



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Практикум по дисциплине

«Отопление»

для бакалавров направления подготовки
08.03.01 «Строительство», профиль
подготовки «Теплогазоснабжение и
вентиляция»

Часть 1

Авторы
Глазунова Е.К.,
Скорик Т.А.

Ростов-на-Дону, 2018

Аннотация

Практикум по дисциплине **«Отопление»** для бакалавров направления подготовки 08.03.01 «Строительство», профиль подготовки «Теплогазоснабжение и вентиляция». Часть 1.

По всем темам практических занятий изучаемой дисциплины приводится краткая теоретическая часть, дающая определения основных понятий, основные формулы, пояснение к ним, задачи с примерами решений. Имеются приложения с данными из нормативной и справочной литературы, необходимыми для решения задач.

Авторы

к.т.н., доцент
кафедры «Теплогазоснабжение
и вентиляция»

Глазунова Е.К.

к.т.н., доцент
кафедры «Теплогазоснабжение
и вентиляция»

Скорик Т.А.



Оглавление

П-1.1	Выбор расчетных параметров внутреннего и наружного воздуха при проектировании систем отопления.....	5
П-1.2	Определение тепловой мощности системы отопления и удельного расхода теплоты на отопление жилых зданий	9
П-1.3	Определение тепловой мощности системы отопления и удельного расхода теплоты на отопление общественных и производственных зданий	10
П-1.4	Определение величины естественного циркуляционного давления в системах водяного отопления с естественной циркуляцией.....	13
П-1.5	Подготовка исходных данных для гидравлического расчета систем водяного отопления	19
П-1.6	Гидравлический расчет систем водяного отопления методом удельных потерь на трение	24
П-1.7	Гидравлический расчет систем водяного отопления методом характеристик сопротивлений	32
Список использованных источников.....		40
Приложения		41
Приложение А Классификация помещений (ГОСТ 30494-2011).....		41
Приложение Б Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне помещений жилых зданий и общежитий (ГОСТ 30494-2011).....		42
Приложение В Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне общественных зданий (ГОСТ 30494-2011).....		43
Приложение Г Оптимальные величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений (СанПиН 2.2.4.548-96).....		44
Приложение Д Допустимые величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений (СанПиН 2.2.4.548-96).....		45

Приложение Е Таблица для гидравлического расчета труб стальных водогазопроводных обыкновенных систем водяного отопления $t_r=95\text{ }^\circ\text{C}$, $t_o=70\text{ }^\circ\text{C}$ и $k=0,2\text{ мм}$...	45
Приложение Ж Коэффициенты местных сопротивлений для элементов систем отопления из металлических труб	46
Приложение И Потери давления в местных сопротивлениях Z_1 , Па, при сумме КМС = 1	46
Приложение К Значение динамического давления P_d при гидравлическом расчете систем водяного отопления	47
Приложение Л Гидравлические характеристики металлополимерных труб	48
Приложение М Коэффициенты местных сопротивлений для фасонных деталей металлополимерных труб.....	49
Приложение Н Удельные динамические давления, приведенные коэффициенты трения и удельные характеристики сопротивления труб систем водяного отопления	49

П-1.1 Выбор расчетных параметров внутреннего и наружного воздуха при проектировании систем отопления

Расчетные параметры **внутреннего** воздуха принимаются в зависимости от назначения помещения и вида деятельности человека.

В соответствии с [1] «параметры микроклимата при отоплении и вентиляции помещений (кроме помещений, для которых параметры микроклимата установлены другими нормативными документами) следует принимать, как правило, по ГОСТ 30494, ГОСТ 12.1.005, СанПиН 2.2.4.548 для обеспечения параметров воздуха в пределах допустимых норм в обслуживаемой или рабочей зоне помещений (на постоянных и непостоянных рабочих местах)».

При проектировании систем отопления необходимо правильно выбрать **расчетную температуру внутреннего воздуха t_{int} , °С**, в холодный период. В соответствии с [1] t_{int} , °С следует принимать:

«а) в холодный период года в обслуживаемой зоне жилых помещений температуру воздуха — минимальную из оптимальных температур по ГОСТ30494;

б) в холодный период года в обслуживаемой зоне жилых зданий (кроме жилых помещений), а также общественных и административно-бытовых зданий или в рабочей зоне производственных помещений температуру воздуха — минимальную из допустимых температур при отсутствии избытков явной теплоты (далее — теплоты) в помещениях; экономически целесообразную температуру воздуха в пределах допустимых норм в помещениях с избытками теплоты. В производственных помещениях площадью более 50 м² на одного работающего допускается обеспечивать расчетную температуру воздуха на постоянных рабочих местах и более низкую (но не ниже 10 °С) температуру воздуха на непостоянных рабочих местах».

В холодный период года в помещениях отапливаемых зданий, кроме помещений, для которых параметры воздуха установлены другими нормативными документами, когда они не используются и в нерабочее время, можно принимать температуру воздуха ниже нормируемой, но не ниже:

15 °С — в жилых помещениях;

12 °С — в помещениях общественных и административно-бытовых зданий;

5 °С — в производственных помещениях.

Нормируемую температуру следует обеспечить к началу использования помещения или к началу работы.

Параметры **наружного** воздуха: температура t_{ext} , °С, удельная энтальпия i_{ext} , кДж/кг, скорость ветра u , м/с, а также другие характеристики наружного климата приводятся для различных городов России в [2] (параметры А и Б).

Указания по выбору расчетных параметров наружного воздуха для проектирования систем отопления, вентиляции и кондиционирования приводятся в [1], а также изложены в [6].

В соответствии с [1] Для жилых, общественных, административно-бытовых и производственных помещений при проектировании систем отопления в качестве расчетных следует принимать параметры Б, включающие **среднюю температуру наиболее холодной пятидневки**.

Задача 1.1.1

Определить расчетную температуру внутреннего воздуха t_{int} , °С, в помещении проектируемого **жилого или общественного здания** и характеристики наружного климата (расчетную температуру наружного воздуха t_{ext} , расчетную скорость ветра v_{ext} , среднюю температуру t_{nt} , °С, и продолжительность z_{nt} , сут., отопительного периода) для расчета системы отопления, если задан проектируемый объект и район строительства (таблица 1.1.1).

Таблица 1.1.1 – Исходные данные для задачи 1.1.1

Последние две цифры номера зачетки	Проектируемое здание	Помещение в здании	Район строительства
1	2	3	4
01 26 51 76	Кинотеатр	Зрительный зал	Ростов-на-Дону
02 27 52 77	То же	Фойе	Казань
03 28 53 78	Административное здание	Офис	Воронеж
04 29 54 79	То же	Кабинет директора	Астрахань
05 30 55 80	То же	Вестибюль	Волгоград
06 31 56 81	То же	Бухгалтерия	Уфа
07 32 57 82	То же	Зал совещаний	Ставрополь
08 33 58 83	Жилой дом	Жилая комната	Краснодар
09 34 59 84	То же	Кухня	Брянск

Окончание табл. 1.1.1

Последние две цифры номера зачетки	Проектируемое здание	Помещение в здании	Район строительства
10 35 60 85	То же	Ванная комната	Санкт-Петербург
11 36 61 86	То же	Лестничная клетка	Калуга
12 37 62 87	Библиотека	Читальный зал	Владимир
13 38 63 88	То же	Актовый зал	Вологда
14 39 64 89	ВУЗ	Аудитория	Иваново
15 40 65 90	То же	Вестибюль, фойе	Иркутск
16 41 66 91	То же	Читальный зал	Белгород
17 42 67 92	Клуб	Зрительный зал	Кострома
18 43 68 93	То же	Кружковая комната	Сочи
19 44 69 94	Детский сад	Спальная комната	Курск
20 45 70 95	Поликлиника	Кабинет врача	Нижний Новгород
21 46 71 96	То же	Вестибюль	Псков
22 47 72 97	То же	Процедурный кабинет	Пенза
23 48 73 98	То же	Вестибюль	Орел
24 49 74 99	Спорткомплекс	Спортзал	Оренбург
25 50 75 00	То же	Раздевалка	Омск

Пример.

Район строительства – г. Москва. Объект строительства – административное здание, офисное помещение.

Решение.

В соответствии с [3] офисное помещение можно отнести ко второй категории (приложение А). Т.к. помещение не имеет теплоизбытков, то в качестве расчетной температуры внутреннего воздуха принимаем минимальную из допустимых температур $t_{int} = 18^{\circ}\text{C}$ (приложение В)

Характеристики наружного климата принимаются по [2]:

- средняя температура наиболее холодной пятидневки (с обеспеченностью 0,92) (параметры Б) $t_{ext,} = -28^{\circ}\text{C}$;
- средняя температура отопительного периода (период со среднесуточной температурой воздуха 8°C) $t_{ht} = -3,1^{\circ}\text{C}$;

- продолжительность отопительного периода $z_{ht} = 214$ сут.;
- расчетная скорость ветра для холодного периода (максимальная из средних скоростей по румбам за январь, повторяемость которой не ниже 16 %) $v = 4,9$ м/с;
 - средняя скорость ветра за отопительный период (период со среднесуточной температурой воздуха $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже) $v_{ht} = 3,8$ м/с.

Задача 1.1.2

Определить расчетную температуру внутреннего воздуха t_{int} , $^{\circ}\text{C}$, в помещении проектируемого **производственного** помещения, если известна категория работ по уровню энергозатрат (таблица 1. 1.2). Решить задачу для двух случаев: если в помещении имеются избытки теплоты или помещение без избытков теплоты.

Таблица 1.1.2 – Исходные данные к задаче 1.1.2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Категория работ	Ia	Iб	IIa	IIб	III	Ia	Iб	IIa	IIб	III	Ia	Iб	IIa

Окончание таблицы 1.1.2

Вариант	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Категория работ	IIб	III	Ia	Iб	IIa	IIб	III	Ia	Iб	IIa	IIб	III

Пример. В заданном производственном помещении выполняемые работы относятся к IIa категории по уровню энергозатрат.

Решение. Оптимальные значения температуры внутреннего воздуха, определенные по [5] (приложение Г), $t_{int} = 19\text{-}21^{\circ}\text{C}$; допустимые $t_{int} = 17\text{-}23^{\circ}\text{C}$ (приложение Д). Если в помещении нет избытков теплоты, то в качестве расчетной температуры внутреннего воздуха для проектирования отопления принимаем минимальную из допустимых, т.е. $t_{int} = 19^{\circ}\text{C}$. Для помещения с избытками теплоты принимаем экономически целесообразную температуру воздуха в пределах допустимых норм, т.е. $t_{int} = 23^{\circ}\text{C}$.

П-1.2 Определение тепловой мощности системы отопления и удельного расхода теплоты на отопление жилых зданий

В жилых зданиях в холодное время года в помещении **потери теплоты** происходят через наружные ограждения, теплота расходуется также на нагревание наружного воздуха, проникающего в помещение через неплотности ограждений. **Поступление теплоты** происходит от людей, освещения, бытовой техники. Для определения тепловой мощности системы отопления $Q_{от.}$ составляют баланс расходов теплоты для расчетных условий холодного периода в виде

$$Q_{от.} = Q_{огр.} + Q_{и(вент.)} - Q_{быт.}, \quad (1.2.1)$$

где $Q_{огр.}$ – потери теплоты через наружные ограждения, Вт;
 $Q_{и(вент.)}$ – расход теплоты на нагревание поступающего в помещение наружного воздуха, Вт;
 $Q_{(быт.)}$ – бытовые тепловыделения, Вт.

