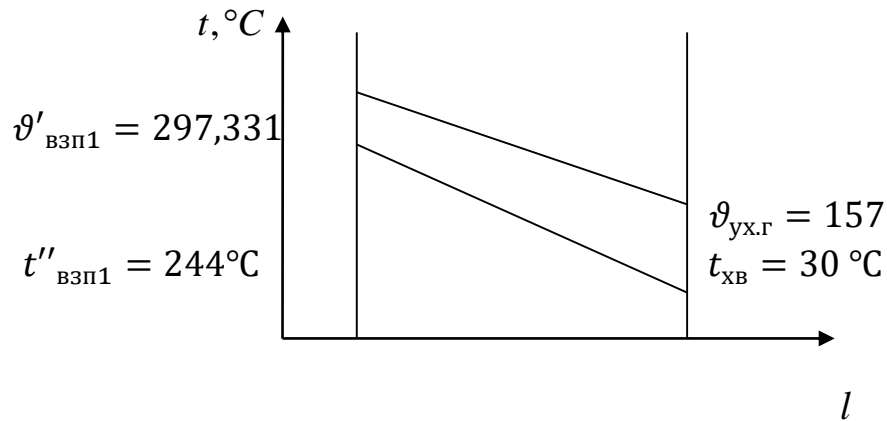


Рисунок 11 – График изменения температур сред в ВЗП

Температурный напор при противотоке, $^\circ\text{C}$ определяется из следующего выражения:

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2.3 \cdot \ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} \quad (11.6)$$

где Δt_M – меньшая разность температур, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_M = \vartheta'_{\text{взп1}} - t''_{\text{взп1}} = 297,481 - 244 = 53,331^\circ\text{C}$$

Δt_6 – большая разность температур, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_6 = \vartheta_{\text{ух.г}} - t_{\text{хв}} = 157 - 30 = 127^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{127 - 53,331}{2.3 \cdot \ln \frac{127}{53,331}} = 85$$

Температурный напор при смешенном движение сред, °С ,определяется по формуле:

$$\Delta t_{\text{взп1}} = \psi \cdot \Delta t_{\text{прт}} \quad (11.7)$$

где $\Delta t_{\text{прт}}$ – среднелогарифмический температурный напор;

ψ – коэффициент перехода от противоточной системе к сложной, определяется в зависимости от схемы включения и температур сред. $\psi = 0.93$

Коэффициент теплопередачи от дымовых газов воздуху в ВЗП Вт/(м² · К), определяется по следующему выражению:

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (11.8)$$

где ξ - коэффициент использования, учитывает уменьшение тепловосприятости поверхности нагрева вследствие неравномерности ее обмывания газами, $\xi = 0.95$;

α_1 – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/(м² · К);

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху, Вт/(м² · К).

$$\Delta t_{\text{взп1}} = 0,93 \cdot 85 = 79,05$$

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов стенке трубы, Вт/(м² · К):

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{н}} \cdot C_{\phi} = 28 \cdot 1,2 = 33,6$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы воздуху, Вт/(м² · К):

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot C_\phi \cdot C_s = 48 \cdot 0,98 \cdot 1 = 47,04$$

$$k = 0,95 \cdot \frac{33,6 \cdot 47,04}{33,6 + 47,04} = 18,62$$

Поверхность нагрева ВЗП, м²:

$$F_{\text{ВЗП1}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{ВЗП1}}}{k \cdot \Delta t_{\text{ВЗП1}}} \cdot 10^3 \quad (11.9)$$

где $Q_{\text{ВЗП1}}$ – тепловосприятие воздухоподогревателя, кДж/кг;

B_p – расход топлива на котел, кг/с;

$\Delta t_{\text{ВЗП1}}$ – температурный напор в ВЗП, °С;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К).

$$F_{\text{ВЗП1}} = \frac{15,672 \cdot 1332,695}{18,62 \cdot 79,05} \cdot 10^3 = 14189,771$$

Высота всего пакета ВЗП, м:

$$h_{\text{ВЗП1}} = \frac{F_{\text{ВЗП1}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_{\text{тр}}} \quad (11.10)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб ВЗП, $d_{\text{ср}} = 0.039$ м;

$z_{\text{тр}}$ – полное число труб ВЗП;

$$h_{\text{ВЗП1}} = \frac{14189,771}{3,14 \cdot 0,039 \cdot 15461} = 7,588$$

Высота одного хода по воздуху, м:

$$h_x = \frac{B_p \cdot \beta_{\text{ВЗП}} \cdot V_B^0 \cdot (t_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot (b_T - z_1 \cdot d_H) \cdot \omega_B \cdot n_{\text{пот}}} \quad (10.11)$$

где B_p – расход топлива на котел, кг/с;

V_B^0 – объем воздуха, м³/кг;

d_H – наружный диаметр труб ВЗП, м;

$\beta_{\text{ВЗП}}$ – коэффициент избытка воздуха на выходе из ВЗП;

z_1 – количество труб по ширине котла;

b_T – ширина топочной камеры, определяется по эскизу, $b_T = 12,1$ м;

ω_B – скорость воздуха в ВЗП, м/с;

$t_{\text{ср}}$ – средняя температура воздуха, °С, определяется по следующей формуле:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{хв}} + t''_{\text{ВЗП1}}}{2} = 248$$

$$h_x = \frac{15,672 \cdot 1,1 \cdot 4,149 \cdot 248}{273 \cdot (12,1 - 223 \cdot 0,04) \cdot 5 \cdot 2} = 4,294$$

Число ходов воздуха в ВЗП, шт.:

$$z_x = \frac{h_{\text{ВЗП1}}}{h_x} \quad (11.12)$$

Где $h_{\text{ВЗП1}}$ – полная высота воздухоподогревателя, м;

h_x – высота одного хода воздухоподогревателя, м.

$$z_x = \frac{7,588}{4,294} = 2$$

Найденный в ходе расчета температуры воздуха на выходе из ВЗП и газа на входе в ВЗП позволят сделать конструкторский расчет водяного экономайзера.

3.9 Расчет водяного экономайзера первой ступени

Водяные экономайзеры современных парогенераторов чаще всего выполняют в виде змеевиков из стальных труб. В курсовом проекте выполняется конструкторский расчет водяного экономайзера. Задачей расчета является определение основных конструктивных размеров водяного экономайзера первой ступени (ВЭК).

Выбираем трубы для ВЭК с размерами:

Наружный диаметр труб $d_n = 0,032$ м;

Шаг между трубами поперечный $s_1 = 0,09$ м, продольный $s_2 = 0,046$ м,

Число труб в одном ряду пакета, шт:

$$z_1 = \frac{a_{\text{кш}}}{s_1} - 1 \quad (12.1)$$

где $a_{\text{кш}}$ – ширина конвективной шахты $a_{\text{кш}} = 3,638$ м;

$$z_1 = \frac{3,638}{0,09} - 1 = 49$$

Количество тепла, которое должно быть передано в ВЭК, кДж/кг, определяется по следующей формуле:

$$Q_{\text{ВЭК1}}^{\text{б}} = \varphi (H'_{\text{ВЭК1}} - H''_{\text{ВЭК1}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭК}} \cdot H_{\text{х.в}}^0) \quad (12.2)$$

где φ – коэффициент сохранения тепла, $\varphi = 0.996$;

$H'_{\text{ВЭК1}}$ – энтальпия дымовых газов на входе в ВЭК, кДж/кг;

$H_{\text{х.в}}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{\text{ВЭК}}$ – присос воздуха в водяном экономайзере;

$H''_{\text{ВЭК1}}$ – энтальпия на входе в ВЭП кДж/кг.

$$Q_{\text{ВЭК1}}^{\text{б}} = 0.996(3080,297 - 2645,662 + 0,03 \cdot 161,130) = 437,617$$

Энтальпия воды на выходе из ВЭК, кДж/кг:

$$h''_{\text{ВЭК}1} = h'_{\text{ВЭК}1} + \frac{Q_{\text{ВЭК}1}^{\text{б}} \cdot B_{\text{р}}}{D_{\text{ВЭК}}} \quad (12.3)$$

где $h'_{\text{ВЭК}1}$ – энтальпия воды на входе в ВЭК, кДж/кг;

$Q_{\text{ВЭК}1}^{\text{б}}$ – количество тепла, которое должно быть передано в ВЭК, кДж/кг;

$B_{\text{р}}$ – расход топлива на котел, кг/с;

$D_{\text{ВЭК}}$ – расход питательной воды через экономайзер, кг/с, определяется по следующей формуле:

$$D_{\text{ВЭК}} = D_{\text{пе}} + D_{\text{пр}} - D_{\text{впр}} \quad (12.4)$$

где $D_{\text{пе}}$ – заданная производительность котельного агрегата по пару, кг/с;

$D_{\text{пр}}$ – расход пара на продувку принимаем 1 % от расхода острого пара;

$D_{\text{впр}}$ – расход пара на впрыск, кг/с, в расчетах принимать равным 2-5% от расхода острого пара.

$$D_{\text{ВЭК}} = 88,889 + 0,889 - 5,333 = 84,444$$

$$h''_{\text{ВЭК}1} = 1025,428 + \frac{15,672 \cdot 437,617}{84,444} = 1106,646$$

Температура воды на выходе из ВЭК 1, °С, определяется по энтальпии воды на выходе из ВЭК : $t''_{\text{ВЭК}1} = f(p_{\text{пв}}, h''_{\text{ВЭК}1}) = 237 \text{ °С}$

Известная величина температур на входе и выходе газа и воздуха, позволяют построить график изменения температур в ВЭК и найти температурный напор. В ВЭК противоточная схема движения греющей и нагреваемой сред (рисунок 12).

