

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Соловьев Дмитрий Александрович
Должность: ректор ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ
Дата подписания: 26.04.2021 16:15:53
Уникальный программный ключ:
5b8335c1f3d6e7bd91a51b28834cdf2b81866538

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
САРАТОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Н.И.ВАВИЛОВА**

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОЙ

**Методические указания к выполнению курсового проекта для
обучающихся направления подготовки 08.03.01
Строительство**

Саратов 2019

УДК 621.18.001
ББК 31.3
М 19

Шаруев Н.К.

Тепловой расчет котельной:

Методические указания к выполнению курсового проекта для обучающихся направления подготовки 08.03.01 Строительство/ ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ, Саратов, 2019. – 15 с.

УДК 621.18.001
ББК 31.3

ВВЕДЕНИЕ

Строительство новых, реконструкция действующих котельных требует умения грамотно проектировать, выбирать основное и вспомогательное оборудование, принимать решения по его размещению, рассчитывать технико-экономические показатели.

Выполнение курсового проекта по расчету производственно-отопительной котельной является логическим завершением курса «Теплогенерирующие установки».

В настоящих методических указаниях рассмотрено проектирование производственно-отопительной котельной с широко распространенными котлами на газомазутном топливе типа ДЕ паропроизводительностью от 0,69 до 2,78 кг/с и давлением от 1,4 до 2,4 МПа.

1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Задание на проектирование производственно-отопительной котельной предусматривает выполнение расчетов и выбор котельно-вспомогательного оборудования, а также описание компоновки топливного хозяйства.

Студенты выбирают исходные данные для курсового проекта из ниже представленной таблицы 1 по последней цифре шифра (номер зачетки).

Таблица 1

Исходные данные к курсовому проекту

Последняя цифра шифра	Тип котла	Вид топлива	Д, кг/с	Р, %	$t_{пв}$, °С	$t_{хв}$, °С	Q_{max}^H , МВт	$g_{пр}$, %	$g_{вк}$, %	Место строительства.	Источник воды
1	ДЕ-4	Газ	1,1	3	90	30	20	30	40	г.Уфа	река Белая
2	ДЕ-4	Мазут	1,0	3	100	25	17	25	50	г.Пермь	река Кама
3	ДЕ-4	Газ	1,2	3	85	30	22	20	60	г.Оренбург	река Урал
4	ДЕ-6.5	Мазут	1,8	4	80	20	16	30	70	г.Омск	река Обь
5	ДЕ-6,5	Газ	1,7	4	90	25	18	35	80	г.Самара	река Волга
6	ДЕ-6,5	Мазут	1,9	4	70	30	19	25	90	г.Саратов	река Волга
7	ДЕ-10	Газ	2,8	5	75	25	14	15	75	г.Москва	река Москва
8	ДЕ-10	Мазут	2,7	5	80	30	15	20	65	г.Ростов	река Дон

Продолжение таблицы 1

9	ДЕ-10	Газ	2,6	5	70	25	21	25	45	г. Казань	река Волга
0	ДЕ-10	Мазут	2,9	5	65	20	19	30	50	г. Челябинск	Река Миасс

Расчетные характеристики жидкого и газообразного топлива, используемых в котельной, выбираются из таблиц 2,3 в соответствии с шифром.

Таблица 2

Расчетные характеристики жидкого топлива (мазута)

Последняя цифра шифра	Марка топлива	Состав рабочей массы топлива, %						$Q^p_{н,}$ МДж/кг
		C^p	H^p	S^p_k	O^p	A^p	W^p	
2	Ф-5	84,8	12,4	0,3	0,3	0,1	1	41,4
4	Ф-12	85,4	12,15	0,8	0,5	0,1	1	41,4
6	МС-40	85	1,9	0,5	0,55	0,15	2	39,8
8	МС-100	84,75	10,8	0,5	0,9	0,15	2	39,6
0	Дизельное топливо	86,7	12,6	0,2	0,4	0,1	0,09	42,6

Таблица 3

Последняя цифра шифра	Газопровод	Месторождение	Состав газа по объему, %								$P, \text{кг/м}^3$ при $P=0,1 \text{ МПа}$ $t=20^\circ\text{C}$	$Q^p_{н,}$ МДж/м ³
			CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	H_2	N_2	CO_2		
1	Саратов-Москва	Саратовское	78,2	4,4	2,2	0,41	0,09	0,12	14	0,1	0,879	31,8
3	Бухара-Урал	Газли	94,3	2,4	0,3	0,3	0,2	-	2,6	-	0,752	33,5
5	Сред. Азия-Центр	Газли-Мубарск	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	-	0,7	0,6	0,776	37,6
7	Оренбург-Совхозное	Оренбургское	91,4	4,1	1,9	0,6	-	1,1	0,2	0,7	0,883	37,7
9	Ставрополь-Москва	Ставропольское	92,8	2,8	0,89	0,2	0,03	-	2,5	0,49	0,772	36,5

2. ОБЪЕМ, СОДЕРЖАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект содержит пояснительную записку и графическую часть. Пояснительная записка должна включать:

- 1) Титульный лист; 2) содержание; 3) введение; 4) основную часть);
- 5) заключение; 6) список литературы.