Задача 1.2.1 Определить тепловую мощность системы отопления $Q_{от.}$ для жилой комнаты площадью 25 м^2 , теплопотери которой через наружные ограждения составляют $Q_{пот.}$, Вт, расход теплоты на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха $Q_{инф.}$ (табл.1.2.1).

Таблица 1.2.1 – Исходные данные к задаче 1.2.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_{пот.}$, Вт	4500	4200	4000	3700	3500	3000	2800	2700	2600	2000
$Q_{инф.}$, Вт	680	600	550	500	660	500	420	400	350	300

Продолжение таблицы 1.2.1

Вариант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$Q_{пот.}$, Вт	3400	3800	2500	4000	3900	4300	4100	3600	3300	3100
$Q_{инф.}$, Вт	500	650	500	750	700	630	800	500	550	500

Окончание таблицы 1.2.1

Вариант	20	21	22	23	24	25
$Q_{пот.}$, Вт	3100	4400	4600	2200	1900	1800
$Q_{инф.}$, Вт	500	650	700	450	320	280

Пример. $Q_{\text{пот}} = 3200 \text{ Вт}$; $Q_{\text{инф}} = 500 \text{ Вт}$.

Решение. В соответствии со [1] в жилых помещениях следует учитывать бытовые теплопоступления в размере не менее 10 Вт на 1 м² пола. Для комнаты заданной площади теплопоступления $Q_{\text{быт}} = 10 \cdot 25 = 250 \text{ Вт}$.

Тепловая мощность системы отопления по формуле (1.2.1)

$$Q_{\text{от}} = 3200 + 500 - 250 = 3450$$

П-1.3 Определение тепловой мощности системы отопления и удельного расхода теплоты на отопление общественных и производственных зданий

В общественных и производственных зданиях имеются разнообразные поступления и затраты теплоты.

В холодное время года в помещении **потери теплоты** происходят через наружные ограждения, теплота расходуется также на нагревание наружного воздуха, проникающего в помещение через неплотности ограждений. В производственных помещениях теплота расходуется на нагревание материалов, транспортных средств, изделий, одежды, которые холодными попадают снаружи в помещение. Теплота тратится на испарение воды или других жидкостей из ванн, резервуаров, с поверхностей пола. Системой вентиляции может подаваться воздух с более низкой температурой по сравнению с температурой воздуха в помещении.

Поступление теплоты происходит от людей, освещения, нагретого оборудования и изделий. В производственных помещениях могут осуществляться технологические процессы, связанные с выделением теплоты (конденсация влаги, химические процессы и пр.).

Уравнение для определения тепловой мощности системы отопления $Q_{\text{от}}$ имеет вид

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{огр.}} + Q_{\text{и (вент.)}} \pm Q_{\text{техн.}}, \quad (1.3.1)$$

где $Q_{\text{техн.}}$ – технологические потери или поступления теплоты, Вт.

Задача 1.3.1. В зрительном зале на n мест теплопотери через наружные ограждения в холодный период года составляют $Q_{\text{пот}}$, Вт. Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха – $Q_{\text{инф}}$, Вт, (таблица 2.2). Тепловыделение одним человеком в холодный период – 140 Вт. Определить тепловую мощность системы топления $Q_{\text{от.}}$, Вт.

Таблица 1.3.1 – Исходные данные к задаче 1.3.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n	200	300	350	250	400	450	500	600	650	700
Q _{с.р.} , Вт	8000	9000	9500	8500	9200	9300	9800	10000	10500	15000
Q _{пот.} , Вт	50000	55000	57000	52000	60000	65000	70000	78000	90000	95000
Q _{инф.} , Вт	5000	5500	5700	5000	6100	6000	7100	7500	8500	9300

Продолжение таблицы 1.3.1

Вариант	11	12	13	14	15	16	17	18	19
n	200	250	300	350	370	400	450	470	500
Q _{с.р.} , Вт	7000	7500	8000	9000	9200	10000	11000	12000	14000
Q _{пот.} , Вт	45000	50000	56000	53000	60000	62000	65000	67000	70000
Q _{инф.} , Вт	4000	4000	5600	5300	6000	6100	6400	6500	6800

Окончание таблицы 1.3.1

Вариант	20	21	22	23	24	25
n	550	600	200	300	400	500
Q _{с.р.} , Вт	14500	15000	7500	8500	9500	12000
Q _{пот.} , Вт	72000	80000	40000	45000	55000	70000
Q _{инф.} , Вт	7000	7500	4000	4100	5300	6500

Пример: n = 200; Q_{пот} = 90000 Вт; Q_{инф} = 10000 Вт.

Решение:

Уравнение теплового баланса (1.3.1) для холодного периода года примет вид

$$Q_{от.} = Q_{пот.} + Q_{и} - Q_{л.},$$

где Q_л – теплопоступления от зрителей, Вт

$$Q_{от.} = 90000 + 10000 - 140 \cdot 200 = 72000$$

В холодный период имеет место недостаток теплоты, который необходимо компенсировать отоплением. Тепловая мощность системы отопления Q_{от} = 72000 Вт.

Задача 1.3.2 В помещении производственного здания тепловыделения от электродвигателей составляют Q_{эл}, от электропечей – Q_{печ}, от нагретых поверхностей ванн – Q_в (табл. 1.3.2). В холодный период теплопотери через ограждения – Q_{огр.}, на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха Q_{инф}. Определить тепловую мощность системы топления Q_{от.}, Вт.

Таблица 1.3.2 – Исходные данные к задаче 1.3.2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_{эл}, \text{Вт}$	5000	5500	5700	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000
$Q_{печ}, \text{Вт}$	45000	45500	46000	47000	48500	49000	50000	70500	80000	87000
$Q_{в}, \text{Вт}$	25000	25500	26000	28000	30000	32000	35000	37000	39000	41000
$Q_{огр}, \text{Вт}$	50000	46000	47000	48000	47500	48500	49500	69000	78000	80000
$Q_{инф}, \text{Вт}$	10000	11000	11400	12000	13000	14000	15000	16000	17000	18000
$Q_{с.р}, \text{Вт}$	12000	12500	14300	15000	16000	17500	18900	20000	21000	22000

Продолжение табл. 1.3.2

Вариант	11	12	13	14	15	16	17	18	19
$Q_{эл}, \text{Вт}$	9500	10000	11000	12000	13000	14500	15000	15500	16000
$Q_{печ}, \text{Вт}$	88000	89000	90000	91000	92000	92500	98000	110000	120000
$Q_{в}, \text{Вт}$	42000	45000	52000	51000	55000	60000	65000	67000	70000
$Q_{огр}, \text{Вт}$	86000	88000	89000	90000	91500	90000	96000	100000	110000
$Q_{инф}, \text{Вт}$	19000	20000	22000	23000	25000	28000	30000	31000	32000
$Q_{с.р}, \text{Вт}$	23000	24000	26000	28000	30000	34000	36000	37000	40000

Окончание табл. 1.3.2

Вариант	20	21	22	23	24	25
$Q_{эл}, \text{Вт}$	14000	12000	10000	8000	7000	6000
$Q_{печ}, \text{Вт}$	91000	90000	85000	70000	48000	47000
$Q_{в}, \text{Вт}$	68000	49000	47000	40000	35000	30000
$Q_{огр}, \text{Вт}$	90000	88000	82000	65000	46000	44000
$Q_{инф}, \text{Вт}$	28000	24000	20000	16000	14000	12000
$Q_{с.р}, \text{Вт}$	33000	27000	22000	21000	18000	14000

Пример. $Q_{эл} = 10000 \text{ Вт}$; $Q_{печ} = 90000 \text{ Вт}$; $Q_{в} = 50000 \text{ Вт}$;
 $Q_{огр} = 100000 \text{ Вт}$; $Q_{инф} = 20000 \text{ Вт}$;

Решение. Для холодного периода уравнение теплового баланса примет вид

$$Q_{от.} = Q_{огр} + Q_{инф} - Q_{эл} - Q_{печ} - Q_{в}$$

$$Q_{от.} = 100000 + 20000 - 10000 - 90000 - 50000 = -30000$$

В холодные периоды года имеются теплоизбытки, которые необходимо ассимилировать вентиляцией. Т.к. в период, когда помещение не эксплуатируется, в соответствии с требованиями [1], необходимо поддерживать температуру внутреннего воздуха t_{int} , равную $+5^{\circ}\text{C}$, то следует предусмотреть дежурное отопление, тепловая мощность которого определяется из условия компенсации теплопотерь при $t_{int} = +5^{\circ}\text{C}$, остальные теплоизбытки ассимилировать вентиляцией.

П-1.4 Определение величины естественного циркуляционного давления в системах водяного отопления с естественной циркуляцией

Располагаемое естественное циркуляционное давление от охлаждения воды в отопительных приборах в системах с естественной циркуляцией $\Delta p_{e, \text{Па}}$, в общем случае может быть определено как произведение ускорения свободного падения g , м/с^2 , на расстояние по вертикали между точками нагрева и охлаждения воды, h , м , и разность плотностей нагретой ρ_r и охлажденной ρ_o воды, кг/м^3 .

$$\Delta p_{e, \text{пр.}} = gh_2(\rho_0 - \rho_r) \quad (1.4.1)$$

Когда в контуре расположено несколько точек нагрева и охлаждения (рис. 1.4.1), то выражение (1.4.1) можно записать в виде

$$p_{e, \text{пр.}} = g \sum_1^N h_i (\rho_{i+1} - \rho_i). \quad (1.4.2)$$

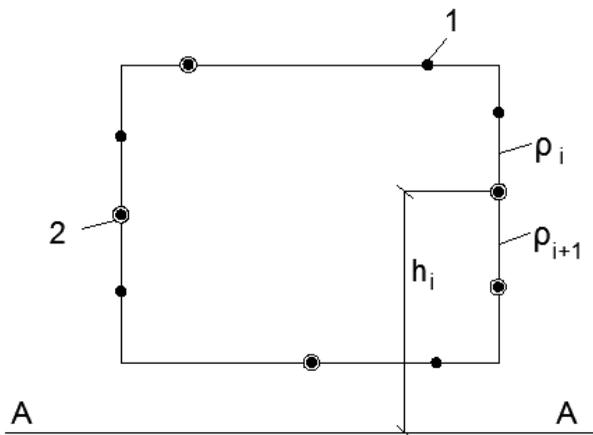


Рисунок 1.4.1 – Схема к определению естественного циркуляционного давления для общего случая произвольного расположения в контуре системы точек нагрева 1 и охлаждения 2

Таким образом, гравитационное циркуляционное давление в замкнутом контуре трубопроводов с произвольно расположенными в нем точками нагрева и охлаждения равно ускорению свободного падения, умноженному на сумму произведений высот h_i отдельных точек нагрева и охлаждения над произвольно принятым уровнем отсчета на разность плотностей воды после ρ_{i+1} и перед ρ_i этими точками по направлению циркуляции воды в контуре.

Определение $\Delta p_{e \text{ пр.}}$ в двухтрубных системах отопления.

В двухтрубных системах отопления отопительные приборы соединены по теплоносителю параллельно. Циркуляционное кольцо через прибор каждого этажа имеет свое значение $\Delta p_{e \text{ пр.}}$ вследствие разной высоты расположения над центром котла (рис. 1.4.2).

