

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
КАСПИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГИЙ И
ИНЖИНИРИНГА ИМ. Ш.ЕСЕНОВА**

ИНСТИТУТ НЕФТИ И ГАЗА

КАФЕДРА ЭНЕРГЕТИКИ

ЕРЖАНОВ К.Ш.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к практическим работам по дисциплине
«Принципы работы котельных агрегатов и теплотехнические расчеты»
для студентов специальности 050717 - «Теплоэнергетика»

Актау 2010 г.

УДК 621.18 (07)
ББК 31.38я7
М545

Составители: к.т.н. доц. Ержанов К.Ш. Методическое указание к практическим занятиям по дисциплине «Принципы работы котельных агрегатов и теплотехнические расчеты» для студентов специальности 050717 – Теплоэнергетика. – Актау, КГУТиИ им.Ш.Есенова, 2010 год., с.40.

Рецензент: д.т.н., проф. Сугиrow Д.У.

Методические указания к практическим работам по дисциплине «Источники и системы теплоснабжения» для студентов специальности 050717 - Теплоэнергетика рассмотрены на заседании методического совета института нефти и газа и рекомендованы к изданию в типографии КГУТиИ им.Ш.Есенова.

Методические указания к практическим работам по дисциплине «Принципы работы котельных агрегатов и теплотехнические расчеты» посвящены изучению основного оборудования котлов, газогенераторов, экономайзеров и воздухоподогревателей.

Рекомендовано к изданию решением Учебно-методического совета КГУТиИ им. Ш.Есенова.

© КГУТиИ им. Ш.Есенова, 2010год

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	
Практическая работа №1	4
Изучение основного оборудования котельных	4
1.1 Теплогенерирующие установки	4
1.2 Выбор типа и мощности котельных агрегатов	6
1.3 Газогенераторы	8
1.4 Теплогенераторы	11
Практическая работа №2	13
Изучение установки экономайзера	13
2.1 Установка экономайзера	14
Расчет экономайзера	22
Практическая работа №3	27
Изучение установки воздухоподогревателя	27
3.1 Воздухоподогреватели	27
Расчет воздухоподогревателя	30
Литература	34

Предисловие

Методические указания предназначены для использования на практических занятиях для преподавателей, а также и для выполнения самостоятельных работ студентами очного и заочного обучения. В указаниях содержатся задачи с решениями, рассмотрены основные теоретические положения по каждой теме. Методические указания соответствуют типовой программе по данной дисциплине.

Практическая работа № 1

ИЗУЧЕНИЕ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ

1.1 Теплогенерирующие установки

Теплогенерирующие установки – это комплекс технических установок и агрегатов, предназначенных для выработки энергоносителя заданных параметров (водяного пара или горячей воды) за счет сжигания топлива, подготовки энергоносителя с параметрами, соответствующими требованиям потребителя, а также подачи энергоносителя в систему теплоснабжения.

Теплогенерирующие установки классифицируются только по технологическим признакам:

- по типу котельных агрегатов, которые являются основным оборудованием теплогенерирующих установок (паровые, водогрейные и пароводогрейные);
- по виду сжигания топлива (на твердом топливе, газе и жидком топливе);
- по мощности делятся на автономные, местные (до 30 кВт); малой (до 23,3 МВт), средней (до 116 МВт) и большой (до 700 МВт) мощности. Установки мощностью 350 МВт и более называются тепловыми станциями.

По характеру тепловых нагрузок потребителей теплогенерирующие установки подразделяются на:

- производственные, предназначенные для теплоснабжения технологических нужд предприятий;
- производственно-отопительные, служащие для теплоснабжения технологических потребителей предприятий, а также обеспечивающие тепловые нагрузки систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения промышленных, общественных и жилых зданий;
- отопительные, предназначенные только для обеспечения систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения коммунально-бытовых потребителей. В настоящее время для теплоснабжения зданий и сооружений,

получения горячей воды для технологических нужд, получения пара для различных технологических процессов (запарка кормов, сушка, стерилизация и т.д.) применяют водогрейные и паровые котлы различной мощности, выпускаемые отечественной промышленностью. В качестве топлива используются природный газ, мазут, жидкое, твердое и местные виды топлива (торф, древесина, солома, древесные отходы и т.д.).

Производственные и производственно-отопительные установки оснащаются при необходимости паровыми котлами и водогрейными установками.

Паровые котлы в теплогенерирующих установках устанавливаются только при использовании в качестве теплоносителя пара. Паровые котлы существующих систем, обеспечивающие тепловые нагрузки отопительно-вентиляционных систем и горячего водоснабжения паром, подлежат замене на водогрейные котлы или переводу паровых котлов на водогрейный режим.

Паровые котлы подбираются по величине паропроизводительности D , параметрам теплоносителя (P – давление пара, МПа) и виду топлива.

Водогрейные котлы подбираются по суммарной тепловой мощности систем, параметрам (температуре нагрева воды, $^{\circ}\text{C}$) и виду топлива.

При выработке энергоносителя в теплогенерирующей установке часть тепловой энергии и пара используется на собственные нужды.

Без теплового расчета теплогенерирующей установки ориентировочно тепловую мощность можно определять, используя следующие уравнения:

– для теплогенерирующих установок с водогрейными котлами
при **закрытой системе теплоснабжения**

$$\Phi_K = A\Phi_{OB} + B\Phi_{ГВ}^{\max};$$

при **открытой системе теплоснабжения**

$$\Phi_K = A\Phi_{OB} + B\Phi_{ГВ}^{CP};$$

Φ_{OB} , $\Phi_{ГВ}$ – тепловая мощность систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, МВт, где A и B – коэффициенты, учитывающие затраты мощности на собственные нужды и потери мощности в теплогенерирующей установке; берутся из табл.1.1; для теплогенерирующих установок с паровыми котлами низкого давления ($P=1,4$ МПа) и отпуском теплоты по закрытой схеме на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в размере 20% тепловой мощности рабочая производительность

$$D_K = D_{II}(A - Bt_K\mu),$$

при нагрузке на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение более 20%

$$D_K = A\Phi_{OB} + B\Phi_{ГВ}^{CP} + D_{II}(B - 0,00134\mu t_K);$$

где D – расход пара на теплотехнологические нужды, кг/с;

μ – доля возврата конденсата;

t_K – температура возвращаемого конденсата.

Таблица 1.1

Значение коэффициентов A , B , и B для определения тепловой мощности теплогенерирующей установки

Тип котла	Схема теплоснабжения	Топливо	A	B	B
Водогрейный	Закрытая	Мазут	1,018	1,0526	–
		Газ, твердое топливо	1,018	1,018	–
	Открытая $\Phi_{ГВ}^{cp} = 0,2\Phi_k$	Мазут	1,519	1,182	–
		Твердое топливо, газ	1,0172	1,182	–
Паровой	Закрытая $\Phi_{ГВ} \leq 0,2D_k$	Мазут	1,273	0,00168	–
		Твердое топливо, газ	1,273	0,00168	–
	Закрытая $\Phi_{ГВ}^{cp} > 0,2D_k$	Мазут	0,4375	0,4375	1,0184
		Твердое топливо, газ	0,4231	0,4375	9736
	Открытая $\Phi_{ГВ}^{cp} > 0,2D_k$	Мазут	0,4372	0,4912	1,0184
		Твердое топливо, газ	0,4227	0,4912	0,9736

1.2. Выбор типа и мощности котельных агрегатов

В отопительных и производственно-отопительных теплогенерирующих установках используют в основном водогрейные стальные котлы. В настоящее время применяются отечественные котлы разной теплопроизводительности, работающие для покрытия тепловых нагрузок отопления, вентиляции, горячего водоснабжения коммунально-бытовых и производственных потребителей.

Современные автоматизированные стальные жаротрубные водогрейные котлы типа ТПВ и ВА изготавливаются на заводе в блочной компоновке, что облегчает и сокращает время их монтажа. В качестве топлива используется природный газ, мазут топочный, топливо дизельное, топливо печное бытовое.

Конструкции котлов типа ТПВ и ВА приведены на рис. 1.1 и 1.2.

Котлы ТПВ по движению продуктов сгорания горизонтальные двухходовые, а типа ВА – трехходовые. Котлы типа ТПВ и ВА изготавливаются по новой технологии, надежны в эксплуатации, имеют высокий КПД, надежную обмуровку и теплоизоляцию, просты в управлении, компактны и экономичны. Экономия топлива при их установке по сравнению с чугунно-секционными достигает 20–30%.

На газообразном и жидком топливе работают водотрубные водогрейные котлы КВ-ГМ, КВ. Они представляют единую унифицированную серию горизонтальных прямоточных котлов с принудительной циркуляцией воды и отличаются глубиной топочной камеры и конвективного пучка.

Конструкция котлов типа КВ – безбаранная с прямоточным движением воды и принудительной циркуляцией. В котлах малой и средней мощности (4–34,8 МВт) поверхности нагрева компануются по горизонтальной схеме, в котлах большой мощности (58–116 МВт) используется П-образная компоновка, при мощности 209 МВт – Т-образная. Конструкция котла КВ-Гм представлена на рис. 1.3. В них устанавливают ротационные газомазутные горелки РГМГ.