В записке проектант производит расчет и построение годового графика выработки теплоты, обосновывает число устанавливаемых котлов. Выполняет расчеты газовоздушного тракта с выбором тяго-дутьевых установок, дымовой трубы. В курсовом проекте должны присутствовать расчет и описание тепловой схемы, компоновки котельной, топливного хозяйства. В заключение проекта студент определяет себестоимость отпускаемой теплоты, делает выводы.

Пояснительная записка оформляется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.105-79. Текст пишется от руки четким почерком, чернилами или пастой синего или черного цвета на листах бумаги форматом А4 с полями. Поля должны оставаться по четырем сторонам листа: размер левого поля – 35 мм, правого -10 мм, верхнего – 20 мм. В тексте не должно быть подчеркнутых слов и сокращений, за исключением рекомендуемых ГОСТ 2.316-68. Нумерация страниц текста, рисунков, таблиц выполняется сквозной, арабскими цифрами. Номер страницы указывается в правом верхнем углу. Кроме титульного листа. Чертеж - годовой график выработки теплоты котельной выполняется в карандаше на листе формата А1.

3. ПОСТРОЕНИЕ ГОДОВОГО ГРАФИКА ВЫРАБОТКИ ТЕПЛОТЫ И ВЫБОР КОЛИЧЕСТВА УСТАНОВЛИВАЕМЫХ КОТЛОВ.

Работа котельной в течение года характеризуется существенной неравномерностью, определяемой режимами потребления теплоты на производственные (технологические) и коммунально-бытовые нужды. Промышленные предприятия наибольшее количество теплоты расходуют в зимний период, летом часть оборудования останавливается для ремонта, что уменьшает теплотребление на 40-50% /2/. Коммунально-бытовая нагрузка включает расходы теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Отопительная нагрузка определяется температурой наружного воздуха $t_{нв}$. При расчетной $t_{нв}^p$, на которую проектируется система отопления, нагрузка отопления максимальна, при температуре начала (конца) от отопительного периода $t_{нв}^* = +8^\circ\text{C}$ – минимальна. Потребление теплоты на горячее водоснабжение обычно составляет 15-20% от коммунально-бытовой нагрузки и в течение года постоянна /1/. Вентиляционная нагрузка вследствие малой величины при выполнении курсового проекта не учитывается.

Согласно СНиП 11-35-76 тепловые нагрузки должны определяться для расчета и выбора оборудования применительно к трем характерным режимам работы теплогенерирующей установки (ТГУ) или котельной:
- максимально-зимнего при средней температуре наружного воздуха наиболее холодной пятидневки,

- наиболее холодного месяца – при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодный месяц,
- летнего – при расчетной температуре наружного воздуха теплого периода.

Для построения графика выработки теплоты определяются следующие величины:

$$Q_{\text{пр max}}^{\text{пр}} \equiv g_{\text{пр}} Q_{\text{max}}^{\text{H}} / 100 \quad (1)$$

$$Q_{\text{пр min}}^{\text{пр}} \equiv Q_{\text{max}}^{\text{H}} - (0,4 \dots 0,5) Q_{\text{пр max}}^{\text{пр}} \quad (2)$$

$$Q_{\text{max}}^{\text{кб}} = Q_{\text{max}}^{\text{H}} - Q_{\text{пр max}}^{\text{пр}}, \quad (3)$$

$$Q_{\text{от}}^{\text{кб}} = (0,15 \dots 0,2) Q_{\text{max}}^{\text{кб}}, \quad (4)$$

$$Q_{\text{от max}}^{\text{от}} = Q_{\text{от max}}^{\text{кб}} - Q_{\text{гв}}, \quad (5)$$

$$Q_{\text{min}}^{\text{от}} = Q_{\text{от max}}^{\text{от}} (t_{\text{ном}} - t_{\text{нв}}) / (t_{\text{ном}} - t_{\text{нв}}^{\text{p}}), \quad (6),$$

Где: $Q_{\text{пр max}}^{\text{пр}}$, $Q_{\text{пр min}}^{\text{пр}}$, $Q_{\text{от max}}^{\text{от}}$, $Q_{\text{от min}}^{\text{от}}$ - производственные и отопительные максимальные и минимальные нагрузки, МВт; $g_{\text{пр}}$ - процент производственной нагрузки, выдаваемой по заданию; $Q_{\text{max}}^{\text{H}}$ - тепловая мощность котельной нетто по заданию, МВт; $Q_{\text{max}}^{\text{кб}}$ - максимальная коммунально-бытовая нагрузка, МВт; $Q_{\text{гв}}$ - нагрузка горячего водоснабжения, МВт; $t_{\text{ном}}$ - расчетная температура внутри помещения, °С принимается равной - +18 °С /3/.