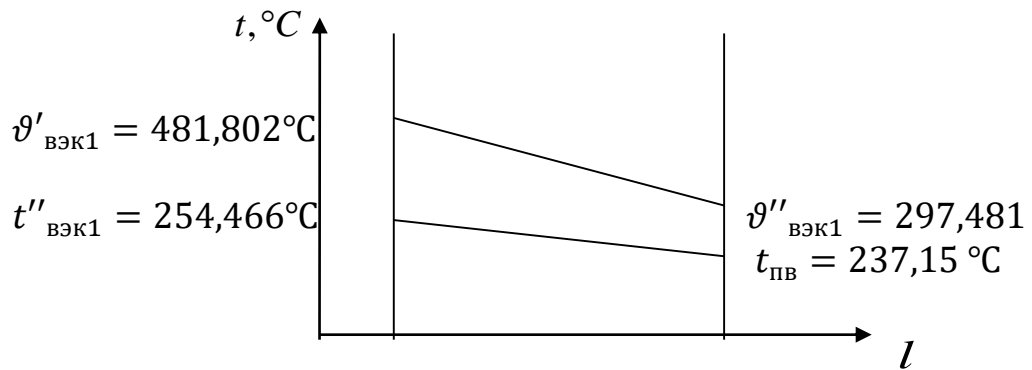


Рисунок 12 – График изменения температур сред в ВЭК

Температурный напор при противотоке, °C, определяется из следующего выражения:

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2.3 \cdot \ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (12.5)$$

где $\Delta t_{\text{м}}$ – меньшая разность температур, °C:

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\text{ВЭК1}} - t_{\text{ПВ}} = 297,481 - 254,466 = 60,331$$

$\Delta t_{\text{б}}$ – большая разность температур, °C:

$$\Delta t_{\text{б}} = \vartheta'_{\text{ВЭК1}} - t''_{\text{ВЭК1}} = 481,802 - 227,4 = 227,336$$

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{227,336 - 60,331}{2.3 \cdot \ln \frac{227,336}{60,331}} = 126,033$$

Средняя температура дымовых газов в ВЭК, °C:

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta''_{\text{ВЭК1}} + \vartheta'_{\text{ВЭК1}}}{2}$$

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{481,802 + 297}{2} = 389,492$$

Площадь живого сечения для прохода газов, m^2 , определяется как:

$$f_{ВЭК1}^Г = a_{кш} \cdot b_T - d_H \cdot z_1 \cdot b_T \quad (12.6)$$

где z_1 – количество труб в одном ряду пакета;

b_T – ширина топочной камеры, определяется по эскизу, $b_T = 12,1$ м;

d_H – наружный диаметр труб ВЭК, м.

$$f_{ВЭК1}^Г = 3,638 \cdot 12,1 - 0,032 \cdot 49 \cdot 12,1 = 25,042$$

Скорость газов в ВЭК при средней их температуре, м/с:

$$\omega_{Г} = \frac{B_p \cdot V_{Г} \cdot (\vartheta_{ср} + 273)}{273 \cdot f_{ВЭК1}^Г} \quad (11.7)$$

где $\vartheta_{ср}$ – расчетная средняя температура газов в экономайзере, °С;

$f_{ВЭК1}^Г$ – площадь живого сечения для прохода газов, m^2 .

$$\omega_{Г} = \frac{15,672 \cdot 6,237 \cdot 662,642}{273 \cdot 25,042} = 9,474$$

Коэффициент теплопередачи ВЭК, $Вт/(m^2 \cdot К)$:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (12.8)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от дымовых газов стенке трубы, $Вт/(m^2 \cdot К)$, $\alpha_1 = 60,415$ $Вт/(m^2 \cdot К)$;

ε – коэффициент загрязнения, $(m^2 \cdot К)/Вт$, принимается, $\varepsilon = 0,009$

$$k = \frac{60,415}{1+0.009 \cdot 60,415} = 39,758$$

Необходимая поверхность нагрева ВЭК, м²:

$$F_{\text{ВЭК1}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{ВЭК1}}^{\circ}}{k \cdot \Delta t_{\text{прг}}} \cdot 10^3 \quad (12.9)$$

где $Q_{\text{ВЭК1}}^{\circ}$ – тепло, отданное газами ВЭК из межтрубного пространства, кДж/кг;

B_p – расход топлива на котел, кг/с;

$\Delta t_{\text{прг}}$ – температурный напор в ВЭК, °С.

$$F_{\text{ВЭК1}} = \frac{15,672 \cdot 437,616}{39,758 \cdot 126,033} \cdot 10^3 = 1368,713$$

Длина одной трубы КПШ, м:

$$l_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{ВЭК1}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_1} \quad (12.10)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб ВЭК, м

$F_{\text{ВЭК1}}$ – площадь поверхности нагрева, м²;

z_1 – количество параллельно включенных труб.

$$l_{\text{зм}} = \frac{1368,713}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 49} = 277,854$$

Число рядов трубок по ходу газов:

$$z_2 = \frac{l_{\text{ЗМ}}}{b_{\text{T}}} \quad (12.11)$$

где b_{T} – ширина топочной камеры, определяется по эскизу, $b_{\text{T}} = 12,1$ м;

b_{T} – длина одного змеевика, м;

$$z_2 = \frac{277,8543}{12,1} = 22$$

Полная высота пакета ВЭК, м:

$$h_{\text{ВЭК1}} = z_2 \cdot s_2 \quad (12.12)$$

где s_2 – продольный шаг труб, м;

z_2 – число рядов по ходу газов, шт.

$$h_{\text{ВЭК1}} = 22 \cdot 0,046 = 1,012$$

3.10 Расчет воздухоподогревателя второй ступени

Современные котельные агрегаты оснащаются рекуперативными трубчатыми воздухоподогревателями. Целью конструкторского расчета является нахождение температуры газов на входе в воздухоподогреватель и его расчетную поверхность нагрева, обеспечивающую подогрев воздуха до заданной температуры.

Температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя, °С:

$$t''_{\text{взп2}} = t_{\text{гв}} = 380 \text{ °С}$$

Тепловосприятие воздухоподогревателя, кДж/кг, определяется по воздушной стороне:

$$Q_{\text{взп2}} = \left(\beta''_{\text{гв}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{взп}}}{2} \right) \cdot (H^0_{\text{гв}} - H''_{\text{взп2}}) \quad (13.1)$$

где $\beta''_{\text{гв}}$ – отношение, количество горячего воздуха к теоретически необходимому;

$\Delta\alpha_{\text{взп}}$ – присос холодного воздуха в топочной камере, $\Delta\alpha_{\text{взп}} = 0.05$;

$H''_{\text{взп2}}$ – энтальпия воздуха на выходе из ВЗП, кДж/кг;

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

$$Q_{\text{взп2}} = \left(1,1 + \frac{0,05}{2} \right) \cdot (2131,460 - 1345,748) = 883,926$$

Энтальпия газов на входе в воздухоподогреватель кДж/кг:

$$H'_{\text{взп2}} = H''_{\text{взп2}} + \frac{Q_{\text{взп2}}}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{взп}} \cdot H_{\text{прс}}^0 \quad (13.2)$$

где $H''_{\text{взп2}}$ – энтальпия газов на выходе из ВЗП, $H''_{\text{взп2}} = 3080,297$, кДж/кг;

$Q_{\text{взп2}}$ – тепловосприятие ВЗП, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{\text{взп}}$ – присос воздуха в воздухоподогревателе;

$H_{\text{прс}}^0$ – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг.

$$H_{\text{прс}}^0 = 1729,784$$

$$H'_{\text{взп2}} = 3080,297 + \frac{883,926}{0,996} - 0,05 \cdot 1729,784 = 3881,476$$

Температура дымовых газов на входе в ВЗП, °С, определяется по энтальпии дымовых газов на входе в ВЗП методом обратной интерполяции:

$$\vartheta'_{\text{взп2}} = 435,848$$

Выбираем трубы для ВЗП с размерами:

Внутренний диаметр труб $d_{\text{вн}} = 0.037$ м;

Наружный диаметр труб $d_{\text{н}} = 0.04$ м;

Шаг между трубами поперечный $s_1 = 0.06$ м, продольный $s_2 = 0.055$ м,

Полное число труб воздухоподогревателя:

$$Z_{\text{тр}} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot \omega_{\Gamma} \cdot f_{\text{ВЗП2}}^{\Gamma}} \quad (13.3)$$

где B_p – расход топлива на котел, кг/с;

V_{Γ} – полный объем газов, м³/кг;

$f_{\text{ВЗП2}}^{\Gamma}$ – внутреннее сечение трубы для прохода газа в трубчатом воздухоподогревателе;

$\vartheta_{\text{ср}}$ – средняя температура газов в ВЗП, °С; $\vartheta_{\text{ср}} = 458,75$;

ω_{Γ} – скорость газов в ВЗП, м/с.