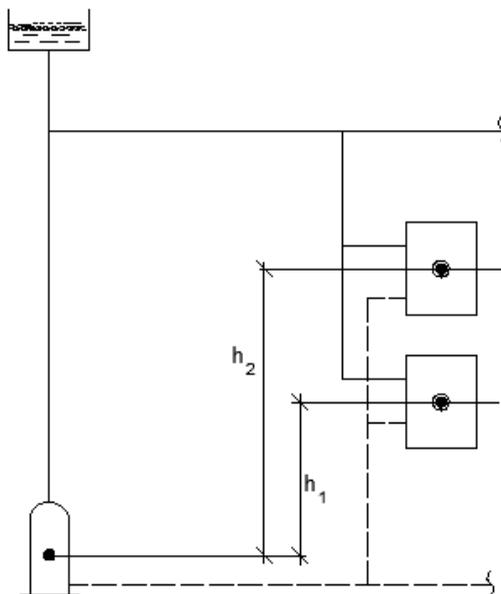


Рисунок 1.4.2 – Схема к определению естественного циркуляционного давления для **двухтрубной** системы отопления.

$$\text{Для прибора 1 этажа } \Delta p_{\text{е пр. 1 эт.}} = gh_1(\rho_0 - \rho_r); \quad (1.4.3)$$

$$\text{Для прибора 2 этажа } \Delta p_{\text{е пр. 2 эт.}} = gh_2(\rho_0 - \rho_r); \quad (1.4.4)$$

Таким образом, значения $\Delta p_{\text{е пр.}}$ в циркуляционных кольцах двухтрубных систем различны и зависят от расположения отопительных приборов относительно точки нагрева.

Определение $\Delta p_{\text{е пр.}}$ в однотрубных системах отопления.

В однотрубных системах отопления отопительные приборы соединены по теплоносителю последовательно, поэтому каждый последующий прибор получает воду с более низкой температурой и большей плотностью, чем предыдущий (рис. 1.4.3)

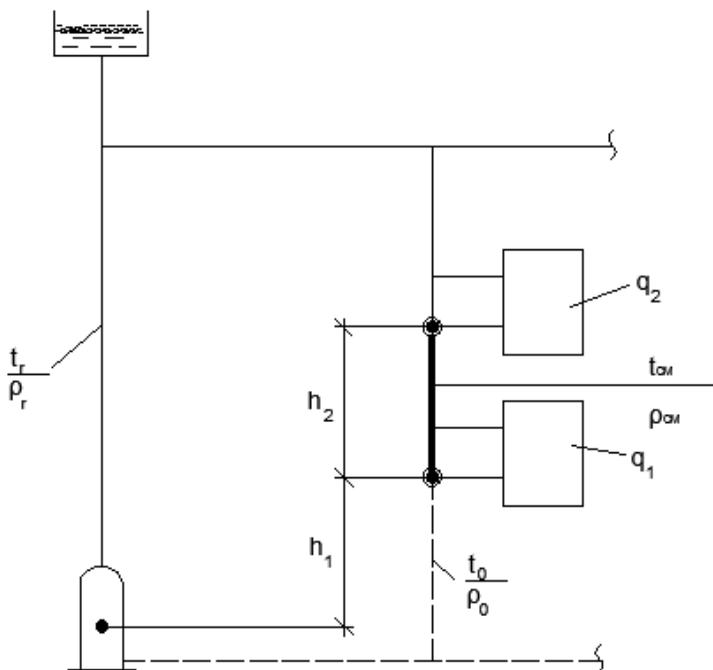


Рисунок 1.4.3 – Схема к определению естественного циркуляционного давления для **однотрубной** системы отопления.

Обычно в качестве основного рассматривают контур через участки стояка и замыкающие участки приборов. Чтобы определить $\Delta r_{e \text{ пр.}}$, в контуре, нужно вычислить температуру воды на всех участках. Перепады температуры на участках стояка между точками смешения воды, выходящей из приборов и идущей по стояку пропорциональны долям теплоотдачи приборов. Применительно к схеме на рис. 1.4.3 при общей теплоотдаче стояка соответствующей полному перепаду температур $t_r - t_0$, долям теплоотдачи для прибора 1 этажа соответствует перепад $\Delta t_1 = q_1 (t_r - t_0)$, а для приборов 2 этажа – перепад $\Delta t_2 = q_2 (t_r - t_0)$, где q_1 и q_2 - теплоотдача приборов соответственно 1 и 2 этажей.

Температура воды на участке стояка между отопительными приборами, равная температуре смеси $t_{см}$ воды, идущей по стояку, с водой, поступающей из прибора 2 этажа. Температура смеси определяется по формуле

$$t_{см} = t_r - q_2 (t_r - t_0). \quad (1.4.5)$$

В общем случае при большом числе приборов на стояке температура смеси воды $t_{см x}$ в произвольном сечении x стояка между смежными приборами будет равна

$$t_{см x} = t_r - \Sigma q (t_r - t_0), \quad (1.4.6)$$

где Σq – доля теплоотдачи всех верхних приборов до сечения x в общей теплоотдаче стояка.

Зная температуру смеси $t_{см}$, значение Δr_{e} можно определить по формуле

$$\Delta r_{e \text{ пр.}} = g(h_1 + h_2) (\rho_{см} - \rho_r) + gh_1 (\rho_0 - \rho_{см}) \quad (1.4.7)$$

Особенность однотрубных систем состоит в том, что значение $\Delta r_{e \text{ пр.}}$ одно для всего стояка и прямо не связано с отдельными приборами.

Дополнительное гравитационное давление от охлаждения воды в трубопроводах.

Кроме понижения температуры воды в отопительных приборах имеет место дополнительное ее охлаждение по длине трубопроводов системы. Изменение температуры в трубопроводах создает дополнительное гравитационное давление $\Delta r_{e \text{ тр.}}$. Если предположить, что охлаждение по длине каждого участка трубопровода сосредоточено в его центре, как в точке охлаждения, то

Отопление

$$\Delta p_{e.тр} = g \sum_1^N h_i (\rho_{i+1} - \rho_i), \quad (1.4.8)$$

где индекс i обозначает номер условных точек охлаждения в середине участков трубопровода.

Обычно $\Delta p_{e.тр}$ не рассчитывают, а определяют по таблицам или графикам (рисунок 1.4.4).

Расчетное циркуляционное давление $\Delta p_{р.ц}$ в системах с естественной циркуляцией определяется по формуле

$$\Delta p_{р.ц} = \Delta p_{e.пр.} + \Delta p_{e.тр} \quad (1.4.9)$$

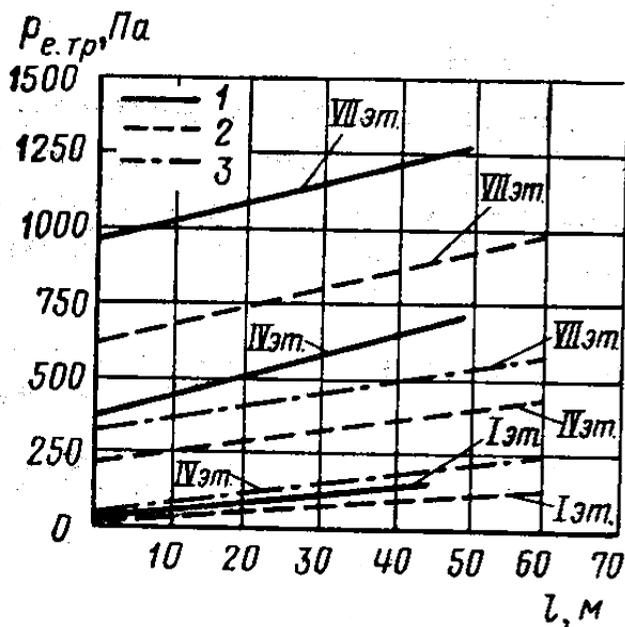


Рисунок 1.4.4 – График для определения дополнительного гравитационного давления $\Delta p_{e.тр}$ от охлаждения воды в трубопроводах системы (l – горизонтальное расстояние от главного стояка до расчетного)

Задача 1.4.1

Определить расчетное циркуляционное давление для двухтрубной системы водяного отопления (рисунок 1.4.2) и однотрубной системы (рисунок 1.4.3) ($t_r = 95^\circ\text{C}$ и $t_0 = 70^\circ\text{C}$) в двухэтажном здании.

Решение.

1. Для двухтрубной системы с естественной циркуляцией имеем: $h_1 = 2,25$ м; $h_2 = 5,25$ м.

Значение Δp_e для I и II этажей по формулам (1.4.3) и (1.4.4) составят

$$\Delta p_{e \text{ I эт}} = 2,25 \cdot 6,2 (95 - 70) = 350 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{e \text{ II эт}} = 5,25 \cdot 6,2 (95 - 70) = 830 \text{ Па}.$$

При расстоянии до расчетного стояка 10 м по графику на рис. 1.4.4 $\Delta p_{e, \text{тр}} \approx 100$ Па, поэтому

$$\Delta p_{p, \text{ц I эт}} = 350 + 100 = 450 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{p, \text{ц II эт}} = 830 + 100 = 930 \text{ Па}.$$

Разница в циркуляционных давлениях для колец через приборы II и I этажей составляет $930 - 450 = 480$ Па.

2. Для однотрубной системы с естественной циркуляцией (рисунок 1.4.3) имеем $h_1 = 2$ м; $h_2 = 3$ м. Теплоотдача стояка 2200 Вт, а прибора II этажа 1200 Вт, поэтому доля теплоотдачи прибора II этажа $q_2 = 1200/2200 = 0,545$.

По формуле (1.4.5) имеем

$$t_{\text{см}} = 95 - 0,545 (95 - 70) = 95 - 13,6 = 81,4^\circ\text{C}.$$

Далее по формуле (1.4.7) с заменой $g\Delta p$ на Δt получим

$$\Delta p_e = (2+3) 6,2 (95 - 81,4) + 2 \cdot 6,2 (81,4 - 70) = 560 \text{ Па}.$$

По графику на рисунке 1.4.4 $\Delta p_{e, \text{тр}} \approx 50$ Па, тогда

$$\Delta p_{p, \text{ц}} = 560 + 50 = 610 \text{ Па}.$$

П-1.5 Подготовка исходных данных для гидравлического расчета систем водяного отопления

Цель расчета - это подбор по сортаменту площади поперечного сечения (диаметра) труб, достаточной для подачи нужного количества теплоносителя в приборы, в зависимости от располагаемой или действующей разности давления.

Исходными данными к гидравлическому расчету являются:

- результаты теплового баланса помещений и здания;
- расчетные параметры теплоносителя системы отопления t_r и t_o , °С;
- схема проектируемой системы отопления, на которой показывается вся запорно-регулирующая арматура, воздухоборники, отводы, стояки с отопительными приборами и другие элементы.

Правильный гидравлический расчет предопределяет работоспособность системы. По существующему сортаменту трубопроводов подбираются сечения достаточные для подачи нужного количества теплоносителя. Потери давления при этом составляют **гидравлическое сопротивление системы $\Delta P_{с.о.}$** , Па, которое должно соответствовать действующей разности давлений.

Гидравлический расчет производится в соответствии с законами гидравлики и основан на следующем **принципе**: при установившемся движении воды, действующая в системе разность давления полностью расходуется на преодоление гидравлического сопротивления движению.