Для сжигания твердого топлива, торфа, древесных отходов и щепы применяются котлы КВ, КВТ, КВ-ТС, КВТШ. Котлы КВ-ТСВ имеют воздухонагреватель с подогревом дутьевого воздуха до 200–220°С.

В котлах КВ-ТС, предназначенных для сжигания твердого топлива в слое, применены топки с пневматическими забрасывателями ПМЗ и цепными решетками обратного хода ТлЗ.

Котлоагрегаты водотрубные водогрейные типа КВТ и КВТШ работают на твердых видах топлива (уголь различных месторождений, торф, древесные отходы) и выполняются с ручной и механизированной подачей. Принцип работы котлов КВТ и КВТШ представлен на рис. 1.4.

В отопительных и производственно-отопительных теплогенерирующих установках малой производительности (до 7 МВт) применяются чугунные водогрейные котлы. Они собираются из секций, имеют большие размеры и меньше подвержены коррозии.

Котлы типа «Братск-1», КВм-1,33К, КВм-0,63К выполнены чугунно-стальными, имеют КПД порядка 80% и предназначены для сжигания твердого топлива.

Для сжигания газообразного топлива применяют чугунные секционные водогрейные котлы типа «Факел-Г» и «Братск-1Г», а на жидком топливе работает котел «Факел-ЛЖ». КПД данных котлов порядка 90%.

При использовании водяного пара для технологических нужд в теплогенерирующих установках применяются паровые котлы.

К паровым котлам низкого давления и малой мощности относятся котлоагрегаты ДКВР, КЕ, ДЕ.

Общие конструктивные признаки этих котлов – естественная циркуляция воды, наличие двух барабанов (верхнего и нижнего), вертикальное расположение труб, в которых происходит парообразование. Паровые котлы низкого давления типа КЕ предназначены для сжигания твердого топлива в неподвижном слое на движущейся колосниковой решетке. Загрузка топлива и удаление шлака механическое.

Котлы типа Е, ДЕ, предназначены для сжигания жидкого или газообразного топлива.

Котлы типа ДКВР оборудуются топками для сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива. Твердое топливо сжигается в неподвижном слое на подвижной или неподвижной колосниковой решетке. Загрузка топлива и шлакоудаление осуществляется механически.

Для сжигания жидкого или газообразного топлива применяются автоматизированные жаротрубные горизонтальные котлоагрегаты типа ПА, предназначенные для получения насыщенного пара давлением 0,07 МПа и 1,2 МПа. Котлы ПА – трехходовые.

Принцип работы котла типа ПА представлен на рис. 1.5.

Автоматизированные жаротрубные двухходовые котлы типа ТПВ вырабатывают насыщенный пар давлением 0,6 МПа, а котлы ТПП давлением

1,2 МПа и работают на жидком или газообразном топливе. Принцип работы представлен на рис.1.6.

Паровые котлы малой производительности и низкого давления (0,06Мпа) типа КП предназначены для сжигания твердого, жидкого, газообразного и местных видов топлива и используются в сельском хозяйстве для запаривания кормов.

Все технические характеристики водогрейных и паровых котлов приведены в приложении 1.

1.3 Газогенераторы

Газогенератор состоит из собственно газогенератора, в котором происходит газификация твердого топлива, и бункера. Газогенератор монтируют около водогрейных или паровых котлов и стыкуются с ними так, чтобы горячий газ в виде языка пламени направлялся в топку котла. КПД системы газогенератор-котел колеблется от 76 до 82%. Подготовка к работе производится путем загрузки и розжига в топке топочного материала, после частичного обугливания которого через люк бункера загружается основное топливо. Выход на режим сопровождается появлением яркого пламени в жаровой трубе и практически отсутствием дыма из дымовой трубы.

Основные технические характеристики серийно выпускаемых газогенераторов приведены в табл.1.2.

Таблица 1.2.

Газогенераторы

Параметры	Типоразмеры			
	ГГ-30	ГГ-60	ГГ-100	ГГ-200
Максимальная тепловая мощность, кВт (ккал/ч)	30 (25800)	60 (51600)	100 (86000)	200 (172000)
Коэффициент полезного действия, η , %, не менее	80	80	80	80
Продолжительность рабочего цикла (при полной загрузке бункера), ч не менее				
Вид топлива:				
- торф	12	12	12	12
- щепа	10	10	10	10
Время розжига, ч, не более	0,5	0,5	0,5	0,5
Расход топлива, не более, кг/ч				
- при работе на торфе	9,0	18,5	30,0	57,0
- при работе на щепе	10,5	21,0	34,0	65,0
Основные габаритные размеры, мм, не более				
- длина	1180	1380	1440	1450
- ширина	635	760	760	1220
- высота (с бункером)	1920	2100	2190	2200
- масса, кг, не более	290	350	400	700

Варианты возможного применения газогенераторов приведены в табл.1.3.

Таблица 1.3.

Применение газогенераторов

Марка газогенератора	Технологические установки		Назначение	Завод-изготовитель
	Марка	Тепловая мощность, кВт		
ГГ-30	КС-ТГ-20	20	Отопление	АПСП «Агропромкомплект», г.Гомель
	К0Ч-4-22Т	22	Отопление	З-д отопительного оборудования, г.Минск
	КС-ТГ-25	20	Отопление	«Брестсельмаш»
	КС-ТГВ-25	25	Отопление и горячее водоснабжение	«Брестсельмаш»
	КЧ-5-28Т	28	Отопление	З-д отопительного оборудования, г. Минск
Окончание таблицы 1.3				
ГГ-30	КС-ТГ-30	30	Отопление	АО «ТЕКОМ» г.Монастырище, Украина
	КЧ-6-34Т	34	Отопление	З-д отопительного оборудования, г.Минск
ГГ-60	КЧ-7-40Т	40	Отопление	З-д отопительного оборудования, г.Минск
	КЧ-9-52Т	52	Отопление	То же
	КЧ-10-58Т	58	Отопление	"
	КЧ-11-64Т	64	Отопление	"
ГГ-100	Кч-12-70Т	70	Отопление	"
	КТ-150	125	Получение пара	«Брестсельмаш»
ГГ-200	Минск 1-1	224	Отопление и горячее водоснабжение	З-д отопительного оборудования, г.Минск
	КСВ-0,25Рт	250	Отопление и горячее водоснабжение	Котельно-механический завод, г.Борисоглебск, Россия
	КВ-300	263	Получение пара	Машиностроительный завод, г.Рославль Смоленская обл., Россия

Газогенераторный водогрейный котел ГКО – 0,6

Котел предназначен для отопления жилых, производственных и административных зданий. Используется для получения горячей воды на технологические нужды.

Техническая характеристика

Тепловая мощность, кВт, не менее	600
КПД, %	89
Объем отапливаемого помещения, при температуре наружного воздуха, м ³	32000
Температура воды на выходе, °С	96
Давление воды, МПа, не более	0,2
Установленная мощность электродвигателя, кВт	0,55

Вид топлива	Время генерации, ч
Древесные отходы	4–9
Опилки влажностью до 30%	3–7
Органические отходы влажностью до 30%	2–4
Торф влажностью до 30%	5–10
Мелкий уголь влажностью до 20%	5–12
Уголь в кусках влажностью до 20%	7–20
Сечение дымовой трубы, мм	400×400
Высота дымовой трубы, м	12
Габаритные размеры, мм:	
- длина	2160
- ширина	1950
- высота	1710
Масса (без дымовой трубы), кг	1200

Установки газогенераторные водогрейные УГВ-Т-70, УГВ-Т-30

Установки предназначены для теплоснабжения зданий коммунально-бытового назначения, оборудованных системами водяного отопления с естественной или принудительной циркуляцией, и горячим водоснабжением.

В качестве основного топлива используется торф топливный кусковой для коммунально-бытовых нужд по ГОСТу 9172-71 без ограничения по содержанию мелочи с максимальным размером кусков 60 мм. Как резервное топливо можно использовать мелочь торфяных брикетов, древесные опилки, щепу, кору, лигнин и другие твердые горючие материалы и их смеси с размером фракций до 60 мм и влажностью до 40%.

Установка состоит из газогенератора, бункера и теплообменника с камерой дожигания газа.

В качестве теплообменников могут быть использованы серийно выпускаемые котлы соответствующей мощности.

Достоинства установки: простота конструкции и обслуживания, высокий КПД, низкая стоимость, возможность использования местных видов топлива, которые не могут сжигаться в существующих устройствах, полное превращение горючих составляющих твердого топлива в горючий генераторный газ, существенное снижение количества загрязняющих выбросов в атмосферу.