Внутреннее сечение трубы для прохода газа в трубчатом воздухоподогревателе, м², определяется по следующей зависимости:

$$f_{\text{ВЗП2}}^{\Gamma} = 0.785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \quad (13.4)$$

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

$$f_{\text{ВЗП2}}^{\Gamma} = 0.785 \cdot 0.037^2 = 0.001$$

$$Z_{\text{тр}} = \frac{15,672 \cdot 6,153 \cdot 731,9}{273 \cdot 14 \cdot 0.001} = 16914$$

Число труб в одном ряду по ширине ВЗП:

$$z_1 = \frac{b_{\text{т}}}{s_1} - 1 \quad (13.5)$$

где b_T – ширина топочной камеры, определяется по эскизу, $b_T = 12,1$ м;

s_1 – поперечный шаг труб, м.

$$z_1 = \frac{12,1}{0.06} - 1 = 200$$

Известная величина температур на входе и выходе газа и воздуха, позволяют построить график изменения температур в ВЗП1 и найти температурный напор.

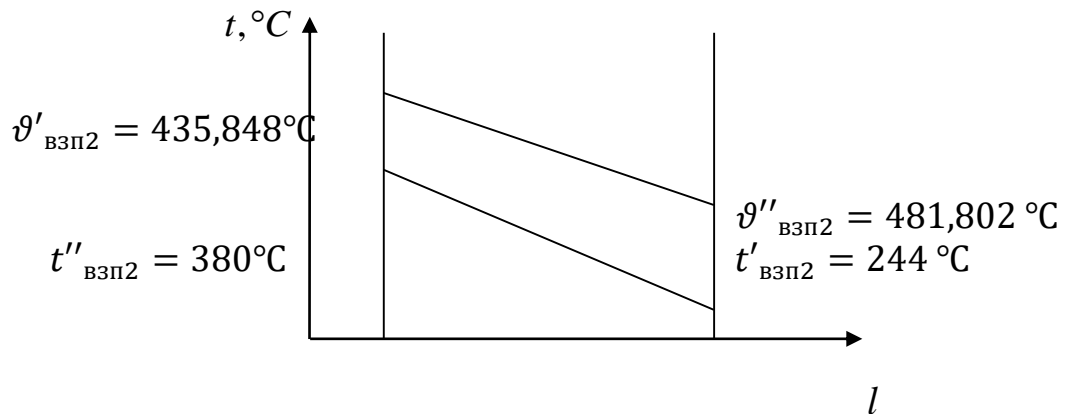


Рисунок 13 – График изменения температур сред в ВЗП

Температурный напор при противотоке, °C, определяется из следующего выражения:

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2.3 \cdot \ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (13.6)$$

где $\Delta t_{\text{м}}$ – меньшая разность температур, °C:

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta'_{\text{ВЗП2}} - t''_{\text{ВЗП2}} = 435,848 - 380 = 55,848^{\circ}\text{C}$$

$\Delta t_{\text{б}}$ – большая разность температур, °C:

$$\Delta t_6 = \vartheta''_{\text{взп2}} - t''_{\text{взп2}} = 481,802 - 30 = 451,652 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{451,652 - 55,848}{2,3 \cdot \ln \frac{451,652}{55,848}} = 189,567$$

Температурный напор при смешенном движение сред, $^\circ\text{C}$,определяется по формуле:

$$\Delta t_{\text{взп2}} = \psi \cdot \Delta t_{\text{прт}} \quad (13.7)$$

где $\Delta t_{\text{прт}}$ – среднелогарифмический температурный напор;

ψ – коэффициент перехода от противоточной системе к сложной, определяется в зависимости от схемы включения и температур сред. $\psi = 0,85$

Коэффициент теплопередачи от дымовых газов воздуху в ВЗП, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, определяется по следующему выражению:

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (13.8)$$

где ξ - коэффициент использования, учитывает уменьшение тепловосприятости поверхности нагрева вследствие неравномерности ее обмывания газами, $\xi = 0.95$;

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

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

$$\Delta t_{\text{взп2}} = 0,85 \cdot 189,567 = 161,132$$

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов стенке трубы, Вт/(м² · К)

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot C_\phi = 36 \cdot 1,2 = 43,2$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы воздуху, Вт/(м² · К):

$$\alpha_2 = \alpha_n \cdot C_\phi \cdot C_s = 62 \cdot 0,98 \cdot 1 = 60,76$$

$$k = 0,95 \cdot \frac{43,2 \cdot 60,76}{43,2 + 60,76} = 23,986$$

Поверхность нагрева ВЗП, м²:

$$F_{\text{ВЗП1}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{ВЗП2}}}{k \cdot \Delta t_{\text{ВЗП2}}} \cdot 10^3 \quad (13.9)$$

где $Q_{\text{ВЗП2}}$ – тепловосприятие воздухоподогревателя, кДж/кг;

B_p – расход топлива на котел, кг/с;

$\Delta t_{\text{ВЗП2}}$ – температурный напор в ВЗП, °С;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К).

$$F_{\text{ВЗП2}} = \frac{15,672 \cdot 883,926}{23,986 \cdot 161,132} \cdot 10^3 = 3584,282$$

Высота всего пакета ВЗП, м:

$$h_{\text{ВЗП2}} = \frac{F_{\text{ВЗП2}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot z_{\text{тр}}} \quad (12.10)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб ВЗП, $d_{\text{ср}} = 0.039$ м;

$z_{\text{тр}}$ – полное число труб ВЗП;

$$h_{\text{ВЗП2}} = \frac{3584,282}{3,14 \cdot 0,039 \cdot 16914} = 1,752$$

Высота одного хода по воздуху, м:

$$h_x = \frac{B_p \cdot \beta_{\text{ВЗП}} \cdot V_B^0 \cdot (t_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot (b_T - z_1 \cdot d_H) \cdot \omega_B \cdot n_{\text{пот}}} \quad (13.11)$$

где B_p – расход топлива на котел, кг/с;

V_B^0 – объем воздуха, м³/кг;

d_H – наружный диаметр труб ВЗП, м;

$\beta_{\text{ВЗП}}$ – коэффициент избытка воздуха на выходе из ВЗП;

z_1 – количество труб по ширине котла;

b_T – ширина топочной камеры, определяется по эскизу, $b_T = 12,1$ м;

ω_B – скорость воздуха в ВЗП, м/с;

$t_{\text{ср}}$ – средняя температура воздуха, °С, определяется по следующей формуле:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t'_{\text{ВЗП2}} + t''_{\text{ВЗП2}}}{2} = \frac{244 + 380}{2} = 312$$

$$h_x = \frac{15,672 \cdot 1,11 \cdot 4,149 \cdot 312}{273 \cdot (12,1 - 200 \cdot 0,04) \cdot 5 \cdot 1} = 7,479$$

Число ходов воздуха в ВЗП, шт.:

$$z_x = \frac{h_{\text{ВЗП2}}}{h_x} \quad (13.12)$$

Где $h_{\text{ВЗП2}}$ – полная высота воздухоподогревателя, м;

h_x – высота одного хода воздухоподогревателя, м.

$$z_x = \frac{1,752}{7,479} = 2$$

Принимаем число ходов $z_x = 2$ и пересчитываем высоту одного хода ВЗП:

$$h_x = \frac{7,479}{2} = 3,739$$

Найденный в ходе расчета температуры воздуха на выходе из ВЗП и газа на входе в ВЗП позволят сделать конструкторский расчет водяного экономайзера.

3.11 Расчет водяного экономайзера второй ступени

Водяные экономайзеры современных парогенераторов чаще всего выполняют в виде змеевиков из стальных труб. В курсовом проекте выполняется конструкторский расчет водяного экономайзера. Задачей расчета является определение основных конструктивных размеров водяного экономайзера первой ступени (ВЭК).