Систему отопления разбивают на циркуляционные кольца, которые в свою очередь делят на расчетные участки и наносят тепловые нагрузки.

Участком называют часть трубы с одним и тем же расходом теплоносителя.

Последовательно соединенные участки, образующие замкнутый контур циркуляции воды через ИТП (или, начиная от напорного патрубка циркуляционного насоса и заканчивая всасывающим патрубком циркуляционного насоса), составляют **циркуляционное кольцо** системы.

В **однотрубной** системе отопления количество циркуляционных колец равно числу стояков или горизонтальных веток, а в **двухтрубной** – количеству отопительных приборов.

Из всей системы следует выбрать одно **основное расчетное циркуляционное кольцо**.

В качестве основного расчетного циркуляционного кольца принимают:

– в системах **с попутным движением** теплоносителя в магистральных:

для **однотрубных** систем – кольцо через наиболее нагруженный стояк;

для **двухтрубных** систем – кольцо через нижний отопительный прибор наиболее нагруженного стояка.

Затем выполняется расчет циркуляционных колец через крайние стояки (ближний и дальний);

– в системах **с тупиковым движением** теплоносителя в магистральных:

для **однотрубных** систем – кольцо через наиболее нагруженный из самых удаленных стояков;

для **двухтрубных** систем – кольцо через нижний отопительный прибор наиболее нагруженного из самых удаленных стояков.

Затем выполняется расчет остальных циркуляционных колец;

– **в горизонтальных системах отопления** – кольцо через наиболее нагруженную ветвь нижнего этажа здания.

Следует выбрать одно из двух направлений гидравлического расчета основного циркуляционного кольца.

Первое направление гидравлического расчета состоит в том, что диаметры труб и потери давления в кольце определяются по задаваемой оптимальной скорости движения теплоносителя на каждом участке основного циркуляционного кольца с последующим подбором циркуляционного насоса.

Скорость теплоносителя в горизонтально проложенных трубах следует принимать не ниже 0,25 м/с, чтобы обеспечить удаление воздуха из них. Рекомендуется принимать оптимальную расчетную скорость движения теплоносителя:

– **для стальных труб - до 0,3...0,5 м/с;**

– **для медных и полимерных труб – до 0,5...0,7 м/с,**

при этом ограничиваясь величиной удельной потери давления на трение R не более 100...200 Па/м.

Максимально допустимые значения скорости воды, обеспечивающие бесшумность работы системы, приведены в таблице 1.5.1

На основании результатов расчета основного кольца производится расчет остальных циркуляционных колец.

Таблица 1.5.1 – Минимально допустимые значения скорости воды в системе отопления

Допустимый эквивалентный уровень шума, дБ	Допустимая скорость теплоносителя, м/с, в трубах при коэффициентах местных сопротивлений узла отопительного прибора или стояка с арматурой				
	До 5	10	15	20	30
30	1,5	1,2	1,0	0,8	0,65
40	1,5	1,5	1,5	1,5	1,2

Первое направление расчета применяется, как правило:

- для систем с местным теплогенератором;
- для систем отопления при их независимом присоединении к тепловым сетям;
- для систем отопления при зависимом присоединении к тепловым сетям, но недостаточном располагаемом давлении на вводе тепловых сетей (кроме узлов смешения с элеватором).

Требуемый напор циркуляционного насоса p_n , Па, необходимый для подбора типоразмера циркуляционного насоса, следует определять в зависимости от вида системы отопления:

- для *вертикальных однотрубных и бифилярных* систем по формуле

$$p_n = \Delta p_{c.o.} - \Delta p_e \quad (1.5.1)$$

- для горизонтальных однотрубных и бифилярных, двухтрубных систем по формуле

$$p_n = \Delta p_{c.o.} - 0,4 \Delta p_e \quad (1.5.2)$$

где $\Delta p_{c.o.}$ – потери давления. в основном расчетном циркуляционном кольце, Па;

Δp_e – естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах и трубах циркуляционного кольца, Па.

Второе направление гидравлического расчета состоит в том, что подбор диаметров труб на расчетных участках и определение потерь давления в циркуляционном кольце производится по изначально заданной величине располагаемого циркуляционного давления для системы отопления. В этом случае диаметры

участков подбираются по ориентировочной величине удельных потерь давления R_{cp} , Па/м, (методом удельных потерь давления). По такому принципу проводится расчет систем отопления с естественной циркуляцией, систем отопления с зависимым присоединением к тепловым сетям (со смешением в элеваторе; со смесительным насосом на перемычке при достаточном располагаемом давлении на вводе тепловых сетей; без смешения при достаточном располагаемом давлении на вводе тепловых сетей). В качестве исходного параметра гидравлического расчета необходимо определить величину располагаемого циркуляционного перепада давления Δp_p , которое **в системах естественной циркуляцией** равно

$$\Delta p_p = \Delta p_e, \quad (1.5.3)$$

а **в насосных системах** определяется в зависимости от вида системы отопления:

– **для вертикальных однотрубных и бифилярных систем** по формуле:

$$\Delta p_p = p_n + \Delta p_e, \quad (1.5.4)$$

– **для горизонтальных однотрубных и бифилярных, двухтрубных систем** по формуле

$$\Delta p_p = p_n + 0,4 \Delta p_e \quad (1.5.5)$$

Далее основное циркуляционное кольцо разбивается на расчетные участки. На расчетной схеме системы отопления каждый расчетный участок обозначается порядковым номером, в числителе указывается его тепловая нагрузка, в знаменателе – длина.

Определяется расход теплоносителя на участке, $G_{уч}$, кг/ч, по формуле

$$G_{уч} = \frac{3,6 Q_{уч}}{c(t_2 - t_o)} \beta_1 \beta_2, \quad (1.5.6)$$

где $Q_{уч}$ – тепловая нагрузка участка, Вт;
 t_r, t_o – температура подаваемой и обратной воды в системе, °С;

c – удельная массовая теплоемкость воды, равная 4,19 КДж/кг·°С;

β_1 – поправочный коэффициент, учитывающий теплопередачу через дополнительную площадь (сверх расчетной) приборов, принятую к установке;

β_2 – поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные теплотери вследствие размещения отопительных приборов у наружных ограждений. $\beta_1 = 1,03$; $\beta_2 = 1,02$.

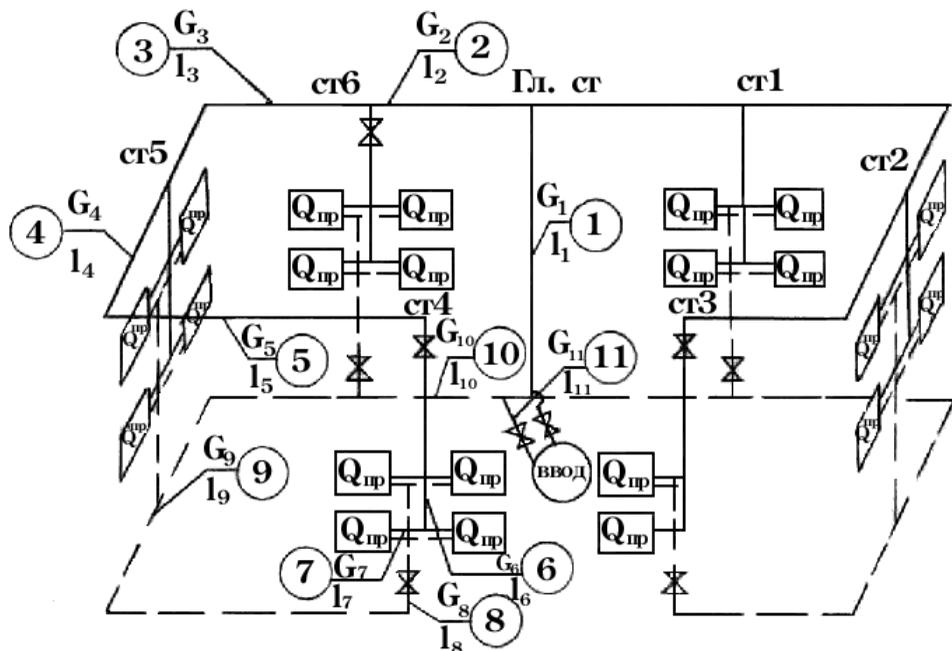


Рисунок 1.5.1 – Пример двухтрубной системы отопления с верхней разводкой, подготовленной к гидравлическому расчету

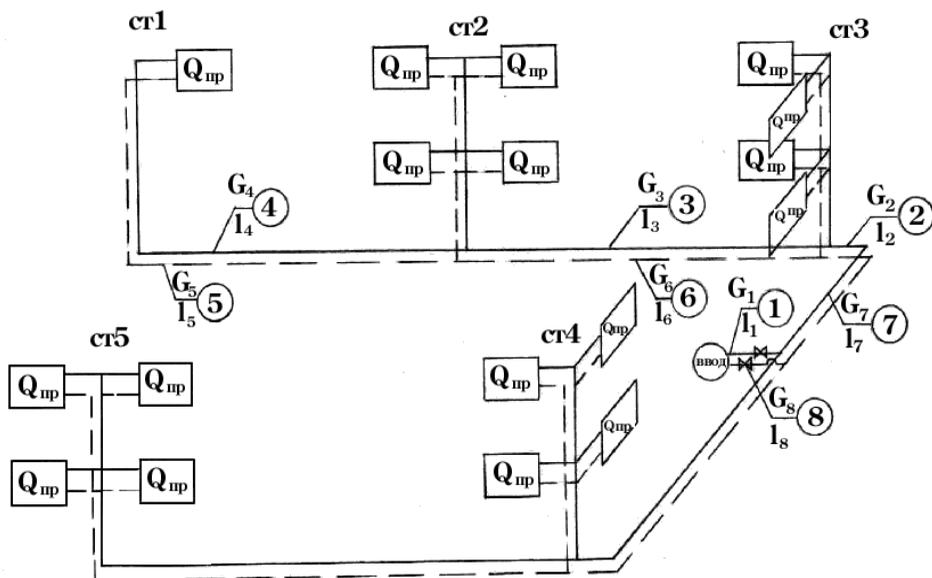


Рисунок 1.5.2 – Пример двухтрубной системы отопления с нижней разводкой, подготовленной к гидравлическому расчету

П-1.6 Гидравлический расчет систем водяного отопления методом удельных потерь на трение

Расчет методом удельных потерь давлений ведется при постоянных перепадах температуры воды во всех стояках и ветвях, соответствующих расчетному перепаду температуры воды во всей системе.

Потери давления на трение и местные сопротивления на каждом участке определяют отдельно по преобразованной формуле Дарси-Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{уч}} = Rl + Z, \quad (1.6.1)$$

где R – удельная потеря давления на трение, Па/м, т.е. потеря на трение на участке длиной 1м;

Z – потери давления на местные сопротивления, Па.

Для расчета этим методом используют таблицы (приложения Е, Л), где приводятся значения R для различных диаметров трубопроводов, расходов и скоростей теплоносителя.

Отопление

Если изначально задана величина располагаемого циркуляционного давления для системы Δp_p (**второе направление гидравлического расчета**), то для рассчитываемого циркуляционного кольца предварительно определяют среднее значение удельной потери на трение R_{cp} , Па/м, по формуле

$$R_{cp} = (1-a)0,9\Delta p_p / \sum l, \quad (1.6.2)$$

где a – доля потерь давления на местные сопротивления; при насосной циркуляции $a=0,35$; при естественной циркуляции $a=0,5$;
 $\sum l$ – сумма длин участков рассчитываемого кольца, м.

