Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова»

Пояснительная записка к курсовому проекту

по курсу «Вентиляция»

«Проектирование и расчет системы вентиляции помещения общественного здания»

КП 08.03.01.411.000 ПЗ

Выполнил:
студент гр. _____ _____

Проверил: старший преподаватель
кафедры ИСТиГ Веригина Я.Ю.

Работа принята с оценкой _____

Барнаул 2026

Содержание

1. Исходные данные....3
2. Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха....3
2.1 Расчетные параметры наружного воздуха....3
2.2 Расчетные параметры воздуха рабочей зоны....4
2.3 Определение количества вредных выделений, поступающих в помещение....4
2.3.1 Расчет теплопоступлений от людей....4
2.3.2 Расчет теплопоступлений от источников искусственного освещения....4
2.3.3 Расчет теплопоступлений от оборудования....5
2.3.4 Расчет теплопоступлений от солнечной радиации через остекление световых проемов....5
2.3.5 Расчет суммарных теплопоступлений....6
2.3.6 Расчет поступлений влаги....6
2.3.7 Расчет поступлений углекислого газа....7
2.4 Расчет воздухообменов....7
2.4.1 Расчет воздухообмена по избыткам теплоты и влаги....7
2.4.1.1 Определение параметров воздуха для теплого периода....8
2.4.1.2 Определение параметров воздуха для переходного периода....8
2.4.1.3 Определение параметров воздуха для холодного периода....9
2.4.2 Расчет воздухообмена по избытку углекислого газа....9
2.4.3 Расчет воздухообмена по нормируемому количеству наружного воздуха на человека 9
2.5 Распределение приточного воздуха....10
2.5.1 Алгоритм подбора воздухораспределителей....11
2.6 Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции с механическим побуждением движения воздуха....12
2.6.1 Алгоритм выполнения аэродинамического расчета....13
2.7 Подбор оборудования для обработки приточного воздуха....17
2.7.1 Подбор воздушных фильтров....17
2.7.2 Подбор воздухонагревателя (калориферов)....19
2.8 Акустический расчет и подбор шумоглушителя....20
2.8.1 Акустический расчет....20
2.8.2 Подбор шумоглушителя....21
2.9 Подбор вентилятора приточной системы....23
3. Вывод....26
Список литературы....27

					КП 08.03.01.411.000 ПЗ		
Изм.	Лист						
Разраб.					**Проектирование и расчет системы вентиляции помещения общественного здания**	Лит.	Листов
Проверил		Веригина Я.Ю.				2	27
Провер.		Веригина Я.Ю.				АГТУ, СТФ, гр. _____	
Н. Контр.							
Утверд.							

1. Исходные данные

Таблица 1 – Исходные данные для выполнения курсовой работы

Вариант	411
Город	Бийск
Ориентация фасада 1-2	Север (С)
Количество людей	50 чел.
Количество оборудования	4 шт. (проектор, компьютер, принтер, копировальный аппарат)
Схема подачи воздуха	Схема «Б»
Тип калорифера	Водяной
Объект проектирования	Поточная аудитория
Размеры аудитории	Длина – 20 м Ширина – 12 м Высота – 5 м
Размеры остекления окон	Высота – 2,5 м Ширина – 2 м
Толщина межэтажных перекрытий	0,3 м
Высота 2-го и 3-го этажей	5 м
Высота технического этажа	2 м
Высота вытяжной шахты над кровлей	1,5 м
Время эксплуатации помещения	С 8.00 до 19.00
Географическая широта	52° с. ш.
Барометрическое давление	99,3 кПа

Проектор и компьютер включены постоянно, принтер и копировальный аппарат используются в режиме простаивания. Мощность проектора – 700 Вт.

Проектируются приточная вентиляция с механическим побуждением и вытяжная вентиляция с естественным побуждением. В летнее время предусматривается сквозное естественное проветривание.

Из помещения 2-го этажа предусматривается удаление 1000 $м^3$/ч воздуха.

2. Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха

2.1 Расчетные параметры наружного воздуха

Определяются географическая широта, барометрическое давление, температура наружного воздуха, теплосодержание, скорость ветра, влагосодержание и относительная влажность для г. Бийска [3].

Выбранные параметры заносятся в таблицу 2.

Таблица 2 – Расчетные параметры наружного воздуха

Населенный пункт	Географическая широта, град	Барометрическое давление, кПа	Период года	$t_н$, °С	$I_н$, кДж/кг	$d_н$, г/кг	$\varphi_н$, %	$V_н$, м/с
Бийск	52	99,3	Теплый	24	48,4	9,8	53	1
			Переходный	10	26,5	6,4	85	5
			Холодный	−35	−35	0,1	75	5

2.2 Расчетные параметры воздуха рабочей зоны

Определяются температура воздуха, относительная влажность, скорость движения воздуха, влагосодержание и теплосодержание в рабочей зоне помещения [2, 4].

Выбранные параметры заносятся в таблицу 3.

Таблица 3 – Расчетные параметры воздуха рабочей зоны

Помещение	Период года	$t_в$, °С	$I_в$, кДж/кг	$d_в$, г/кг	$\varphi_в$, %	$V_в$, м/с
Аудитория на 50 чел.	Теплый	27	63	14,3	65	0,5
	Переходный	20	42,5	8,8	60	0,3
	Холодный	20	42,5	8,8	60	0,3

2.3 Определение количества вредных выделений, поступающих в помещение

2.3.1 Расчет теплопоступлений от людей

Принимается, что из общего количества присутствующих в аудитории 60 % – мужчины, 40 % – женщины. Исходя из пропорции, мужчин – 30 человек, женщин – 20. Все они выполняют легкую работу (категория I). Женщины выделяют 85 % теплоты, выделяемой мужчинами. Поступление полной и явной теплоты для теплого и холодного периодов года определяется по формуле:

$$Q_л = \left(q_м \cdot n_м + q_ж \cdot n_ж\right) \cdot 0,95, \text{ Вт, где}$$

$n_м$ – количество мужчин в помещении;
$n_ж$ – количество женщин в помещении;
$q_м$ – выделение полной и явной теплоты одним мужчиной, Вт;
$q_ж = 0,85 \cdot q_м$ – выделение полной и явной теплоты одной женщиной, Вт;
0,95 – коэффициент присутствия людей в помещении.