Выбираем трубы для ВЭК с размерами:

Наружный диаметр труб $d_n = 0.028$ м;

Шаг между трубами поперечный $s_1 = 0.074$ м, продольный $s_2 = 0.041$ м,

Число труб в одном ряду пакета, шт:

$$z_1 = \frac{a_{\text{кш}}}{s_1} - 1 \quad (14.1)$$

где $a_{\text{кш}}$ – ширина конвективной шахты $a_{\text{кш}} = 4,62$ м;

$$z_1 = \frac{4,62}{0.074} - 1 = 61$$

Количество тепла, которое должно быть передано в ВЭК, кДж/кг, определяется по следующей формуле:

$$Q_{\text{ВЭК}2}^{\text{б}} = \varphi (H'_{\text{ВЭК}2} - H''_{\text{ВЭК}2} + \Delta\alpha_{\text{ВЭК}} \cdot H_{\text{Х.В}}^0) \quad (14.2)$$

где φ – коэффициент сохранения тепла, $\varphi = 0.996$;

$H'_{\text{ВЭК}2}$ – энтальпия дымовых газов на входе в ВЭК, кДж/кг;

$H_{х.в}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{вэж}$ – присос воздуха в водяном экономайзере;

$H''_{вэж2}$ – энтальпия на входе в ВЭП кДж/кг.

$$Q_{вэж1}^6 = 0,996(6664,175 - 3881,476 + 0,03 \cdot 161,130) = 2775,782$$

Энтальпия воды на выходе из ВЭЖ, кДж/кг:

$$h''_{вэж2} = h'_{вэж2} + \frac{Q_{вэж2}^6 \cdot B_p}{D_{вэж}} \quad (14.3)$$

где $h'_{вэж2}$ – энтальпия воды на входе в ВЭЖ, кДж/кг;

$Q_{вэж2}^6$ – количество тепла, которое должно быть передано в ВЭЖ, кДж/кг;

B_p – расход топлива на котел, кг/с;

$D_{вэж}$ – расход питательной воды через экономайзер, кг/с, определяется по следующей формуле:

$$D_{вэж} = D_{пе} + D_{пр} - D_{впр} \quad (14.4)$$

где $D_{пе}$ – заданная производительность котельного агрегата по пару, кг/с;

$D_{пр}$ – расход пара на продувку принимаем 1 % от расхода острого пара;

$D_{впр}$ – расход пара на впрыск, кг/с, в расчетах принимать равным 2-5% от расхода острого пара.

$$D_{\text{ВЭК}} = 88,889 + 0,889 - 5,333 = 95,111$$

$$h''_{\text{ВЭК2}} = 1106,592 + \frac{15,672 \cdot 2775,782}{95,111} = 1563,975$$

Температура воды на выходе из ВЭК 1, °С, определяется по энтальпии воды на выходе из ВЭК : $t''_{\text{ВЭК2}} = f(p_{\text{ПВ}}, h''_{\text{ВЭК2}}) = 336,903 \text{ °С}$

Известная величина температур на входе и выходе газа и воздуха, позволяют построить график изменения температур в ВЭК и найти температурный напор. В ВЭК противоточная схема движения греющей и нагреваемой сред (рисунок 14).

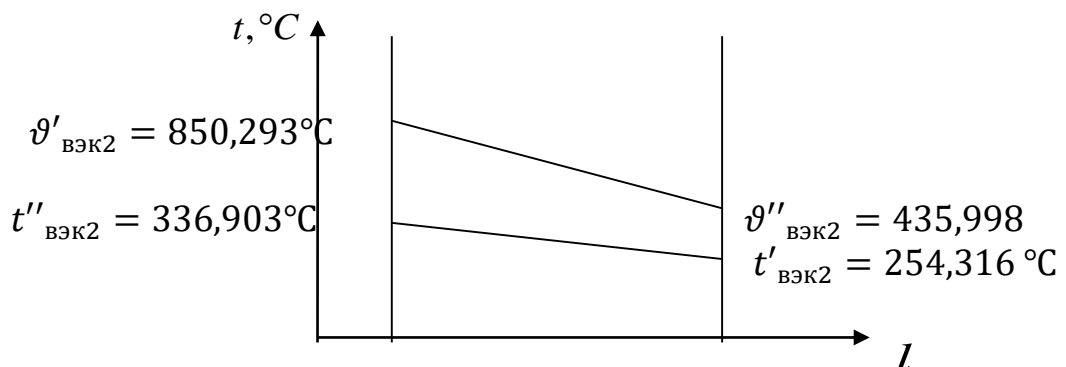


Рисунок 14 – График изменения температур сред в ВЭК

Температурный напор при противотоке, °С, определяется из следующего выражения:

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2.3 \cdot \ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (14.5)$$

где $\Delta t_{\text{м}}$ – меньшая разность температур, °С:

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\text{ВЭК2}} - t'_{\text{ВЭК2}} = 435,998 - 254,316 = 181,531$$

$\Delta t_{\text{б}}$ – большая разность температур, °С:

$$\Delta t_6 = \vartheta'_{\text{ВЭК2}} - t''_{\text{ВЭК2}} = 850,293 - 336,903 = 513,39$$

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{513,39 - 181,531}{2,3 \cdot \ln \frac{513,39}{181,531}} = 319,574$$

Средняя температура дымовых газов в ВЭК, °С:

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{\vartheta''_{\text{ВЭК2}} + \vartheta'_{\text{ВЭК2}}}{2}$$

$$\vartheta_{\text{ср}} = \frac{435,998 + 850,293}{2} = 643,07$$

Площадь живого сечения для прохода газов, м², определяется как:

$$f_{\text{ВЭК2}}^{\Gamma} = a_{\text{кш}} \cdot b_{\text{т}} - d_{\text{н}} \cdot z_1 \cdot b_{\text{т}} \quad (14.6)$$

где z_1 – количество труб в одном ряду пакета;

$b_{\text{т}}$ – ширина топочной камеры, определяется по эскизу, $b_{\text{т}} = 12,1$ м;

$d_{\text{н}}$ – наружный диаметр труб ВЭК, м.

$$f_{\text{ВЭК2}}^{\Gamma} = 4,62 \cdot 12,1 - 0,028 \cdot 61 \cdot 12,1 = 35,235$$

Скорость газов в ВЭК при средней их температуре, м/с:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{B_{\text{р}} \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot f_{\text{ВЭК2}}^{\Gamma}} \quad (14.7)$$

где $\vartheta_{\text{ср}}$ – расчетная средняя температура газов в экономайзере, °С;

$f_{\text{ВЭК2}}^{\Gamma}$ – площадь живого сечения для прохода газов, м².

$$\omega_r = \frac{15,672 \cdot 6,026 \cdot 916,22}{273 \cdot 35,235} = 8,996$$

Коэффициент теплопередачи ВЭК, Вт/(м² · К):

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (14.8)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от дымовых газов стенке трубы, Вт/(м² · К), $\alpha_1 = 111,804$ Вт/(м² · К);

ε – коэффициент загрязнения, (м² · К)/Вт, принимается, $\varepsilon = 0.009$

$$k = \frac{111,804}{1 + 0.009 \cdot 111,804} = 56,999$$

Необходимая поверхность нагрева ВЭК, м²:

$$F_{\text{ВЭК2}} = \frac{B_p \cdot Q_{\text{ВЭК2}}^6}{k \cdot \Delta t_{\text{прт}}} \cdot 10^3 \quad (14.9)$$

где $Q_{\text{ВЭК2}}^6$ – тепло, отданное газами ВЭК из межтрубного пространства, кДж/кг;

B_p – расход топлива на котел, кг/с;

$\Delta t_{\text{прт}}$ – температурный напор в ВЭК, °С.

$$F_{\text{ВЭК2}} = \frac{15,672 \cdot 2775,781}{56,999 \cdot 319,574} \cdot 10^3 = 2388,223$$

Длина одной трубы КПП, м:

$$l_{\text{ЗМ}} = \frac{F_{\text{ВЭК2}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot Z_1} \quad (13.10)$$

где d_{cp} – средний диаметр труб ВЭК, м;

$F_{вЭК2}$ – площадь поверхности нагрева, м²;

z_1 – количество параллельно включенных труб.

$$l_{3M} = \frac{2388,223}{3,14 \cdot 0,028 \cdot 61} = 445,079$$

Число рядов трубок по ходу газов:

$$z_2 = \frac{l_{3M}}{b_T} \quad (14.11)$$

где b_T – ширина топочной камеры, определяется по эскизу, $b_T = 12,1$ м;

b_T – длина одного змеевика, м;

$$z_2 = \frac{445,079}{12,1} = 39$$

Полная высота пакета ВЭК, м:

$$h_{вЭК2} = z_2 \cdot s_2 \quad (14.12)$$

где s_2 – продольный шаг труб, м;

z_2 – число рядов по ходу газов, шт.

$$h_{вЭК2} = 39 \cdot 0,041 = 1,611$$

Водяные экономайзеры компонуются пакетами высотой 1 – 1.5 м, с расстоянием между пакетами 0.6 – 0.8 м. Поэтому экономайзер будет состоять из одного пакета, высотой $h_{вЭК2} = 1,611$ м.