Ориентируясь на R_{cp} , по таблицам для расчета трубопроводов (приложение Е для труб стальных водогазопроводных и приложение Л для труб металлополимерных) находят заданный расход теплоносителя, диаметр, которому он соответствует и скорость движения воды.

По скорости движения определяют динамическое давление p_d , Па по приложению К или по формуле

$$p_d = (u^2 \rho) / 2 \quad (1.6.3)$$

Для имеющих на расчетном участке сопротивлений (отводы, краны, тройники и т.п.) находят в справочнике коэффициенты местных сопротивлений ξ (приложение Ж для труб стальных и приложение М для труб металлополимерных).

Определяют потери давлений в местных сопротивлениях

$$Z = \sum \xi p_d \quad (1.6.4)$$

Определяют полные потери давлений на каждом расчетном участке.

$$\Delta p_{уч} = Rl + Z \quad (1.6.5)$$

Просуммировав потери давлений на всех расчетных участках главного циркуляционного кольца, получаем потери давления в системе в целом.

$$\Delta p_c = \sum (Rl + Z)_{уч} \quad (1.6.6)$$

Должно выполняться условие:

Отопление

$$\Delta p_c = \sum (Rl + Z)_{уч} \leq 0,9\Delta p_p \quad (1.6.7)$$

Далее проводится расчет остальных циркуляционных колец, и потери давления в них увязываются с потерями в главном циркуляционном кольце. Невязка допускается в пределах 15%.

Результаты гидравлического расчета заносятся в табл.1.6.1

Таблица 1.6.1– Форма для гидравлического расчета методом удельных потерь давления

№ участка	Тепловая нагрузка уч-ка	Расход воды на участке	Длина участка	Диаметр трубы	Скорость воды на участке	Удельные потери на трение	Потери на трение	Сумма КМС	Потери в МС	Суммарные потери давления
	$Q_{уч.}$	$G_{уч.}$	$l_{уч.}$	$d_{уч.}$	$v_{уч.}$	$R_{уч.}$	$R_{уч.} \cdot l_{уч.}$	$\sum \xi$	$Z_{уч.}$	$R_{уч.} \cdot l_{уч.} + Z_{уч.}$
	Вт	кг/ч	м	мм	м/с	Па/м	Па	-	Па	Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

В первой графе записываются номера участков от 1 до n прямых и обратных трубопроводов основного циркуляционного кольца.

Во второй графе записываются тепловые нагрузки $Q_{уч.}$, Вт, участков, которые можно определить, зная общую тепловую нагрузку на систему отопления $Q_{от}$ и тепловые нагрузки отдельных отопительных приборов

В третьей графе записывается расход воды на участках $G_{уч.}$, кг/ч, который вычисляется по формуле (1.5.6)

Длины участков $l_{уч.}$, м, в четвертой графе определяются, согласно плану и разрезам здания.

Пятая, шестая, седьмая и восьмая графы заполняются на основе данных таблицы (приложения Е, Л), по которой, ориентируясь на $R_{ср.}$ и зная расход воды на участке $G_{уч.}$, определяются величины $d_{уч.}$, $v_{уч.}$, $R_{уч.}$.

В девятую графу заносятся значения коэффициентов местных сопротивлений (приложение Ж или приложение М) участков. Местные сопротивления, расположенные на границе двух участков, относят к тому участку, где меньше расход теплоносителя.

В десятую графу заносятся потери в местных сопротивлениях, определенные по формуле (1.6.4) или по приложению И.

Суммарные потери давления на участке $R_{уч.} \cdot l_{уч.} + Z_{уч.}$ записываются в одиннадцатую графу.

Определяются потери давления в основном циркуляционном кольце сложением потерь давления на всех участках (формула 1.6.6), при этом должно соблюдаться условие: (1.6.7), то есть должен обеспечиваться запас давления в 10%. Если это условие не соблюдается, необходимо добиться равенства, подбирая другие диаметры на отдельных участках.

Если увязку потерь давлений в различных кольцах системы отопления не удастся произвести изменением диаметров труб отдельных участков, то для увеличения гидравлического сопротивления ближнего стояка на нём можно установить дроссельную шайбу, которая представляют собой металлический диск толщиной 2-5 мм с отверстием в центре. Диаметр отверстия $d_{ш}$, м, определяют по формуле

$$d_{ш} = 3,56 \cdot \sqrt[4]{\frac{G_{ст}^2}{\Delta p_{ст}}} \quad (1.6.8)$$

где $G_{ст}$ – расход воды в стояке, на котором устанавливается дроссельная шайба, кг/ч;

$\Delta p_{ст}$ – невязка потерь давления в расчётных кольцах, Па.

Шайбы целесообразно применять для погашения излишнего давления, превышающего 300 Па.

Задача 1.6.1. Выполнить гидравлический расчет основного циркуляционного кольца из легких водогазопроводных труб вертикальной однотрубной системы водяного отопления здания, присоединенной через водоструйный элеватор к наружным теплосетям, при параметрах теплоносителя в теплосети $T = 150 - 70 \text{ C}^0$, в системе отопления – $t_r = 95 \text{ C}^0$, $t_0 = 70 \text{ C}^0$. Вариант схемы системы отопления с указанием тепловых нагрузок отопительных приборов, Вт, длин участков, м, выдается преподавателем индивидуально каждому студенту.

Пример

Выполнить гидравлический расчет основного циркуляционного кольца из легких водогазопроводных труб вертикальной однотрубной системы водяного отопления трехэтажного здания, присоединенной через водоструйный элеватор к наружным теплопроводам, при параметрах теплоносителя $t_1 = 150^\circ\text{C}$, $t_r = 95^\circ\text{C}$, $t_0 = 70^\circ\text{C}$. Тепловые нагрузки приборов, стояков и участков, Вт, длины участков указаны на схеме (рис. 1.6.1). Радиаторы РСВ установлены у остекления световых проемов, присоединены к стоякам без уток со смещенными обходными участками в третьем этаже (с кранами КРТ), с осевыми замыкающими участками во втором и со смещенными замыкающими участками в первом (с кранами КРП) этаже. Располагаемый перепад давлений на вводе в здание Δp_n принять равным 5600 Па.

Решение.

Основное циркуляционное кольцо выбираем при тупиковом движении воды в магистралях через стояк 2; длина кольца 56 м (принимая, что правая ветвь системы значительно длиннее левой).

По формуле 1.5.4 определяем $\Delta p_{e.пр}$

$$\Delta p_{e.пр} = \frac{0,64 \cdot 9,81}{4,187 \cdot 180} \cdot (1600 \cdot 3 + 1100 \cdot 6 + 1800 \cdot 9,25) \cdot 3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,1 = 980 \text{ Па}$$

Расчетное циркуляционное давление, пренебрегая как незначительной величиной $\Delta p_{e.тр.}$, $\Delta p_p = \Delta p_n + \Delta p_{e.пр} = 5600 + 980 = 6580$ Па.

Расход воды в стояке по формуле 1.5.6

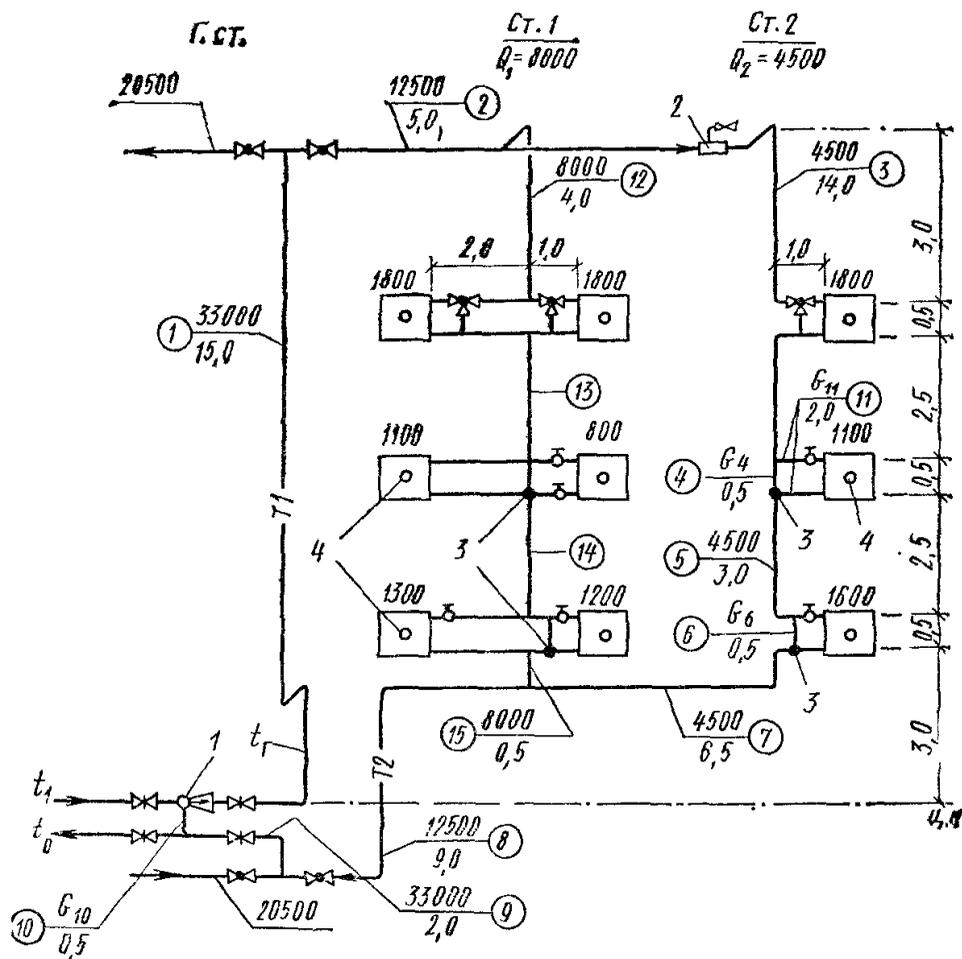
$$G_{ст} = \frac{4500 \cdot 3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,1}{4,187 \cdot (95 - 70)} = 180 \text{ кг/ч}$$

Средняя удельная линейная потеря давления по формуле 1.6.2

$$R_{cp} = \frac{0,65 \cdot 0,9 \cdot 6580}{56} = 69 \text{ Па/м}$$

Результаты гидравлического расчета вносим в таблицу 1.6.2

Отопление



- 1 – водоструйный элеватор; 2 – воздухоотделитель;
3 и 4 – центры охлаждения воды соответственно в стояках и приборах

Рисунок 1.6.1 – Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и тупиковым движением воды в магистралях.