Таблица 1.4

Технические характеристики газогенераторов

Показатели	Установки	
	УГВ-Т-70	УГВ-Т-30
Тип тяги	естественная	
Номинальная теплопроизводительность (при сжигании кускового торфа с Q_n^p не менее 2500 ккал/кг), кВт	70– 10%	30– 10%
Коэффициент полезного действия,%, не менее	75	75
Максимальная температура воды на выходе из теплообменника, °С	95	95
Объем бункера для топлива, м ³ не менее	0,7	0,7
Габаритные размеры, мм, не более:	2100	1500
- длина		
- ширина	950	750
- высота	2600	1750
Масса, кг, не более	1170	450
Обслуживающий персонал, чел.	1	1

Имеется опыт использования газогенераторов и с теплогенераторами. АО «Импет» совместно с Мозырским заводом сельскохозяйственного машиностроения изготовлен и испытан опытный образец отопительного комплекса, предназначенного для воздушного отопления производственных помещений, а также для сушки древесины, зерна и т.п.

В состав комплекса входят: твердотопливный теплогенератор ТГ-Т-100 и газогенератор ГГ-200. Комплекс позволяет обеспечить подачу не менее 4000 куб.м воздуха в час со степенью нагрева не менее 70 °С.

1.4 Теплогенераторы

Предназначены для отопления и вентиляции отдельно расположенных сельскохозяйственных или других производственных объектов. Теплогенераторы используются для просушивания и активного вентилирования сельскохозяйственных культур, для отопления и просушки внутренних отделочных работ в строительстве.

Таблица 1.5

Технические характеристики теплогенераторов

Тип	Тепловая мощность, кВт	Вид топлива	Расход топлива, кг/ч м ³ /ч	Подача нагретого воздуха, м ³ /ч	Температура нагретого воздуха, °С	Установленная мощность эл. двигателя, кВт	КПД η, %	Завод-изготовитель
ТМ-Ж-5	55	ТПБ керосин	5,3	3000	53÷148	–	89	Полоцкий авто-ремонтный 3-д РБ
ТГ-1Б	120	"	11	8000				То же
ТГЖ-0,12	120	"	11	8000				"
ГТГ-1А	120	пр.газ	15	8000				"
ТГЖ-0,12	120	пр.газ	15	8000				"
ТГФ-1,5А-01	175	ТПБ	16,8	12000-13000	35-50	4,6	91	Мозыр-сельмаш РБ
ТГ-Ф-1,5Б-01	175	ТПБ	16,8	12000-13000	35-50	4,6	91	То же
ТГ-Ф-1,50Б-03	175	ТПБ	16,8	12000-13000	35-50	8,6	91	"
ТГ-Ф-25Б-02М	150-290	ТПБ	28	18000	85	46	91	Брест-сельмаш РБ
Окончание табл. 1.5								
Г-Ф-1,5А	175	пр.газ	21,7	12000-13000	35-50	4,6	91	Мозыр-сельмаш РБ
Г-Ф-1,5Б	175	пр.газ	21,7	12000-13000	35-50	4,6	91	То же
ТГ-Ф-1,5Б-02	175	пр.газ	21,7	12000-13000	35-50	8,6	91	"
ТГ-Ф-25Б-03М	150-290	пр.газ	37	18000	85	4,6	91	Брест-сельмаш РБ
ТБГ-20	20	пр.газ	–	–	50-90	0,37	88	То же
Буг-17	17	уголь, торф, дрова	–	–	40	0,370	80	"
АТ-0,7	350-700	ТПБ	80	5000	90	33	82	"

ВНУ-200	250	ТПБ	23	Расхо д воды л/ч 3000	70		92	Мозыр- сельмаш
ВНУ-200	250	пр.газ	31	3000	70		92	То же

Теплогенераторы представляют собой агрегат, в котором продукты сгорания топлива используются для нагрева воздуха или воды. Последние являются рабочей средой в системах отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологических процессов.

Контрольные вопросы

1. Что собой представляет теплогенерирующая установка.
2. Основные элементы источника теплоснабжения.
3. Типы водогрейных котлов.
4. Типы паровых котлов.
5. Что собой представляет газоанализатор, его назначение.
6. Назначение теплогенераторов.

Практическая работа № 2

ИЗУЧЕНИЕ УСТАНОВКИ ЭКОНОМАЙЗЕРА

Для утилизации теплоты уходящих дымовых газов котельной за котлами устанавливают экономайзеры. Они находятся в конце конвективного газахода и омываются газами со сравнительно низкой температурой (300–150°С). Снижение температуры уходящих дымовых газов на каждые 10°С за счет установки экономайзера или воздухоподогревателя повышает КПД котлоагрегата на 0,5% и позволяет получить экономию топлива.

Экономайзеры служат для нагрева питательной воды или для нужд теплоснабжения.

Экономайзеры выполняют в виде трех конструкций:

- чугунные с круглыми или прямоугольными ребрами;
- стальные гладкотрубные в виде змеевиков;
- стальные из оребренных труб.

В современных котельных каждый котел оборудуют индивидуальным экономайзером и воздухоподогревателем.

В некоторых котельных можно увидеть установку только экономайзера без воздухоподогревателя или только воздухоподогреватель без экономайзера.

В котельной большой мощности устанавливают экономайзер и воздухоподогреватель.

2.1 Установка экономайзера

По высоте экономайзер делится на отдельные пакеты, между которыми имеются проемы. Такое разделение на несколько частей облегчает его очистку от золы и проведение ремонтных работ. Кроме того в проемах между пакетами происходит выравнивание газового потока и разделенный на пакеты экономайзер более полно омывается дымовыми газами.

При конструировании водяного экономайзера последовательность расчета производится по следующей методике. Принципиальная схема установки экономайзера приведена на рис.2.2.

1. Для выбранного типа котла и заданного вида топлива по температуре уходящих газов $t_{г''}$ определяем энтальпию действительного объема продуктов сгорания:

$$H_{г} = H_{г}^o + (\alpha - 1)h_{г}V^o = h_{CO_2}V_{RO_2}^o + h_{N_2}V_{N_2}^o + h_{H_2O}V_{H_2O}^o + (\alpha - 1)h_{г}V^o \quad (2.1)$$

V^o , $V_{RO_2}^o$, $V_{N_2}^o$, и $V_{H_2O}^o$ – теоретические объемы воздуха, трехатомных газов, двухатомных газов и водяных паров, берутся [1 табл.4.6] ,

$h_{г}$, h_{CO_2} , h_{N_2} и h_{H_2O} – энтальпии единицы объема воздуха, углекислого газа, азота и водяных паров при $t_{г''}$ [1 табл.4.7].

α – коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания, определяют с учетом соответствующих присосов воздуха:

$$\alpha = \alpha_{т} + \sum_{i=1}^n \Delta\alpha_i \quad , \quad (2.2)$$

Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_{т}$ зависит от топчного устройства котла [1, табл.4.8, 4.9].

Доли присосов воздуха $\Delta\alpha_i$ определяются конструкцией и особенностями элементов котельного агрегата:

- топочные камеры слоевых и камерных топок $\Delta\alpha_i$	0,1
- первый котельный пучок,	0,05
- второй котельный пучок,	0,1
- пароперегреватель,	0,03
- водяной экономайзер:	
- стальной,	0,08
- чугунный с обшивкой,	0,1
- чугунный без обшивки,	0,2
- воздухоподогреватель на каждую ступень,	0,96
- золоуловители,	0,05
- стальные газоходы на каждые 10 м длины,	0,01
- кирпичные газоходы на каждые 10 м длины.	0,05

Примем температуру уходящих продуктов сгорания за экономайзером t_r' и с учетом присоса воздуха в экономайзере $\Delta\alpha_{ia}$ определяем энтальпию продуктов сгорания на выходе из экономайзера:

$$H_r' = h_{CO_2}' V_{RO_2} + h_{N_2}' V_{N_2}^o + h_{H_2O}^o V_{H_2O}^o + (\alpha + \Delta\alpha_{ia} - 1) h_b' V^o, \quad (2.3)$$

$h_{CO_2}', h_{N_2}', h_{H_2O}^o, h_b'$ – удельные энтальпии продуктов сгорания при t_r' .

2. По уравнению теплового баланса находим количество теплоты (кДж/кг или кДж/м³), которое отдают продукты сгорания:

$$Q_3 = \varphi(H_r - H_r'), \quad (2.4)$$

где φ – коэффициент сохранения теплоты, определяемый по уравнению:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{KA} + q_5}, \quad (2.5)$$

где q_5 – потеря теплоты от наружного охлаждения зависящая от паропроизводительности котла D или теплопроизводительности Q и определяемая:

$$q_5 = q_5^{ном} \frac{D^{ном}}{D}, \quad q_5' = q_5^{ном'} \frac{Q^{ном}}{Q}, \quad (2.6)$$

где $D^{ном}, Q^{ном}$ – номинальные паро- или теплопроизводительности котлоагрегатов, $q_5^{ном}, q_5^{ном'}$ – номинальные потери теплоты от наружного охлаждения берутся из табл.2.1.