Расход теплоты на собственные нужды котельной, МВт

$$Q_{\text{сн}} = g_{\text{сн}} Q_{\text{max}}^{\text{H}} / 100 \quad (7)$$

Где - $g_{\text{сн}}$ - процент расхода теплоты на собственные нужды котельной.

Величина - $g_{\text{сн}}$ оценивается в следующих пределах /1/: обдувка поверхностей нагрева – 1%, потери в окружающую среду через неплотности трубопроводов и оборудования -1%, паровые насосы питательной воды (работающие постоянно) – 1%, разогрев мазута в хранилищах – до 3%, распыливание мазута в форсунках – 2-3%, расход пара на деаэратор и подогрев добавочной воды – 5-10%.

Годовой график выработки теплоты представляет собой систему координат, на оси ординат которой откладываются тепловые нагрузки, а на оси абсцисс – их продолжительность стояния в году. Построение графика начинают для отопительной нагрузки, для этого влево проводится дополнительная ось абсцисс, на которой откладывают температуры наружного воздуха от $t_{\text{нв}}^{\text{p}}$ до $t_{\text{нв}}^*$ (рис.1). Из крайних точек, соответствующих $t_{\text{нв}}^{\text{p}}$ и до $t_{\text{нв}}^*$, восстанавливают перпендикуляры, на которых отмечают $Q_{\text{от max}}^{\text{от}}$ и $Q_{\text{от min}}^{\text{от}}$, затем эти точки соединяются прямой. Последняя представляет зависимость отопительной нагрузки от температуры наружного воздуха. Значение $t_{\text{нв}}^{\text{p}}$ принимается по данным /4/ для соответствующего места строительства котельной, там же находится продолжительность стояния в году интервалов температур наружного воздуха. Откладывая часы стояния интервалов температур на оси абсцисс справа от начала координат, восстанавливают из этих точек перпендикуляры до пересечения с горизонтальными прямыми, проведенными из точек а, в, с, d. Указанные

точки соответствуют отопительным нагрузкам при различных температурах наружного воздуха (линия 1).

Соединив точки пересечения, получим линии 2 расхода теплоты на отопительные нужды.

В правой части годового графика (рис.1) по оси ординат откладываются $Q_{гв}$, $Q_{сн}$ и проводятся прямые 3 и 4, параллельные оси абсцисс.

График производственной нагрузки строится по двум точкам $Q^{пр}_{max}$ и $Q^{пр}_{min}$.

Суммарный график выработки теплоты котельной $Q_{выр}$. (кривая б) строится путем сложения по осям ординат каждой нагрузки.

Продолжительность работы котельной в году определяется длительностью производственной нагрузки. Учитывая остановку оборудования предприятий и тепловых сетей на ремонт, продолжительность работы котельной составляет 8200-8400 часов в году.

Выбор числа устанавливаемых в котельной котлов, ввиду того, что тип котла задан в курсовом проекте, производится в соответствии с /4/. В котельных первой категории, от которых питаются потребители, не допускающие перерывов в теплоснабжении, при выходе из строя наибольшего по производительности котла, оставшиеся должны обеспечивать максимальный отпуск теплоты на технологические нужды, а на отопление и горячее водоснабжение в количестве, определяемом режимом наиболее холодного месяца. Поэтому в котельных I категории рекомендуется установка резервного котла. При выходе из строя котла в котельных II категории количество отпускаемой теплоты не нормируется.

Рекомендуется установка однотипных котлов, оптимальное число котлов равно трем. Необходимое число работающих котлов определяется из выражения:

$$n = Q_{maxвыр} / Q_{ка}, \text{ шт}, \quad (8)$$

где $Q_{ка} = D_{ка} (h_{п} - h_{пв}) \cdot 10^{-3}$ – единичная тепловая мощность котла, МВт; $D_{ка}$ – паропроизводительность котла, кг/с; $h_{п}$, $h_{пв}$ – энтальпия пара, генерируемого котлом и питательной воды, кДж/кг.

4. РАСЧЕТ И ВЫБОР ТЯГОДУТЬЕВОЙ УСТАНОВКИ И ДЫМОВОЙ ТРУБЫ.

Подачу воздуха в топку, перемещение продуктов горения по газоходам котла, удаление их атмосфере производят дутьевыми и тяговыми устройствами (вентиляторами и дымососами). Для их выбора необходимо произвести расчеты аэродинамических сопротивлений тракта и объемные расходы подаваемого воздуха и удаляемых дымовых газов.

4.1 Расчет воздушного тракта котельной, выбор вентилятора.