Таблица 1.6.2 – Гидравлический расчет системы отопления

№ участка	Тепловая нагрузка участка	Расход воды на участке	Длина участка	Диаметр трубы	Скорость воды на участке	Удельные потери на трение	Потери на трение	Сумма КМС	Потери в МС	Суммарные потери давления
	$Q_{уч.}$	$G_{уч.}$	$l_{уч.}$	$d_{уч.}$	$v_{уч.}$	$R_{уч.}$	$R_{уч.} \cdot l_{уч.}$	$\sum \xi$	$Z_{уч.}$	$R_{уч.} \cdot l_{уч.} + Z_{уч.}$
	Вт	кг/ч	м	мм	м/с	Па/м	Па	–	Па	Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	33000	1320	15,0	32	0,355	57	855	2,0	123	978
2	12500	500	5,0	20	0,38	130	650	11,9	840	1490
3	4500	180	14,0	15	0,245	83	1162	15,35	450	1612
4	–	120	0,5	15	0,16	39	20	2,3	29	49
5	4500	180	3,0	15	0,245	83	249	0,8	24	273
6	–	90	0,5	15	0,12	23	12	7,4	52	64
7	4500	180	6,5	15	0,245	83	540	6,4	188	728
8	12500	500	9,0	25	0,23	37	333	10,5	272	605
9	33000	1320	2,0	32	0,355	57	114	1,0	62	176
10	–	907,5	0,5	25	0,42	115	58	1,2	103	161
$\sum l_{уч.}=56,0$			$\sum R_{уч.} \cdot l_{уч.}=3993$				$\sum Z_{уч.}=2143$			6136

Расход воды на участке 10 по формуле

$$G_{10} = G_c - G_1 = 1320 - \frac{33000 \cdot 3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,1}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 907,5 \text{ кг/ч}$$

Запас давления в основном циркуляционном кольце удовлетворяет условию.

$$\frac{6580 - 6136}{6580} \cdot 100 = 6,75 \%$$

При расчете приняты следующие значения коэффициентов местных сопротивлений на участках (таблица 1.6.3), причем для смежных участков местное сопротивление тройника отнесено к участку с меньшей тепловой нагрузкой.

П-1.7 Гидравлический расчет систем водяного отопления методом характеристик сопротивлений

При расчете этим методом устанавливают распределение потоков воды в циркуляционных кольцах системы и получают неравные (переменные, скользящие) перепады температуры воды в стояках и ветвях.

Потери давлений на трение и в местных сопротивлениях на участке определяют совместно по преобразованной формуле Дарси-Вейсбаха

$$\Delta P_{уч} = \left(\frac{\lambda}{d} \cdot l_{уч} + \sum \zeta_{уч} \right) \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = A \cdot \left(\frac{\lambda}{d} \cdot l_{уч} + \sum \zeta_{уч} \right) \cdot G^2, \quad (1.7.1)$$

или

$$\Delta P_{уч} = S \cdot G^2 \quad (1.7.2)$$

где G – расход воды на участке, кг / ч;
 S – характеристика сопротивления участка, Па/(кг/ч)², выражающая потери давления на участке при единичном расходе воды (1кг/ч).

$$S = A \cdot \left(\frac{\lambda}{d} \cdot l_{уч} + \sum \zeta_{уч} \right) \quad (1.7.3)$$

A – удельное скоростное давление в трубопроводе, Па/(кг/ч)², возникающее при расходе воды 1кг/ч.

$$A = \frac{16}{3600^2 \cdot 2 \cdot \pi^2 \cdot \rho \cdot d^4} \quad (1.7.4)$$

Характеристика сопротивления может быть рассчитана для каждого участка или отдельных элементов системы.

При **последовательном** соединении n участков общая характеристика сопротивлений будет равна сумме характеристик сопротивлений участков

$$S_{общ} = \sum_{i=1}^n S_i \quad (1.7.5)$$

При **параллельном** соединении n участков общая характеристика сопротивления

$$S_{общ} = \left(\frac{1}{\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}} + \frac{1}{\sqrt{S_3}}} \right)^2 \quad (1.7.6)$$

Перепад температур в стояке

$$\Delta t_{см} = \frac{3,6 \cdot Q_{см}}{c \cdot G_{см}} \quad (1.7.7)$$

После расчета потерь давления в самом дальнем стояке определяются потери давления в других стояках и участках магистрали.

Результаты расчета заносятся в таблицу по форме 1.7.1.

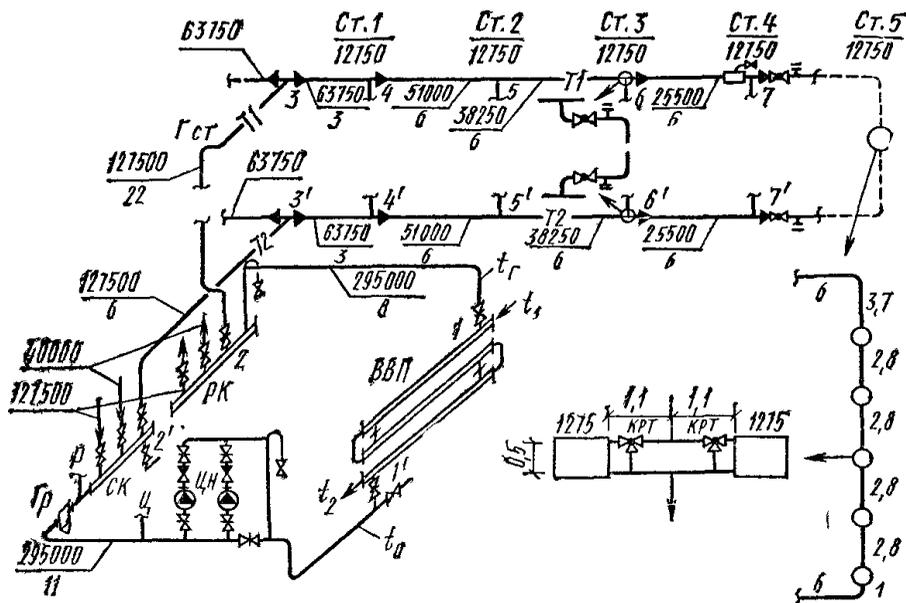
Таблица 1.7.1 – Форма для гидравлического расчета трубопроводов системы отопления методом характеристик сопротивлений

№ участка	Q, Вт	G, кг/ч	L, м	Dy, мм	λ/d , 1/м	$\Sigma \xi$ -	$A \cdot 10^4$, Па (кг/ч) ²	$S \cdot 10^4$, Па (кг/ч) ²	Δp , Па	$\Delta t_{ст}$, °C
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Задача 1.7.1. Выполнить гидравлический расчет вертикальной однетрубной системы водяного отопления методом характеристик сопротивлений. Вариант схемы системы отопления с указанием тепловых нагрузок отопительных приборов, Вт, длин участков, м, выдается преподавателем индивидуально каждому студенту.

Пример 1.7.1 Выполнить гидравлический расчет вертикальной однетрубной системы водяного отопления 5-этажного здания

с верхней разводкой. Система присоединяется по независимой схеме к наружным теплопроводам. Параметры теплоносителя воды в системе отопления принимаем: $t_r=85\text{ }^\circ\text{C}$, $t_o=65\text{ }^\circ\text{C}$.



КРТ – кран трехходовой; ВВП – водо-водяной подогреватель;
 ЦН – циркуляционный насос; Ц – циркуляционная труба
 расширительного бака; Гр – грязевик; СК – сборный коллектор;
 РК – распределительный коллектор; Р – расширительная труба

Рисунок 1.7.1 – Схема вертикальной однотрубной тупиковой системы с верхней разводкой

Решение.

Гидравлический расчет системы отопления начинаем с наиболее удаленного от теплового пункта стояка 5.

В первую графу записываются номера участков от 1 до n прямых и обратных трубопроводов основного циркуляционного кольца. Результаты расчета для стояков и участков магистрали записываются по-разному.

Во вторую графу записываются тепловые нагрузки стояков (1,2,3,4,5) и участков.

В третью графу заносятся расходы воды на стояках и участках, при постоянном перепаде температур, определяемые по формуле (1.5.6).

Расход в стояке 5 при его тепловой нагрузке 12750 Вт, принимая увеличенный на 4 С° перепад температуры воды в нем (по сравнению с перепадом температуры воды в системе в целом) составит

$$G_{ст.5} = \frac{12750 \cdot 3,6 \cdot 1,04 \cdot 1,02}{4,187 \cdot (85 - 65 + 4)} = 485 \text{ кг/ч}$$

В четвертую графу вносят длины участков L, м.

Определяются ориентировочные удельные потери давления на трение R_{ор.} по формуле (1.6.2).

По расходам теплоносителя и величине R_{ор.} по приложению Е подбирают возможные диаметры труб и заносят в графу пятую.

По приложению (Н) определяют λ/d, 1/м,; A·10⁴, Па/(кг/ч)², и заносят соответственно в графу шестую и графу восьмую.

В графу 7 вносят значения коэффициентов местных сопротивлений, имеющих **на участках** кольца, определенные по приложению Ж.

Далее определяют характеристики гидравлического сопротивления S_{уч.}·10⁴, Па/(кг/ч)², и заносятся в графу 9.

В графу десятую записывают потери давления, определяемые по формуле (1.7.2).

В графу одиннадцатую вносят значения перепада температур в стояках, рассчитанный по формуле (1.7.7).

Характеристику гидравлического сопротивления стояка 5 определим, суммируя характеристики пяти двойных приборных узлов и шести последовательно соединяющих их участков.

Рассчитаем сначала характеристику сопротивления левой половины двойного приборного узла при длине труб 2,2 м по формуле (1.7.3)

$$S_1 = 10,6 \cdot [(2,7 \cdot 2,2) + 18,4] \cdot 10^{-4} = 258 \cdot 10^{-4}$$

принимая следующие коэффициенты местного сопротивления (КМС): тройника на растекании – 6,3; двух уток – 1,6; крана КРТ на проходе – 3,5; радиатора – 1,3; тройника на проходе – 0,7; тройника на противотоке – 5,0; всего – 18,4.

Отопление

Тогда общая характеристика сопротивления двойного приборного узла составит $S_{уз} = S_1 : 4 = 258 \cdot 10^{-4} : 4 = 64,5 \cdot 10^{-4}$

Найдем характеристику сопротивления по формуле (1.7.3) шести последовательно соединенных участков стояка общей длиной 27,9 м

$$\Sigma S_{уч} = 10,6 \cdot (2,7 \cdot 27,9 + 15,9) \cdot 10^{-4} = 967 \cdot 10^{-4}$$

при КМС: двух тройников на проходе – 4,4; двух пробочных кранов – 7,0; двух спускных тройников на проходе – 1,4; двух отводов – 1,6; внезапных расширения и сужения – 1,5; всего – 15,9.

Отсюда характеристика сопротивления всего стояка 5 по формуле (1.7.5)

$$S_{см.5} = [(64,5 \cdot 5) + 967] \cdot 10^{-4} = 1289,5 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2$$

Потери давления в стояке 5 по формуле (1.7.2):

$$\Delta P_{см.5} = 1289,5 \cdot 10^{-4} \cdot 485^2 = 30332 \text{ Па}$$

Далее производится гидравлический расчет стояка 4, где при известном циркуляционном давлении найдем расход воды. Для этого определяется характеристика сопротивления стояка, который состоит из таких же пяти двойных приборных узлов и участков общей длиной 17,9 м.

Характеристика сопротивления участков стояка 4 составит:

$$\Sigma S_{уч} = 10,6 \cdot (2,7 \cdot 17,9 + 14,0) \cdot 10^{-4} = 660,7 \cdot 10^{-4}$$

где 14,0 – сумма следующих КМС: тройника на ответвлении при делении потока – 1,34; четырех отводов – 3,2; двух пробочных кранов – 7,0; двух пробочных кранов – 7,0; двух тройников на проходе – 1,4; тройника на ответвлении при слиянии потоков – 1,1.

