

**ПРИДНЕСТРОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Т.Г. ШЕВЧЕНКО
БЕНДЕРСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ФИЛИАЛ**

Кафедра инженерно-экологических систем



РАСЧЕТ АВТОНОМНОЙ ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ
Методические указания



Бендеры, 2024

ББК 31.361
УДК 621.182
Р 24

Составители:

Н.А. Поперешнюк, старший преподаватель

Е.В. Джевецкая, старший преподаватель

Рецензенты:

С.С. Иванова, старший преподаватель кафедры «Инженерно-экологические системы» БПФ ГОУ «ПГУ им. Т.Г. Шевченко»

О.М. Ищенко, генеральный директор МГУП «Тирастеплоэнерго»

Р 24 – Расчет автономной отопительной котельной: Методические указания / сост. Н.А. Поперешнюк, Е.В. Джевецкая / – Бендеры, 2024. – 38 с.

Методические указания предназначены для выполнения курсового проекта «Расчет автономной отопительной котельной» по дисциплине «Теплогенерирующие установки» студентами очной и очно-заочной форм обучения направления «Строительство» профиля «Теплогазоснабжение и вентиляция».

Методические указания включают методики следующих расчетов:

- определения расчетных значений тепловых потоков;
- определения основных параметров работы котельной;
- подбора основного и вспомогательного оборудования котельной;
- расчета системы удаления дымовых газов.

Основной задачей методических указаний является освоение теории расчета и получение практических навыков проектирования автономных отопительных котельных для зданий различного назначения.

Данные методические указания также могут быть использованы при выполнении выпускной квалификационной работы по соответствующей тематике.

ББК 31.361
УДК 621.182
Р 24

Рекомендовано
НМС ПГУ им. Т.Г. Шевченко

© Поперешнюк Н.А., Джевецкая Е.В.,
составление, 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. СОСТАВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	5
2. ОПИСАНИЕ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОТЫ.....	5
3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА.....	7
4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ..	8
5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ КОТЕЛЬНОЙ	10
5.1 Определение расчетной тепловой мощности котельной.....	10
5.2 Определение расходов сетевой воды котельной.....	11
5.3 Расчет и построение графика загрузки и переключения котлов.....	11
6. ПОДБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ.....	13
6.1 Подбор котлов.....	13
6.2 Подбор горелочных устройств.....	14
6.3 Подбор теплообменных аппаратов.....	14
7. ПОДБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ...	16
7.1 Расчет и подбор насосного оборудования.....	16
7.2 Расчет и подбор расширительных баков.....	20
8. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ УДАЛЕНИЯ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ.....	22
8.1 Исходные данные.....	22
8.2 Определение диаметра дымовой трубы.....	22
8.3 Определение высоты дымовой трубы по ПДК.....	25
8.4 Определение высоты дымовой трубы по величине семотяге.....	27
ПРИЛОЖЕНИЕ 1 Оптимальные и допустимые нормы температуры в обслуживаемой зоне помещений жилых и общественных зданий.....	30
ПРИЛОЖЕНИЕ 2 Удельные тепловые характеристики для отопления и вентиляции жилых и общественных зданий.....	31
ПРИЛОЖЕНИЕ 3 Пример расчета и построения графика загрузки и переключения котлов.....	32
ПРИЛОЖЕНИЕ 4 Характеристика мембранных расширительных баков марки FLEXCON.....	33
ПРИЛОЖЕНИЕ 5 Технические характеристики дымовой трубы настенного крепления.....	34
ПРИЛОЖЕНИЕ 6 Описания источника теплоты (пример).....	36
ПРИЛОЖЕНИЕ 7 Пример выполнения графической части курсового проекта.....	37
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	38

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Теплогенерирующие установки» относится к вариативной части учебного плана по направлению 08.03.01 СТРОИТЕЛЬСТВО, профилю «Теплогазоснабжение и вентиляция» и является одной из основных профилирующих дисциплин.

Целью изучения дисциплины является приобретение знаний об основных принципах устройства, расчета и проектирования, а также эксплуатации теплогенерирующих установок в централизованных и автономных системах теплоснабжения.

Одним из этапов изучения дисциплины является выполнение курсового проекта «Расчет автономной отопительной котельной», целью которого является приобретение практических навыков расчета и подбора основного и вспомогательного котельного оборудования, более глубокое усвоение теоретических положений по проектированию котельных, а также ознакомление с действующими нормативными документами.

В методических указаниях представлены методики следующих расчетов, необходимых при проектировании котельных: определения расчетных значений тепловых потоков; определения основных параметров работы котельной; подбора основного и вспомогательного оборудования котельной; расчета системы удаления дымовых газов. Принятые проектные решения должны обеспечивать бесперебойную подачу горячей воды на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей.

Данные методические указания также могут быть использованы при выполнении выпускной квалификационной работы по соответствующей тематике.

1. СОСТАВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части, которые оформляются в соответствии с требованиями [1] и действующих норм по оформлению технической документации.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на стандартных листах формата А4 с полями: слева – не менее 20 мм, справа, сверху и снизу – не менее 10 мм; объем расчетно-пояснительной записки – 25-30 страниц. Изложение текста должно быть сжатым, ясным, литературно и технически грамотным. Приводимые выводы и предложения обоснованы, сопровождающиеся ссылками на нормативные источники и специальную техническую литературу.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

Задание на курсовое проектирование

Содержание

Введение

1. Описание источника теплоты (см. пример в ПРИЛОЖЕНИИ 6)

2. Расчетный раздел

2.1 Определение расчетных параметров воздуха

2.2 Определение расчетных значений тепловых потоков

2.3 Определение основных параметров работы котельной

2.4 Подбор основного оборудования котельной

2.5 Подбор вспомогательного оборудования котельной

2.6 Расчет системы удаления дымовых газов

3. Техника безопасности при эксплуатации котельной

Список используемой литературы

Графическая часть курсового проекта выполняется в объеме 1 листа формата А1 карандашом или с использованием компьютерных технологий и должна содержать план котельной с расстановкой основного и вспомогательного теплотехнического оборудования, тепловую схему котельной и экспликацию к ней, детализировку. Основные чертежи выполняются в масштабе М1:100, М1:50. Пример графической части представлен в ПРИЛОЖЕНИИ 7.

2. ОПИСАНИЕ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОТЫ

Согласно [6], котельные классифицируются по следующим признакам:

По целевому назначению в системах теплоснабжения:

- центральные - в системах централизованного теплоснабжения;

- децентрализованные (автономные) - в системах децентрализованного (автономного) теплоснабжения.

По назначению:

- отопительные - для обеспечения тепловой энергией систем отопления, вентиляции, кондиционирования и горячего водоснабжения;

- отопительно-производственные - для обеспечения тепловой энергией систем отопления, вентиляции, кондиционирования, горячего водоснабжения, технологического теплоснабжения промышленных объектов;

- производственные - для обеспечения тепловой энергией систем технологического теплоснабжения промышленных объектов.

В зависимости от размещения:

- отдельно стоящие;
- пристроенные к зданиям другого назначения;
- встроенные в здания другого назначения;
- крышные.

Потребители теплоты по надежности теплоснабжения делятся на три категории.

Первая категория - потребители, не допускающие перерывов в подаче расчетного количества теплоты и снижения температуры воздуха в помещении ниже предусмотренных действующими нормативными документами (больницы, родильные дома, детские дошкольные учреждения с круглосуточным пребыванием детей, картинные галереи, химические и специальные производства, шахты и т.п.).

Вторая категория - потребители, допускающие снижение температуры в отапливаемых помещениях на период ликвидации аварии, но не более чем на 54 ч, при этом:

- в жилых и общественных зданиях - до 12°C;
- в промышленных зданиях - до 8°C.

Третья категория - все остальные потребители.

При этом, по надежности отпуска тепловой энергии потребителям, выделяют котельные:

- первой категории – котельные, являющиеся единственным источником тепловой энергии системы теплоснабжения, обеспечивающей потребителей первой категории, не имеющей резервных источников тепловой энергии;

- второй категории - все остальные котельные.

По виду вырабатываемого теплоносителя существуют котельные:

- водогрейные;
- паровые.

По виду используемого топлива котельные бывают:

- газовые;
- твердотопливные;
- жидкотопливные;
- комбинированные.

Не допускается проектирование встроенных котельных в жилые многоквартирные здания. Для жилых зданий допускается устройство пристроенных и крышных котельных с максимальной тепловой мощностью 3,0 МВт.

Для общественных, административных и бытовых зданий допускается проектирование встроенных, пристроенных и крышных котельных. Общая тепловая мощность автономных котельных, при этом, не должна превышать:

- 3,0 МВт для крышных и встроенных котельных с котлами на жидком и газообразном топливе;

- 1,5 МВт для встроенных котельных с котлами на твердом топливе;

- общая тепловая мощность пристроенных котельных не ограничивается.

Не допускается проектирование крышных, встроенных и пристроенных котельных к зданиям детских дошкольных и школьных учреждений, к лечебным корпусам больниц и поликлиник с круглосуточным пребыванием больных, к спальным корпусам санаториев и учреждений отдыха.

Расчетная тепловая мощность котельной определяется суммой максимальных часовых нагрузок тепловой энергии на отопление, вентиляцию и кондиционирование, средних часовых нагрузок тепловой энергии на горячее водоснабжение и нагрузок тепловой энергии на технологические нужды. При определении расчетной тепловой мощности котельной следует учитывать также нагрузки тепловой энергии на собственные нужды котельной, потери в котельной и в тепловых сетях системы теплоснабжения.

Тепловые нагрузки для расчета и выбора оборудования котельной следует определять для обеспечения устойчивой работы при трех режимах:

- максимального – при температуре наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку;
- среднего - при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодный месяц;
- летнего (минимального) – при минимальной нагрузке горячего водоснабжения.

Число котлов, устанавливаемых в котельных, и их производительность, следует определять по расчетной максимальной и минимальной мощности на основании технико-экономических расчетов. При этом следует предусматривать установку не менее двух котлов. Установка одного котла допускается в производственных котельных второй категории. Также допускается установка дополнительного котла, обеспечивающего нагрузку горячего водоснабжения в летнем режиме.