Значения $q_м$ принимаются по таблице 2.2 [1, 7]. Температура воздуха в рабочей зоне в теплый период $t_в = 27$ °С является промежуточной между табличными значениями 25 и 30 °С, поэтому в целях энергосбережения для каждой величины принимается ближайшее меньшее значение: $q_м^{явн} = 35$ Вт, $q_м^{полн} = 125$ Вт. Для $t_в = 20$ °С: $q_м^{явн} = 85$ Вт, $q_м^{полн} = 130$ Вт.

$$Q^т_{л.полн} = (125 \cdot 30 + 106,25 \cdot 20) \cdot 0,95 = 5581,25 \text{ Вт};$$

$$Q^х_{л.полн} = (130 \cdot 30 + 110,50 \cdot 20) \cdot 0,95 = 5804,50 \text{ Вт};$$

$$Q^т_{л.явн} = (35 \cdot 30 + 29,75 \cdot 20) \cdot 0,95 = 1562,75 \text{ Вт};$$

$$Q^х_{л.явн} = (85 \cdot 30 + 72,25 \cdot 20) \cdot 0,95 = 3795,25 \text{ Вт}.$$

Поступление полной и явной теплоты для переходного периода принимается равным значениям для холодного периода. Расчеты сводятся в таблицу 4.

2.3.2 Расчет теплопоступлений от источников искусственного освещения

Теплопоступления от источников искусственного освещения определяются по формуле:

$$Q_{осв} = F \cdot E \cdot q_{осв} \cdot \eta_{осв}, \text{ Вт, где}$$

F – площадь освещаемой поверхности ($F = 20 \cdot 12 = 240$ м^2), м^2;
E = 300 лк – удельная освещенность рабочих поверхностей;
$q_{осв} = 0,05$ Вт/(м^2 · лк) – удельные выделения теплоты;
$\eta_{осв} = 0,55$ – доля теплоты, поступающей в помещение.

$$Q_{осв} = 240 \cdot 300 \cdot 0,05 \cdot 0,55 = 1980 \text{ Вт}.$$

Расчеты сводятся в таблицу 4.

2.3.3 Расчет теплопоступлений от оборудования

Количество теплоты, выделяемой оборудованием, определяется с учетом режима работы: проектор и компьютер включены постоянно, принтер и копировальный аппарат работают в режиме простаивания [17]:

$$Q_{обор} = Q_{проек} \cdot 0,3 + Q_{комп} + Q_{коп.ап} + Q_{принт} = 700 \cdot 0,3 + 55 + 35 + 20 = 320 \text{ Вт}.$$

Расчеты сводятся в таблицу 4.

Таблица 4 – Теплопоступления от людей, освещения и оборудования

Период года	$Q_{л.явн}$, Вт	$Q_{л.полн}$, Вт	$Q_{осв}$, Вт	$Q_{обор}$, Вт
Теплый	1563	5581	1980	320
Холодный	3795	5805		

2.3.4 Расчет теплопоступлений от солнечной радиации через остекление световых проемов

Количество теплоты, поступающей в помещение через световые проемы для наиболее жаркого месяца теплого периода года, определяется по формуле:

$$Q_{ост} = (q_{вп} + q_{вр}) \cdot F_{ост} \cdot k_{отн} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \beta_{сз}, \text{ Вт, где}$$

$q_{вп}$ и $q_{вр}$ – удельные поступления теплоты через вертикальное остекление соответственно от прямой и рассеянной радиации, Вт/м^2, принимаются для географической широты 52° [1];
$k_{отн}$ = 0,54 – коэффициент относительного проникания солнечной радиации через заполнение светового проема (двойное остекление, внутренние светлые шторы);
k_1 = 0,6 – коэффициент, учитывающий затенение остекления переплетами;
k_2 = 0,9 – коэффициент, учитывающий степень загрязнения стекла;
$\beta_{сз}$ = 0,4 – коэффициент теплопропускания солнцезащитных устройств;
$F_{ост}$ – площадь остекления окон одинаковой направленности, м^2.

Фасад 1-2 ориентирован на север, фасад 2-1 – на юг. Так как количество окон на фасадах разное, площадь остекления рассчитывается два раза:

$$F^{1\text{-}2}_{ост} = 2,5 \cdot 2 \cdot 5 = 25 \text{ м}^2;$$

$$F^{2\text{-}1}_{ост} = 2,5 \cdot 2 \cdot 3 = 15 \text{ м}^2.$$

Пример расчета количества теплоты для периода с 8 до 9 часов:

$$Q^{1\text{-}2}_{ост} = (0 + 67) \cdot 25 \cdot 0,54 \cdot 0,6 \cdot 0,9 \cdot 0,4 = 195 \text{ Вт};$$

$$Q^{2\text{-}1}_{ост} = (94 + 85) \cdot 15 \cdot 0,54 \cdot 0,6 \cdot 0,9 \cdot 0,4 = 313 \text{ Вт}.$$

Расчеты сводятся в таблицу 5.

Таблица 5 – Теплопоступления через остекление

Часы	Фасад 1-2 (север)			Фасад 2-1 (юг)			$\Sigma Q_{ост}$, Вт
	$q_{вп}$, Вт/м^2	$q_{вр}$, Вт/м^2	$Q_{ост}$, Вт	$q_{вп}$, Вт/м^2	$q_{вр}$, Вт/м^2	$Q_{ост}$, Вт	
8 – 9	0	67	195	94	85	313	508
9 – 10	0	63	184	206	87	513	697
10 – 11	0	60	175	290	90	665	840
11 – 12	0	59	172	344	91	761	**933**
12 – 13	0	59	172	344	91	761	**933**
13 – 14	0	60	175	290	90	665	840
14 – 15	0	63	184	206	87	513	697
15 – 16	0	67	195	94	85	313	508
16 – 17	0	71	207	13	76	156	363
17 – 18	26	69	277	0	59	103	380
18 – 19	102	55	458	0	31	54	512

$Q_{ост.макс}$ = 933 Вт в период с 11 до 13 часов.