Характеристика сопротивления стояка 4

$$S_{см.4} = [(64,5 \cdot 5) + 660,7] \cdot 10^{-4} = 983,2 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2$$

Определим расход воды в стояке 4 при циркуляционном давлении 30332 Па

$$G_{ст.4} = 100 \cdot (30332 : 983,2)^{0,5} = 555 \text{ кг/ч}$$

При найденном расходе установим перепад температуры

$$\Delta t_{ст.4} = \frac{12750 \cdot 3,6 \cdot 1,04 \cdot 1,02}{4,187 \cdot 555} = 21 \text{ } ^\circ\text{C}$$

воды в стояке 4

Теперь можно рассчитать потери давления на двух участках магистралей, прилегающих к стояку 4. Расход воды на этих участках 6-7 (подающей) и 6'-7' (обратной) магистралей равен сумме расходов воды в стояках 4 и 5.

$$G_{6-7} = 555 + 485 = 1040 \text{ кг/ч}$$

Принимая диаметр участков $D_y = 25$, и зная общую длину 12 м, определим характеристику их сопротивления

$$S_{уч} = 1,23 \cdot [(1,4 \cdot 12) + 5,3] \cdot 10^{-4} = 27,2 \cdot 10^{-4}$$

где 5,3 – сумма КМС: двух тройников на проходе – 2,3; воздухо-сборника – 1,5; внезапных расширения и сужения – 1,5.

Тогда потери давления на участках магистралей 6-7 составят

$$\Delta P_{уч.маг} = 27,2 \cdot 10^{-4} \cdot 1040^2 = 2942 \text{ Па}$$

Перейдем к гидравлическому расчету стояка 3. Стояк 3 по конструкции аналогичен стояку 4, однако его характеристика сопротивления несколько уменьшена в связи с тем, что КМС тройников на ответвлении при делении и слиянии потоков (в местах присоединения стояка к магистралям) составляют 1,2 и 0,9, т.е. меньше по значению, чем для стояка 4.

Характеристика сопротивления участков стояка 3 из труб D_y 15 при длине 17,9 м и сумме КМС, равной 13,7;

$$\Sigma S_{уч} = 10,6 \cdot (2,7 \cdot 17,9 + 13,7) \cdot 10^{-4} = 657,5 \cdot 10^{-4}$$

Общая характеристика сопротивления стояка 3

$$S_{ст.3} = (64,4 \cdot 5 + 657,5) \cdot 10^{-4} = 980 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2$$

Отопление

Располагаемое циркуляционное давление для стояка 3 составляет:

$$\Delta P_{cm.3} = \Delta P_{cm.5} + \Delta P_{pуч.маг} = 30332 + 2942 = 33274 \text{ Па}$$

Тогда расход воды в стояке 3

$$G_{cm.3} = 100 \cdot (33274 : 980)^{0,5} = 583 \text{ кг/ч}$$

При таком расходе перепад температуры воды в стояке 3

$$\Delta t_{cm.3} = \frac{12750 \cdot 3,6 \cdot 1,04 \cdot 1,02}{4,187 \cdot 583} = 19,9 \text{ C}^\circ$$

Проделанные и дальнейшие гидравлические расчеты сведем в таблицу 1.7.2.

$$\Delta p_c = 49050$$

При составлении таблицы 1.7.2 учтены следующие местные сопротивления на участках магистралей:

5 – 6 – два тройника на проходе (сумма КМС 1,9);

4 – 5 – два тройника на проходе, внезапные расширение и сужение (3,2);

3 – 4 – тройники на растекании и противотоке, внезапные расширение и сужение (12,8);

2 – 3 – пять отводов, две задвижки, два спускных тройника на проходе, внезапные расширение и сужение (5,4);

1 – 2 – пять отводов, четыре задвижки, грязевик, обратный клапан, тройники на ответвлении и проходе (19,8).

В результате гидравлического расчета получено постепенное увеличение расхода воды в стояках по мере приближения к тепловому пункту (от 485 до 620 кг/ч). При этом происходит сокращение перепада температуры воды в стояках (от 24 до 18,8 C°).

В системе отопления в целом установлен общий перепад температуры воды

$$\Delta t_c = \frac{295000 \cdot 3,6 \cdot 1,04 \cdot 1,02}{4,187 \cdot 13172} = 20,4 \text{ C}^\circ$$

достаточно близкий к заданному (20 C°).



Таблица 1.7.2 – Гидравлический расчет системы отопления к примеру 1.7.1

№ уч-ка	Q, Вт	G, кг/ч	L, м	Dy, мм	λ/d , 1/м	$\Sigma\xi$ –	$A \cdot 10^4$, $\frac{\text{Па}}{(\text{кг/ч})^2}$	$S \cdot 10^4$, $\frac{\text{Па}}{(\text{кг/ч})^2}$	Δp , Па	$\Delta t_{ст}$, °C
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ст.5	12750	485		15	2,7		10,6	1289,5	30332	24
Ст.4	12750	555		15	2,7		10,6	983,2	30332	21
6-7,6'7'	25500	1040	12	25	1,4	5,3	1,23	27,2	2942	–
Ст.3	12750	583		15	2,7		10,6	980,0	33274	19,9
5-6,5'-6'	38250	1623	12	32	1,0	19	0,39	5,4	1422	–
Ст.2	12750	594		15	2,7		10,6	982,1	34696	19,6
4-5,4'-5'	51000	2217	12	32	1,0	3,2	0,39	5,9	2900	–
Ст.1	12750	620		15	2,7		10,6	979,0	37596	18,8
3-4,3'-4'	63750	2837	6	40	0,8	12,8	0,23	4,05	3260	–
2-3,2'-3'	127500	5674	28	50	0,55	5,4	0,082	1,71	5505	–
1-2,1'-2'	295000	13172	19	100	0,23	19,8	0,00642	0,155	2689	

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. СП 60.13330.2012. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – Введ. 2013 – М.: Минрегион России, 2012. – 76 с.
2. СП 131.13330.2012. Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99.
3. ГОСТ 30494—2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – Введ. 2013-01-01. – М.: Стандартинформ, 2013. – 12 с.
4. ГОСТ 12.1.005-88. Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – Введ. 1989-01-01. – М.: Стандартинформ, 2008. – 48 с.
5. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. Введ. 1996-10-01. – М.: Минздрав России, 1997. – 20 с.
6. Методические указания к практическим занятиям по дисциплине «Теоретические основы создания микроклимата в помещении» для студентов специальности 270109 «Теплогазоснабжение и вентиляция». Ч.1. – Ростов н/Д: Рост. гос. строит. ун-т, 2010. – 59с.
7. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.1. Отопление. / В.Н.Богословский, Б.А.Крупнов, А.Н.Сканави и др.; Под ред. И.Г.Старовойрова и Ю.И.Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990 – 344 с. (Справочник проектировщика).

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Классификация помещений (ГОСТ 30494-2011)

Помещения 1-й категории – помещения, в которых люди в положении лежа или сидя находятся в состоянии покоя и отдыха.

Помещения 2-й категории – помещения, в которых люди заняты умственным трудом, учебной.

Помещения 3а категории – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя без уличной одежды.

Помещения 3б категории – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя в уличной одежде.

Помещения 3в категории – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении стоя без уличной одежды.

Помещения 4-й категории – помещения для занятий подвижными видами спорта.

Помещения 5-й категории – помещения, в которых люди находятся в полураздетом виде (раздевалки, процедурные кабинеты, кабинеты врачей и т.п.).

Помещения 6-й категории – помещения с временным пребыванием людей (вестибюли, гардеробные, коридоры, лестницы, санузлы, курительные, кладовые).

Приложение Б
Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне помещений жилых зданий и общежитий (ГОСТ 30494-2011)

Период года	Наименование помещения	Температура воздуха, °С		Результирующая температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
		оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая, не более	оптимальная, не более	допустимая, не более
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Холодный	Жилая комната	20-22	18-24 (20-24)	19-20	17-23 (19-23)	45-30	60	0,15	0,2
	То же, в районах с температурой наиболее холодной пятидневки (обеспеченностью 0,92) минус 31 °С и ниже	21-23	20-24 (22-24)	20-22	19-23 (21-23)	45-30	60	0,15	0,2
	Кухня	19-21	18-26	18-20	17-25	НН*	НН	0,15	0,2
	Туалет	19-21	18-26	18-20	17-25	НН	НН	0,15	0,2
	Ванная, совмещенный санузел	24-26	18-26	23-27	17-26	НН	НН	0,15	0,2
	Помещения для отдыха и учебных занятий	20-22	18-24	19-21	17-23	45-30	60	0,15	0,2
	Межквартирный коридор	18-20	16-22	17-19	15-21	45-30	60	0,15	0,2
	Вестибюль, лестничная клетка	16-18	14-20	15-17	13-19	НН	НН	0,2	0,3
	Кладовые	16-18	12-22	15-17	11-21	НН	НН	НН	НН

*НН – не нормируется

Примечание – Значения в скобках относятся к домам для престарелых и инвалидов.

Приложение В

Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне общественных зданий (ГОСТ 30494-2011)

Период года	Наименование помещения	Температура воздуха, °С		Результирующая температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
		оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая, не более	оптимальная, не более	допустимая, не более
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Холодный	1 категория	20-22	18-24	19-20	17-23	45-30	60	0,2	0,3
	2 категория	19-21	18-23	18-20	17-22	45-30	60	0,2	0,3
	3а категория	20-21	19-23	19-20	19-22	45-30	60	0,2	0,3
	3б категория	14-16	12-17	13-15	13-16	45-30	60	0,2	0,3
	3в категория	18-20	16-22	17-20	15-21	45-30	60	0,2	0,3
	4 категория	17-19	15-21	16-18	14-20	45-30	60	0,2	0,3
	5 категория	20-22	20-24	19-21	19-23	45-30	60	0,15	0,2
	6 категория	16-18	14-20	15-17	13-19	НН*	НН	НН	НН
	Ванные, душевые	24-26	18-28	23-25	17-27	НН	НН	0,15	0,2
Детские дошкольные учреждения									
	Групповая раздевальная и туалет:								
	Для ясельных и младших групп	21-23	20-24	20-22	19-23	45-30	60	0,1	0,15
	Для средних и дошкольных групп	19-21	18-25	18-20	17-24	45-30	60	0,1	0,15
	Спальня:								
	Для ясельных и младших групп	20-22	19-23	19-21	18-22	45-30	60	0,1	0,15
	Для средних и дошкольных групп	19-21	18-23	18-22	17-22	45-30	60	0,1	0,15

НН* – не нормируется

Примечание – для детских дошкольных учреждений, расположенных в районах с температурой наиболее холодной пятидневки (обеспеченностью 0,92) минус 31 °С и ниже, допустимую расчетную температуру воздуха в помещении следует принимать на 1 °С выше указанной в таблице.