Расчет воздушного тракта выполняется для максимально-зимнего режима работы ТГУ. При этом необходимо принять следующие исходные данные:

расчетный расход топлива для котлов ДЕ-4 $V_p=0,08$ кг/с; для котлов ДЕ-6,5 $V_p=0,14$ – кг/с; для котлов ДЕ-10 $V_p=0,21$ кг/с. Теоретический объем воздуха составляет: при сжигании газа $V_0=10 \frac{м^3}{м^3}$, при сжигании мазута $V_0=10,5 \frac{м^3}{кг}$.

Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha''_T=1,15$, присосы $\Delta \alpha_T=0,15$. Температура холодного воздуха в соответствии с табл.1.

Объемный расход воздуха, на который рассчитывается вентилятор, определяется по выражению,

$$V_{p\beta} = \beta_1 V_p V_0 (\alpha_T - \Delta \alpha_T) \frac{t_{xв} + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (9)$$

Где β_1 - коэффициент запаса вентилятора по производительности, принимается равным 1,2 /5/.

Принимая скорости воздуха в воздухопроводах $W=6-10$ м/с /5/, рассчитываются их эквивалентные диаметры:

$$d_э = \sqrt{\frac{4V_э}{\pi W}}, \text{ м}. \quad (10)$$

Меньшие значения скоростей (6-7 м/с) рекомендуется принимать для всасывающих воздухопроводов, большие (8-10 м/с) – для нагнетательных.

Аэродинамические потери на трение воздуха в воздухопроводах:

$$\Delta P_{тр} = \frac{\lambda l_{вс}}{d_э^{5с}} \frac{W^2}{2} \rho_в + \frac{\lambda l_{н}}{d_э^H} \cdot \frac{W^2}{2} \rho_в, \text{ Па}, \quad (11)$$

Где λ - коэффициент сопротивления трению, принимается согласно (5) равным 0,02 $l_{вс}$, $l_{н}$ – длины всасывающего и нагнетательного воздухопроводов (принимаются по данным замеров с компоновочных чертежей ТГУ) $l_{вс}=10$ м, $l_{н}=1,5$ м $\int_в = \int_о \cdot 273 / (t_{xв} + 273)$ – плотность воздуха при $t_{xв}$, кг/м³; $\int_о$ – плотность воздуха при нормальных условиях, ($\int_о = 1,293$ кг/м³).

Потери давления на месте сопротивления вычисляются по формуле:

$$\Delta P_{\text{м}} = \left(\sum \xi_{вс} \cdot \rho + \sum \xi_{н} \cdot 2 \cdot \rho \right) \frac{W^2}{2}, \text{ Па}, \quad (12)$$

Где $\sum \xi_{вс}$, $\sum \xi_{н}$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на всасывающих и нагнетательном воздухопроводах, принимаются по данным /5/.

В расчетах можно принять $\sum \xi_{вс}=1,5$; $\sum \xi_{н}=1,1$

Перепад давлений в выходном и входном патрубках вентилятора рассчитывается по выражению,

$$\Delta P = \beta_2 (\Delta P_{тр} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{ту}}), \text{ Па}, \quad (13)$$

Где β_2 – коэффициент запаса вентилятора по давлению, принимается равным 1,2 /5/; $\Delta P_{\text{ту}}$ – сопротивление топливосжигающего устройства, Па.

Газомазутные горелки имеют сопротивление 1500-2000 Па.

Выбор топчного устройства и типа газомазутных горелок целесообразно произвести с учетом рекомендаций /1/.

Для выбора стандартного вентилятора полученный перепад давлений должен быть приведен к условиям, принятым в каталоге:

$$\Delta P = \Delta P_B \frac{273 + t_{xв}}{273 + t_{кат}}, \text{ Па}, \quad (14)$$

где $t_{кат}$ – температура воздуха, указанная в каталоге, С. $t_{кат} = 20^\circ\text{С}$.

По значениям V_B и ΔP с использованием характеристик тугодутьевых машин, приведенных в (5), находит тип дутьевого вентилятора. Согласно /4/ вентиляторы к котлу устанавливаются индивидуально.

Мощность двигателя для привода вентилятора определяется по выражению:

$$N_B = \beta_3 \frac{V_B \cdot \Delta P \cdot 10^{-3}}{\eta_B}, \text{ кВт}, \quad (15)$$

где β_3 – коэффициент запаса, равный 1,1 /5/; η_B – КПД вентилятора; равный 0,6-0,7.

Расчет газового тракта, выбор дымовой трубы и дымососа.