3.12 Составление прямого баланса

Завершающим этапом распределения тепловосприятий между поверхностями нагрева является проверка правильности распределения с помощью определения невязки теплового баланса котла:

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_{ка} - (Q_l + Q_{шпп}^b + Q_{кпп}^b + Q_{вэк1}^b + Q_{вэк2}^b) \cdot \frac{100 - q_4}{100} \quad (15.1)$$

где Q_p^p – теплота сгорания топлива кДж/кг;

$\eta_{ка}$ – коэффициент полезного действия, % (см. формулу 3.20);

Q_l – количество тепла, воспринятого топкой, кДж/кг (см. формулу 6.18);

$Q_{шпп}^b$ – количество тепла, воспринятого ШПП, кДж/кг (см. формулу 8.15);

$Q_{кпп}^b$ – количество тепла, воспринятого КПП, кДж/кг (см. формулу 9.1);

$Q_{вэк}^b$ – количество тепла, воспринятого ВЭК, кДж/кг (см. формулу 11.2, 13.2);

q_4 – потеря тепла от механического недожога, % (см. формулу 3.14);

$$\Delta Q = 15280 \cdot 0.911 - (7542,170 + 863,984 + 1413,060 + 1072,218 + 3213,389) \cdot \frac{100 - 0,65}{100} = -95,915$$

Относительная величина невязки, (%):

$$\delta Q = \left| \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \right| \cdot 100\% \quad (15.2)$$

$$\delta Q = \left| \frac{-95,915}{15280} \right| \cdot 100\% = 0,628\%$$

Так как погрешность не превышает 1% можно считать, что распределение тепла между поверхностями было рассчитано правильно. Тепловой расчет закончен. По размерам найденным в тепловом расчете выполняется два вида котла, продольный и поперечный. Данные, полученные в тепловом расчете дают возможность сделать аэродинамический расчет котла.

Теперь, по завершении теплового расчета котельного агрегата, изобразим схему конвективной шахты с указанием размеров поверхностей нагрева (рисунок 15).

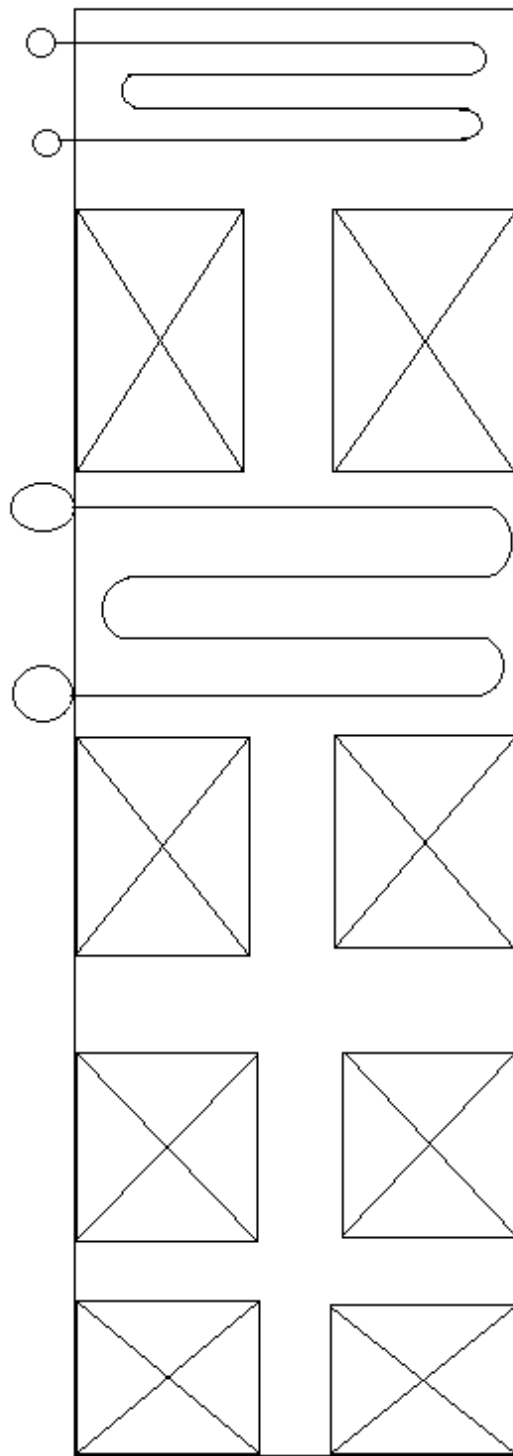


Рисунок 15 – Компонировка конвективной шахты котельного агрегата.

4 Анализ расчетной работы

Поддержание оптимального количества избытка воздуха в топочном процессе значительно повышает КПД котла.

КПД котла по обратному балансу равен:

$$\eta = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6$$

Где q_2 – Потери тепла с уходящими газами;

q_3 – потеря тепла с химическим недожогом;

q_4 – потеря тепла с механическим недожогом;

q_5 – потеря тепла в окружающую среду через обмуровку;

q_6 – потеря тепла с теплом шлака;

Поскольку только q_2, q_3, q_4 являются функциями, зависящими от коэффициента избытка воздуха, то интересоваться будут нас только они, и формулу можно записать следующим образом:

$$\eta = 100 - q_2 - q_3 - q_4$$

При снижении коэффициента избытка воздуха α , снижаются потери q_2 , но при определенном значении α начинается повышение механического и химического недожогов. Работа котла с химическим и физическим недожогом приведет к снижению теплосъема в топке, как следствие снижение паропроизводительности и КПД.

При повышении коэффициента избытка воздуха α , потери с химическим и механическим недожогом практически равны нулю, однако сильно повышаются потери q_2 , при этом часть теплоты угля тратится на подогрев лишнего воздуха, что снижает температуру газов за местом присоса, уменьшая при этом тепловосприятие поверхностей нагрева, находящихся за местом присоса, снижает паропроизводительность котла и снижает его КПД.

При этом избыточный воздух увеличивает сопротивление газоздушного тракта, затраты на тягодутье, и вообще, из-за ограничения производительности дымососов, может привести к ограничению нагрузки котла (дымососы выбирают с запасом всего 10-15%).

Были проведены эксплуатационные испытания котла, где было выявлена общая зависимость потерь q_2, q_3, q_4 от коэффициента избытка воздуха α для котла БКЗ 270(320)-140ПТ2 при нагрузке 220 т/ч (рисунок 16).

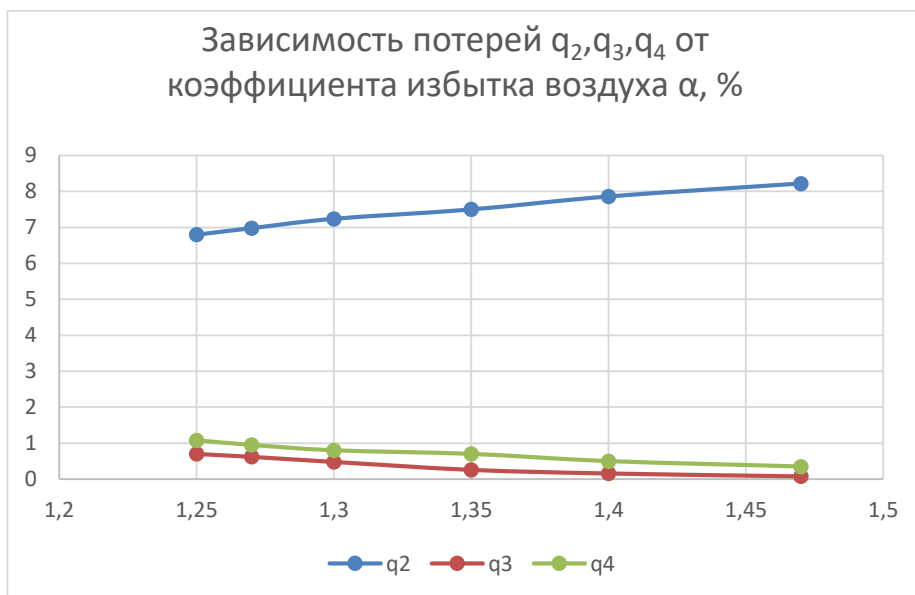


Рисунок 16-Зависимость потерь q_2, q_3, q_4 от коэффициента избытка воздуха α , %

Как видно из графика, с уменьшением коэффициента избытка воздуха заметно растут потери q_3, q_4 , особенно при коэффициенте избытка воздуха меньше 1,3, но снижается q_2 . Оптимальная величина избытка воздуха будет соответствовать случаю, когда суммарные потери $q_2 + q_3 + q_4$ будут минимальны.

На рисунке 17 представлено график зависимости суммарной потери $q_2 + q_3 + q_4$ от коэффициента избытка воздуха. По графику видно, что для данного котла оптимальным коэффициентом избытка воздуха является 1,35.