Изменение загрузки котлов для отдельных режимов не должно выходить за пределы номинальной менее чем на 30%.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА

В соответствии с заданием на проектирование, по [5], необходимо определить следующие климатические характеристики района строительства:

- расчетную температуру наружного воздуха для проектирования отопления, $t_{н.о.}^p$, °С, которая принимается равной температуре воздуха наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92;
- среднюю температуру наружного воздуха за отопительный период, $t_{н.ср.}$, °С;
- продолжительность отопительного периода, n_o , сут;
- среднюю максимальную температуру наружного воздуха наиболее жаркого месяца года, $t_{н.л.}$, °С.

Средняя расчетная температура внутреннего воздуха отапливаемых зданий, $t_{вн.}^p$, °С, принимается согласно [3] по ПРИЛОЖЕНИЮ 1.

На основании принятых расчетных параметров воздуха необходимо заполнить таблицу 1.

Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха

Таблица 1

Наименование города	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, $t_{н.о.}^p$, °С	Средняя температура наружного воздуха за отопительный период, $t_{н.ср.}$, °С	Продолжительность отопительного периода, n_o , сут.	Средняя максимальная температура наружного воздуха наиболее жаркого месяца года, $t_{н.л.}$, °С	Средняя расчетная температура внутреннего воздуха отапливаемого здания, $t_{вн.}^p$, °С
1	2	4	5	6	7

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ

Максимальный тепловой поток на отопление жилых и общественных зданий, $Q_{оmax}$, кВт, определяется по формуле:

$$Q_{оmax} = q_o \alpha V_n (t_{вн}^p - t_{н.о.}^p) \cdot 10^3 \quad (1)$$

где q_o – удельная тепловая характеристика для отопления здания, Вт/(м³·°С), принимается по ПРИЛОЖЕНИЮ 2;

α – поправочный коэффициент, учитывающий климатические условия района строительства, определяется исходя из следующих условий:

$t_{н.о.}^p$	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-55
α	2,05	1,67	1,45	1,29	1,17	1,08	1,00	0,95	0,90	0,85	0,82	0,80

Примечание: промежуточные значения коэффициентов определяются линейным интерполированием.

V_n – строительный объем здания по наружному обмеру, м³;

$t_{вн}^p$ – то же, что в п. 3;

$t_{н.о.}^p$ – то же, что в п. 3.

Максимальный тепловой поток на вентиляцию общественных зданий, Q_{vmax} , кВт, определяется по формуле:

$$Q_{vmax} = q_v V_n (t_{вн}^p - t_{н.о.}^p) \cdot 10^3 \quad (2)$$

где q_v – удельная тепловая характеристика для вентиляции здания, Вт/(м³·°С), принимается по ПРИЛОЖЕНИЮ 2.

Средний тепловой поток на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий, Q_{hm} , кВт, определяется по формуле:

$$Q_{hm}=q_{hm} V_n \cdot 10^3 \quad (3)$$

где q_{hm} - обобщенный удельный тепловой поток горячего водоснабжения, Вт/м³, в оценочных расчетах может приниматься равным для: административных, учебных зданий и магазинов – 4; жилых домов квартирного типа – 6; зданий предприятий общественного питания – 10.

Максимальный тепловой поток на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий, Q_{hmax} , кВт, определяется по формуле:

$$Q_{hmax}=2,4Q_{hm} \quad (4)$$

Средний тепловой поток на отопление, $Q_{от}$, кВт, определяется по формуле:

$$Q_{от} = Q_{оmax} \left(\frac{t_{вн}^p - t_{н.ср.}}{t_{вн}^p - t_{н.о.}^p} \right) \quad (5)$$

где $t_{н.ср.}$ - то же, что в п. 3.

Средний тепловой поток на вентиляцию, Q_v , кВт, определяется по формуле:

$$Q_v = Q_{vmax} \left(\frac{t_{вн}^p - t_{н.ср.}}{t_{вн}^p - t_{н.о.}^p} \right) \quad (6)$$

Средний тепловой поток на горячее водоснабжение в летний период для жилых зданий, $Q_{hm}^л$, кВт, определяется по формуле:

$$Q_{hm}^л = Q_{hm} \left(\frac{55 - t_x^л}{55 - t_x^p} \right) \quad (7)$$

где t_x^p – расчетная температура холодной (водопроводной) воды, °С, принимается равной 5°С;

$t_x^л$ – температура холодной (водопроводной) воды в летний период, °С, принимается равной 15°С.

Далее определяем годовые расходы теплоты, кВт, по следующим формулам:

- на отопление жилых и общественных зданий:

$$Q_{oy}=24Q_{от}n_o \quad (8)$$

- на вентиляцию общественных зданий:

$$Q_{vy}=zQ_vn_o \quad (9)$$

- на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий:

$$Q_{hy}=24Q_{hm}n_o+24Q_{hm}^p(n_{hy}-n_o) \quad (10)$$

где n_o – продолжительность отопительного периода, сут;

n_{hy} – расчетное число суток в году работы системы горячего водоснабжения, при отсутствии других данных следует принимать равным 350 сут;

z – усредненное, за отопительный период, число часов работы системы вентиляции общественных зданий в течение суток, при отсутствии других данных принимается равным 16 ч.

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ КОТЕЛЬНОЙ

Расчет ведется для трех режимов: максимального, среднего и летнего.

5.1 Определение расчетной тепловой мощности котельной

Определяем расчетную тепловую мощность котельной, Q^p_k , кВт, как сумму расчетных тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение проектируемого здания для максимального режима с учетом тепловой нагрузки на собственные нужды котельной, транспортных потерь теплоты в котельной и в тепловых сетях системы теплоснабжения по формуле:

$$Q^p_k = Q^p_{OB} + Q^p_{ГВС} \quad (11)$$

Расчетная тепловая нагрузка на отопление и вентиляцию, Q^p_{OB} , кВт, определяется следующим образом:

$$Q^p_{OB} = Q_{пер} + Q_{соб} + Q_{пот} \quad (12)$$

где $Q_{пер}$ – планируемая нагрузка с учетом перспективы, кВт, на перспективу принимается 20% от исходных данных:

$$Q_{пер} = Q_{сумм} + Q_{сумм} * 20\% \quad (13)$$

где $Q_{сумм}$ – суммарное значение максимальных тепловых потоков на отопление и вентиляцию, кВт, определяемых по формулам (1) и (2);

$Q_{соб}$ – тепловая нагрузка на собственные нужды котельной, кВт, принимается равной 5-10% от $Q_{пер}$;

$Q_{пот}$ – транспортные потери теплоты, кВт, принимаются равными 7% от $Q_{пер}$ при наличии тепловых сетей, 0% - при отсутствии тепловых сетей.

Расчетная тепловая нагрузка на горячее водоснабжение для максимального режима, $Q^p_{ГВС}$, кВт, определяется следующим образом:

$$Q^p_{ГВС} = Q_{пер} + Q_{соб} + Q_{пот} \quad (14)$$

где $Q_{пер}$ – нагрузка на горячее водоснабжение, с учетом перспективы, кВт, на перспективу принимается 20% от исходных данных:

$$Q_{\text{пер}} = Q_{\text{hmax}} + Q_{\text{hmax}} \cdot 20\% \quad (15)$$

$Q_{\text{соб}}$ – тепловая нагрузка на собственные нужды котельной, кВт принимается равной 2-5% от $Q_{\text{пер}}$;

$Q_{\text{пот}}$ – транспортные потери теплоты, кВт, принимаются равными 5% от $Q_{\text{пер}}$ при наличие тепловых сетей, 0% - при отсутствии тепловых сетей.

Расчетные тепловые нагрузки котельной для среднего и летнего режимов определяются по аналогичной методике. При этом, в формулах (11)-(15), используются величины тепловых потоков на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение соответствующие среднему и летнему режимам.

5.2 Определение расхода сетевой воды котельной

Расчетный расход сетевой воды котельной для максимального режима, $G_{\text{к}}^{\text{р}}$, т/ч ($\text{м}^3/\text{ч}$), определяется по формуле:

$$G_{\text{к}}^{\text{р}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{к}}^{\text{р}}}{c(t_1 - t_2)} \quad (16)$$

где c – удельная теплоемкость воды, принимается равной 4,187 кДж/кг·°С;

t_1 и t_2 – температуры горячей воды на выходе из котла и обратной воды на входе в котел соответственно, °С, принимаются по заданию.

Данная формула также рассчитывается для среднего режима при соответствующем значении $Q_{\text{к}}^{\text{р}}$.

Расчетный расход сетевой воды на нужды горячего водоснабжения для летнего режима, $G_{\text{ГВС}}^{\text{л}}$, т/ч ($\text{м}^3/\text{ч}$), определяется по формуле:

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{л}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{ГВС}}^{\text{л}}}{c(55 - t_{\text{х}}^{\text{л}})} \quad (17)$$

5.3 Расчет и построение графика загрузки и переключения котлов

Для данного расчета необходимо подобрать мощность и количество устанавливаемых котлов.

Количество и единичную производительность котлов, устанавливаемых в автономных котельных, определяют по расчетной тепловой мощности котельной. При этом следует устанавливать не менее двух котлов, так, чтобы при выходе из строя наибольшего по производительности котла, оставшиеся могли обеспечить отпуск теплоты на следующие нужды:

- технологическое теплоснабжение и системы вентиляции – в количестве, определяемом минимально допустимыми нагрузками (независимо от температуры наружного воздуха);

- отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение – в количестве, определяемом режимом наиболее холодного месяца.

Допускается установка дополнительного котла, обеспечивающего нагрузку горячего водоснабжения в летнем режиме.

Подбор котлов ведется по следующим основным параметрам:

- производительность (номинальная тепловая мощность), кВт;
- КПД котла, % не менее;
- аэродинамическое сопротивление, кПа;
- гидравлическое сопротивление, кПа;
- максимальная температура воды на выходе из котла, °С.