Перед расчетом газового тракта составляется его эскиз. Пример эскиза газового тракта для ТГУ показан на рис.2. На эскизе указываются длины газоходов и боровов, снятые с компоновочных чертежей. Расчет газового тракта начинается с проверки достаточности естественной тяги дымовой трубы для удаления продуктов сгорания по формуле:

$$\Delta P_{рс} \geq \beta_2 (\Delta P_{вт} + \Delta P_{ка} + \Delta P_{кор} + \Delta P_{вэ} + \Delta P_{гх} + \Delta P_{зю} + \Delta P_{б} + \Delta P_{тт} + \Delta P_{вых}), \text{ Па}, \quad (16)$$

где $\Delta P_{рс}$ – тяга, создаваемая дымовой трубой, Па; $\Delta P_{вт}$ – разряжение верха топки, Па (принимается 20-30 Па /6/; $\Delta P_{ка}$, $\Delta P_{кор}$, $\Delta P_{вэ}$, $\Delta P_{гх}$, $\Delta P_{б}$, $\Delta P_{тт}$, $\Delta P_{вых}$ – сопротивления котла, короба, водяного экономайзера. Газоходов борова. Трения и выхода дымовой трубы, Па.

При выполнении условия (16) тяга обеспечивается дымовой трубой и установка дымососа не требуется. Проверка рассеяния вредных веществ в атмосфере по условиям соблюдения предельно допустимых концентраций окислов серы и азота производится по методике /1,7/, изложенной ниже.

Тяга (разряжение), создаваемая дымовой трубой, определяется по формуле:

$$\Delta P_c = H_{дт} \left(\rho_v \frac{273}{273 + t} - \rho \right) \cdot 9,81 \quad (17)$$

где $H_{дт}$ – высота дымовой трубы, предварительно принимается по данным табл.4, м; $\rho^0_{г}$ – плотность дымовых газов при нормальных условиях, кг/м^3

(рекомендуется принимать $\rho^0_{г} = 1,34 \text{ кг/м}^3$); t_v , $\bar{V}_{дт}$ – средние температуры воздуха летнего периода и дымовых газов в дымовой трубе, С.

Температура воздуха самого жаркого месяца в летний период принимается по климатическим данным городов России /3/. Значение $\bar{V}_{дт}$ – принимается как среднее арифметическое между температурами газов на входе и выходе из дымовой трубы. Следует принять 150°С .

Таблица 4.

Высота дымовой трубы в зависимости от суммарного расхода топлива котельной /8/

Расход топлива, кг/с	До 0,28	От 0,28 до 1,4	От 1,4 до 2,8 и более
Высота трубы, м	20	30	45

При присосе воздуха между хвостовой поверхностью нагрева и дымовой трубой $\Delta\alpha \geq 0,1$ температуру газов на входе в дымовую трубу определяют из уравнения:

$$V'_{дт} = \frac{V_{ух} \alpha_{ух} + t_{хв} \Delta\alpha}{\alpha_{ух} + \Delta\alpha}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (18)$$

Где $V_{хв}$, $t_{хв}$ – температуры уходящих газов на выюде из хвостовой поверхности нагрева и холодного воздуха, $^\circ\text{C}$; $\alpha_{ух}$ – коэффициент избытка воздуха на выходе из хвостовой поверхности нагрева.

Если величина $\Delta\alpha < 0,1$, то температуру газов на входе в дымовую трубу принимают равной $V_{ух}$.

Температуру газов на выходе из дымовой трубы рассчитывают по выражению:

$$V''_{дт} = V'_{дт} - \Delta V N_{дт} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (19)$$

Где $\Delta V = 0,21 / \sqrt{D_\Sigma}$ – падение температуры газов на 1 погонный метр трубы (для кирпичных труб) и $\Delta V = 0,42 \sqrt{D_\Sigma}$ – (для стальных нефутированных труб), $^\circ\text{C}/\text{м}$; D_Σ – суммарная. Максимальная паропроизводительность котлов, присоединенных к дымовой трубе, кг/с.

Согласно рекомендаций /8/ при искусственной тяге можно принимать $V''_{дт} = V'_{дт}$.

Сопротивление теплогенератора (котла) рекомендуется определять по выражению /8/:

$$\Delta\rho_{ка} = A \left| \frac{\alpha''_{к} 3600}{D_{ка} \kappa} \right|^2 - B, \text{ Па}, \quad (20)$$

Где A и B – коэффициенты, для вертикально-водотрубных котлов, равные $A=0,04$, $B=20$; $\alpha''_{к}$ – коэффициент избытка воздуха на выходе из котла $\alpha''_{к} = 1,4$. $F_{ка}$ суммарная поверхность нагрева котла (принимается по техническим характеристикам теплогенератора), м^2 . Для ДЕ-4 35 м^2 ; ДЕ-6,5 60 м^2 ; ДЕ-10 80 м^2 .

Сопротивление перепускного короба рассчитывается по формуле:

$$\Delta P = \sum \xi_{к} \frac{W_{г.к}^{-2}}{2} \cdot \rho_{г.к}, \text{ Па}, \quad (21)$$

где $\Sigma \xi_k$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений при изменении сечения короба и повороте потока на 90° , определяется по /5/; $\bar{W}_{г.к}$ – средняя скорость газов в коробе, м/с; $\rho_{г.к} = \rho_{г.273} \cdot 273 / (273 + V_{г.к})$ – плотность газа в коробе при температуре $V_{г.к}$, кг/м³ $V_{г.к} = 300^\circ\text{C}$.