Зависимость температуры уходящих газов от коэффициента избытка воздуха представлена на рисунке 18.

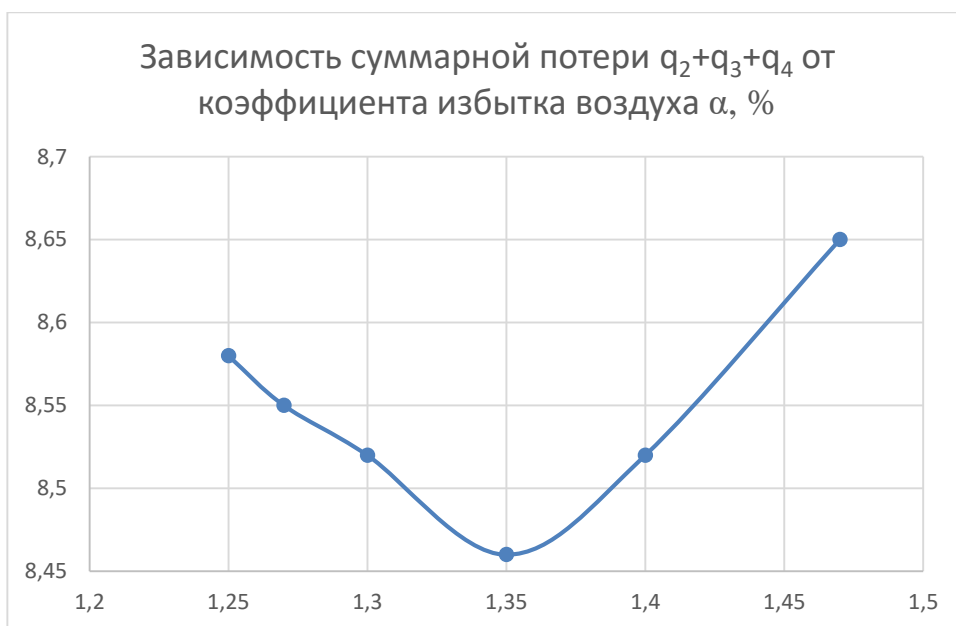


Рисунок 17-Зависимость суммарной потери $q_2 + q_3 + q_4$ от коэффициента избытка воздуха α , %

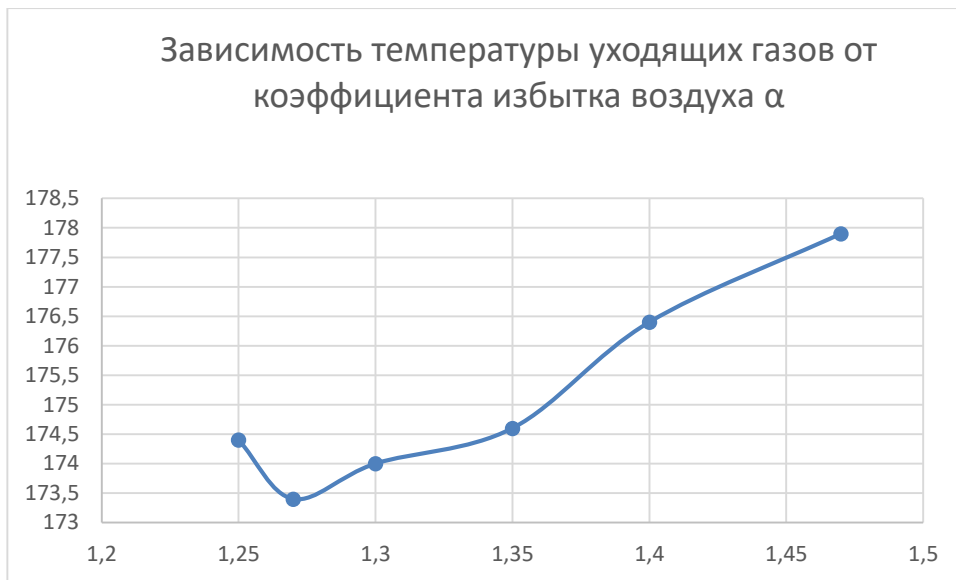


Рисунок 18-Зависимость температуры уходящих газов от коэффициента избытка воздуха α

Оценка изменения потери q_2 при изменении температуры уходящих газов и коэффициента избытка воздуха может быть найдена по формуле:

$$\Delta q = \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{\alpha_1} + \frac{t_1 - t_2}{t_1} \times q_2$$

Где α_1 – коэффициент избытка воздуха до уменьшения присосов;

α_2 – коэффициент избытка воздуха после уменьшения присосов;

t_1 – температура уходящих газов до уменьшения присосов;

t_2 – температура уходящих газов до уменьшения присосов;

q_2 – потеря тепла с уходящими газами до уменьшения присосов;

Оценка влияния присосов воздуха в топку котла

Для построения зависимостей параметров тепловых потерь котла от величины присосов в топке был произведен расчетно-аналитический анализ согласно НТР котлов. В результате было выявлено, что:

1) Увеличение присосов в топку котла уменьшает количество теплоты, передаваемого в топке, за счет уменьшения газовой проницаемости.

2) Увеличение присосов в топку котла приводит к тому, что при величине присосов 0,2 (20 %) возникает ограничение паровой нагрузки котла 298 т/ч, а при величине присосов 0,25 – 274 т/ч (без учета ограничения производительности тягодутьевых механизмов).

3) Увеличение присосов в топку котла приводит к снижению тепловосприятности радиационными и полурadiационными поверхностями нагрева, что в следствии снижает паропроизводительность и вызывает перегрузку конвективных поверхностей нагрева, вызывая не только увеличение температуры стенок, но и повышение температуры уходящих газов. Увеличение присоса воздуха в топку с 0,05 до 0,15 повышает температуру стенки на 14 градусов, а температуру уходящих газов на 9 градусов (рисунок 19).

4) Увеличение присосов в топку котла приводит с начала к снижению химического и механического недожогов, при этом начиная с величины присосов 0,2 происходит изменение зависимости механического недожога от величины присосов, и механический недожог начинает расти ввиду повышения скорости подъема частиц по топке и уменьшения времени пребывания в зоне активного горения (рисунок 10).

5) Увеличение присосов в топку котла приводит к увеличению потерь с уходящими газами. (рисунок 20).