Определяем фактическую тепловую нагрузку котельной в соответствии с температурным графиком регулирования, $Q_{\text{к}}^{\phi}$, кВт, по формуле:

$$Q_{\text{к}}^{\phi} = Q_{\text{к}}^{\text{р}} \left(\frac{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{н.о.}}^{\phi}}{t_{\text{вн}}^{\text{р}} - t_{\text{н.о.}}^{\text{р}}} \right) \quad (18)$$

где $t_{\text{н.о.}}^{\phi}$ – фактическая, для данного режима, температура наружного воздуха, °С, определяется в соответствии с температурным графиком регулирования.

Далее определяются режимы переключения котлов.

Для этого рассчитывается процент загрузки котлов, $Z_{\text{к}}$, %, по формуле:

$$Z_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}^{\phi}}{Q_{\text{к}} \cdot N_{\text{к}}} \cdot 100\% \quad (19)$$

где $Q_{\text{к}}$ – номинальная тепловая мощность одного котла, кВт;

$N_{\text{к}}$ – количество котлов, шт.

При минимальной мощности котельной, процент загрузки должен быть не ниже 30%. Если данное условие не выполняется, необходимо заново подобрать котлы.

Результаты данного расчета сводятся в таблицу 2, на основании которой необходимо построить график загрузки и переключения котлов.

Расчетные значения графика загрузки и переключения котлов

Таблица 2

Фактическая температура наружного воздуха, $t_{\text{н.о.}}^{\phi}$, °С;	Фактическая тепловая нагрузка котельной, $Q_{\text{к}}^{\phi}$, кВт	Номинальная тепловая мощность одного котла, $Q_{\text{к}}$, кВт	Количество котлов, $N_{\text{к}}$, шт	Процент загрузки котлов, $Z_{\text{к}}$, %
1	2	3	4	5

На основании произведенных выше расчетов заполняется таблица 3.

Основные параметры работы котельной

Таблица 3

Параметры	Значения для расчетных режимов		
	зимнего	среднего	летнего
1	2	3	4
Расположение котельной (город)			
Расчетная температура наружного воздуха, °С			
Расчетная температура внутреннего воздуха, °С			
Тепловой поток на отопление, кВт			
Тепловой поток на вентиляцию, кВт			
Тепловой поток на ГВС, кВт			
Расчетная температура сырой воды, °С			
Температура воды на выходе из котла, °С			
Температура воды на входе в котел, °С			
Расчетная температура горячей воды в системе ГВС, °С			
Расчетная тепловая мощность котельной, кВт			
Расчетный расход сетевой воды котельной, т/ч			
Марка и мощность установленных котлов (количество)			

6. ПОДБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ**6.1. Подбор котлов**

На основании выше произведенных расчетов необходимо представить схему, описание и технические характеристики подобранных котлов. Технические характеристики необходимо представить в форме таблицы 4.

Технические характеристики котлов

Таблица 4

№ п/п	Характеристика	Ед. изм.	Значения	
			контур ОВ	контур ГВС
1	2	3	4	5
1	Марка	-		
2	Номинальная тепловая мощность	кВт		
3	Количество	шт		
4	КПД котла	%		

5	Максимальная рабочая температура	°С		
6	Максимальное рабочее давление	кПа		
7	Гидравлическое сопротивление котла	кПа		
8	Температура дымовых газов	°С		
9	Диаметр дымохода	мм		
10	Аэродинамическое сопротивление	кПа		
11	Расход топлива	м ³ /ч		
12	Габаритные размеры	мм		
-	ширина			
-	высота			
-	длина			
13	Вес	кг		

6.2 Подбор горелочных устройств

Горелочные устройства должны обеспечивать безопасную и экономичную эксплуатацию котлов. Газовые горелки необходимы для подачи газа в дозированных количествах в зону сгорания и поддержания заданных тепловых характеристик во время горения. Устройства работают в автоматическом режиме. Основные элементы горелок: смеситель, горелочная насадка и стабилизирующее устройство.

Расчетная мощность горелки определяется произведением номинальной тепловой мощности на КПД котла или с учетом рекомендаций завода-изготовителя котла.

6.3 Подбор теплообменных аппаратов

Теплообменный аппарат – это устройство, обеспечивающее передачу тепла между средами, разнящимися по температуре. Для обеспечения тепловых потоков различного количества конструируются разные теплообменные устройства. Они могут иметь разные формы и размеры в зависимости от требуемой производительности, но основным критерием выбора агрегата является площадь его рабочей поверхности. Она определяется с помощью теплового расчета теплообменника.

Расчет может нести в себе проектный (конструкторский) или проверочный характер.

Конечным результатом конструкторского расчета является определение площади поверхности теплообмена, необходимой для обеспечения заданных тепловых потоков.

Проверочный расчет, напротив, служит для установления конечных температур рабочих теплоносителей, то есть тепловых потоков при имеющейся площади поверхности теплообмена.

Соответственно, при подборе устройства проводится конструкторский расчет, а при эксплуатации – проверочный. Оба расчета идентичны и, по сути, являются взаимнообратными.

Для расчета необходимо знать нагрузку и температуры воды на входе и выходе из теплообменника как для греющей, так и для нагреваемой среды. Кроме того, принимается запас по нагрузке равный 5% и потери давления равные 5 кПа.

Основой для расчета теплообменного аппарата являются уравнения теплопередачи и теплового баланса.

Уравнение теплопередачи имеет следующий вид:

$$Q = F \cdot k \cdot \Delta t \quad (20)$$

где Q – величина теплового потока, кВт;

F – площадь рабочей поверхности теплообмена, м²;

k – коэффициент передачи тепла, для воды равен 6,3;

Δt – температурный напор, °С, определяется следующим образом:

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_4) - (t_2 - t_3)}{\ln \frac{t_1 - t_4}{t_2 - t_3}} \quad (21)$$

где t_1 и t_2 – температуры греющей среды на входе и выходе соответственно, °С;

t_3 и t_4 – температуры нагреваемой среды на входе и выходе соответственно, °С.

Уравнение теплового баланса учитывает конструкцию самого теплообменного аппарата. Рассматривая его можно определить (уточнить) значения температуры теплоносителя по греющей и нагреваемой среде для дальнейшего вычисления F .

Уравнение теплового баланса выглядит следующим образом:

$$Q = G_1 c (t_1 - t_2) = G_2 c (t_4 - t_3) \quad (22)$$

где: G_1 и G_2 – расходы масс греющего и нагреваемого носителей соответственно, кг/ч;

c – то же, что в формуле (16).

Таким образом, из уравнения теплопередачи можно определить площадь рабочей поверхности теплообмена, м²:

$$F = Q / k \cdot \Delta t \quad (23)$$

По вычисленному значению F подобрать типоразмер теплообменного аппарата по каталогам фирмы-производителя.

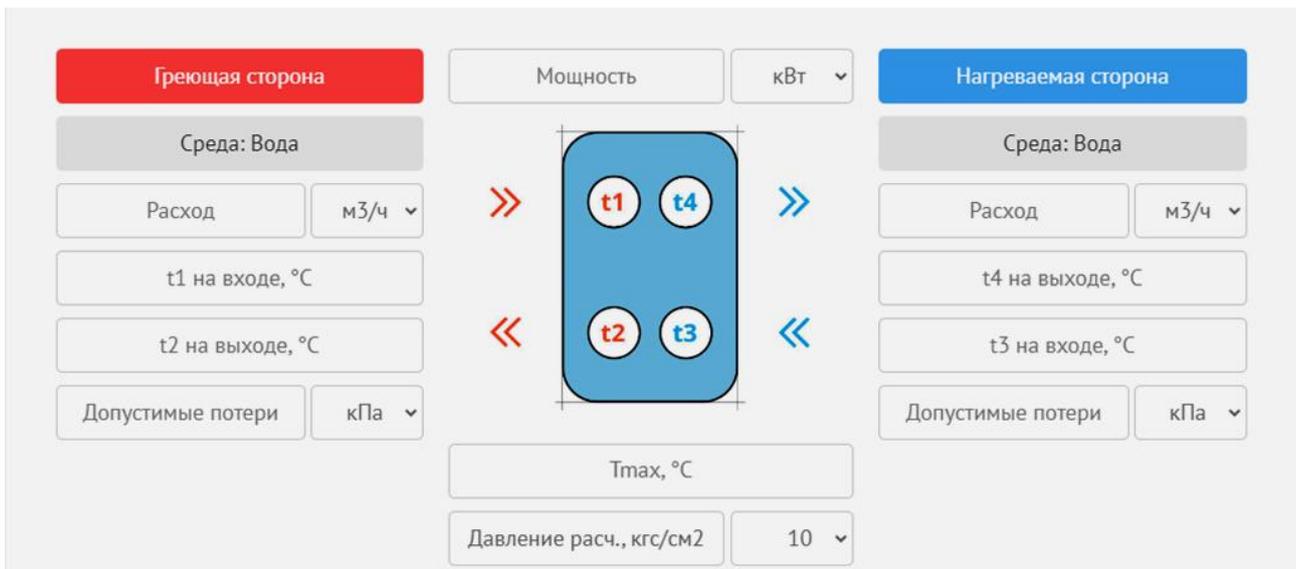


Рисунок 1 – Схема подбора теплообменного аппарата

7. ПОДБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ

7.1 Расчет и подбор насосного оборудования

В автономных котельных, в зависимости от схемы присоединения систем теплоснабжения, устанавливают следующие группы насосов:

- сетевые насосы систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения;
- циркуляционные насосы горячего водоснабжения;
- подпиточные насосы.

Сетевые насосы служат для обеспечения циркуляции теплоносителя от котла до теплообменного аппарата при независимой схеме присоединения систем теплоснабжения, или непосредственно в системах теплоснабжения при их присоединении по зависимой схеме. Сетевые насосы устанавливают на обратном теплопроводе, где температура теплоносителя не превышает 60-70 °С.