Сопротивление хвостовой поверхности нагрева, в качестве которой рассматриваются водяные экономайзеры системы ВТМ, определяют по уравнению /6/:

$$\Delta P_{\text{вэ}} = 0,5 \cdot n_2 \cdot \frac{\bar{W}_{\text{э.вэ}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{э.вэ}}, \text{ Па}, \quad (22)$$

Где n_2 – число труб по ходу газов. Принять $n_2 = 12$; $\bar{W}_{\text{э.вэ}}$ – средняя скорость газов в водяном экономайзере, м/с; $\rho_{\text{г.вэ}}$ – плотность газов при средней температуре в экономайзере, кг/м³ $V_{\text{г.вэ}} = 200^\circ\text{C}$.

Потери давления в газоходах и борове могут быть определены по выражению:

$$\Delta P_{\text{гх}} = \left(\frac{\lambda l_{\text{гх}}}{d_{\text{э,гх}}} + \Sigma \xi_{\text{гх}} \right) \cdot \frac{\bar{W}_{\text{гх}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{гх}}, \text{ Па}, \quad (23)$$

Обозначения в (23) идентичны формулам (11), (12), (21). Коэффициент трения λ для стальных нефутерованных газоходов принимаются равным 0,02. Для стальных футерованных, бетонных газоходов при $d_{\text{э}} > 0,9\text{М} - 0,03$, при $d_{\text{э}} < 0,9\text{М} - 0,04$ /6/. Принять $\Sigma \xi_{\text{гх}} = 2$.

Скорости газов в газоходах, боровых рекомендуется принимать в пределах 10-12 м/с.

Эквивалентный диаметр газохода определяется по (10), при этом объемный расход газов рассчитывается по уравнению:

$$V_{\text{гх}} = \beta_1 V_p V_{\text{г}} (v_{\text{ух}} + 273) / 273, \text{ м}^3/\text{с} \quad (24)$$

Где $V_{\text{г}}$ – объем дымовых газов на выходе из экономайзера (принимается по результатам теплового расчета котла), м³/кг, м³/м³. $V_{\text{г}} = 15 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$.

Для расчета потерь давления на трение оценивают на выходе и основания дымовой трубы, принимая скорости при естественной тяге – $W_{\text{вых}} = 6-8$ м/с, при искусственной тяге – $W_{\text{вых}} = 8-15$ м/с, по уравнениям:

$$d_{\text{вых}} = \sqrt{4V_{\text{вых}} / (\pi W_{\text{вых}})}, \text{ м}, \quad (25)$$

$$d_{\text{осн}} = d_{\text{вых}} + 0,02 \text{ Н}_{\text{дт}}, \text{ м}, \quad (26)$$

$$V_{\text{вых}} = \beta_1 n V_{\text{г}} V_p (273 + v_{\text{дт}}) / 273, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (27)$$

Где $V_{\text{вых}}$ – объемный расход газов на выходе из дымовой трубы, м³/с; $v_{\text{дт}}$ – средняя температура газов в трубе, С, n – число котлов в котельной.

Средний расчетный диаметр конической трубы:

$$v_{\text{ср}} = \frac{2d_{\text{вых}}d_{\text{осн}}}{d_{\text{вых}} + d_{\text{осн}}}, \text{ м} \quad (28)$$

В случае применения цилиндрических труб $d_{\text{вых}} = d_{\text{осн}} = d_{\text{осн}}$
Средняя скорость продуктов сгорания в конических трубах составит:

$$\bar{W}_{\text{dm}} = 4 V_{\text{вых}} / (\pi d_{\text{ch}}^2), \text{ м/с} \quad (29)$$

Сопротивление трения дымовой трубы:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{дт}} H_{\text{дт}} \bar{W}_{\text{dm}}^2}{d_{\text{ср}} \rho_{\text{г}}} \text{ , Па}, \quad (30)$$

Где $\lambda_{\text{дт}}$ – коэффициент трения трубы, принимается по рекомендациям /6/ аналогично газодамам; $\rho_{\text{г}}$ – средняя плотность газов в трубе при средней температуре, кг/м^3 .

Потери давления при выходе потока газов из устья трубы:

$$\Delta P_{\text{вых}} = \xi_{\text{вых}} \frac{\rho_{\text{вых}} \bar{W}_{\text{вых}}^2}{2} \text{ , Па}. \quad (31)$$

где $\xi_{\text{вых}}$ – коэффициент местного сопротивления, принимается равным 1,1; $\rho_{\text{вых}}$ – плотность газов при температуре на выходе из трубы, кг/м^3 .

При выполнении неравенства (16) принимается решение о применении естественной тяги в котельной, в противном случае – необходима установка дымососов к котлам.

Принятую согласно табл.4 высоту дымовой трубы необходимо проверить на рассеяние вредных компонентов (окислов серы и азота) /19/.