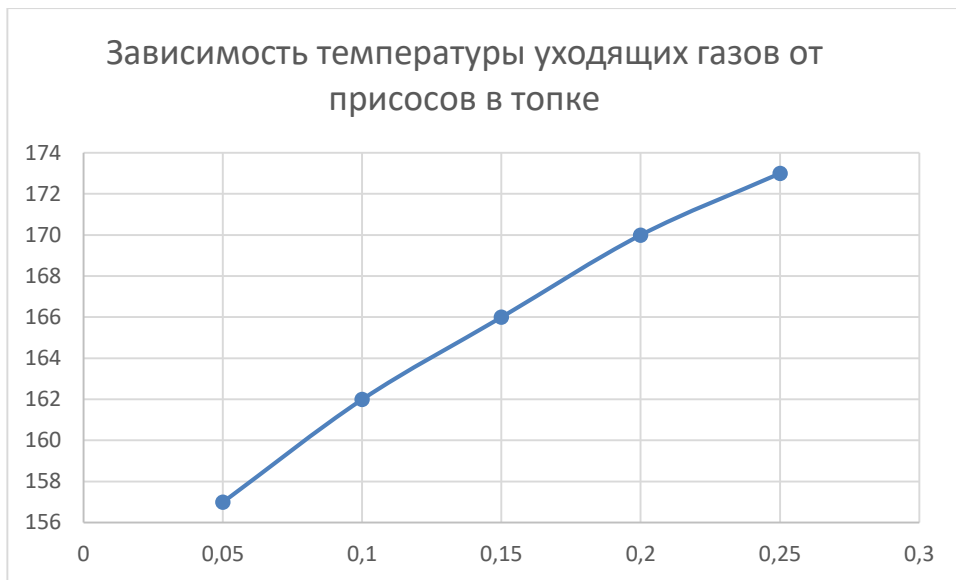


Рисунок 19-Зависимость температуры уходящих газов от присосов в топке

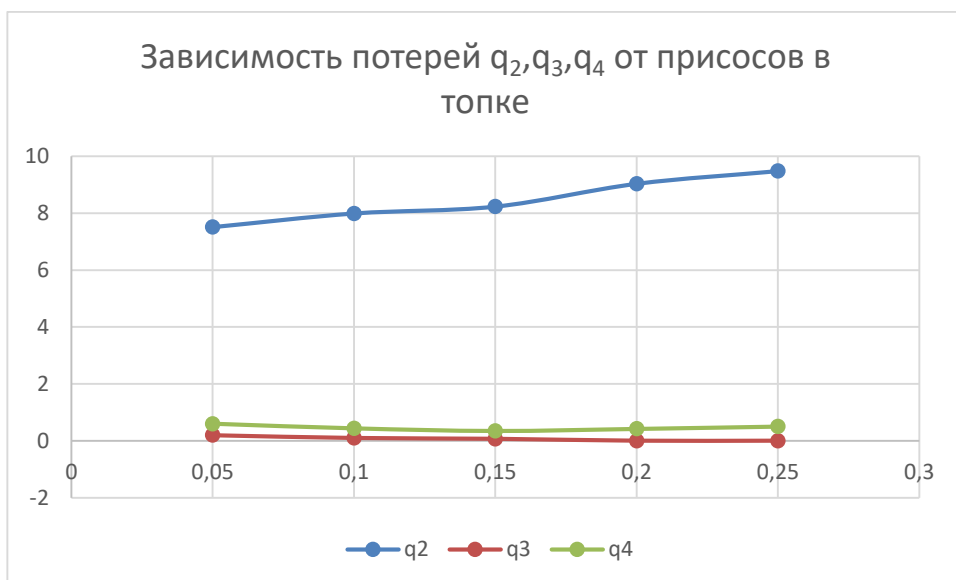


Рисунок 20-Зависимость потерей q_2, q_3, q_4 от присосов в топке

4.1 Оценка влияния присосов воздуха в горизонтальный газоход котла

Для построения зависимостей параметров тепловых потерь котла от величины присосов в горизонтальный газоход котла был произведен расчетно-аналитический анализ согласно НТР котлов. В результате было выявлено, что:

1) Увеличение присосов в поворотную камеру котла приводит к увеличению потерь с уходящими газами за счет увеличения как объемов, так и температуры уходящих газов.

2) Увеличение присосов в поворотную камеру котла приводит к снижению тепловосприятия конвективным пароперегревателем, что увеличивает температуру в поворотной камере котла (перед ВЭК 2ст.)



Рисунок 21-Зависимость потери q_2 от присосов в горизонтальном газоходе

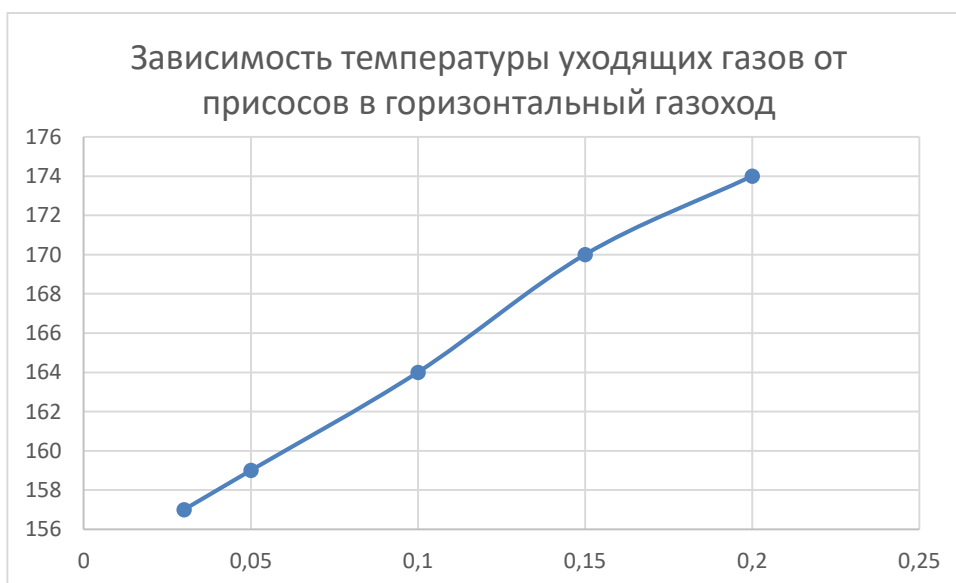


Рисунок 22-Зависимость температуры уходящих газов от присосов в горизонтальный газоход

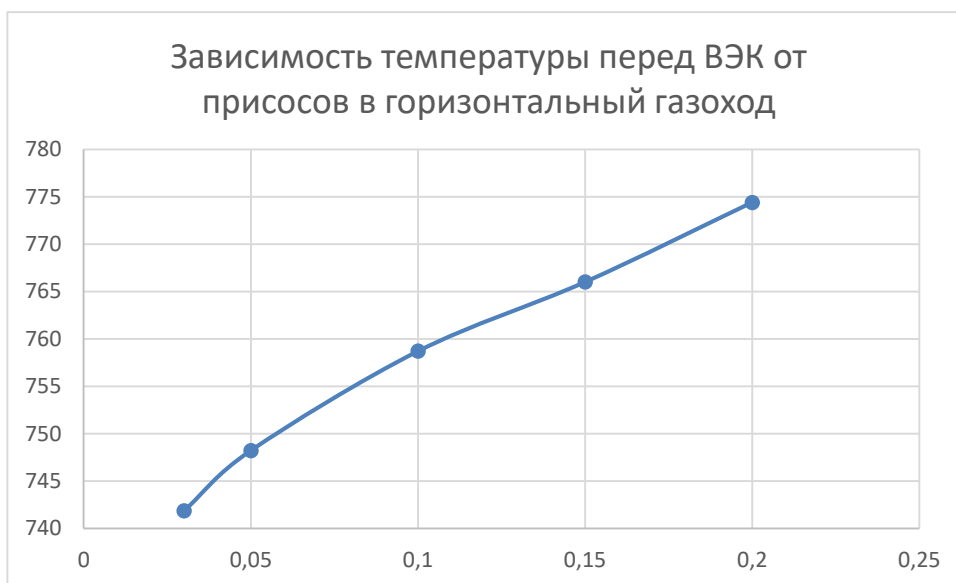


Рисунок 23- Зависимость температуры перед ВЭК от присосов в горизонтальный газоход

4.2 Оценка влияния присосов воздуха в конвективную шахту котла перед ВЭК

В результате расчетно-аналитического анализа согласно НТР котлов было выявлено, что:

- 1) Увеличение присосов в конвективную шахту котла перед ВЭК приводит к увеличению потерь с уходящими газами за счет увеличения как объемов, так и температуры уходящих газов.
- 2) Увеличение присосов в конвективную шахту котла перед ВЭК приводит к снижению тепловосприятия водяным экономайзером, что повышает кратность циркуляции котла и снижает максимально возможную паропроизводительность.

При величине присоса 0,1 при неизменном расходе топлива ограничение составит 308 т/ч, при величине 0,15 ограничение составит 295 т/ч, а при величине 0,2 составит 282 т/ч.

3) Увеличение присосов в конвективную шахту котла перед ВЭК приводит к повышению температуры перегретого пара. При этом возникает необходимость в увеличении впрыска на охлаждение пара.

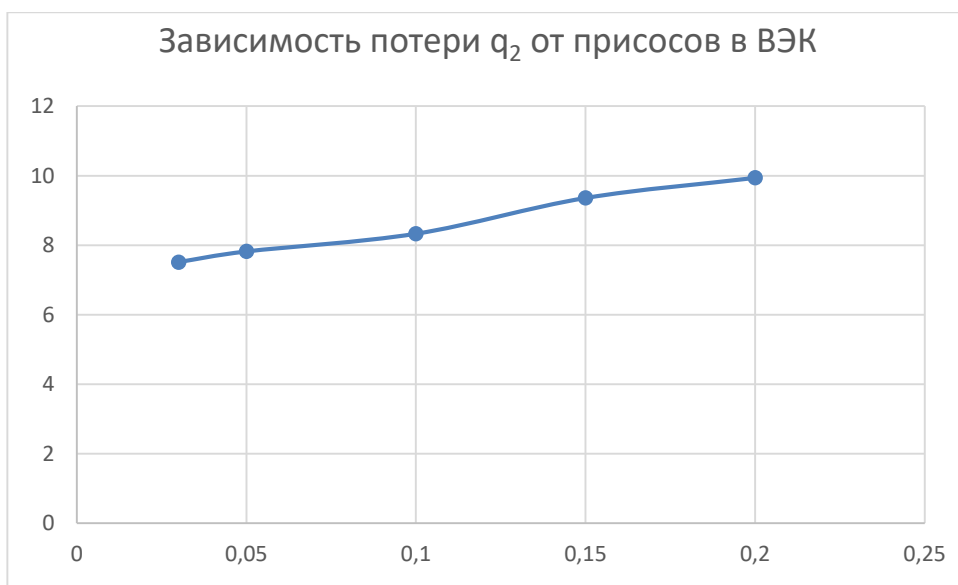
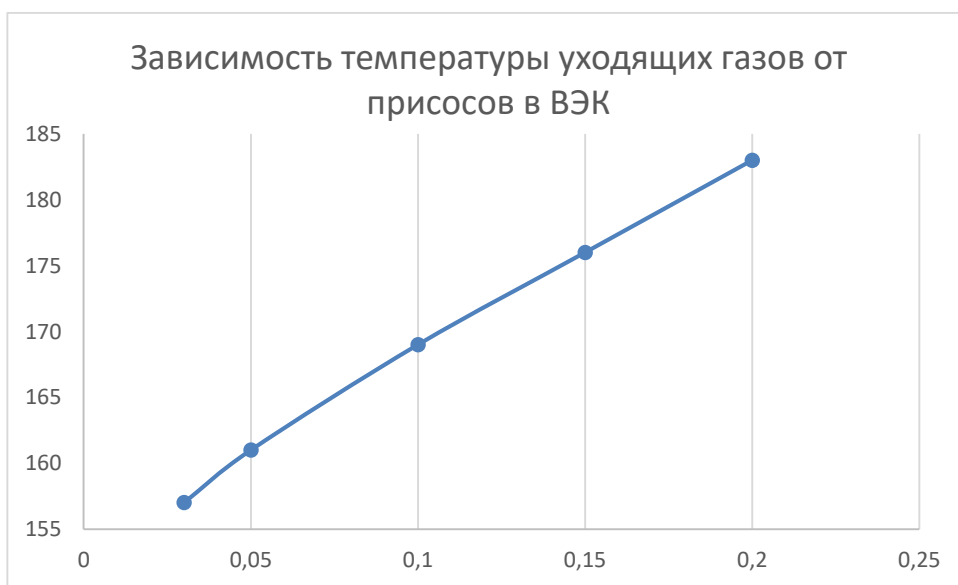