2.3.5 Расчет суммарных теплопоступлений

В теплый период рабочее время соответствует светлому времени суток, поэтому теплопоступления от источников искусственного освещения не учитываются:

$$Q^{т}_{полн} = Q^{т}_{л.полн} + Q_{ост.макс} + Q_{обор} = 5581 + 933 + 320 = 6834 \text{ Вт};$$

$$Q^{т}_{явн} = Q^{т}_{л.явн} + Q_{ост.макс} + Q_{обор} = 1563 + 933 + 320 = 2816 \text{ Вт}.$$

В переходный период теплопоступления от солнечной радиации снижаются примерно вдвое. Поэтому суммарные теплопоступления определяются по формулам:
– если $0,5 \cdot Q_{ост.макс} > Q_{осв}$, то

$$Q^{п}_{полн} = Q^{х}_{л.полн} + 0,5 \cdot Q_{ост.макс} + Q_{обор}, \text{ Вт}; \quad Q^{п}_{явн} = Q^{х}_{л.явн} + 0,5 \cdot Q_{ост.макс} + Q_{обор}, \text{ Вт};$$

– если $0,5 \cdot Q_{ост.макс} < Q_{осв}$, то

$$Q^{п}_{полн} = Q^{х}_{л.полн} + Q_{осв} + Q_{обор}, \text{ Вт}; \quad Q^{п}_{явн} = Q^{х}_{л.явн} + Q_{осв} + Q_{обор}, \text{ Вт}.$$

$0,5 \cdot 933 = 466,5$ Вт < 1980 Вт, следовательно:

$$Q^{п}_{полн} = 5805 + 1980 + 320 = 8105 \text{ Вт};$$

$$Q^{п}_{явн} = 3795 + 1980 + 320 = 6095 \text{ Вт}.$$

В холодный период не учитываются теплопоступления от солнечной радиации:

$$Q^{х}_{полн} = Q^{х}_{л.полн} + Q_{осв} + Q_{обор} = 5805 + 1980 + 320 = 8105 \text{ Вт};$$

$$Q^{х}_{явн} = Q^{х}_{л.явн} + Q_{осв} + Q_{обор} = 3795 + 1980 + 320 = 6095 \text{ Вт}.$$

2.3.6 Расчет поступлений влаги

Поступление влаги для всех периодов года определяется по формуле:

$$W_{л} = \left(\omega_{м} \cdot n_{м} + \omega_{ж} \cdot n_{ж}\right) \cdot 0,95, \text{ г/ч, где}$$

$\omega_м$ – выделение влаги одним мужчиной, г/ч (таблица 2.2 [1]): при $t_в$ = 27 °С – 115 г/ч (ближайшее меньшее значение), при $t_в$ = 20 °С – 75 г/ч;
$\omega_ж = 0,85 \cdot \omega_м$ – выделение влаги одной женщиной, г/ч;
0,95 – коэффициент присутствия людей в помещении.

$$W^{т}_{л} = (115 \cdot 30 + 97,75 \cdot 20) \cdot 0,95 = 5135 \text{ г/ч};$$

$$W^{п}_{л} = (75 \cdot 30 + 63,75 \cdot 20) \cdot 0,95 = 3349 \text{ г/ч};$$

$$W^{х}_{л} = (75 \cdot 30 + 63,75 \cdot 20) \cdot 0,95 = 3349 \text{ г/ч}.$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 6.

2.3.7 Расчет поступлений углекислого газа

Количество CO_2, содержащегося в выдыхаемом человеком воздухе, зависит от интенсивности труда и определяется по формуле:

$$M_{CO_2} = m_{CO_2} \cdot n_{общ} \cdot 0,95, \text{ г/ч, где}$$

$n_{общ}$ – количество присутствующих в помещении людей, выполняющих работу данной степени тяжести;
m_{CO2} = 45 г/ч – выделение CO_2 одним человеком;
0,95 – коэффициент присутствия людей в помещении.

$$M_{CO2} = 45 \cdot 50 \cdot 0,95 = 2138 \text{ г/ч.}$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 6.

Таблица 6 – Количество вредных выделений в помещении

Помещение	Период года	$Q_{явн}$, Вт	$Q_{полн}$, Вт	W, г/ч	M_{CO2}, г/ч
Аудитория на 50 чел.	Теплый	2816	6834	5135	2138
	Переходный	6095	8105	3349	2138
	Холодный	6095	8105	3349	2138

2.4 Расчет воздухообменов

2.4.1 Расчет воздухообмена по избыткам теплоты и влаги

Расчеты проводятся для трех периодов года и выполняются по следующим критериям:
– по избыткам явной теплоты:

$$L_{явн} = \frac{3,6 \cdot Q_{явн}}{c \cdot (t_y - t_n)}, \text{ м}^3/\text{ч};$$

– по избыткам полной теплоты:

$$L_{полн} = \frac{3,6 \cdot Q_{полн}}{\rho \cdot (I_y - I_n)}, \text{ м}^3/\text{ч};$$

– по избыткам влаги:

$$L_{вл} = \frac{W}{\rho \cdot (d_y - d_n)}, \text{ м}^3/\text{ч, где}$$

$Q_{явн}$, $Q_{полн}$ – избытки явной и полной теплоты в помещении, Вт;
W – избытки влаги в помещении, г/ч;
c = 1,2 кДж/(м^3 · °С) – объемная теплоемкость воздуха;
ρ = 1,2 кг/м^3 – плотность воздуха;
t_y, $t_п$ – температуры удаляемого и приточного воздуха, °С;
I_y, $I_п$ – энтальпии удаляемого и приточного воздуха, кДж/кг;
d_y, $d_п$ – влагосодержание удаляемого и приточного воздуха, г/кг.