Подбор сетевых насосов для контура отопления и вентиляции

Подача сетевого насоса, $G_{ОВ}^c$, м³/ч, определяется следующим образом:

$$G_{ОВ}^c = \frac{3,6 \cdot Q_{ОВ}^p}{c(t_1 - t_2)} \quad (24)$$

где c , t_1 и t_2 – то же, что в формуле (16).

Напор, развиваемый сетевым насосом, $P_{ОВ}^c$, кПа, определяется по формуле:

$$P_{ОВ}^c = \sum P_{треб} + P_{зап} \quad (25)$$

где $P_{зап}$ – запас по напору, принимается равным 20-30 кПа;

$\sum P_{\text{треб}}$ – требуемый напор для насоса, кПа, определяется, в зависимости от схемы присоединения систем теплоснабжения, по формуле:

$$\sum P_{\text{треб}} = P_{\text{маг}} + P_{\text{к}} + P_{\text{то}} + P_{\text{ОВ}} \quad (26)$$

где $P_{\text{маг}}$ – сопротивление в магистралях тепловой сети (при их наличии), численно равное удвоенному значению гидравлического сопротивления системы отопления и вентиляции, кПа;

$P_{\text{к}}$ – гидравлическое сопротивление греющего контура котла, принимается по техническим характеристикам, кПа;

$P_{\text{то}}$ – сопротивление в теплообменнике по нагреваемой среде, принимается по техническим характеристикам, кПа;

$P_{\text{ОВ}}$ – гидравлическое сопротивление системы отопления и вентиляции, принимается по заданию, кПа.

Подбор сетевых насосов для контура горячего водоснабжения

Подача сетевого насоса, $G_{\text{ГВС}}^{\text{с}}$, м³/ч, определяется следующим образом:

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{с}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{ГВС}}^{\text{п}}}{c(t_1 - t_2)} \quad (27)$$

Напор, развиваемый сетевым насосом, $P_{\text{ГВС}}^{\text{с}}$, кПа, определяется по формуле:

$$P_{\text{ГВС}}^{\text{с}} = \sum P_{\text{треб}} + P_{\text{зап}} \quad (28)$$

где $P_{\text{зап}}$ – запас по напору, принимается равным 20-30 кПа;

$\sum P_{\text{треб}}$ – требуемый напор для насоса, кПа, определяется, в зависимости от схемы присоединения систем теплоснабжения, по формуле:

$$\sum P_{\text{треб}} = P_{\text{маг}} + P_{\text{то}} \quad (29)$$

где $P_{\text{маг}}$ – сопротивление в магистралях тепловой сети (при их наличии), численно равное удвоенному значению гидравлического сопротивления системы горячего водоснабжения, кПа;

$P_{\text{то}}$ – сопротивление в теплообменнике по нагреваемой среде, принимается по техническим характеристикам, кПа.

Циркуляционный насос горячего водоснабжения служит для обеспечения требуемого напора и создания постоянной циркуляции горячей воды (быстрой подачи горячей воды заданной температуры) у потребителя.

Подача циркуляционного насоса горячего водоснабжения в размере 10% расчетного расхода воды, $G_{\text{ГВС}}^{\text{ц}}$, м³/ч, определяется по формуле:

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{ц}} = 0,1 \cdot G_{\text{ГВС}} \quad (30)$$

где $G_{ГВС}$ – максимальный расчетный часовой расход воды на горячее водоснабжение, м³/ч, определяется по формуле:

$$G_{ГВС} = \frac{3,6 \cdot Q_{ГВС}^p}{c(55 - t_x^p)} \quad (31)$$

Требуемый напор циркуляционного насоса, кПа, определяется по формуле:

$$P_{ГВС}^n = \sum P_{треб} + P_{зап} \quad (32)$$

где $P_{зап}$ – запас по напору, принимается равным 20-30 кПа;

$\sum P_{треб}$ – требуемый напор для насоса, кПа, определяется по формуле:

$$\sum P_{треб} = P_{то} + P_{ГВС} \quad (33)$$

где $P_{то}$ – сопротивление в теплообменнике по нагреваемой среде, принимается по техническим характеристикам, кПа;

$P_{ГВС}$ – гидравлическое сопротивление системы горячего водоснабжения, принимается по заданию, кПа.

Подпиточные насосы предназначены для заполнения системы теплоснабжения и восполнения утечки воды во время эксплуатации.

Подбор подпиточных насосов для контура отопления и вентиляции

Объем воды в системе отопления и вентиляции, $V_{ОВ}$, м³, определяется по формуле:

$$V_{ОВ} = qQ_{ОВ}^p \quad (34)$$

где q – удельный объем воды на разовое наполнение системы отопления и вентиляции, равен 15 м³ на 1 кВт мощности системы.

Величина утечки теплоносителя, $G_{ут}$, м³/ч, составляет:

$$G_{ут} = 0,0075 \cdot V_{ОВ} \quad (35)$$

Подача подпиточного насоса, $G_{ОВ}^n$, м³/ч, определяется следующим образом:

$$G_{ОВ}^n = G_{ОВ}^c + G_{ут} \quad (36)$$

Напор подпиточного насоса, $P_{ОВ}^n$, кПа, определяется по формуле:

$$P_{ОВ}^n = \sum P_{треб} + P_{зап} \quad (37)$$

где $P_{зап}$ – запас по напору, принимается равным 20-30 кПа;

$\sum P_{\text{треб}}$ – требуемый напор подпиточного насоса, кПа, определяется давлением воды в обратной магистрали и сопротивлением трубопроводов и арматуры на линии подпитки по следующей формуле:

$$\sum P_{\text{треб}} = H_{\text{стат}} + P_{\text{подпит}} \quad (38)$$

где $P_{\text{подпит}}$ - сопротивление подпиточной линии, принимается 100-200 кПа
 $H_{\text{стат}}$ - статический напор в системе, кПа, определяется по формуле:

$$H_{\text{стат}} = H_{\text{зд}} \cdot 9,8 \quad (39)$$

где $H_{\text{зд}}$ – высота здания, м, определяется по формуле:

$$H_{\text{зд}} = 3 \cdot n_{\text{эт}} \quad (40)$$

где $n_{\text{эт}}$ - число этажей, принимается по заданию.

Подбор подпиточных насосов для контура горячего водоснабжения

Объем воды в системе горячего водоснабжения, $V_{\text{ГВС}}$, м³, определяется по формуле:

$$V_{\text{ГВС}} = qQ_{\text{ГВС}}^p \quad (41)$$

где q – удельный объем воды на разовое наполнение системы горячего водоснабжения, равен 6 м³ на 1 кВт мощности системы.

Величина утечки теплоносителя, $G_{\text{ут}}$, м³/ч, составляет:

$$G_{\text{ут}} = 0,0075 \cdot V_{\text{ГВС}} \quad (42)$$

Подача подпиточного насоса, $G_{\text{ГВС}}^{\text{п}}$, м³/ч, определяется следующим образом:

$$G_{\text{ГВС}}^{\text{п}} = G_{\text{ГВС}}^{\text{с}} + G_{\text{ут}} \quad (43)$$

Напор подпиточного насоса для ГВС определяется аналогично по формулам для контура ОВ.

По вычисленным значениям подачи и напора необходимо подобрать насосы каждой группы по каталогам производителей в соответствии со следующими рекомендациями:

- число устанавливаемых насосов каждой группы должно быть не менее двух, один из которых резервный;

- при этом существуют следующие способы установки насосов: последовательное – используется для повышения общего напора (P), при этом подача насосов (G_1 и G_2) должны быть одинаковыми; и параллельное –

используют, когда необходимо увеличить подачу в системе (G), при этом напоры насосов (P_1 и P_2) должны быть одинаковыми.

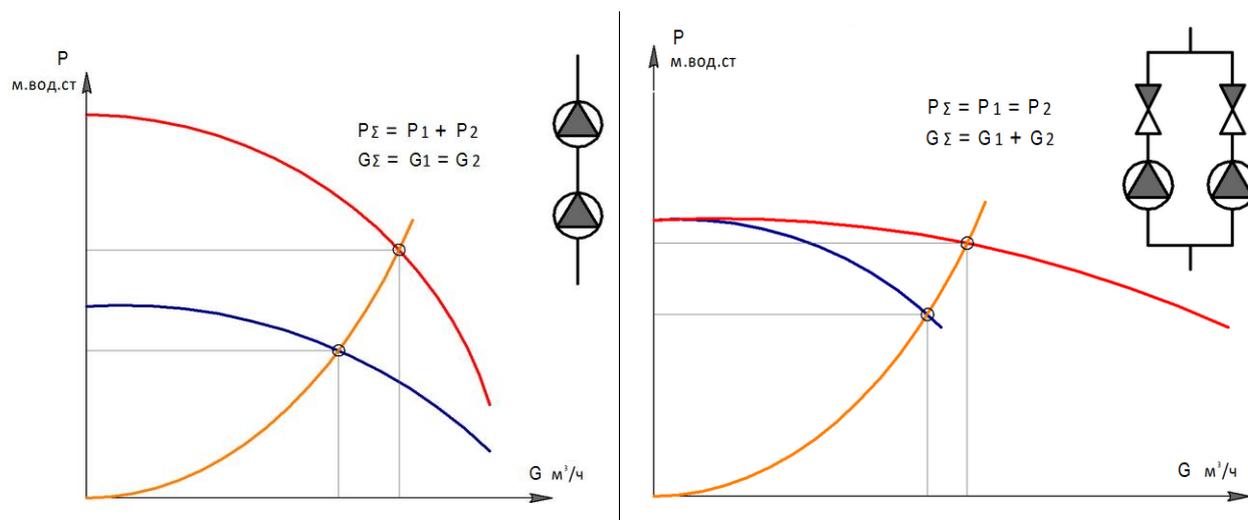


Рисунок 2 – Схемы последовательной (слева) и параллельной (справа) установки насосов

В пояснительной записке необходимо представить технические характеристики подобранных насосов в форме таблицы 5.