Таблица 2.1

Потери теплоты от наружного охлаждения

$D^{ном}$, Т/ч	до 1,5	2,5	4,0	6,5	10,0	25,0	40,0	60,0	80,0
$q_5^{ном}$, %	5	3,5	2,9	2,3	1,7	1,2	1,0	0,9	0,8
$Q_{МВт}^{ном}$	до 1,0	2,0	5,0	10,0	20,0	30,0	40,0	60,0	100,0
$q_5^{ном'}$, %	5	3	1,7	1,5	1,2	1,0	0,9	0,7	0,5

1. КПД брутто котлоагрегата, %, определяется из уравнения:

$$\eta_{ка} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (2.7)$$

где q_2 – потери теплоты с уходящими газами, %;

q_3 – потери теплоты от химической неполноты сгорания; q_4 – потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, %.

q_3 и q_4 зависят от вида топлива конструкции топочных устройств, берутся [1. табл.4.8, 4.9].

q_6 – потери с физической теплотой удаляемого шлака.

Потеря теплоты с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{(H_{\Gamma}^{\prime} - \alpha_{yx} \cdot H_{XB}^O)(100 - q_4)}{Q_P^P}, \quad (2.8)$$

где α_{yH} – коэффициент избытка воздуха в уходящих дымовых газах за экономайзером; H_{xg}^o – энтальпия теоретического объема холодного воздуха при $t = 30^{\circ}\text{C}$ $H_{xg}^o = h_g V^o$; $h_g = 40$ кДж/кг.

3. Потерю с физической теплотой удаляемого шлака следует учитывать при слоевом сжигании твердого топлива:

$$q_6 = \frac{(1 - \alpha_{yH})h_{3л}A^P}{Q_P^P}, \quad (2.9)$$

где α_{yH} – доля уноса золы из топки, берется из [1. табл.4.8]; $h_{3л}$ – удельная энтальпия золы при $t = 600^{\circ}\text{C}$, $h_{3л} = 554,4$ кДж/кг, A^P – зольность топлива, %; Q_P^P – располагаемая теплота при сжигании топлива (кДж/кг, кДж/м³) определяется

для газообразного топлива: $Q_P^P = Q_n^P$;

для твердого и жидкого топлива:

$$Q_P^P = Q_n^P + Q_{\Pi} + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{вп}} + Q_{\phi}, \quad (2.10)$$

где Q_{Π} – теплота топлива, вносимая при его предварительном подогреве;

для мазута:

$$Q_{\Pi} = C_M t_M, \quad (2.11)$$

где C_M – удельная теплоемкость мазута, $C_M = 2$ кДж/кг К; t_M – температура подогрева мазута перед форсунками, принимается в зависимости от марки мазута $t_M = 90\text{--}130^{\circ}\text{C}$.

При предварительном подогреве воздуха в калориферах и воздухоподогревателе теплота подогрева, кДж/кг, определяется

$$\text{в калориферах: } Q_{\text{кл}} = \frac{V_{\text{кл}}}{V^o} (H_{\text{в}} - H_{XB}^O),$$

$$\text{в воздухоподогревателе: } Q_{\text{вп}} = \frac{V_{\text{вп}}}{V^o} (H_{\text{вп}} - H_{\text{в}}),$$

где $H_{\text{вп}}, H_{\text{в}}, H_{XB}^O$ – энтальпии теоретически необходимого воздуха V^o на выходе из воздухоподогревателя, калорифера и холодного воздуха, соответственно определяются по температуре на выходе из воздухоподогревателя $t_{\text{вп}}$,

калорифера $t_{\text{г}}$ и $t_{\text{хв}} = 30^{\circ}\text{C}$ [1, табл.4.7]; $\frac{V_{\text{кл}}}{V^o}$, $\frac{V_{\text{вп}}}{V^o}$ – отношение количества

воздуха на входе в воздухоподогреватель, калорифер к теоретически необходимому для сжигания топлива.

При использовании газомазутных форсунок с паровым распылением, теплота вносимая в котел паровым дутьем, кДж/кг, определяется:

$$Q_{\phi} = G_{\phi}(H_{\phi} - 2510),$$

где G_{ϕ} – расход пара, идущего на распыление, $G_{\phi} = 0,3-0,35$ кг/кг; H_{ϕ} – энтальпия пара, идущего на распыление топлива, кДж/кг.

5. Объем водяных паров в дымовых газах на 1 кг или 1 м³ топлива перед экономайзером:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0,0161(\alpha_T - 1)V^o. \quad (2.12)$$

Объем двухатомных газов:

$$V_{R_2} = V_{N_2}^o + (\alpha - 1)V^o. \quad (2.13)$$

Объем дымовых газов с 1 м³ или 1 кг сжигаемого топлива:

$$V_z = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{R_2}. \quad (2.14)$$

6. Массовый расход дымовых газов:

$$G'_T = V_{RO_2} \rho_{RO_2} + V_{N_2}^o \cdot \rho_{N_2} + (\alpha - 1)\rho_o V^o, \quad (2.15)$$

где $\rho_{RO_2}, \rho_{N_2}, \rho_o$ - удельная плотность газов

$$\rho_{RO_2} = 1,96 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_{N_2} = 1,25 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_o = 1,29 \text{ кг/м}^3.$$

7. Массовый расход влажных дымовых газов кг/м³, определяется только для природного газа при влагосодержании воздуха, подаваемого для горения $d_g = 0,01$ кг/кг

$$G_T'' = (\rho_T - d_g) + \rho_o \alpha V^o, \quad (2.16)$$

где ρ_T – удельная плотность топлива [1, табл.4.6].

8. Расход топлива (кг/с), подаваемого в топку котла с теплопроизводительностью Q_K , кВт

$$B = \frac{Q_K 10^2}{Q_p \eta_{KA}}. \quad (2.17)$$

Массовый расход газообразного топлива, кг/с

$$B_T = B \rho_T. \quad (2.18)$$

9. Расход продуктов сгорания, кг/с, проходящий через экономайзер

$$G_T = G'_T B, \quad (2.19)$$

для газообразного топлива

$$G_T = G_T'' B_T. \quad (2.20)$$

Определив для какой цели служит экономайзер (греет ли питательную, подпиточную воду или для теплоснабжения), задаем температуру нагреваемой воды t_1 , которая греется до температуры t_2 (см. рис.2.3).

10. Расход нагреваемой воды в экономайзере:

$$G = \frac{Q_3 B}{C_b(t_2 - t_1)}, \quad (2.21)$$

где C_b – удельная теплоемкость воды $C_b = 4,19$ кДж/кг К.

Средняя температура нагреваемой воды и дымовых газов

$$t_b = 0,5(t_1 + t_2), \quad t_r = 0,5(t_r'' + t_r'). \quad (2.22)$$

Логарифмическая разность температур

$$\Delta t = \frac{\Delta b - \Delta m}{\ln \frac{\Delta b}{\Delta m}}, \quad (2.23)$$

где $\Delta b = t_r'' - t_2$, $\Delta b = t_r' - t_1$,
 $\Delta m = t_r' - t_1$ или $\Delta m = t_r'' - t_2$,

$\Delta b, \Delta m$ – большая и меньшая разность температур.

Температура воды на входе в водяной экономайзер должна быть выше точки росы дымовых газов на 10 °С для избежания конденсации водяных паров.

При конструировании водяного экономайзера из стальных трубок следует придерживаться следующих рекомендаций [2,3,4]:

- наружные диаметры труб, d , мм 28 30 32 38;
- расположение в пучке шахматное;
- скорость дымовых газов, ϑ_r , м/с, от 6 до 10;
- скорость воды в трубках, ϑ_b , м/с, не менее 0,5.

Относительный шаг:

- по ширине газохода $\sigma_1 = \frac{S_1}{d}$ от 2,3 до 2,5;
- по глубине газохода $\sigma_2 = \frac{S_2}{d}$ от 1,5 до 2;
- высота пакета труб, м, 0,9 – 1,2;
- шаг труб по диагонали $S_2' = \frac{S_1 + d}{2}$.

11. Площадь живого сечения, m^2 , для прохода продуктов сгорания при скорости V_r :

$$f_{\vartheta} = \frac{V_r}{\vartheta_r} \frac{(t_r + 273)}{273}. \quad (2.24)$$

12. Коэффициент теплопередачи, Вт/м² К, для чугунных экономайзеров определяется с помощью номограммы, рис. 2.3:

$$K = K_n C_v. \quad (2.25)$$

Число труб в ряду в чугунном экономайзере составляет от 3 до 10.

Таблица 2.2.

Конструктивные характеристики труб чугунных экономайзеров

Характеристика одной трубы	Обозначение	Экономайзер ВТИ				Экономайзер ЦККБ
		1500	2000	2500	3000	
Длина, мм	l	1500	2000	2500	3000	1999
Площадь поверхности нагрева с газовой стороны, м ²	A_{mp}	2,18	2,95	3,72	4,49	5,5
Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м ²	f	0,088	0,12	0,152	0,184	0,21

Стальной трубчатый экономайзер состоит из целого ряда змеевиков.

Число змеевиков в пакете стального экономайзера, включенных параллельно:

$$n_1 = \frac{G \cdot 10^6}{0,785 \cdot g_{в} \rho_{в} \cdot d_{вн}^2}, \quad (2.26)$$

где $g_{в} \rho_{в}$ – массовая скорость воды на входе в экономайзер, принимается $g_{в} \rho_{в} = 600 - 800$ кг/м² с, $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, мм.

Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания при установке стального водяного экономайзера:

$$f_3 = av - z_1 l_3 d. \quad (2.27)$$

где z_1 – число труб в ряду; a и v – размеры газохода, м; l_3 – длина змеевика, м, из труб d .

При установке чугунного водяного экономайзера

$$f_3 = z_1 f, \quad (2.28)$$

где f – площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания одной трубы, берется из табл.2.2.

Для стальных водяных экономайзеров при сжигании газа и мазута при шахматном расположении пучков, а также для коридорных пучков при сжигании твердого топлива коэффициент теплопередачи:

$$k = \psi \alpha_1, \quad (2.29)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности принимается по табл.2.3 ;
 α_1 – коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке труб:

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_K + \alpha_D), \quad (2.30)$$

где ξ – коэффициент использования; для поперечного омывания пучков $\xi = 1$, для сложного омывания $\xi = 0,95$.

Таблица 2.3

Коэффициент тепловой эффективности

Топливо	ψ
АШ, бурый уголь, торф, древесина	0,6
Каменный уголь	0,65
Подмосковный уголь	0,7
Мазут	0,55– 0,5
Газ	0,9

α_K – коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева: при поперечном омывании коридорных и шахматных пучков

$$\alpha_K = \alpha_H c_Z c_S c_\Phi, \quad (2.31)$$

где α_H – коэффициент теплоотдачи определяемый по номограммам рис.2.4 и рис.2.5 в зависимости от расположения пучков труб; c_Z – поправка на число рядов труб; c_S – поправка на компоновку пучка; c_Φ коэффициент, учитывающий изменение физических параметров потока.

Величины c_Z , c_S , c_Φ – берутся из номограмм рис.2.4 и рис.2.5

В номограммах рис.2.4 и рис. 2.5 величина r_{H_2O} – представляет собой объемную долю водяных паров

Суммарная объемная доля трехатомных газов:

$$r_n = r_{H_2O} + r_{RO_2}. \quad (2.32)$$

Принимаем давление в топочной камере $P = 0,1$ МПа. Парциальное давление трехатомных газов:

$$P_n = r_n P.$$

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами K_r берутся по номограмме рис.2.6. В зависимости от температуры $t_r = \nu$ и величины $P_n S'$, где S – толщина излучающего слоя для гладких трубных пучков:

$$S = 0,9d \left(\frac{4}{\pi} \sigma_1 \sigma_2 - 1 \right). \quad (2.33)$$

Суммарная оптическая толщина KPS определяется:

$$KPS = (K_{\Gamma} r_n + \kappa_{3Л} \mu) RS, \quad (2.34)$$

где $\kappa_{3Л}$ – коэффициент ослабления лучей золовыми частицами при сжигании топлива, принимается по графику рис.2.7. При сжигании в факельно– слоевых топках $\kappa_{3Л} = 0$; μ – концентрация золовых частиц:

$$\mu = \frac{10A^P \alpha_{\text{VK}}}{V_{\Gamma}}. \quad (2.35)$$

Используя график рис.2.8, определяет степень черноты газового потока a .

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{Л}$ определяется: для запыленного потока при сжигании твердого топлива:

$$\alpha_{Л} = \alpha_{Н} a, \quad (2.36)$$

при сжигании жидкого и газообразного топлива:

$$\alpha_{Л} = \alpha_{Н} a c_{\Gamma}, \quad (2.37)$$

где $\alpha_{Н}$ – коэффициент теплоотдачи, определяемый по рис. 2.9 c_{Γ} – коэффициент, учитывающий температуру газов и загрязненной стенки:

$$t_{CT} = t_{\Gamma} + \delta t,$$

δt – при сжигании твердых и жидких топлив $\delta t = 60$ °С, при сжигании газа $\delta t = 25$ °С.

14. Находим площадь поверхности нагрева экономайзера, м²:

$$A_{\text{Э}} = \frac{Q_{\text{Э}} B 10^3}{\kappa_{\text{Э}} \Delta t}. \quad (2.38)$$

По полученной поверхности нагрева экономайзера устанавливаем его конструктивные характеристики.

15. Для чугунного экономайзера определяем общее число труб:

$$n = \frac{A_{\text{Э}}}{A_{\text{ТР}}}. \quad (2.39)$$

16. Число труб в горизонтальном ряду $z_1 = \frac{f_{\text{Э}}}{A_{\text{ТР}}}$. (2.40)

Число горизонтальных рядов $z_{\Gamma} = \frac{n}{z_1}$. (2.41)

17. Для стального змеевика определяем длину каждого змеевика, м:

$$l_3 = \frac{A_{\text{Э}}}{\pi d n}. \quad (2.42)$$

Число петель змеевика:

$$z_n = \frac{l_3}{a'} \quad (2.43)$$

где a' – длина пакета экономайзера, м.

18. Полная высота пакетов экономайзера:

$$h_{\Sigma} = z_n S_n \quad (2.44)$$

где $S_n = 2S_2$ – шаг петли экономайзера, м; S_2 – расстояние между осями соседних рядов труб по ходу продуктов сгорания, м.

Расчет экономайзера

Произвести конструктивный расчет экономайзера для утилизации теплоты уходящих дымовых газов от котла КВТ-3-115.

Топливом служит фрезерный торф.

Экономайзер устанавливается на дымоходе от котла перед золоуловителем. Экономайзер выполнен из стальных труб диаметром 32x3,0 мм.

Для данного вида топлива выписываем расчетные характеристики [1, табл.4.5]

Фрезерный торф $W^p = 50\%$, $A^p = 6,3\%$, $S^p = 0,1\%$, $C^p = 24,7\%$
 $H^p = 2,6\%$, $N^p = 1,1\%$, $O^p = 15,2\%$.

Теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания
 $V^o = 2,38 \text{ м}^3/\text{кг}$, $V_{RO_2} = 0,46 \text{ м}^3/\text{кг}$, $V_{N_2} = 1,89 \text{ м}^3/\text{кг}$, $V_{H_2O} = 0,95 \text{ м}^3/\text{кг}$

Теплота сгорания $Q_H^p = 8120 \text{ кДж/кг}$.

Температура уходящих продуктов сгорания $t_{yx} = 150^\circ\text{C}$.

Технические характеристики водогрейного котла КВТ-3-115

Теплопроизводительность $Q_K = 3000 \text{ кВт}$, КПД = 83%. Температура нагрева воды 115°C . Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$.

Определяем доли присоса воздуха в котлоагрегат с установкой экономайзера и золоуловителя:

	в топочную камеру	0,05
	в экономайзер	0,02
$\Delta\alpha_i$	золоуловитель	0,05
	стальные газоходы	0,02

$$\sum \Delta\alpha_i = 0,14$$

Коэффициент избытка воздуха с учетом присосов

$$\alpha = \alpha_T + \sum \Delta\alpha_i = 1,3 + 0,14 = 1,44.$$

Для выбранного котла, заданного вида топлива и $t_{yx} = t_r''$ определяем энтальпию действительного объема продуктов сгорания на входе в экономайзер

$$H_{\Gamma} = h_{CO_2} V_{RO_2} + h_{N_2} V_{N_2}^O + h_{H_2O} V_{H_2O}^O + (\alpha - 1) h_6 V^O =$$

$$= 264 \cdot 0,46 + 200 \cdot 1,89 + 230 \cdot 0,95 + (1,3 - 1) \cdot 195 \cdot 2,38 = 857 \text{ кДж/м}^3$$

Примем температуру уходящих дымовых газов за экономайзером $t_2 = 105^{\circ}\text{C}$ и с учетом присоса в экономайзер $\Delta\alpha_3 = 0,02$ определяем энтальпию продуктов сгорания на выходе из него

$$H'_{\Gamma} = 173 \cdot 0,46 + 132 \cdot 1,89 + 154 \cdot 0,95 + (1,3 + 0,02 - 1) \cdot 136 \cdot 2,38 = 579 \text{ кДж/м}^3.$$

Потеря теплоты от наружного охлаждения

$$q_5^e = 1,7 \frac{5}{3} = 2,8\%.$$

Коэффициент сохранения теплоты:

$$\varphi = 1 - \frac{2,8}{83 + 2,8} = 0,97.$$

Количество теплоты, отдаваемое продуктами сгорания экономайзеру:

$$Q_3 = \varphi (H_2 - H_2') = 0,97 (857 - 579) = 270 \text{ кДж/кг.}$$

Выписываем величины $q_4 = 3\%$, $q_3 = 0,5\%$ $\alpha_{\text{yH}} = 0,12$ из [1, табл.4.8]

$$Q_p^p = Q_{\text{H}}^p + Q_3 = 8120 + 270 = 8390 \text{ кДж/кг.}$$

Потери теплоты с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{(H'_{\Gamma} - \alpha_3 \cdot H_{\text{XB}}^O)(100 - q_4)}{Q_p^p} = \frac{(579 - 1,32 \cdot 95)(100 - 3)}{8390} = 5,2\%.$$