Направление линии процесса изменения параметров воздуха в помещении определяется коэффициентом луча процесса:

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot Q_{полн} \cdot 10^3}{W}, \text{ кДж/кг.}$$

Температура удаляемого воздуха определяется из соотношения:

$$t_y = t_в + grad\, t \cdot (h_{пом} - h_{оз}), \text{ °С, где}$$

$h_{пом}$ = 5 м – высота помещения;
$h_{оз}$ = 2 м – высота обслуживаемой зоны;
grad t = 0,5 °С/м – увеличение температуры на каждый метр высоты выше рабочей зоны.

2.4.1.1 Определение параметров воздуха для теплого периода

Рассчитывается величина коэффициента луча процесса $\varepsilon^{т}$ и на круговой шкале I-d диаграммы проводится отрезок, соединяющий начало координат и полученное значение:

$$\varepsilon^{т} = \frac{3,6 \cdot 6834 \cdot 10^{3}}{5135} = 4791 \text{ кДж/кг.}$$

Температура удаляемого воздуха:

$$t_{у} = 27 + 0,5 \cdot (5 - 2) = 28,5 \text{ °С.}$$

В теплый период приточный воздух не обрабатывается, его параметры принимаются равными параметрам наружного воздуха: $t_{п} = t_{н}$ = 24 °С. Точки В и У находятся на пересечении луча процесса, проведенного через точку П, с изотермами $t_{в}$ = 27 °С и $t_{у}$ = 28,5 °С.

По окончании построения линии процесса изменения параметров для теплого периода рассчитываются воздухообмены по избыткам теплоты и влаги:

$$L^{т}_{явн} = \frac{3,6 \cdot 2816}{1,2 \cdot (28,5 - 24)} = 1877 \text{ м}^3\text{/ч;}$$

$$L^{т}_{полн} = \frac{3,6 \cdot 6834}{1,2 \cdot (58,26 - 48,40)} = 2079 \text{ м}^3\text{/ч;}$$

$$L^{т}_{вл} = \frac{5135}{1,2 \cdot (11,86 - 9,80)} = 2077 \text{ м}^3\text{/ч.}$$

Определяемые параметры заносятся в таблицы 7 и 8.

2.4.1.2 Определение параметров воздуха для переходного периода

Рассчитывается величина коэффициента луча процесса $\varepsilon^{п}$ и на круговой шкале I-d диаграммы проводится отрезок, соединяющий начало координат и полученное значение:

$$\varepsilon^{п} = \frac{3,6 \cdot 8105 \cdot 10^{3}}{3349} = 8712 \text{ кДж/кг.}$$

Температура удаляемого воздуха:

$$t_{у} = 20 + 0,5 \cdot (5 - 2) = 21,5 \text{ °С.}$$

В переходный период приточный воздух не подогревается в калорифере, за счет нагрева в вентиляторе и воздуховодах его температура повышается на 1 °С: $t_{п} = 10 + 1 = 11$ °С при $d_{п} = d_{н}$.

По окончании построения линии процесса изменения параметров для переходного периода рассчитываются воздухообмены по избыткам теплоты и влаги:

$$L^{п}_{явн} = \frac{3,6 \cdot 6095}{1,2 \cdot (21,5 - 11)} = 1741 \text{ м}^3\text{/ч;}$$

$$L^{п}_{полн} = \frac{3,6 \cdot 8105}{1,2 \cdot (42,59 - 27,52)} = 1613 \text{ м}^3\text{/ч;}$$

$$L^{п}_{вл} = \frac{3349}{1,2 \cdot (8,13 - 6,40)} = 1613 \text{ м}^3\text{/ч.}$$

Определяемые параметры заносятся в таблицы 7 и 8.

2.4.1.3 Определение параметров воздуха для холодного периода

Рассчитывается величина коэффициента луча процесса ε^x и на круговой шкале I-d диаграммы проводится отрезок, соединяющий начало координат и полученное значение:

$$\varepsilon^x = \frac{3,6 \cdot 8105 \cdot 10^3}{3349} = 8712 \text{ кДж/кг.}$$

Температура удаляемого воздуха:

$$t_у = 20 + 0,5 \cdot (5 - 2) = 21,5 \text{ °C.}$$

В холодный период наружный воздух нагревается в калорифере при постоянном влагосодержании. Температура приточного воздуха принимается на 6 °С ниже температуры воздуха рабочей зоны с учетом подачи воздуха сверху в обслуживаемую зону: $t_п = 20 - 6 = 14$ °С.

По окончании построения линии процесса изменения параметров для холодного периода рассчитываются воздухообмены по избыткам теплоты и влаги:

$$L^x_{явн} = \frac{3,6 \cdot 6095}{1,2 \cdot (21,5 - 14)} = 2438 \text{ м}^3\text{/ч;}$$

$$L^x_{полн} = \frac{3,6 \cdot 8105}{1,2 \cdot (24,89 - 14,25)} = 2285 \text{ м}^3\text{/ч;}$$

$$L^x_{вл} = \frac{3349}{1,2 \cdot (1,32 - 0,10)} = 2288 \text{ м}^3\text{/ч.}$$

Определяемые параметры заносятся в таблицы 7 и 8.

Таблица 7 – Параметры воздуха в вентиляционном процессе

Период года	ε, кДж/кг	Наружный воздух			Приточный воздух			Воздух рабочей зоны			Удаляемый воздух		
		$t_н$, °С	$I_н$, кДж/кг	$d_н$, г/кг	$t_п$, °С	$I_п$, кДж/кг	$d_п$, г/кг	$t_в$, °С	$I_в$, кДж/кг	$d_в$, г/кг	$t_у$, °С	$I_у$, кДж/кг	$d_у$, г/кг
Т	4791	24	48,4	9,8	24	48,40	9,80	27	54,97	11,17	28,5	58,26	11,86
П	8712	10	26,5	6,4	11	27,52	6,40	20	40,43	7,88	21,5	42,59	8,13
Х	8712	−35	−35,0	0,1	14	14,25	0,10	20	22,76	1,08	21,5	24,89	1,32

2.4.2 Расчет воздухообмена по избытку углекислого газа

Расчетный расход воздуха определяется по формуле:

$$L_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{C_y^{CO_2} - C_n^{CO_2}}, \text{ м}^3\text{/ч, где}$$

M_{CO2} – количество выделяемого CO_2, г/ч;
$C_у^{CO_2} = 3,45$ г/м^3 – содержание CO_2 в удаляемом воздухе;
$C_п^{CO_2} = 0,6$ г/м^3 – содержание CO_2 в приточном (наружном) воздухе.

$$L_{CO_2} = \frac{2138}{3,45 - 0,6} = 750 \text{ м}^3\text{/ч.}$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 8.