Сводные данные по расчету и подбору насосов

Таблица 5

Характеристика	Ед. изм.	Значения
1	2	3
Назначение насоса		
Марка насоса		
Производительность (подача)	м ³ /ч	
Напор	кПа / м	
Количество	шт	
Частота	об/мин	
Мощность электропривода	кВт	

7.2 Расчет и подбор расширительных баков

Расширительный бак является одним из обязательных элементов закрытой системы теплоснабжения (теплопотребления), и необходим для компенсации избыточного объема и давления, возникающих при нагреве теплоносителя.

В настоящее время более распространенными являются закрытые расширительные баки с воздушной (газовой) камерой, находящиеся под переменным, но строго ограниченным избыточным давлением. Такие расширительные баки устанавливаются непосредственно в помещении котельной на обратной магистрали со стороны всасывания сетевого насоса.

Подбор закрытого расширительного бака осуществляется в следующей последовательности

Определяется объем расширительного бака, $V_{р.б.}$, м³ (л), по формуле:

$$V_{р.б.} = \frac{1,25 \cdot V_{расш}}{q} \quad (44)$$

где $V_{расш}$ - объем расширения, м³ (л), определяется по формуле:

$$V_{расш} = V_{ОВ} \cdot k_{расш} \quad (45)$$

где $V_{ОВ}$ – то же, что в формуле (34);

$k_{расш}$ – коэффициент объемного расширения воды, определяемый при ее нагревании от 10 °С (принимается, что система заполняется при температуре 10 °С) до средней температуры в системе отопления по таблице 6.

q – коэффициент эффективности закрытого расширительного бака, может быть указан производителем, или определяется по следующей формуле:

$$q = \frac{P_{max} - P_{нач}}{P_{max}} \quad (46)$$

где P_{max} – максимально допустимое давление в системе в месте установки расширительного бака (для автономных систем отопления это значение не превышает 3 бара, для систем отопления многоэтажных зданий принимается 6 или 10 бар);

$P_{нач}$ – начальное давление расширительного бака при закачке газа, рассчитывается исходя из 1,0 бара на каждые 10 метров системы (расчетное значение округляется в большую сторону от статистической высоты системы отопления с кратностью 0,5 бар).

По величине объема расширительного бака выбирается его тип с округлением в сторону ближайшего целого и с учетом максимального давления в месте установки бака по таблицам ПРИЛОЖЕНИЯ 4.

Представленные таблицы позволяют подобрать расширительные баки FLEXCON для систем теплоснабжения (телопотребления) в зависимости от объема и статической высоты системы в месте установки расширительного бака. Все значения представлены для следующих условий:

- система заполнена водой;
- средняя температура системы равна 80 °С;
- коэффициент расширения равен 2,89 %.

Для систем с другой средней температурой значение $V_{ОВ}$ должно быть умножено на соответствующий коэффициент:

- для 85 °С - 0,89;
- для 90 °С - 0,80;
- для 95 °С - 0,73;

– для 100 °С - 0,66.

Значения коэффициента расширения воды

Таблица 6

Температура, °С	Коэффициент расширения, %
10-40	0,75
10-50	1,18
10-60	1,68
10-70	2,25
10-80	2,89
10-90	3,58
10-100	4,34
10-110	5,16

8 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ УДАЛЕНИЯ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

Систему удаления дымовых газов принимаем отдельной для каждого котла. При этом необходимо определить минимальный диаметр дымовой трубы, произвести аэродинамический расчет тягодутьевого тракта и определить высоту дымовой трубы.

8.1 Исходные данные

- Q_k - тепловая мощность котла, кВт;
- η - КПД котла, в долях единицы;
- h_k - аэродинамическое сопротивление котла, кПа, принимается по техническим характеристикам котла;
- h_t - требуемое разрежение на выходе из котла, принимаем равным 0,05 кПа;
- v_{vx} - температура дымовых газов, °С, согласно техническим характеристикам котла;
- $t_{н.о}^p$ - температура наружного воздуха, °С, согласно исходным данным;
- $t_{вн}$ - температура воздуха в помещении котельной, °С, принимается 16°С при работе персонала, 5°С без персонала;
- состав топлива по объему, %, согласно исходным данным;
- α - коэффициент избытка воздуха принимается: 1,1-1,15 для газа, 1,15-1,2 для жидкого топлива;
- w_0 - скорость газов в газоходе и дымовой трубе принимаем равной 10-15 м/с;
- $\rho_{нв}^b$ плотность воздуха при нормальных условиях, равна 1,293 кг/м³;
- $\rho_{нв}^r$ плотность дымовых газов при нормальных условиях, равна 1,26 кг/м³;
- q_3 - потери теплоты с химическим недожегом, принимаем 0,5%;
- q_4 - потери теплоты с физическим недожегом, 0%.

8.2 Определение диаметра дымовой трубы

Действительное количество воздуха, V^d , м³/м³ (м³/кг), определяется по формуле:

$$V^D = \alpha \cdot V^0, \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (47)$$

где V^0 – теоретически необходимое количество воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$), определяется по формуле:

- для газообразных топлив:

$$V^0 = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot \text{CO} + 0,5 \cdot \text{H}_2 + 1,5 \cdot \text{H}_2\text{S} + 2 \cdot \text{CH}_4 + \sum (m+n/4) \cdot \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2) \quad (48)$$

- для жидких и твердых топлив:

$$V^0 = 0,0889 \cdot (\text{C}^P + 0,375 \cdot \text{S}^P_{\text{оп+k}}) + 0,265 \cdot \text{H}^P - 0,0333 \cdot \text{O}^P \quad (49)$$

где CO , H_2 , H_2S , C_mH_n , O_2 – состав газообразного топлива по объему, %;
 C^P , H^P , O^P , S^P – элементарный состав твердого топлива по рабочей массе, %.

Далее, необходимо определить суммарный объем продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$), по формуле:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + (\alpha - 1) \cdot V^0 \quad (50)$$

где V_{RO_2} – объем трехатомных газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$);

$V_{\text{H}_2\text{O}}$ – объем водяных паров, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$);

V_{N_2} – объем паров азота, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$).

Объем трехатомных газов, V_{RO_2} , $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$), определяется по следующим формулам:

- для газообразных топлив:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \cdot (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m \cdot \text{C}_m\text{H}_n) \quad (51)$$

- для жидких и твердых топлив:

$$V_{\text{RO}_2} = 1,866 \cdot (\text{C}^P + 0,375 \cdot \text{S}^P) / 100 \quad (52)$$

Объем водяных паров, $V_{\text{H}_2\text{O}}$, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$), определяется по формулам:

- для газообразных топлив:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot (\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum n/2 \cdot \text{C}_m\text{H}_n + 0,124 \cdot d_r) + 0,0161 V^0 \quad (53)$$

- для жидких и твердых топлив:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,111 \cdot \text{H}^P + 0,0124 \cdot \text{W}^P + 0,0161 \cdot V^0 \quad (54)$$

где W^P – влагосодержание в твердом топливе, %;

d_r – влагосодержание в газообразном топливе, принимаем равным 10 г/м^3 .
 Объем паров азота, V_{N_2} , $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$), определяется по формулам:
 - для газообразных топлив:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V^0 + N_2 / 100 \quad (55)$$

- для жидких и твердых топлив:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V^0 + 0,8 \cdot N^p / 100 \quad (56)$$

Определяем теплоту сгорания газа, кДж/м^3 , по формуле:

$$Q_H^p = 108 \cdot H_2 + 126,3 \cdot CO + 235 \cdot H_2S + 358,2 \cdot CH_4 + 590,6 \cdot C_2H_4 + 637,3 \cdot C_2H_6 + 859,8 \cdot C_3H_6 + 912,3 \cdot C_3H_8 + 1134 \cdot C_4H_8 + 1186,2 \cdot C_4H_{10} + 1460 \cdot C_5H_{12} \quad (57)$$

Определяем плотность природного газа, ρ , кг/м^3 , по формуле:

$$\rho = 0,01 \cdot (0,716 \cdot CH_4 + 1,342 \cdot C_2H_6 + 1,967 \cdot C_3H_8 + 2,593 \cdot C_4H_{10} + 3,218 \cdot C_5H_{12} + 1,964 \cdot CO_2 + 1,251 \cdot N_2) \quad (58)$$

Далее определяем расход топлива, V_T , $\text{м}^3/\text{ч}$, по формуле:

$$V_T = \frac{Q_K}{Q_H^p \cdot \eta} \quad (59)$$

Дополнительно необходимо выразить расход топлива в $\text{м}^3/\text{с}$.

Действительный расход воздуха, G_B , $\text{м}^3/\text{ч}$, определяется по формуле:

$$G_B = V_T \cdot V^d \quad (60)$$

Действительный объем продуктов сгорания, V_G^d , $\text{м}^3/\text{ч}$, определится по формуле:

$$V_G^d = V_T \cdot V_G \cdot \left(\frac{u_{yx} + 273}{273} \right) \quad (61)$$

Минимальный диаметр дымовой трубы, d_{\min} , м, определяется по формуле:

$$d_{\min} = 1000 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot V_G^d}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_0}} \quad (62)$$

После расчета минимального диаметра дымовой трубы по ПРИЛОЖЕНИЮ 5 (или каталогам производителя) подбирается дымовая труба и выписывается ее фактический диаметр в соответствии с типоразмером производителя.

Далее вычисляется фактическая скорость дымовых газов в дымовой трубе, ω_r , м/с, по формуле:

$$\omega_r = \frac{V_r^d}{3600 \cdot 0,785 \cdot d^2} \quad (63)$$

где d – фактический диаметр дымовой трубы, принятый в соответствии с типоразмером производителя, м.

8.3 Определение высоты дымовой трубы по ПДК

Определение выбросов оксидов азота, M_{NO_2} , г/с, осуществляется по формуле:

$$M_{NO_2} = V_T \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) Q_H^p + K_{NO_2} + \beta_k + \beta_t + \beta_\alpha \quad (64)$$

где K_{NO_2} - удельный выброс оксидов азота при сжигании топлива на 1 МДж теплоты, г/МДж; рассчитывается по формуле:

$$K_{NO_2} = 0,013 \cdot \sqrt{Q_H^p \cdot V_T + 0,03} \quad (65)$$

где Q_H^p – теплота сгорания топлива, МДж/м³;

V_T – суммарный расход топлива, м³/с.