Потери с физической теплотой удаляемого шлака:

$$q_6 = \frac{(1 - \alpha_{\text{yH}}) h_{\text{шл}} \cdot A^p}{Q_p^p} = \frac{(1 - 0,12) \cdot 554,4 \cdot 6,3}{8390} = 0,36\%.$$

КПД котлоагрегата

$$\eta = 100 - (5,2 + 0,5 + 3 + 2,8 + 0,36) = 88,1\%.$$

Объем водяных паров в дымовых газах на 1 кг топлива:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^O + 0,0161(\alpha_T - 1)V^O = 0,95 + 0,0161(1,3 - 1)2,38 = 0,96 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Объем двухатомных газов

$$V_{R_2} = V_{N_2}^O + (\alpha_T - 1)V^O = 1,89 + (1,3 - 1) \cdot 2,38 = 2,6 \text{ м}^3.$$

Объем продуктов сгорания при сжигании 1 кг топлива

$$V_{\varepsilon} = V_{H_2O} + V_{RO_2} + V_{R_2} = 0,96 + 0,46 + 2,6 = 4,02 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Массовый расход продуктов сгорания

$$\begin{aligned} G_T &= V_{RO_2} \rho_{RO_2} + V_{N_2}^0 \rho_{N_2} (\alpha - 1) \rho_O V^0 = \\ &= 1,96 \cdot 0,46 + 1,89 \cdot 1,25 + (1,3 - 1) \cdot 1,29 \cdot 2,38 = 4,18 \text{ кг} / \text{кг} \end{aligned}$$

Расход топлива, подаваемого в топку котла производительностью $Q_k = 3000$ кВт:

$$B = \frac{Q_k \cdot 10^2}{Q_P^P \cdot \eta_{KA}} = \frac{3000 \cdot 100}{8390 \cdot 88,1} = 0,41 \text{ кг/с}.$$

Расход дымовых газов, проходящих через экономайзер,

$$G_T = G_T \cdot B = 4,18 \cdot 0,41 = 1,7 \text{ кг/с}.$$

Экономайзер служит для нагрева воды $t_1 = 70$ °С до $t_2 = 110$ °С.

Расход нагреваемой воды

$$G = \frac{Q_{\varepsilon} \cdot B}{C_B (t_2 - t_1)} = \frac{270 \cdot 0,41}{4,19(110 - 70)} = 0,66 \text{ кг/с}.$$

Логарифмическая разность температур:

$$\begin{aligned} \Delta_{\delta} &= 150 - 110 = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}, \\ \Delta_{\text{м}} &= 105 - 70 = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}, \\ \Delta t &= \frac{\Delta_{\delta} - \Delta_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta_{\delta}}{\Delta_{\text{м}}}} = \frac{40 - 35}{\ln \frac{40}{35}} = 37,5 \text{ }^{\circ}\text{C}. \end{aligned}$$

Разработаем конструкцию экономайзера из стальных труб $\varnothing 32 \times 3$ мм, расположенных в коридорном порядке с относительным шагом:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = 2,5 \text{ и } \sigma_2 = \frac{s_2}{d} = 1,7.$$

Для облегчения очистки поверхности экономайзера от золы принять коридорное расположение труб.

Задаемся скоростью дымовых газов: $g_T = 8$ м/с.

Площадь живого сечения для прохода дымовых газов:

$$f_{\text{ж}} = \frac{V_{\Gamma} B (t_{\Gamma} + 273)}{g_{\Gamma} \cdot 273} = \frac{4,02 \cdot 0,41(127,5 + 273)}{8 \cdot 273} = 0,3 \text{ м}^2,$$

$$t_{\Gamma} = 0,5(t_{\Gamma}'' + t_{\Gamma}') = 0,5(105 + 150) = 127,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Число параллельно включенных змеевиков стального экономайзера в пакете при $g_{\text{в}} \rho_{\text{в}} = 600 \text{ кг/м}^2 \text{ с}$:

$$n_1 = \frac{G \cdot 10^6}{0,785 \cdot g_{\text{в}} \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{0,66 \cdot 10^6}{0,785 \cdot 600 \cdot 25^2} = 2,24 \approx 3 \text{ шт.}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных труб по номограмме рис 2.5 при числе рядов 4.

$$\alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_{\phi} = 76 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 1,25 = 89,3 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}.$$

Объемная доля водяных паров:

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\Gamma}} = \frac{0,96}{4,02} = 0,24.$$

Объемная доля трехатомных газов:

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_{\Gamma}} = \frac{0,46}{4,02} = 0,11.$$

Суммарная объемная доля трехатомных газов:

$$r_n = 0,24 + 0,11 = 0,35.$$

Парциальное давление трехатомных газов при давлении в топочной камере $P = 0,1 \text{ МПа}$

$$P_n = r_n \cdot P = 0,35 \cdot 0,1 = 0,035 \text{ МПа}.$$

Толщина излучающего слоя для гладкотрубного пучка:

$$S = 0,9d \left(\frac{4}{\pi} \cdot \delta_1 \delta_2 - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \left(\frac{4}{3,14} \cdot 2,5 \cdot 1,7 - 1 \right) = 0,127 \text{ м},$$

$$P_n S = 0,035 \cdot 0,127 = 0,004.$$

Концентрация зольных частиц:

$$\mu = \frac{10 A^p \alpha_{\text{вн}}}{V_{\Gamma}} = \frac{10 \cdot 6,3 \cdot 0,12}{4,02} = 1,9.$$

По графику (рис.2.7) $K_{3л} = 0,08$, коэффициент ослабления лучей по номограмме (рис.2.6), $K_r = 52$.

Суммарная оптическая толщина:

$$KPS = (K_r r_n + K_{3л} \mu) PS = (52 \cdot 0,35 + 0,08 \cdot 1,9) 0,1 \cdot 0,127 = 0,233.$$

Определяем по графику (рис.2.8) степень черноты газового потока $a = 0,2$.

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием при температуре стенки трубы:

$$t_{CT} = t_r + \Delta t = 127,5 + 60 = 187,5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

по графику (рис.2.9) $\alpha_H = 25 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$

$$\alpha_{л} = \alpha_H \cdot a = 25 \cdot 0,2 = 12,5 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы

$$\alpha_1 = \zeta(\alpha_K + \alpha_{л}) = 1(89,3 + 12,5) = 101,8 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}.$$

Для стальных экономайзеров коэффициент теплопередачи

$$K_э = \psi \alpha_1 = 0,6 \cdot 101,8 = 61,1 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}.$$

Находим площадь поверхности нагрева экономайзера

$$A_э = \frac{Q_э B \cdot 10}{K_э \cdot \Delta t} = \frac{270 \cdot 0,41 \cdot 10^3}{61,1 \cdot 37,5} = 48,3 \text{ м}^2.$$

Принимаем длину горизонтального ряда $l = 1 \text{ м}$.

Поверхность нагрева 1 трубы при $l = 1 \text{ м}$.

$$A_{TP} = \pi d l = 3,14 \cdot 0,032 \cdot 1 = 0,1 \text{ м}^2.$$

Число трубок в экономайзере $Z = 24 \text{ шт.}$, включенных параллельно.

Длина змеевика:

$$l_3 = \frac{A_э}{\pi d z} = \frac{48,3}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 24} = 20 \text{ м}.$$

Число петель змеевика:

$$Z_n = \frac{l_3}{a'} = \frac{20}{1,5} = 13 \text{ шт.}; a' = 1,5 .$$

Полная высота пакета экономайзера:

$$h_{\text{э}} = Z_n S_n; S_n = 2S_2 \cdot d = 2 \cdot 1,7 \cdot 0,032 = 0,11 \text{ м},$$
$$h_{\text{э}} = 13 \cdot 0,11 = 1,5 \text{ м}.$$

Практическая работа №3

ИЗУЧЕНИЕ УСТАНОВКИ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

3.1 Воздухоподогреватели

Для снижения потерь теплоты с уходящими газами, улучшения процесса горения топлива, особенно при сжигании низкокачественных и малокалорийных топлив, снижения потерь теплоты с физической и химической неполнотой сгорания и увеличения передачи теплоты радиацией служит установка воздухоподогревателей. Воздухоподогреватели позволяют увеличить экономичность котла. Предварительный нагрев воздуха, подаваемого в топку для горения топлива, позволяет повысить адиабатную температуру горения. Обычно увеличение температуры нагрева воздуха на 100°C повышает температуру горения примерно на $35\text{--}40^{\circ}\text{C}$.

По уровню нагрева воздуха все воздухоподогреватели делят на низкотемпературные ($150\text{--}200^{\circ}\text{C}$), среднетемпературные ($200\text{--}350^{\circ}\text{C}$) и высокотемпературные ($350\text{--}400^{\circ}\text{C}$).