2.4.3 Расчет воздухообмена по нормируемому количеству наружного воздуха на человека

Воздухообмен для обеспечения нормируемого количества наружного воздуха на человека определяется по формуле:

$$L_{норм} = l \cdot n_{общ} \cdot 0,95, \text{ м}^3\text{/ч, где}$$

l = 40 м^3/ч – нормируемый удельный расход приточного воздуха на 1 человека [2];
$n_{общ}$ – количество присутствующих в помещении людей;
0,95 – коэффициент присутствия людей в помещении.

$$L_{норм} = 40 \cdot 50 \cdot 0{,}95 = 1900 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 8.

Таблица 8 – Результаты расчета воздухообмена

Период года	Воздухообмены по условиям L, м^3/ч					Требуемые воздухообмены $L_{макс}$, м^3/ч
	По избытку явной теплоты	По избытку полной теплоты	По избытку влаги	По избытку углекислого газа	По количеству наружного воздуха	
Теплый	1877	2079	2077	750	1900	**2079**
Переходный	1741	1613	1613	750	1900	**1900**
Холодный	2438	2285	2288	750	1900	**2438**
$L_{расч}$ = 2438 м^3/ч						
$L_{нагр}$ = 2438 м^3/ч						

За расчетный воздухообмен принимается наибольшее из требуемых значений $L_{расч}$ = 2438 м^3/ч (холодный период, по избытку явной теплоты). Воздухообмен, по которому подбирается калорифер, $L_{нагр}$ = 2438 м^3/ч. Требуемый воздухообмен теплого периода (2079 м^3/ч) меньше расчетного и обеспечивается приточной системой; дополнительно предусматривается сквозное проветривание.

2.5 Распределение приточного воздуха

В помещениях с избытками явной теплоты подача приточного воздуха должна производиться в обслуживаемую зону модуля помещения. Размер модуля $a_1 \times b_1$ при схеме подачи «Б» должен удовлетворять условиям:

$$0{,}31 \le \frac{a_1}{m \cdot \sqrt{b_1 \cdot h_{пом}}} \le 0{,}62;$$

$$0{,}8 \le \frac{b_1}{h_{пом}} \le 3, \text{ где}$$

$h_{пом}$ = 5 м – высота помещения;
m – скоростной коэффициент воздухораспределителя (таблица 9).

Исходя из размеров помещения (20 × 12 м) и примера разбиения помещения на модули по схеме «Б», принимается a_1 = 6 м. При b_1 = 5 м (8 модулей) первое условие не выполняется:

$$\frac{6}{3{,}9 \cdot \sqrt{5 \cdot 5}} = 0{,}308 < 0{,}31,$$

поэтому принимается b_1 = 4 м, что соответствует $N_м$ = 10 модулям:

$$0{,}31 \le \frac{6}{3{,}9 \cdot \sqrt{4 \cdot 5}} = 0{,}344 \le 0{,}62 \text{ – условие выполнено;}$$

$$0{,}8 \le \frac{4}{5} = 0{,}8 \le 3 \text{ – условие выполнено.}$$

Воздухораспределитель устанавливается в центре каждого модуля. Приточный воздух подается двумя воздуховодами, проложенными вдоль помещения на расстоянии 6 м один от другого; на каждом воздуховоде устанавливается по 5 воздухораспределителей с шагом 4 м.

Максимальная скорость и избыточная температура воздуха в приточной струе при входе в обслуживаемую зону определяются по формулам:

$$V_x = \frac{m \cdot V_0 \cdot \sqrt{F_0}}{x} \cdot k_в \cdot k_c \cdot k_н \le V_{x.доп}, \text{ м/с;}$$

$$\Delta t_x = \frac{n \cdot \Delta t_0 \cdot \sqrt{F_0}}{x} \cdot \frac{k_в}{k_c \cdot k_н} \le \Delta t_{x.доп}, \text{ °С, где}$$

m, n – скоростной и температурный коэффициенты воздухораспределителя;
F_0 – площадь живого сечения воздухораспределителя, м^2;
V_0 – скорость истечения воздуха в живом сечении воздухораспределителя, м/с;
Δt_0 – избыточная температура приточного воздуха в живом сечении воздухораспределителя по сравнению с нормируемой температурой воздуха в обслуживаемой зоне, °С;
x – расстояние от воздухораспределителя до границы обслуживаемой зоны по оси струи, м;
$k_в$ – коэффициент взаимодействия струй;
k_c – коэффициент стеснения;
$k_н$ – коэффициент неизотермичности.

Допустимая скорость в струе определяется по формуле $V_{x.доп} = k_п \cdot V_в$, где $k_п = 1,6$ – коэффициент перехода от нормируемой скорости движения воздуха к максимальной скорости в струе; допустимое отклонение температуры $\Delta t_{x.доп} = 2$ °С.

Коэффициент неизотермичности $k_н$ зависит от геометрической характеристики струи H, которая для компактных и веерных струй рассчитывается по формуле:

$$H = \frac{5,45 \cdot m \cdot V_0 \cdot \sqrt[4]{F_0}}{\sqrt{n \cdot \Delta t_0}}, \text{ м.}$$

При подаче воздуха наклонными струями сверху вниз:
– для определения V_x:

$$k_н^{(V)} = \cos(0,6\alpha) \cdot \sqrt{\cos^2(0,6\alpha) + \left[\sin(0,6\alpha) + \left(\frac{x}{H}\right)^2\right]^2};$$

– для определения Δt_x:

$$k_н^{(t)} = \frac{1}{\cos(0,6\alpha)}, \text{ где}$$

α – угол отклонения приточной струи, град (угол между направлением струи и горизонтальной плоскостью).