Рисунок 24-Зависимость потери q_2 от присосов в ВЭК



4.3 Оценка влияния присосов воздуха в конвективную шахту котла перед ВЗП

В результате расчетно-аналитического анализа согласно НТР котлов было выявлено, что:

1) Увеличение присосов в конвективную шахту котла перед ВЗП приводит к увеличению потерь с уходящими газами за счет увеличения как объемов, так и температуры уходящих газов.

2) Увеличение присосов в конвективную шахту котла перед ВЗП приводит к снижению тепловосприятия ВЗП, что в свою очередь, незначительно снижает температуру ядра факела (адиабатная температура), что приводит при больших величинах присоса к увеличению кратности циркуляции котла, а затем и к ограничению паропроизводительности котла. При величине присоса в ВЗП 0,2 при неизменном расходе топлива ограничение паропроизводительности котла составит 314 т/ч

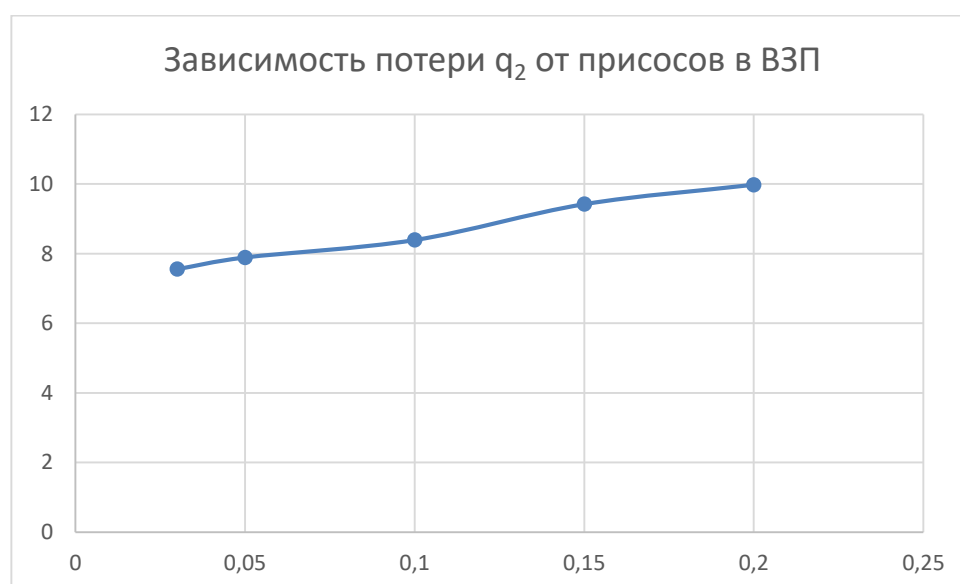


Рисунок 26-Зависимость потери q_2 от присосов в ВЗП

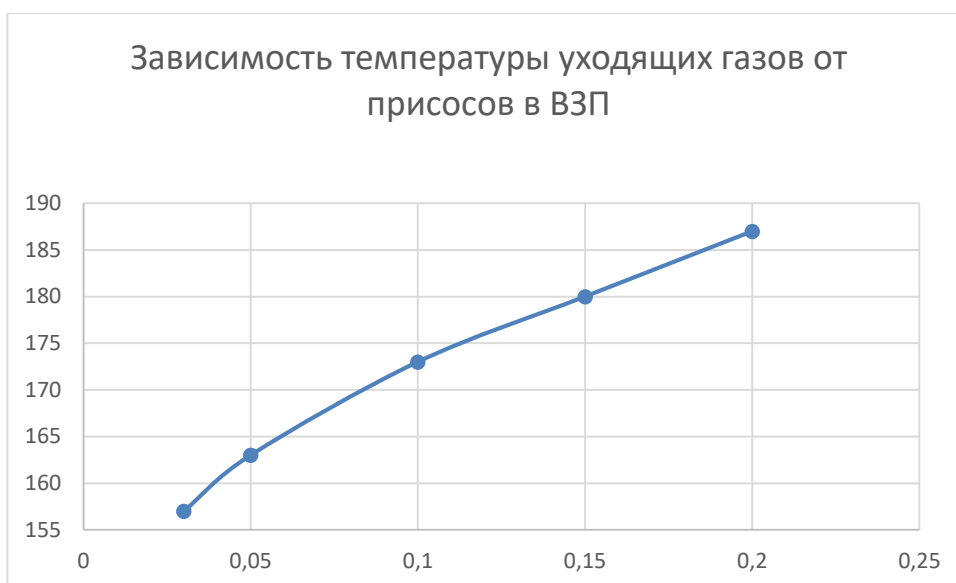


Рисунок 27-Зависимость температуры уходящих газов от присосов в ВЗП

5 Заключение

В результате данной работы была выявлена актуальность оценки влияния величины присосов в котел на технико-экономические и режимные показатели работы котла. Был выбран объект исследования – котел БКЗ-270(320)-140ПТ2 АО «Красноярской ТЭЦ-1». Была составлена расчетная модель котла согласно нормативной методике теплового расчета котла, где был определен КПД котла методом обратного баланса, определен расход топлива на котел, выполнен поверочный расчет топки, ширмового пароперегревателя, и конструкторский расчет конвективных поверхностей нагрева. Далее для данного котла было найдена оптимальная величина общего избытка воздуха в уходящих газах, дана оценка влияния величины коэффициента избытка воздуха. Далее была произведена расчетно-аналитическая оценка влияния присосов воздуха в различные поверхности нагрева, где было выявлено, что во всех случаях присосы негативно влияют на режим работы котла, его КПД, а также вызывая ограниченность паровой нагрузки котла. Были построены графики зависимости тепловых потерь с уходящими газами от величины присоса котла, которые могут иметь прикладное значение и быть использованы станцией для быстрого

принятия решения об останове котла для устранения присосов или продолжении работы котла на основании величины минимизации экономических потерь.

6 СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
- 2 Липов, Ю. М. Компоновка и тепловой расчет парового котла: Учебное пособие для вузов / Ю. М. Липов, Ю. Ф. Самойлов, Т. В. Виленский. М. Энергоатомиздат. 1988. – 208 с.
- 3 Резников, М. И. Паровые котлы тепловых электростанций / М. И. Резников, Ю.М. Липов. М.: Энергоиздат, 1981. 345 с.
- 4 Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: Справочник. / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В.М. Зорина. 2-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1987. – 456 с.
- 5 Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов): Учебное пособие / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2004. – 228 с.
- 6 Определение свойств воды и водяного пара.
<http://www.energyed.ru/Home/WaterSteam>

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой



подпись

В. А. Кулагин

инициалы, фамилия

« 22 »

июне 2022 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

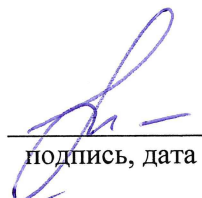
13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код - наименование направления

Исследование влияния коэффициента избытка воздуха на протекание
топочных процессов в пылеугольных энергетических паровых котлах на
примере стационарного котла №17 БКЗ-320 на АО «Красноярская ТЭЦ-1»

тема

Руководитель



подпись, дата

к.т.н., доцент

должность, ученая степень

А.Ю. Радзюк

инициалы, фамилия

Выпускник

Шпагин 15.06.22

подпись, дата

П.О. Шпагин

инициалы, фамилия

Красноярск 2022