β_k – безразмерный коэффициент, учитывающий принципиальную конструкцию горелок: при сжигании газа для дутьевых горелок напорного типа – 2; для горелок инжекционного типа – 1,6; для горелок двухступенчатого сжигания – 0,7; при сжигании жидкого и твердого топлива – 1;

β_α – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние избытка воздуха на образование оксидов азота: для газа и твердого топлива – 1; для мазута – 1,113;

β_t – безразмерный коэффициент влияния температуры воздуха. определяется по формуле:

$$\beta_t = 1 + 0,002(t_{BH} - 30) \quad (66)$$

Расчет выбросов оксидов углерода, M_{CO} , г/с, осуществляется по формуле:

$$M_{CO} = V_T \cdot \frac{q_3}{100} \cdot R \cdot Q_H^p \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \quad (67)$$

где R – коэффициент, учитывающий долю потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива, обусловленную наличием в продуктах неполного сгорания оксида углерода, принимается: для твердого топлива – 1; для мазута – 0,65; для газа – 0,5.

Минимальная высота дымовой трубы по ПДК, $H_{\text{ПДК}}$, м, рассчитывается по формуле:

$$H_{\text{ПДК}} = \sqrt{\frac{M_i}{(\text{ПДК}_i - C_{\text{фи}})} A \cdot F \cdot \sqrt[3]{\frac{n_{\text{дт}}}{V_{\text{г}}^{\text{д}} \cdot \Delta T}}} \quad (68)$$

где ПДК_i – предельно-допустимая концентрация i -го вещества загрязняющих выбросов из i -той дымовой трубы, мг/м^3 , определяется по таблице 7;

$C_{\text{фи}}$ – фоновая концентрация i -го загрязняющего вещества в районе расположения котельной, мг/м^3 , определяется по таблице 7;

A – коэффициент распределения температуры воздуха, зависящий от метеорологических условий местности и определяющий условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных загрязняющих веществ в атмосферном воздухе, принимается равным:

- 250 - для районов Средней Азии южнее 40°с.ш. , Бурятской и Читинской области;

- 200 - для Европейской территории РФ южнее 50°с.ш. , для остальных районов Нижнего Поволжья, Кавказа, Молдавии, для Казахстана, Дальнего Востока и остальной территории Сибири и Средней Азии;

- 180 - для Европейской территории РФ и Урала от 50 до 52°с.ш. за исключением попадающих в эту зону перечисленных выше районов и Украины;

- 160 - для Европейской территории РФ и Урала севернее 52°с.ш. , а также для Украины (для расположенных на Украине источников высотой менее 200 м в зоне от 50 до 52°с.ш. - 180, а южнее 50°с.ш. - 200);

- 140 - для Московской, Тульской, Рязанской, Владимирской, Калужской, Ивановской областей;

F – коэффициент скорости оседания вредных веществ в атмосферном воздухе, равный: 1 – для газообразных выбросов; 2 – для пыли и золовых частиц при степени улавливания более 90%; 2,5 - для пыли и золовых частиц при степени улавливания менее 90%;

$n_{\text{дт}}$ – количество дымовых труб, шт;

ΔT – разность температуры уходящих газов $v_{\text{ух}}$ и температуры окружающего атмосферного воздуха, равной средней максимальной температуре наружного воздуха наиболее жаркого месяца года $t_{\text{н.л.}}$.

Значения предельно-допустимой и фоновой концентраций для различных выбросов

Таблица 7

№ п/п	Выбросы	ПДК _i , мг/м ³	С _{фи} , мг/м ³
1	Твердые вещества	0,5	0,15
2	Оксид углерода	5	3
3	Оксид серы	0,5	0,15
4	Оксид азота	0,085	0,0255

8.4 Определение высоты дымовой трубы по величине самотяге

Температура продуктов сгорания на выходе из устья дымохода определяется с учетом охлаждения по длине трубы.

Охлаждение газов в трубе на 1 м ее высоты, Δv , °С, определяется по формуле:

$$\Delta v = \frac{B}{\sqrt{\frac{Q_k}{1000}}} \quad (69)$$

где B – коэффициент дымовой трубы, принимается: 0,85 – для неизолированной металлической трубы; 0,34 – для изолированной металлической трубы; 0,17 – для кирпичной трубы с толщиной кладки до 0,5 м;

Температура на выходе из трубы, v_2 , °С, определяется по формуле:

$$v_2 = v_1 - H_{\text{ПДК}} \cdot \Delta v \quad (70)$$

где v_1 – температура дымовых газов на входе в трубу, равна $v_{\text{ух}}$, °С;

$H_{\text{ПДК}}$ – высота дымовой трубы по ПДК, м.

Средняя рабочая температура дымовых газов, $v_{\text{ср}}$, °С, определяется по формуле:

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (71)$$

Плотность дымовых газов при рабочих условиях, ρ_r , кг/м³, определяется по формуле:

$$\rho_r = \rho_{\text{ну}}^r \cdot \frac{273}{273 + v_{\text{ср}}} \quad (72)$$

Плотность воздуха при рабочих условиях, ρ_v , кг/м³, определяется по формуле:

$$\rho_v = \rho_{\text{ну}}^v \cdot \frac{273}{273 + t_{\text{oc}}} \quad (73)$$

где t_{oc} – температура окружающей среды, °С, принимается для наихудших условий работы оборудования, а при отсутствии данных - 20 °С.

Потери давления в газоходе

Суммарные потери давления в газоходе, $\sum \Delta h_{гх}$, кПа, определяются по формуле:

$$\sum \Delta h_{гх} = \sum h_{тр} + \sum h_{мс} \quad (74)$$

где $\sum h_{тр}$ – потери давления на трение, кПа, определяются по формуле (75);

$\sum h_{мс}$ – потери давления в местных сопротивлениях, кПа, определяются по формуле (76).

$$\sum h_{тр} = 0,01 \cdot \lambda \cdot \frac{H_{гх}}{d} \cdot \frac{w_{г}^2}{2} \cdot \rho_{г} \cdot g \quad (75)$$

$$\sum h_{мс} = 0,01 \cdot \sum \xi \cdot \frac{w_{г}^2}{2} \cdot \rho_{г} \cdot g \quad (76)$$

где λ – коэффициент сопротивления трению: для кирпичных труб - 0,05; для стальных - 0,02;

$H_{гх}$ – длина газохода, м, определяется суммой длин всех участков газохода от котла до дымовой трубы;

d – диаметр газохода, принимается равным диаметру дымовой трубы, м;

$w_{г}$ – фактическая скорость дымовых газов в газоходе, м/с;

ξ – коэффициент местного сопротивления газохода: выход из канала 1,1; поворот 0,4; разветвление 2,0; поворот в пучке труб 1,0; сужение 0,3; расширение 0,5; схождение потоков 0,5;

g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с².

Потери давления в дымовой трубе

Аналогично с предыдущим пунктом определяются потери давления на трение и в местных сопротивлениях, а затем, суммарные потери давления в дымовой трубе, $\sum \Delta h_{дт}$, кПа:

$$\sum \Delta h_{дт} = \sum h_{тр} + \sum h_{мс} \quad (76)$$

С учетом, что при расчете потерь давления на трение берется высота дымовой трубы по ПДК, м.

Определяем требуемую величину самотяги h_c , кПа, по формуле:

$$h_c = H_{ПДК} \cdot (\rho_v - \rho_{г}) \cdot 10 \quad (77)$$

Проверка тяги осуществляется по формуле:

$$h_c \cdot \frac{h_{\text{бар}}}{760} - \sum \Delta h_{\text{тр}} \cdot \frac{\rho_{\text{НУ}}^{\Gamma}}{\rho_{\text{НУ}}^{\text{В}}} \cdot \frac{760}{h_{\text{бар}}} \geq 1,2 \cdot \Delta H_{\Pi} \quad (78)$$

где $h_{\text{бар}}$ – барометрическое давление, принимается 750 мм.вод.ст.;

$\sum \Delta h_{\text{тр}}$ – суммарные потери давления в газоходе и дымовой трубе, кПа, определяются по формуле:

$$\sum \Delta h_{\text{тр}} = \sum \Delta h_{\text{гх}} + \sum \Delta h_{\text{дт}} \quad (79)$$

1,2- коэффициент запаса по тяге;

ΔH_{Π} – перепад полных давлений по газовому тракту, кПа, определяется по формуле:

$$\Delta H_{\Pi} = h_m + h_k \quad (80)$$

где h_m и h_k – см исходные данные.

Высота дымовой трубы, обеспечивающая необходимую тягу, $H_{\text{самотяге}}$, м определяется по формуле:

$$H_{\text{самотяге}} = \frac{1,2 \cdot \Delta H_{\Pi} + \sum \Delta h_{\text{тр}} \cdot \frac{\rho_{\text{НУ}}^{\Gamma}}{\rho_{\text{НУ}}^{\text{В}}} \cdot \frac{760}{h_{\text{бар}}}}{(\rho_{\text{В}} - \rho_{\Gamma}) \cdot \frac{h_{\text{бар}}}{760} \cdot 10} \quad (81)$$

Высота дымовой трубы определяется путем сравнения значений высоты дымовой трубы по ПДК ($H_{\text{ПДК}}$) и по самотяге ($H_{\text{самотяге}}$). За расчетный вариант принимается максимальное значение.

Высота дымовой трубы для встроенных, пристроенных и крышных котельных должна быть выше границы ветрового подпора, но не менее чем на 0,5 м выше крыши, а также не менее 2 м над кровлей более высокой части здания или самого высокого здания в радиусе 10 м.

При проектировании отдельно стоящей котельной, высота здания котельной принимается не менее 3,0 м, а запас должен составлять 2,0 м. Соответственно минимальная высота дымовой трубы, при этом, составляет 5,0 м.