Расстояние x и его горизонтальная проекция $x_в$ определяются по формулам:

$$x = \frac{h_0 - h_{оз}}{\sin(0,6\alpha)}, \text{ м;}$$

$$x_в = x \cdot \cos(0,6\alpha), \text{ м, при условии } 0,3 \cdot a_1 \le x_в \le 0,7 \cdot a_1, \text{ где}$$

$h_0 = h_{пом} – 0,2 = 4,8$ м – высота установки воздухораспределителя.

2.5.1 Алгоритм подбора воздухораспределителей

При использовании схемы подачи «Б» воздухораспределитель устанавливается в центре модуля. Расход воздуха через один воздухораспределитель:

$$L_0 = \frac{L_{расч}}{N_м} = \frac{2438}{10} = 243,8 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

По расходу приточного воздуха через каждый воздухораспределитель и рекомендуемому расходу воздуха через воздухораспределитель осуществляется предварительный выбор конкретного типоразмера: принимается регулируемый

воздухораспределитель АМН №2 фирмы «Арктос» [12, 15] ($L_{0.рек} \le 300$ м^3/ч), его характеристики приведены в таблице 9.

Таблица 9 – Характеристики воздухораспределителя

Марка	Номер	α, град	А × В, мм	F_0, м^2	m	n	δр, Па
АМН	2	60	300×100	0,022	3,9	3,3	26

Определяются параметры струи:

$$V_0 = \frac{L_0}{3600 \cdot F_0} = \frac{243,8}{3600 \cdot 0,022} = 3,08 \text{ м/с};$$

$$\Delta t_0 = t_в - t_п = 20 - 14 = 6 \text{ °C};$$

$$x = \frac{4,8 - 2}{\sin 36°} = 4,76 \text{ м};$$

$x_в = 4,76 \cdot \cos 36° = 3,85$ м; $0,3 \cdot 6 = 1,8$ м $\le 3,85$ м $\le 0,7 \cdot 6 = 4,2$ м – условие выполнено;

$$H = \frac{5,45 \cdot 3,9 \cdot 3,08 \cdot \sqrt[4]{0,022}}{\sqrt{3,3 \cdot 6}} = 5,66 \text{ м};$$

$$k_н^{(V)} = \cos 36° \cdot \sqrt{\cos^2 36° + \left[\sin 36° + \left(\frac{4,76}{5,66}\right)^2\right]^2} = 1,24;$$

$$k_н^{(t)} = \frac{1}{\cos 36°} = 1,24.$$

Коэффициент стеснения $k_с$ определяется по параметрам $F_0/(b_1 \cdot h_{пом}) = 0,022/(4 \cdot 5) = 0,0011$ и $x/(m \cdot \sqrt{(b_1 \cdot h_{пом})}) = 4,76/(3,9 \cdot \sqrt{20}) = 0,27$: при таких значениях стеснение струи не проявляется, $k_с = 1$. Коэффициент взаимодействия струй $k_в = 1$, так как струи соседних воздухораспределителей не взаимодействуют в пределах обслуживаемой зоны.

$$V_{х.доп} = 1,6 \cdot 0,3 = 0,48 \text{ м/с};$$

$$V_x = \frac{3,9 \cdot 3,08 \cdot \sqrt{0,022}}{4,76} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,24 = 0,46 \le 0,48 \text{ м/с};$$

$$\Delta t_x = \frac{3,3 \cdot 6 \cdot \sqrt{0,022}}{4,76} \cdot \frac{1}{1 \cdot 1,24} = 0,50 \le 2 \text{ °C}.$$

Условия выполнены, воздухораспределитель подобран верно. Принятые размеры и количество модулей:
$a_1 = 6$ м; $b_1 = 4$ м; $k_п = 1,6$; $N_м = 10$.

Результаты расчетов сводятся в таблицу 10.

Таблица 10 – Параметры приточной струи

L_0, м^3/ч	V_0, м/с	Δt_0, °C	$k_в$	$k_с$	$k_н$		$V_х$, м/с		$\Delta t_х$, °C	
					скор.	темп.	доп.	расч.	доп.	расч.
244	3,08	6	1	1	1,24	1,24	0,48	0,46	2,0	0,50

2.6 Аэродинамический расчет приточной системы вентиляции с механическим побуждением движения воздуха

Общие потери давления на каждом участке сети определяются по формуле:

$$\Delta p = R \cdot l \cdot \beta_ш + Z, \text{ Па, где}$$

R – удельные потери давления на трение, Па/м;
l – длина участка воздуховода, м;

$\beta_ш = 1$ – поправочный коэффициент, учитывающий шероховатость стенок воздуховода;
Z – потери давления на местных сопротивлениях, Па.

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$Z = \Sigma \xi \cdot p_д, \text{ Па, где}$$

Σξ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на рассматриваемом участке воздуховода;

$p_д = \frac{\rho \cdot V^2}{2}$ – динамическое давление на участке, Па.

При расчете воздуховодов прямоугольного сечения используются данные для круглых воздуховодов, но при этом применяется понятие эквивалентного по трению диаметра:

$$d_{экв} = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B}, \text{ м, где}$$

А, В – размеры сторон воздуховода, м.

2.6.1 Алгоритм выполнения аэродинамического расчета

Для выполнения расчета вычерчивается схема воздуховодов в аксонометрической проекции (рисунок 1).