Количество окислов серы в дымовых газах:

$$M_{\text{SO}_2} = 10 n B_p S^p (1 - \eta_{\text{SO}_2}) \mu_{\text{SO}_2} / \mu_{\text{S}} \text{ , г/с}, \quad (32)$$

где S^p – сернистость топлива на рабочую массу, %; μ_{SO_2} , μ_{S} – молекулярные веса SO_2 и S ; η_{SO_2} – коэффициент, принимаемый при работе на мазуте- 0,02.

Количество окислов азота в дымовых газах:

$$M_{\text{NO}_2} = g_{\text{NO}_2} V_{\text{вых}} \text{ , г/с}, \quad (33)$$

где g_{NO_2} – концентрация окислов азота в дымовых газах, г/м^3 .

Величина g_{NO_2} рассчитывается по /9/:

$$g_{\text{NO}_2} = 0,17 D_{\text{эк}}^{0,8} q_v^{0,5} \alpha_{\text{T}}^3 \text{ , г/м}^3, \quad (34)$$

где $D_{\text{эк}}$ – эквивалентный диаметр топки, м; q_v – тепловое напряжение топочного объема, МВт/м^3 ; α_{T} – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки котла.

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_{\text{H}}^p}{V_{\text{т}}} \text{ ,} \quad (35)$$

где $V_{\text{т}}$ – объем топочной камеры котла, м.

Котлы типа ДЕ имеют следующие геометрические размеры, приведенные в табл.5.

Таблица 5.
Основные геометрические размеры котлов типа ДЕ

Основные размеры	Тип котла		
	ДЕ-4	ДЕ- 6,5	ДЕ-10
Длина топки, в, м	1,97	2,72	4,17
Ширина топки $\rho_{\text{м}}$	1,8	1,8	1,8
Объем топки, $V_{\text{т}}, \text{м}^3$	8,55	11,8	18,3

Эквивалентный диаметр топки котла определяется следующим образом:

$$D_{\text{э}} = \sqrt{\frac{a \times b}{\pi}}, \quad \text{м}, \quad (36)$$

где a – ширина топки, м;

b – длина топки, м.

Минимальная высота дымовой трубы рассчитывается по условиям рассеивания совместно SO_2 и NO_2 по выражению:

$$H_{\text{дт}} = A_{\text{т}} \cdot F \cdot m_{\text{т}} \cdot 1/V_{\text{вых}} \cdot \Delta T (M_{\text{SO}_2}/\text{ПДК}_{\text{SO}_2} + M_{\text{NO}_2}/\text{ПДК}_{\text{NO}_2}), \quad \text{м} \quad (37)$$

Где $A_{\text{т}}$ – коэффициент, зависящий от стратификации атмосферы;

F – коэффициент, учитывающий характер выбрасываемых загрязнений;

ΔT – разность температур дымовых газов на выходе из трубы и окружающего воздуха, °C; $m_{\text{т}}$ – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газов из трубы; ПДК_{SO_2} , ПДК_{NO_2} – предельно допустимые концентрации окислов серы и окислов азота в атмосфере, мг/м³.

Коэффициент $A_{\text{т}}$ принимается равным: для Кавказа, Сибири, Дальнего Востока – 200, для севера и северо-запада европейской части России, Урала, Среднего Поволжья – 160, для центральной части европейской территории России – 120.

Коэффициент F принимается при расчете рассеивания SO_2 и NO_2 равным единице.

Коэффициент m оценивается по формуле:

$$m = (0,67 + 0,1 \sqrt{f} + 0,34 \sqrt[3]{f})^{-1}, \quad (38)$$

$$f = 10^3 W_{\text{вых}}^2 \cdot d_{\text{вых}} / (P_{\text{дт}}^2 \cdot \Delta T), \quad (39)$$

$$\Delta T = \theta_{\text{дт}} - t_{\text{в}} \quad (40)$$

Значение коэффициента $n_{\text{т}}$ зависит от параметра $V_{\text{м}}$:

$$V_{\text{м}} + 0,65 \frac{V_{\text{вых}} \cdot \Delta T}{H_{\text{дт}}} \quad (41)$$

при $V_{\text{м}} < 0,3$, $n_{\text{т}} = 3$;

при $0,3 \leq V_{\text{м}} \leq 2$ $n_{\text{т}} = 3 - (V_{\text{м}} - 0,3)(4,36 - V_{\text{м}})$;

при $V_{\text{м}} > 2$ $n_{\text{т}} = 1$

Предельно допустимые концентрации принимаются как максимальные; для сернистого ангидрида – 0,5 кг/м³, окислов азота – 0,085 мг/м³/18/.