Исходя из данных требований и на основании произведенных расчетов, за окончательный вариант, принимается большее значение.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

**ОПТИМАЛЬНЫЕ И ДОПУСТИМЫЕ НОРМЫ ТЕМПЕРАТУРЫ В
ОБСЛУЖИВАЕМОЙ ЗОНЕ ПОМЕЩЕНИЙ ЖИЛЫХ И
ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ**

Наименование помещения или категория	Температура воздуха, °С	
	оптимальная	допустимая
Жилые здания и общежития	20-22	18-24
То же, в районах с температурой наиболее холодной пятидневки (обеспеченностью 0,92) минус 31 °С и ниже	21-23	20-24
Общественные и административные здания		
1 – помещения, в которых люди в положении лежа или сидя находятся в состоянии покоя и отдыха	20-22	18-24
2 – помещения, в которых люди заняты умственным трудом, учебой	19-21	18-23
3а – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя без уличной одежды	20-21	19-23
3б – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя в уличной одежде	14-16	12-17
3в – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении стоя без уличной одежды	18-20	16-22
4 – помещения для занятий подвижными видами спорта	17-19	15-21
5 – помещения, в которых люди находятся в полураздетом виде (раздевалки, процедурные кабинеты, кабинеты врачей и т. п.)	20-22	20-24
6 – помещения с временным пребыванием людей (вестибюли, гардеробные, коридоры, лестницы, санузлы, курительные, кладовые)	16-18	14-20
Ванные, душевые	23-25	18-28

Примечание: Выписка из ГОСТ 30494-2011 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

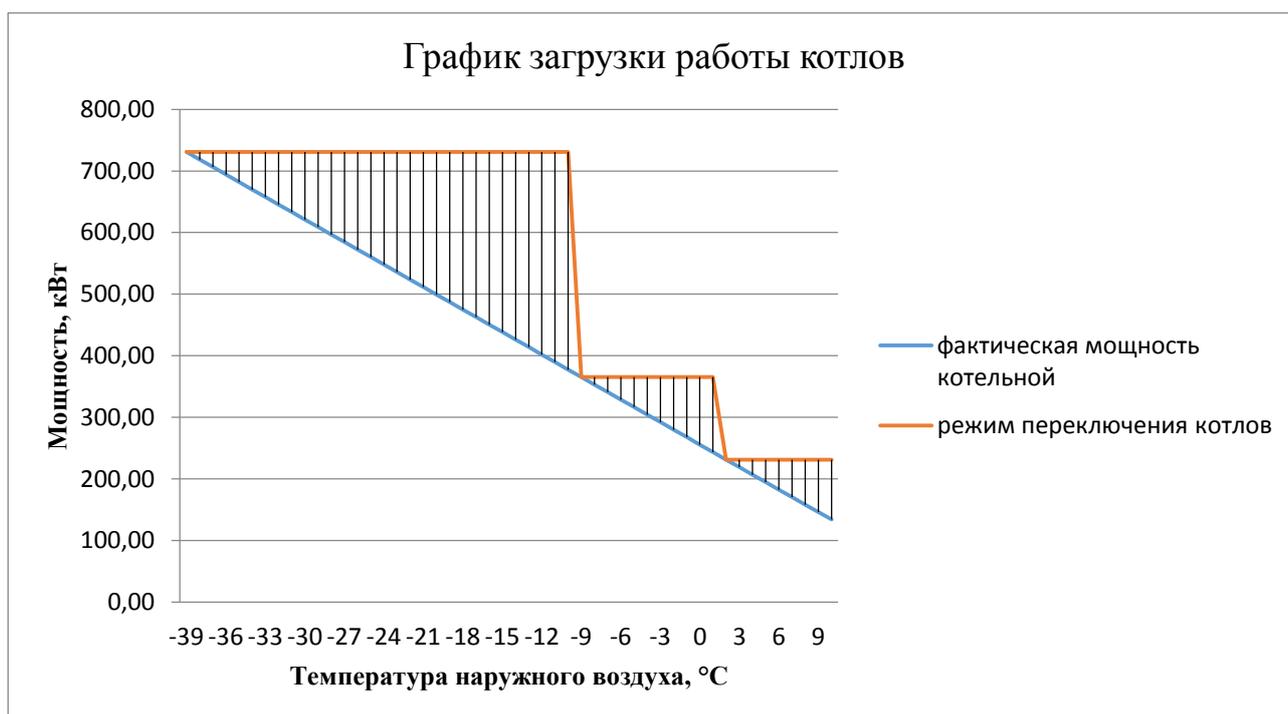
УДЕЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

Назначение здания	Объем здания по наружному обмеру V , тыс.м ³	Удельная тепловая характеристика для отопления зданий q_0 , Вт/(м ³ ·°С)	Удельная тепловая характеристика для вентиляции зданий q_v , Вт/(м ³ ·°С)
Жилые здания постройки после 1958 г.	10	0,454	-
	11-12	0,442	-
	12-30	0,430	-
Административные здания	до 5	0,5	0,105
	5-10	0,442	0,093
	10-15	0,407	0,081
	более 15	0,372	0,186
Универмаги, универсамы, магазины	до 5	0,442	0,093
	5-10	0,384	0,093
	более 10	0,361	0,314
Школы	до 5	0,454	0,105
	5-10	0,407	0,093
	более 10	0,384	0,08
Предприятия общественного питания, фабрики-кухни, рестораны, кафе	до 5	0,407	0,814
	5-10	0,384	0,756
	более 10	0,349	0,698

Примечание: Выписка из Методических указаний по определению расходов топлива, электроэнергии и воды на выработку теплоты отопительными котельными коммунальных теплоэнергетических предприятий.

ПРИМЕР РАСЧЕТА И ПОСТРОЕНИЯ ГРАФИКА ЗАГРУЗКИ И ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ КОТЛОВ

Фактическая температура наружного воздуха, $t_{н.о.}^{\phi}, ^{\circ}\text{C}$;	Фактическая тепловая нагрузка котельной, $Q_{к}^{\phi}, \text{кВт}$	Номинальная тепловая мощность одного котла, $Q_{к}, \text{кВт}$	Количество котлов, $N_{к}, \text{шт}$	Процент загрузки котлов, $Z_{к}, \%$
1	2	3	4	5
-39	730,64	740	3	98,74
-38	718,46	740	3	97,09
-37	706,29	740	3	95,44
-36	694,11	740	3	93,80
-35	681,93	740	3	92,15
.....				
-11	389,67	740	3	52,66
-10	377,50	740	3	51,01
-9	365,32	470	2	77,73
.....				
1	243,55	470	2	51,82
2	231,37	270	1	85,69
3	219,19	270	1	81,18
.....				
10	133,95	270	1	49,61



ХАРАКТЕРИСТИКА МЕМБРАННЫХ РАСШИРИТЕЛЬНЫХ БАКОВ МАРКИ FLEXCON

Максимальное давление 3 бара

Тип бака	Емкость системы, (л)		
	Статическая высота системы в месте установки расширительного бака, (м)		
	5	10	15
Flexcon C 2/1,5	43	—	—
Flexcon C 4/1,5	87	—	—
Flexcon C 8/1,5	173	—	—
Flexcon C 12/1,5	260	208	—
Flexcon C 18/1,5	389	311	—
Flexcon C 25/1,5	541	433	—
Flexcon C 35/1,5	757	606	454
Flexcon C 50/1,5	1 081	865	649
Flexcon C 80/1,5	1 730	1 384	1 038

Максимальное давление 6 бара

Тип бака	Емкость системы, (л)		
	Статическая высота системы в месте установки расширительного бака, (м)		
	5	10	15
Flexcon CE 140/1,5	3027	3027	2826
Flexcon CE 200/1,5	4325	4325	4037
Flexcon CE 300/1,5	6487	6487	6055
Flexcon CE 425/1,5	9191	9191	8578
Flexcon CE 600/1,5	12975	12975	12111
Flexcon CE 800/1,5	13841	13841	13841
Flexcon CE 1000/1,5	—	—	—