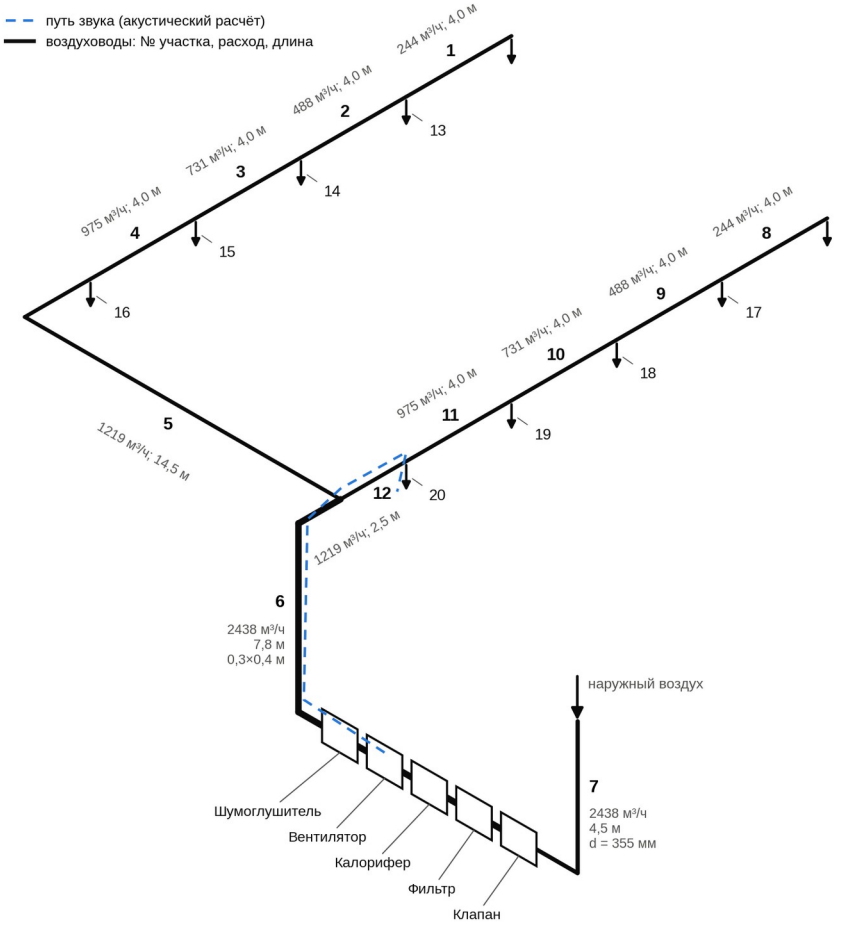


Рисунок 1 – Схема воздуховодов в аксонометрической проекции

1. Система разбивается на отдельные участки, каждый из которых характеризуется постоянным расходом воздуха. Границами между участками служат ответвления (тройники).

2. Выбирается основное (магистральное) направление, то есть наиболее протяженная цепочка последовательно расположенных расчетных участков: от наиболее удаленного воздухораспределителя воздуховода А через участки 1–5, стояк (участок 6), вентиляционный агрегат и до воздухозаборной шахты (участок 7).

3. Сначала нумеруются участки магистрального направления, начиная с самого удаленного, то есть участка с меньшим расходом; затем – участки воздуховода Б (8–12) и ответвления к воздухораспределителям (13–20).

4. В первую очередь выполняются расчеты для участков магистрального направления.

При расчете круглых воздуховодов определяется расчетный диаметр поперечного сечения:

$$d_{расч} = 0{,}019 \cdot \sqrt{\frac{L_{уч}}{V_{рек}}}, \text{ м, где}$$

$L_{уч}$ – расход воздуха на участке, м^3/ч;

$V_{рек}$ – рекомендуемая скорость воздуха на участке, м/с: для воздуховодов – 6 м/с, для воздухозаборной шахты (участок 7, до вентилятора) – 8 м/с [1].

$$d_{1\,расч} = 0{,}019 \cdot \sqrt{\frac{243{,}8}{6}} = 0{,}121 \text{ м.}$$

Затем в соответствии с учебно-методическим пособием [1] принимается ближайший больший стандартный диаметр $d_{ст}$ = 0,125 м и рассчитывается площадь поперечного сечения воздуховода $F_{ст} = \pi \cdot d^2/4 = 0{,}0123$ м^2.

При расчете прямоугольного воздуховода (участок 6) определяется расчетная площадь поперечного сечения:

$$F_{расч} = \frac{L_{уч}}{3600 \cdot V_{рек}} = \frac{2438}{3600 \cdot 6} = 0{,}113 \text{ м}^2.$$

В соответствии с учебно-методическим пособием выбираются стандартные стороны сечения воздуховода таким образом, чтобы его площадь была как можно ближе к расчетной, но не менее ее: А × В = 0,3 × 0,4 м, F = 0,12 м^2. Определяется эквивалентный диаметр:

$$d_{экв} = \frac{2 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}4}{0{,}3 + 0{,}4} = 0{,}343 \text{ м.}$$

Определяются истинная скорость воздуха и динамическое давление:

$$V_1 = \frac{L_1}{3600 \cdot F_1} = \frac{243{,}8}{3600 \cdot 0{,}0123} = 5{,}52 \text{ м/с;}$$

$$V_6 = \frac{2438}{3600 \cdot 0{,}12} = 5{,}64 \text{ м/с;}$$

$$p_{д1} = \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} = \frac{1{,}2 \cdot 5{,}52^2}{2} = 18{,}27 \text{ Па;}$$

$$p_{д6} = \frac{1{,}2 \cdot 5{,}64^2}{2} = 19{,}11 \text{ Па, где}$$

ρ = 1,2 кг/м^3 – плотность воздуха.

По значениям диаметра и истинной скорости воздуха определяются удельные потери давления R с помощью учебно-методического пособия [1]. Для прямоугольного участка 6

удельные потери определяются по значению диаметра круглого воздуховода, ближайшего большего к эквивалентному (0,355 м).

Затем рассчитываются потери давления на трение:

$$R \cdot l_1 = 3{,}492 \cdot 4 = 13{,}97 \text{ Па};$$

$$R \cdot l_6 = 0{,}981 \cdot 7{,}8 = 7{,}65 \text{ Па}.$$

Далее учитываются местные сопротивления на каждом участке: в местах разветвления потока (проходы и ответвления тройников), в отводах и коленах, на входе в воздухозаборную шахту. Коэффициенты определяются с помощью учебно-методического пособия [1], суммируются на участках, и рассчитываются потери давления на местных сопротивлениях:

$$Z_1 = 0{,}50 \cdot 18{,}27 = 9{,}14 \text{ Па};$$

$$Z_6 = 2{,}40 \cdot 19{,}11 = 45{,}86 \text{ Па}.$$

Определяются общие потери давления на каждом участке и суммарные потери на магистральном направлении:

$$\Delta p_1 = 13{,}97 + 9{,}14 = 23 \text{ Па};$$

$$\Delta p_6 = 7{,}65 + 45{,}86 = 54 \text{ Па}.$$

Местные сопротивления по участкам: 1, 8 – проход тройника 0,35 и отвод к последнему воздухораспределителю 0,15; 2, 9 – проход 0,25; 3, 10 – проход 0,15; 4, 11 – проход 0,2; 5 – ответвление тройника над стояком 0,7 и отвод 0,15; 6 – два колена 90° по 1,2; 7 – вход в шахту с зонтом 1,31 и три отвода по 0,15; 12 – проход тройника 0,35; 13–15, 17–19 – ответвление тройника 0,6; 16, 20 – ответвление тройника 0,7.