Для котлов малой и средней мощности применяют трубчатые воздухоподогреватели состоящие из пучков параллельных труб, расположенных в шахматном порядке и присоединенных к трубным доскам. Нагрев воздуха до $200\text{--}250^{\circ}\text{C}$ можно достичь при одноходовом воздухоподогревателе, до $350\text{--}400^{\circ}\text{C}$ в двухходовом или двухъярусном многоходовом.

Температура подогрева воздуха выбирается в зависимости от способа сжигания и вида топлива. При сжигании каменного и бурого угля и твердого топлива (торф, дрова) в слоевых топках температура подогрева воздуха $130\text{--}200^{\circ}\text{C}$, природного газа и мазута $200\text{--}300^{\circ}\text{C}$.

Продукты сгорания, поступающие в воздухоподогреватель, охлаждаются в нем медленнее, чем нагревается воздух. Так, при охлаждении продуктов сгорания на 1°C воздух нагревается на $1,15\text{--}1,45^{\circ}\text{C}$. Это обусловлено тем, что количество продуктов сгорания и их теплоемкость больше, чем у нагреваемого воздуха. Поэтому в современных котлоагрегатах большой мощности

применяют двухступенчатый подогрев, размещая воздухоподогреватель в рассечку с водяным экономайзером.

При конструктивном расчете воздухоподогревателя выбирают диаметр трубы d , относительный поперечный $\sigma_1 = \frac{S_1}{d}$ и продольный шаг $\sigma_2 = \frac{S_2}{d}$, площадь поперечного сечения для прохода дымовых газов и воздуха, число ходов.

Для трубчатых воздухоподогревателей применяют трубы с наружным диаметром $d = 33 \times 1,5$ мм, $d = 40 \times 1,5$ мм и $d = 51 \times 1,5$ мм. При сжигании природного газа допускается применение $d = 29 \times 1,5$ мм.

При конструировании следует придерживаться следующих рекомендаций:

Скорость дымовых газов g_r , м/с	9–1
Скорость воздуха g_b , м/с	5–6
Соотношение скоростей g_b / g_r	
- в трубчатых воздухоподогревателях	0,5
- ребристо-зубчатых	0,7
- ребристых	1,0
Относительный шаг:	
- поперечный σ_1	1,5– ,6
- продольный σ_2	1,05– 1,1
Температура уходящих газов, °С	
- природный газ, мазут	160– 80
- влажное топливо $W > 25\%$	190–200
- твердое топливо $W=6– 6\%$	180–200
- уголь $W < 6\%$	160–180
Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель, °С:	
- малосернистый мазут, природный газ	30
- сернистый мазут $S^p = 0,5– 1\%$	50 – 70
- твердое топливо $W=6–16\%$	45 – 55
- уголь $W < 6\%$	30

Трубчатые воздухоподогреватели чаще всего устанавливают после водяного экономайзера. В зависимости от условий сжигания топлива могут устанавливать воздухоподогреватель после котла без установки экономайзера. Принципиальная схема установки воздухоподогревателя трубчатого приведена на рис.3.1.

При расчете воздухоподогревателя (рис.3.1) следует произвести расчет продуктов сгорания по методике, приведенной в расчетах экономайзера (стр.32).

В расчетах следует учитывать, что при использовании нагретого дутьевого воздуха изменяются величины q_2 и Q_p^p .

Следует принимать, что дутьевой воздух на выходе из воздухоподогревателя имеет температуру $t_{в2} = t'_r - 35$ °С.

Определяем расход дутьевого воздуха

$$G_b = \alpha V_o B \rho_o,$$

где α – коэффициент избытка воздуха с учетом присосов в воздуховодах и воздухоподогревателе; V^o – теоретически необходимый объем воздуха;

B – расход топлива, кг/с, подаваемого в топку котла; ρ_o – удельная плотность воздуха при t_{cp}

$$t_{cp} = 0,5(t_{в1} + t_{в2}).$$

Количество теплоты, кВт, передаваемое воздуху

$$Q_e = G_e C_e (t_{в1} + t_{в2}),$$

где C_e – удельная теплоемкость воздуха при t_{cp} .

Средняя температура дымовых газов, °С $t_{r1} = 0,5(t'_r + t''_r)$.

Принимаем рекомендуемую скорость дымовых газов. Стальной трубчатый воздухоподогреватель состоит из труб d , расположенных в шахматном порядке.

Задаемся числом труб в ряду. В зависимости от взаимного движения воздуха и продуктов сгорания определяется температурный напор в воздухоподогревателе при прямотоке и противотоке

$$\Delta t = \frac{\Delta b - \Delta m}{\ln \frac{\Delta b}{\Delta m}},$$

где $\Delta b, \Delta m$ – большая и меньшая разность температур $t''_2 - t_{в2}$ и $t'_r - t_{в1}$.

При последовательно-смешанном и перекрестном токе вводится поправочный коэффициент ψ :

$$\Delta t_n = \Delta t \psi$$

Поправочный коэффициент ψ для перекрестного тока берется по номограмме (рис.3.2). Для использования номограммы вычисляются безразмерные величины:

$$P = \frac{\tau_m}{t''_r - t_{в1}}; \quad R = \frac{\tau_b}{\tau_m},$$

где τ_m и τ_b – меньший и больший перепад температурных сред; t''_r, t_{b_1} – температуры продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель. Определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k от дымовых газов к стенкам трубы по уравнению (3.1). Для определения поправок задаются величинами σ_1 и σ_2 .

Суммарный коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности нагрева:

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_{л}), \quad (3.1)$$

где $\alpha_{л}$ – коэффициент теплоотдачи излучением, $\alpha_{л}=0$ – для трубчатых воздухоподогревателей; ξ – коэффициент использования при сжигании торфа, древесных топлив, мазута $\xi = 0,8$; для всех остальных топлив $\xi = 0,85$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки поверхности нагрева к воздуху, Вт/м² К, при поперечном омывании коридорных и шахматных пучков:

$$\alpha_2 = \alpha_n C_z C_s C_\phi,$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи и поправки C_z, C_s, C_ϕ , берутся по номограмме (рис.2.4, рис.2.5).

Коэффициент теплопередачи, Вт/м² К:

$$K = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Площадь поверхности нагрева воздухоподогревателя, м² :

$$A_B = \frac{Q_B 10^3}{k \Delta t}.$$

Общее число трубок:

$$n = \frac{4G_B}{\rho_B \pi d^2 g_B}.$$

Длина трубок, м :

$$l = \frac{A_B}{\pi d n}.$$

Расчет воздухоподогревателя

Произвести конструктивный расчет воздухоподогревателя, состоящего из труб $d = 33 \times 1,5$ мм. Топливом служит фрезерный торф, который сжигается в топке водогрейного котла КВТ-3-115. Скорость дымовых газов $g_r = 12$ м/с, скорость воздуха $g_b = 6$ м/с. Температура уходящих продуктов сгорания $t_{yx} = 200$ °С при $W^p = 50\%$. Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t_{b_1} = 60$ °С. Подогрев воздуха перед воздухоподогревателем осуществляется в водяном калорифере с 30 °С до $t_{b_1} = 60$ °С.

Расчет объемов продуктов сгорания для фрезерного торфа приведен в примере 3.1. Подогрев воздуха в воздухоподогревателе осуществляется до $t_{B_2} = 190^\circ\text{C}$.

При температурах $t_B = 30^\circ\text{C}$, $t_{B_1} = 60^\circ\text{C}$, $t_{B_2} = 190^\circ\text{C}$ по [1, табл.4.9] находим удельные энтальпии воздуха :

$$h_B = 40 \text{ кДж/м}^3; h_{B_1} = 79 \text{ кДж/м}^3; h_{B_2} = 250 \text{ кДж/м}^3.$$

Находим энтальпии теоретического объема воздуха:

$$\begin{aligned} H_B &= h_B V^0 = 40 \cdot 2,38 = 95 \text{ кДж/м}^3, \\ H_{B_1} &= h_{B_1} V^0 = 79 \cdot 2,38 = 188 \text{ кДж/м}^3, \\ H_{B_2} &= h_{B_2} V^0 = 250 \cdot 2,38 = 595 \text{ кДж/м}^3. \end{aligned}$$

Предварительный подогрев воздуха в калорифере перед воздухоподогревателем осуществляем для того, чтобы не было конденсации.

Действительный объем дутьевого воздуха:

$$V_{\text{вп}} = \alpha V^0.$$

Отношение:

$$V_{\text{вп}} / V^0 = \alpha.$$

Для калорифера $\alpha = 1 + \Sigma \Delta \alpha_i$.

Присос воздуха в воздуховодах: $\Delta \alpha_i = 0,06$,

калорифере: $\Delta \alpha_i = 0,08$,

$$\Sigma \Delta \alpha_i = 0,14,$$

$$\alpha = 1 + 0,14 = 1,14.$$

Количество теплоты, затрачиваемое на подогрев воздуха в калорифере при $\alpha = 1,14$:

$$Q_{\text{кл}} = \alpha (H_{B_1} - H_B) = 1,14(188 - 95) = 106 \text{ кДж/кг}.$$

Присос воздуха в воздухоподогревателе: $\Delta \alpha_i = 0,06$.