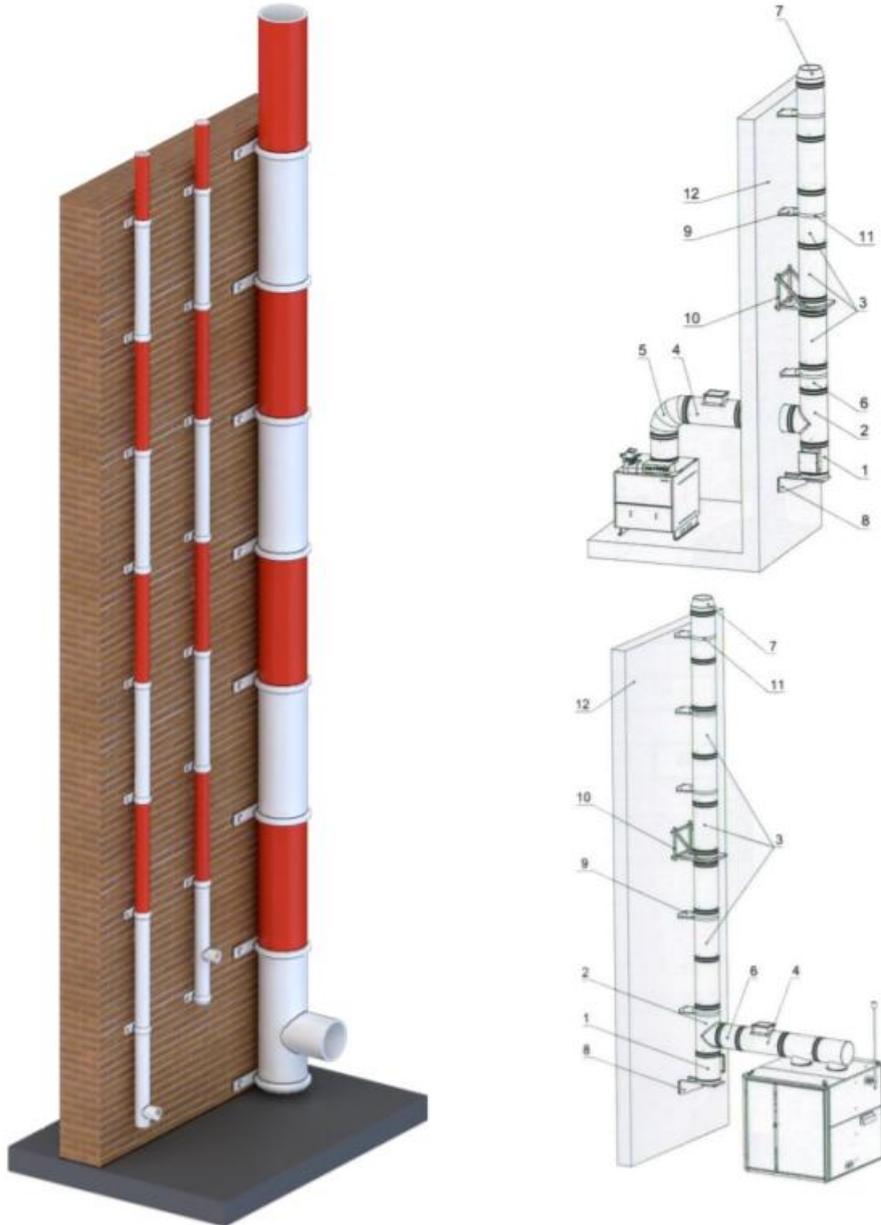
Максимальное давление 10 бара

Тип бака	Емкость системы, (л)		
	Статическая высота системы в месте установки расширительного бака, (м)		
	5	10	15
Flexcon CE 110/3	2 326	2 115	1 903
Flexcon CE 140/3	2 960	2 691	2 422
Flexcon CE 200/3	4 229	3 845	3 460
Flexcon CE 300/3	6 344	5 767	5 190
Flexcon CE 425/3	8 987	8 170	7 353
Flexcon CE 600/1,5	12 687	11 534	10 381
Flexcon CE 800/1,5	13 841	13 841	13 841

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ НАСТЕННОГО КРЕПЛЕНИЯ

Наименование параметра	Дымоход настенного крепления (типоразмеры газоотводов)											
	150	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
Диаметр внутренней обечайки, мм	150	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
Диаметр наружной обечайки, мм	250	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850
Высота одной секции газоотвода, м	0,5; 1											
Толщина теплоизолирующего слоя, мм	50											
Общая высота дымовой трубы, м	Согласно проекта											
Количество царг, шт.	Согласно проекта											
Температура газов в дымоходе, С	До 500											
Химическая агрессивность дымовых газов	Слабоагрессивная среда											
Температура наружной обечайки при работе	Не более 80 С											
Сечение дымохода, м ²	0,018	0,049	0,071	0,096	0,126	0,159	0,196	0,238	0,28	0,332	0,385	0,442

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ 5

ВАРИАНТЫ УСТАНОВКИ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ
НАСТЕННОГО КРЕПЛЕНИЯ

1 - газоотвод нижний; 2 - газоотвод - тройник; 3 - газоотводы; 4 - газоотвод - взрывной клапан; 5 - газоотвод 90; 6 - газоотвод промежуточный; 7 - оголовок; 8 - опора настенная; 9 - настенный элемент в сборе; 10 - опора настенная промежуточная; 11 - хомут; 12 - стена здания.

ОПИСАНИЯ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОТЫ (пример)

Проектируемая котельная расположена в г. Барнауле. Предназначена для снабжения тепловой энергией жилого 9-ти этажного здания на нужды отопления и горячего водоснабжения.

Здание котельной - прямоугольное в плане с размерами в осях 9,0x13,5 м, высота до низа выступающих конструкций 3,5 м.

Расчетная температура наружного воздуха для отопления, $t_{н.о.}^p = -39^{\circ}\text{C}$, средняя температура наружного воздуха за отопительный период, $t_{н.ср.} = -6,7^{\circ}\text{C}$, продолжительность отопительного периода, $n_o = 235$ сут.

В котельной предусматривается двухконтурная схема теплоснабжения. Теплоноситель – вода, с температурным графиком 95-70 $^{\circ}\text{C}$.

Характеристика котельной:

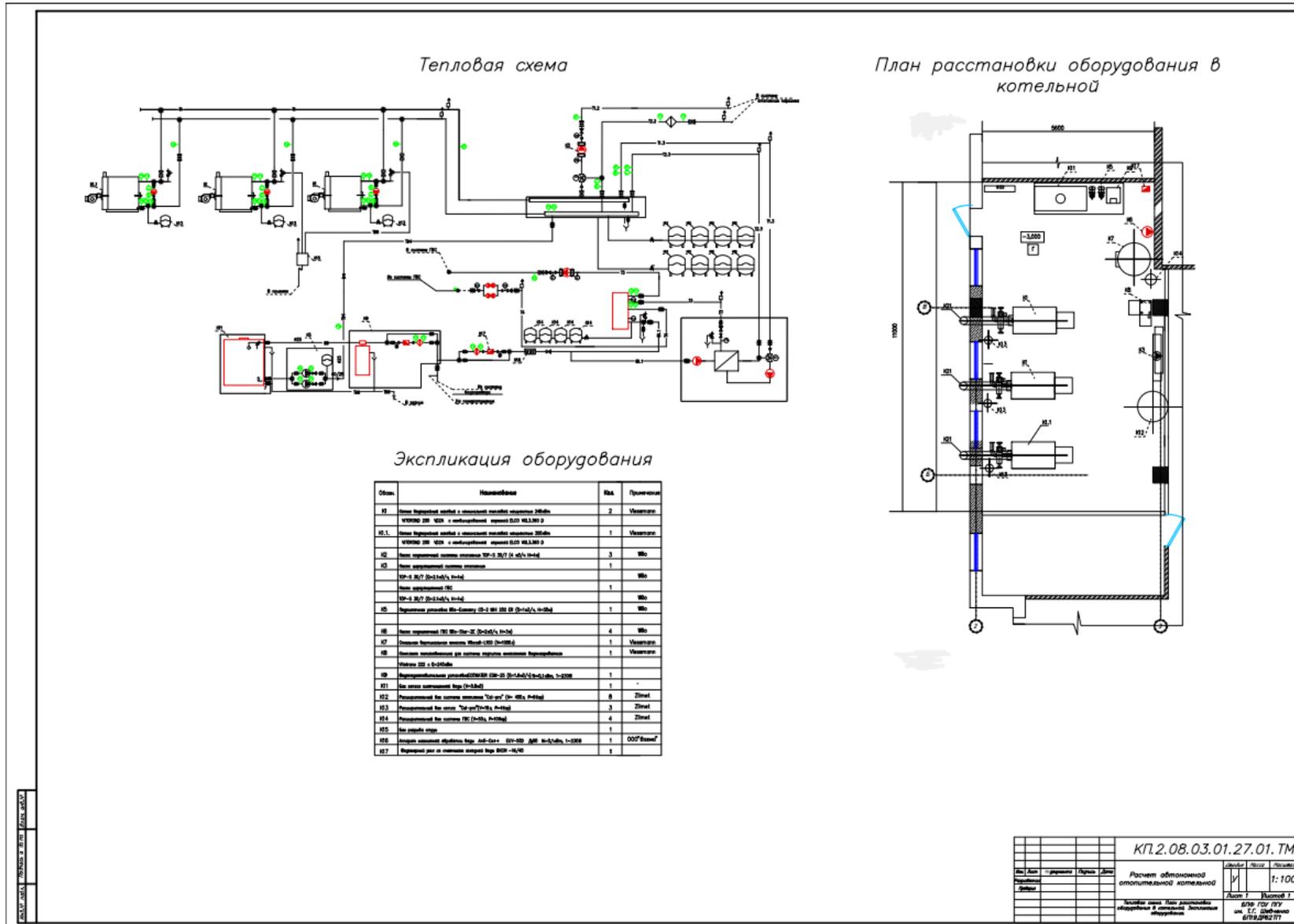
- по виду строительства - вновь строящаяся;
- по расположению на генеральном плане - отдельно стоящая;
- категория производств по взрывной, взрывопожарной и пожарной опасности помещения котельной - Г;
- категория надёжности отпуска тепла потребителям - II;
- категория потребителей тепла по надёжности теплоснабжения - II;
- по виду теплоносителя - водогрейная;
- по виду потребляемого топлива - газовая.

Котельная представляет собой комплекс основного и вспомогательного теплотехнического оборудования, работающего в автоматическом режиме. Обслуживающий персонал не предусматривается.

Данные о максимальном количестве потребляемых ресурсов:

- расчетная тепловая мощность котельной – 630 кВт / 0,542 Гкал/ч;
- расчетный расход сетевой воды котельной – 21,6 м³/ч;
- расход топлива – 69,7 м³/ч;
- расход электроэнергии - 30,5 кВт;
- годовой расход теплоты – 1668392 кВт / 1434,8 Гкал/год.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА



СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Выпускная квалификационная работа: Методические указания / сост. С.С. Иванова, Н.А. Поперешнюк, Е.В. Джевецкая / – Бендеры, 2020. – 55 с.
2. В.М. Полонский, Г.И. Титов, А.В. Полонский Автономное теплоснабжение: Учебное пособие. – М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2007. – 152 с.
3. ГОСТ 30494-2011 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.
4. Методических указаний по определению расходов топлива, электроэнергии и воды на выработку теплоты отопительными котельными коммунальных теплоэнергетических предприятий. – М.: ГУП АКХ им. К.Д. Панфилова, 2002.
5. СНиП ПМР 23-01-02. Строительная климатология и геофизика. Тирасполь, 2003.
6. СНиП ПМР 41-04-2011 Котельные установки. Тирасполь, 2011.
7. СП 373.1325800.2018 Источники теплоснабжения автономные. Правила проектирования. – М.: Стандартинформ, 2018.
8. СП 41-104-2000 Проектирование автономных источников теплоснабжения. – М.: Госстрой России, 2000.