После оценки $H_{\text{дт}}^{\text{min}}$ по (37) за определяющую высоту принимается наибольшее значение, которое сравнивается с предварительно оцененными по табл.4. Если $H_{\text{дт}}^{\text{min}} > H_{\text{дт}}$, то необходимо принять стандартный типоразмер трубы, больший $H_{\text{дт}}^{\text{min}}$ (рис.3,4). При $H_{\text{дт}}^{\text{min}} < H_{\text{дт}}$; следует принять к установке стандартный типоразмер, больший $H_{\text{дт}}$. В обоих случаях требуется перерасчет и уточнение всех аэродинамических характеристик газового тракта. При $H_{\text{дт}}^{\text{min}} = H_{\text{дт}}$ расчет газового тракта заканчивается.

Кроме стандартной высоты по рис.3,4 выбирается ближайший диаметр выходного отверстия трубы. Трубы высотой до 70 м выпускаются цилиндрическими и коническими, а свыше 70 м – только конические.

Для выбора дымососа рассчитывается полный перепад давлений по тракту:
$$\Delta P_{\text{пол}} = \beta_2(\Sigma \Delta p - \Delta p_c), \text{ Па.} \quad (42)$$

Полученное значение $\Delta P_{\text{пол}}$ должно быть приведено к условиям, которые даны в каталоге:

$$\Delta P_d = \Delta P_{\text{пол}} \frac{273 + \vartheta}{273 + \vartheta_{\text{кат}}}, \text{ Па,} \quad (43)$$

где $\vartheta_{\text{кат}}$ - температура газов, принятая в каталоге, °С. $\vartheta_{\text{кат}} = 200^\circ\text{С}$.

По значениям ΔP_d , $V_{\text{ГХ}}$ с использованием характеристик тягодутьевых машин по /5/ находят тип дымососа. Как и вентиляторы, дымососы устанавливаются индивидуально к котлам.

Потребная мощность дымососа оценивается по формуле:

$$N = \beta_3 \cdot V_{\text{ГХ}} \cdot \Delta P_d \cdot 10^{-3} / \eta_d \quad \text{кВт,} \quad (44)$$

где η_d - КПД дымососа (принимается равным 0,6-0,7).

5. РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ

В задачу расчета тепловой схемы входит определение параметров и расходов пара, воды в характерных точках, уточнение расходов теплоты на собственные нужды.

Для котлов паропроизводительностью 0,69-2,78 кг/с принципиальная тепловая схема приведена на рис.5.

Схема работает следующим образом: из деаэрата питательной воды Д вода питательным насосом ПН подается в котел. Продувочная вода из барабана котла направляется в сепаратор С, а пар отводится через редуцирующую установку на коллектор собственных нужд СН и на производство. Для восполнения потерь пара на утечки в котельной. Обдувку поверхностей нагрева $D_{\text{уг}}$, потерь шламовой воды $D_{\text{ш}}$, потерь конденсата на производстве, сетевой воды в тепловых сетях, химоочищенной воды в водоподготовительной установке, расходуемой для отмывки фильтров, насосом сырой воды НСВ подают воду через охладитель шламовой воды ОХ I и подогреватель П I на водоподготовительную установку ВПУ. В ВПУ вода очищается от механических примесей и умягчается, затем после подогрева в П2 подается на деаэрацию в деаэратор Д. В деаэратор сливаются потоки конденсата с производства и от подогревателей, а также подается пар из сепаратора и из коллектора СН.

Нагрев сетевой воды для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения осуществляется в охладителе конденсата ОХЗ и сетевом подогревателе СП. Сетевой подогреватель питается паром из коллектора СН, а конденсат поступает на ОХЗ, где охлаждается с передачей теплоты сетевой воде. Подготовка подпиточной воды тепловой сети производится в деаэраторе ДП, куда поступает через охладитель ОХ2 поток химоочищенной воды. На питание деаэратора ДП подается пар из коллектора СН. Из

деаэрата ДП после охлаждения до 70⁰С в ОХВ2 вода насосом НПВ направляется на всас сетевого насоса.

Расчет тепловой схемы котельной начинается с определения потоков пара на производство и сетевой подогреватель:

$$D_{п} = Q^{пр}_{max} / (h_{п} - D_{вк} \cdot h_{вк} / 100) , \text{ кг/с}, \quad (45)$$

$$D_{г} = Q^{кб}_{max} / [h_{п} - (t_{ос} + \delta t) c] \eta_{п} , \text{ кг/с} , \quad (46)$$

где $h_{п}$ – энтальпия пара, принимаемая по /11/, при давлении и температуре на выходе из котла, кДж/кг; $h_{вк}$ - энтальпия возвратного конденсата при температуре 80-90⁰С и давлении 0,15 МПа, принимается по /10/, кДж/кг; $t_{ос}$ – температура обратной сетевой воды, равной в максимально-зимнем режиме 60-70⁰С; δt – меньший температурный напор в охладителе ОХЗ, рекомендуется принимать 10-12⁰С; $\eta_{п}$ - КПД подогревателя ($\eta_{п} = 0,98$); $D_{вк}$ – доля возврата конденсата, см.табл.1.