Количество теплоты, получаемое в воздухоподогревателе,

$$Q_{\text{вп}} = (\alpha + \Delta \alpha_i)(H_{B_2} - H_{B_1}) = 1,2(595 - 188) = 488 \text{ кДж/кг}.$$

Располагаемая теплота при сжигании 1 кг фрезерного торфа:

$$Q_p^D = Q_p^H + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{вп}} = 8120 + 106 + 488 = 8714 \text{ кДж/кг}.$$

Температура уходящих дымовых газов при установке воздухоподогревателя снижается до температуры $t_r = 105^\circ\text{C}$.

Определяем энтальпию продуктов сгорания при $t_r'' = 200^\circ\text{C}$.

На входе в воздухоподогреватель при $\alpha_r = 1,3$.

$$\begin{aligned} H_r' &= h_{\text{CO}_2} V_{\text{RO}_2} + h_{\text{N}_2} V_{\text{N}_2}^0 + h_{\text{H}_2\text{O}} V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + (\alpha - 1) h_6 V^0 = \\ &= 376 \cdot 0,46 + 260 \cdot 1,89 + 305 \cdot 0,95 + (1,3 - 1) \cdot 266 \cdot 2,38 = 1144 \text{ кДж/м}^3. \end{aligned}$$

Энтальпия продуктов сгорания на выходе из воздухоподогревателя при $t_r' = 105^\circ\text{C}$ и $\Delta \alpha_{\text{вп}} = 0,02$:

$$H_r' = 173 \cdot 0,46 + 132 \cdot 1,89 + 154 \cdot 0,95 + (1,3 + 0,02 - 1) 136 \cdot 2,38 = 579 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпия дутьевого воздуха, входящего в воздухоподогреватель и нагретого в калорифере, для данного примера будет

$$H_{\text{хв}}^0 = H_{\text{в}_2} - H_{\text{в}_1} = 595 - 188 = 407 \text{ кДж/м}^3.$$

Потеря теплоты с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{(H_{\text{г}}' - \alpha H_{\text{хв}}^0)(100 - q_4)}{Q_{\text{п}}^{\text{р}}} = \frac{(597 - (1,3 + 0,02 - 1407)) \cdot (100 - 3)}{8714} = 0,46 \%$$

Потеря теплоты с удаляемым шлаком:

$$q_6 = \frac{(1 - 0,12)554,4 \cdot 6,3}{8714} = 0,35\%$$

Коэффициент полезного действия котлоагрегата:

$$\eta_{\text{ка}} = 100 - (0,46 + 0,5 + 3 + 2,8 + 0,35) = 92,9\%$$

Массовый расход продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} G_{\text{г}}' &= V_{\text{RO}_2} \rho_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 \rho_{\text{N}_2} + (\alpha - 1) \rho V^0 = \\ &= 1,96 \cdot 0,46 + 1,25 \cdot 1,89 + (1,3 - 1) \cdot 1,29 \cdot 2,38 = 4,184 \text{ кг/кг}. \end{aligned}$$

Расход топлива водогрейным котлом $Q_{\text{к}} = 3000$ кВт

$$B = \frac{Q_{\text{к}} 10^2}{Q_{\text{п}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ка}}} = \frac{3000 \cdot 100}{8714 \cdot 92,9} = 0,37 \text{ кг/с}.$$

Расход дымовых газов, проходящих воздухоподогреватель:

$$G_{\text{г}} = G_{\text{г}}' B = 4,18 \cdot 0,37 = 1,55 \text{ кг/с}.$$

Расход дутьевого воздуха через воздухоподогреватель:

$$G_{\text{в}} = \alpha V_0 B \rho_0 = 1,32 \cdot 2,38 \cdot 0,37 \cdot 0,91 = 1,1 \text{ кг/с}.$$

Количество теплоты, передаваемое воздуху воздухоподогревателем,

$$Q_{\text{в}} = G_{\text{в}} C_{\text{в}} (t_{\text{в}_2} - t_{\text{в}_1}) = 1,1 \cdot 1,0 (190 - 60) = 143 \text{ кВт}.$$

Средняя температура дымовых газов:

$$t_{\text{г}} = 0,5(t_{\text{г}}' + t_{\text{г}}'') = 0,5(200 + 105) = 152,5^{\circ}\text{C}.$$

Принимаем скорость дымовых газов $\mathcal{G}_{\text{г}} = 12$ м/с.

Стальной трубчатый воздухоподогреватель состоит из труб

$d_{\text{xs}} = 33 \times 1,5$ мм с шахматным расположением труб $\sigma_1 = 1,5$, $\sigma_2 = 1,05$.

Скорость воздуха в трубках $\mathcal{G}_{\text{в}} = 0,5 \cdot \mathcal{G}_{\text{г}} = 0,5 \cdot 12 = 6$ м/с

Определяем температурный напор при противотоке:

$$\Delta_{\text{м}} = t_{\text{г}}'' - t_{\text{в}_2} = 200 - 190 = 10^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta_{\text{б}} = t_{\text{г}}' - t_{\text{в}_1} = 105 - 60 = 45^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t = \frac{\Delta_{\text{б}} - \Delta_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta_{\text{б}}}{\Delta_{\text{м}}}} = \frac{45 - 10}{\ln \frac{45}{10}} = 23,3^{\circ}\text{C}.$$

Движение потоков дымовых газов и воздуха трехкратное перекрестное.

Поэтому вводится поправочный коэффициент ψ .

Для использования номограммы (рис.3.2) вычисляются безразмерные параметры:

$$\tau_{\bar{6}} = t_{B_2} - t_{B_1} = 190 - 60 = 130^{\circ}C ,$$

$$P = \frac{\tau_m}{t''_r - t_{B_1}} = \frac{95}{200 - 60} = 0,68, \quad R = \frac{\tau_{\bar{6}}}{\tau_m} = \frac{130}{95} = 1,37, \quad \psi = 0,83.$$

$$\text{Температурный напор } \Delta t_n = \Delta t \psi = 23,3 \cdot 0,83 = 19,3^{\circ}C.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании:

$$\alpha_k = \alpha_n C_z C_{\phi} C_s.$$

Из номограммы (рис.2.4) $\alpha_n = 105 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Объемная доля водяных паров (см. пример) $r_{H_2O} = 0,24$, трехатомных газов $r_{R_2O} = 0,11$ и $r_n = 0,35$.

Находим по номограмме (рис.2.4) поправки:

$$C_z = 0,8 \quad C_{\phi} = 1,15 \quad C_s = 1,0$$

$$\alpha_k = 105 \cdot 0,8 \cdot 1,0 \cdot 1,15 = 96,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Для трубчатых воздухоподогревателей $\alpha_n = 0$. Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенкам трубок:

$$\alpha_1 = \xi \alpha_k,$$

где ξ для фрезерного торфа $\xi = 0,8$.

$$\alpha_1 = 0,8 \cdot 96,6 = 77,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воздуху по номограмме (рис. 2.4) для $d_{BH} = 30 \text{ мм}$ и $v_B = 6 \text{ м/с}$:

$$\alpha_n = 74 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad C_z = 0,8, \quad C_{\phi} = 0,98, \quad C_s = 1,08,$$

$$\alpha_2 = \alpha_n C_z C_{\phi} C_s = 74 \cdot 0,8 \cdot 1,08 \cdot 0,98 = 62,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,8 \frac{77,3 \cdot 62,7}{77,3 + 62,7} = 27,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Площадь поверхности нагрева:

$$A_{BH} = \frac{Q_B \cdot 10^3}{\kappa \Delta t_n} = \frac{143 \cdot 10^3}{27,7 \cdot 19,3} = 268 \text{ м}^2.$$

Общее число трубок:

$$n = \frac{4 \cdot G_B}{\rho_B \Pi d_{BH}^2 g_B} = \frac{4 \cdot 1,1}{1,0 \cdot 3,14 \cdot 0,03^2 \cdot 6} = 260 \text{ шт.}$$

Длина трубок:

$$l = \frac{A_{BH}}{\Pi d_{BH} \cdot n} = \frac{268}{3,14 \cdot 0,03 \cdot 260} \approx 10,94 \approx 11 \text{ м}.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по теплоснабжению сельского хозяйства / Л. С. Герасимович, А. Г. Цубанов и др. – Мн.: Ураджай, 1993.
2. Лебедев В. И. и др. Расчет и проектирование теплогенерирующих установок систем теплоснабжения / Уч. пособ. для вузов, В. И. Лебедев, Б. А. Пермяков, П. А. Хаванов. – М.: Стройиздат, 1992.
3. Роддатис К. Ф. , Соколовский Я. Б. Справочник по котельным установкам малой производительности / Под ред. К. Ф. Роддатиса. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
4. Эстеркин Р. И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование / Уч. пособ. для техникумов. – Л.: Энергоатомиздат, 1989.

Формат 60x84 1/12
Объем 35 стр. 3 печатный лист
Тираж 20 экз.,
Отпечатано
в редакционно-издательском отделе
КГУТиИ им. Ш Есенова
г.Актау, 32 мкр.