Приложение Г
Оптимальные величины показателей микроклимата
на рабочих местах производственных помещений
(СанПиН 2.2.4.548-96)

Период года	Категория работ по уровню энергозатрат, Вт	Температура воздуха, °С	Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	Ia (до 139)	22-24	21-25	60-40	0,1
	Iб (140-174)	21-23	20-24	60-40	0,1
	IIa (175-232)	19-21	18-22	60-40	0,2
	IIб (233-290)	17-19	16-20	60-40	0,2
	III (более 290)	16-18	15-19	60-40	0,3

Приложение Д

Допустимые величины показателей микроклимата на рабочих местах производственных помещений (СанПиН 2.2.4.548-96)

Период года	Категория работ по уровню энергозатрат	Температура воздуха, °С		Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с	
		диапазон ниже оптимальных величин	диапазон выше оптимальных величин			для диапазона температур воздуха ниже оптимальных величин, не более	для диапазона температур воздуха выше оптимальных величин, не более
Холодный	Ia (до 139)	20,0-21,9	24,1-25,0	19,0-26,0	15-75*	0,1	0,1
	Iб (140-174)	19,0-20,9	23,1-24,0	18,0-25,0	15-75	0,1	0,2
	IIa (175-232)	17,0-18,9	21,1-23,0	16,0-24,0	15-75	0,1	0,3
	IIб (233-290)	15,0-16,9	19,1-22,0	14,0-23,0	15-75	0,2	0,4
	III (более 290)	13,0-15,9	18,1-21,0	12,0-22,0	15-75	0,2	0,4

- При температурах воздуха на рабочих местах 25 °С и выше максимально допустимые величины относительной влажности воздуха не должны выходить за пределы: 70% - при температуре воздуха 25 °С, 65% – при 26°С, 60% – при 27°С, 55% – при 28°С.
- При температурах воздуха 26 – 28 °С допустимая скорость движения воздуха в теплый период года должна соответствовать диапазону: 0,1- 0,2 м/с при категории работ Ia; 0,1-0,3 – при категории Ib; 0,2-0,4 – при категории IIa; 0,2-0,5 – при категории IIб и III.

Приложение Е

Таблица для гидравлического расчета труб стальных водогазопроводных обыкновенных систем водяного отопления $t_r=95$ °С, $t_o=70$ °С и $k=0,2$ мм

Удельные потери давления на трение R, Па/м	Количество проходящей воды G, кг/ч (верхняя строка), скорость движения воды, и, м/с (нижняя строка), по трубам стальным водогазопроводным (газовым) обыкновенным (ГОСТ 3262-75) условным проходом d, мм						
	15	20	25	32	40	50	70
1	2	3	4	5	6	7	8
28	91	221	391	840	1261	2645	4702
	0,135	0,171	0,19	0,233	0,265	0,312	0,35
32	98	237	416	902	1357	2740	5043
	0,145	0,183	0,202	0,25	0,284	0,334	0,383
36	106	256	441	964	1444	2814	5350
	0,156	0,195	0,214	0,267	0,304	0,356	0,409
40	112	267	467	1026	1524	2973	5657
	0,164	0,206	0,226	0,284	0,321	0,376	0,433
50	126	297	530	1149	1710	3336	6339
	0,186	0,23	0,257	0,318	0,36	0,422	0,485
60	139	324	593	1270	1866	3699	6971
	0,205	0,25	0,288	0,352	0,393	0,468	0,533
70	151	351	635	1369	2022	3988	7534
	0,223	0,271	0,308	0,379	0,426	0,504	0,576
80	162	377	677	1467	2178	4276	8066
	0,239	0,291	0,328	0,406	0,458	0,54	0,618
90	173	404	719	1554	2309	4543	8567
	0,255	0,312	0,348	0,43	0,486	0,574	0,655
100	183	430	759	1632	2431	4788	9035
	0,269	0,332	0,369	0,452	0,512	0,605	0,691
120	201	469	835	1786	2674	5250	9899
	0,295	0,362	0,405	0,494	0,563	0,664	0,757
140	216	507	904	1939	2895	5686	10584
	0,318	0,392	0,438	0,537	0,609	0,719	0,81

Примечание: k – шероховатость внутренней поверхности труб

Приложение Ж

Коэффициенты местных сопротивлений для элементов систем отопления из металлических труб

Элемент Системы отопления	КМС при условном диаметре трубы, d_y , мм					
	15	20	25	32	40	50
1	2	3	4	5	6	7
Радиаторы секционные	2	2	2	2	2	2
Тройник:						
на проходе	1	1	1	1	1	1
на ответвлении	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
на противотоке	3	3	3	3	3	3
Отвод 90° или утка	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
Крестовина:						
на проходе	2	2	2	2	2	2
на ответвлении	3	3	3	3	3	3
Вентиль	16	10	9	9	8	7
Задвижка	-	-	0,5	0,5	0,5	0,5
Кран проходной:						
на проходе	2	1.5	2	-	-	-
на повороте	3	3	4,5	-	-	-
Внезапное расширение	1	1	1	1	1	1
Внезапное сужение	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Приложение И

Потери давления в местных сопротивлениях Z_1 , Па, при сумме КМС = 1

Скорость воды, v , м/с	Потери давления, Z_1 , Па	Скорость воды, V , м/с	Потери давления, Z_1 , Па
0.02	0.20	0.25	30.4
0.04	0.80	0.30	44.1
0.06	1.77	0.40	78.4
0.08	3.14	0.50	122.6
0.10	4.90	0.60	177
0.12	7.06	0.80	315
0.16	12.60	1.0	490
0.20	19.60	1.20	720

Приложение К
Значение динамического давления P_d при гидравлическом расчете систем
водяного отопления

Скорость воды, м/с	P_d , Па	Скорость воды, м/с	P_d , Па
1	2	3	4
0,01	0,05	0,37	67,67
0,02	0,2	0,38	70,61
0,03	0,45	0,39	74,53
0,04	0,8	0,4	78,45
0,05	1,23	0,41	82,37
0,06	1,77	0,42	86,3
0,07	2,45	0,43	91,2
0,08	3,14	0,44	95,13
0,09	4,02	0,45	99,08
0,1	4,9	0,46	103,98
0,11	5,98	0,47	108,89
0,12	7,06	0,48	112,82
0,13	8,34	0,49	117,71
0,14	9,61	0,5	122,61
0,15	11,08	0,51	127,52
0,16	12,56	0,52	131,37
0,17	14,22	0,53	138,31
0,18	15,89	0,54	143,21
0,19	17,75	0,55	149,09
0,2	19,61	0,56	154,00
0,21	21,57	0,57	159,88
0,22	23,53	0,58	165,77
0,23	26,48	0,59	170,67
0,24	28,44	0,6	176,55
0,25	30,44	0,61	183,42
0,26	33,34	0,62	189,3
0,27	36,29	0,65	207,88
0,28	38,25	0,68	227,48
0,29	41,19	0,71	248,07
0,3	44,13	0,74	268,67
0,31	47,08	0,77	291,23
0,32	49,99	0,8	314,79
0,33	53,93	0,85	355,0
0,34	56,88	0,9	398,18
0,35	59,82	0,95	443,29
0,36	63,74	1,0	490,3

Приложение Л

Гидравлические характеристики металлополимерных труб

Потери давления на трение R , Па/м	Диаметр трубопровода d_b/d_n , мм									
	10/14		12/16		14/18		16/20		20/25	
	Скорость движения теплоносителя V , м/с	Расход теплоносителя G , л/ч	Скорость движения теплоносителя V , м/с	Расход теплоносителя G , л/ч	Скорость движения теплоносителя V , м/с	Расход теплоносителя G , л/ч	Скорость движения теплоносителя V , м/с	Расход теплоносителя G , л/ч	Скорость движения теплоносителя V , м/с	Расход теплоносителя G , л/ч
0,49					0,01	5,40	0,010	6,64	0,010	11,25
0,98	0,010	2,65	0,010	3,95	0,01	5,40	0,020	13,27	0,020	22,50
1,96	0,020	5,29	0,020	7,90	0,02	10,79	0,030	19,91	0,030	33,74
3,92	0,030	7,94	0,030	11,84	0,04	21,59	0,040	26,55	0,050	56,24
5,88	0,040	10,58	0,040	15,79	0,05	26,99	0,060	39,82	0,070	78,73
7,84	0,040	10,58	0,050	19,74	0,06	32,38	0,070	46,46	0,080	89,98
9,81	0,050	13,23	0,060	23,69	0,07	37,78	0,080	53,10	0,100	112,48
19,62	0,080	21,16	0,100	39,48	0,11	59,37	0,120	79,64	0,150	168,71
39,23	0,130	34,39	0,150	59,22	0,17	91,76	0,180	119,47	0,220	247,45
58,84	0,160	42,32	0,190	75,02	0,21	113,35	0,230	152,65	0,280	314,93
78,45	0,190	50,26	0,220	86,86	0,25	134,94	0,270	179,20	0,330	371,17
98,06	0,220	58,20	0,250	98,71	0,28	151,13	0,310	205,75	0,370	416,16
117,68	0,240	63,49	0,280	110,55	0,31	167,32	0,340	225,66	0,410	461,15
137,29	0,260	68,78	0,310	122,40	0,34	183,51	0,370	245,57	0,450	506,14
156,90	0,280	74,07	0,330	130,29	0,37	199,71	0,400	265,48	0,480	539,88
176,52	0,300	79,36	0,350	138,19	0,40	215,90	0,430	285,39	0,520	584,87
196,13	0,320	84,65	0,380	150,03	0,42	226,69	0,450	298,67	0,550	618,62
215,74	0,340	89,94	0,400	157,93	0,44	237,49	0,480	318,58	0,580	652,36
235,36	0,360	95,23	0,420	165,83	0,47	253,68	0,500	331,85	0,600	674,85
254,97	0,380	100,52	0,440	173,72	0,49	264,47	0,520	345,13	0,630	708,60
274,58	0,390	103,17	0,450	177,67	0,51	275,27	0,550	365,04	0,660	742,34
294,20	0,410	108,46	0,470	185,57	0,53	286,06	0,570	378,31	0,680	764,83
313,81	0,420	111,10	0,490	193,47	0,55	296,86	0,590	391,58	0,710	798,58
333,42	0,440	116,39	0,510	201,36	0,57	307,65	0,610	404,86	0,730	821,07
353,04	0,450	119,04	0,520	205,31	0,58	313,05	0,630	418,13	0,760	854,81

Приложение М

Коэффициенты местных сопротивлений для фасонных деталей металлополимерных труб

№ п.п.	Детали	Схематическое изображение деталей	Значение коэффициента
1	Отвод с радиусом закругления $\geq 5d$: $90^\circ, 45^\circ$		0,3-0,5
2	Тройники: на проход		0,5
3	на ответвление 90°		1,5
4	на слияние 90°		1,5
5	на разделение потока		3,0
6	Крестовина: на проход		2,0
7	на ответвление		3,0
8	Отступ		0,5
9	Обход		1,0
10	Внезапное расширение сужение		1,0 0,5

Приложение Н

Удельные динамические давления, приведенные коэффициенты трения и удельные характеристики сопротивления труб систем водяного отопления

Диаметр условного прохода труб, мм	G/v , кг/ч м/с	$A \cdot 10^4$, Па (кг/ч) ²	λ/d , 1/м	$S \cdot 10^4$, Па (кг/ч) ²
Трубы стальные водогазопроводные обыкновенные (ГОСТ 3262-75)				
15	690	10,6	2,7	28,6
20	1250	3,18	1,8	5,72
25	2000	1,23	1,4	1,72
32	3500	0,392	1	0,392
40	4650	0,23	0,8	0,185
50	7800	0,082	0,55	0,045
Трубы стальные электросварные (ГОСТ 10704-76)				
57x3,5	6000	0,113	0,6	0,068
76x3	13400	0,0268	0,4	0,0107
89x3,5	18000	0,0143	0,3	0,0043
108x4	27600	0,00643	0,23	0,00148
133x4	43000	0,00265	0,18	0,000475
159x4,5	61000	0,001355	0,15	0,000203