Суммарные потери давления в магистрали с учетом потерь в воздухораспределителе АМН (δp = 26 Па) составляют $\Delta p_{маг}$ = 224 Па. Данные заносятся в таблицу 11.

После расчета каждого ответвления необходимо проверить условие:

$$\frac{\Delta p_{сети} - \Delta p_{отв}}{\Delta p_{сети}} \cdot 100\% \le 10\%, \text{ где}$$

$\Delta p_{сети}$ – суммарные потери давления в сети воздуховодов от точки разделения потока до наиболее удаленного воздухораспределителя, Па;

$\Delta p_{отв}$ – суммарные потери давления на ответвлении, Па.

$$\frac{49 - 37}{49} \cdot 100\% = 24{,}5\% > 10\%.$$

Если данное условие не выполняется, необходимо произвести аэродинамическую увязку ответвлений. Это достигается установкой на ответвлении регулирующей диафрагмы. Необходимое значение коэффициента местного сопротивления диафрагмы определяется из соотношения:

$$\xi_{отв} = \frac{\Delta p_{сети} - \Delta p_{отв}}{p_{д.отв}}, \text{ где}$$

$p_{д.отв}$ – динамическое давление на ответвлении, Па.

$$\xi_{13} = \frac{49 - 37}{18{,}27} = 0{,}66.$$

Принимается ближайшее стандартное значение $\xi_{ст}$ = 0,7; необходимый размер отверстия диафрагмы определяется по таблице 22.48 [8]: $d_{диафр}$ = 0,107 м.

Воздуховод Б (участки 8–12) увязывается с воздуховодом А (участки 1–5) в тройнике над стояком: $\Delta p_{сети}$ = 114 Па, $\Delta p_{отв}$ = 90 Па, расхождение 21,1 %, поэтому на участке 12 устанавливается диафрагма с $\xi_{ст}$ = 1,4 ($\xi_{расч}$ = 1,32), диаметр отверстия 0,225 м (по интерполяции между воздуховодами 250 и 315 мм).

Данные заносятся в таблицы 11 и 12.

Таблица 11 – Аэродинамический расчет приточной вентиляции

№ участка	Расход воздуха $L_{уч}$, м³/ч	Длина участка l, м	Рекомендуемая скорость $V_{рек}$, м/с	Расчетный диаметр (площадь) $d(F)_{расч}$, м ($м^2$)	Стандартные размеры воздуховодов			Истинная скорость воздуха V, м/с	Удельные потери давления R, Па/м	Потери давления на трение R·l, Па	Сумма коэффициентов местных сопротивлений Σξ	Динамическое давление $p_д$, Па	Потери давления на местных сопротивлениях Z, Па	Потери давления на участке $\Delta p_{уч}$, Па	Суммарные потери давления на магистрали $\Delta p_{сум}$, Па
					А × В, м	Диаметр (эквивалентный диаметр) d, м	Площадь сечения F, $м^2$								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
АМН														26	26
1	244	4,0	6,0	0,121		0,125	0,0123	5,52	3,492	13,97	0,50	18,27	9,14	23	49
2	488	4,0	6,0	0,171		0,180	0,0254	5,32	2,070	8,28	0,25	17,00	4,25	13	62
3	731	4,0	6,0	0,210		0,225	0,0398	5,11	1,462	5,85	0,15	15,67	2,35	8	70
4	975	4,0	6,0	0,242		0,250	0,0491	5,52	1,472	5,89	0,20	18,27	3,65	10	80
5	1219	14,5	6,0	0,271		0,280	0,0616	5,50	1,275	18,49	0,85	18,14	15,42	34	114
6	2438	7,8	6,0	0,113	0,3×0,4	0,343	0,1200	5,64	0,981	7,65	2,40	19,11	45,86	54	168
7	2438	4,5	8,0	0,332		0,355	0,0990	6,84	1,403	6,31	1,76	28,09	49,43	56	224
АМН														26	
8	244	4,0	6,0	0,121		0,125	0,0123	5,52	3,492	13,97	0,50	18,27	9,14	23	49
9	488	4,0	6,0	0,171		0,180	0,0254	5,32	2,070	8,28	0,25	17,00	4,25	13	62
10	731	4,0	6,0	0,210		0,225	0,0398	5,11	1,462	5,85	0,15	15,67	2,35	8	70
11	975	4,0	6,0	0,242		0,250	0,0491	5,52	1,472	5,89	0,20	18,27	3,65	10	80
12	1219	2,5	6,0	0,271		0,280	0,0616	5,50	1,275	3,19	0,35	18,14	6,35	10	90
13	244	–	6,0	0,121		0,125	0,0123	5,52	–	–	0,60	18,27	10,96	11	37
14	244	–	6,0	0,121		0,125	0,0123	5,52	–	–	0,60	18,27	10,96	11	37
15	244	–	6,0	0,121		0,125	0,0123	5,52	–	–	0,60	18,27	10,96	11	37
16	244	–	6,0	0,121		0,125	0,0123	5,52	–	–	0,70	18,27	12,79	13	39
17	244	–	6,0	0,121		0,125	0,0123	5,52	–	–	0,60	18,27	10,96	11	37
18	244	–	6,0	0,121		0,125	0,0123	5,52	–	–	0,60	18,27	10,96	11	37
19	244	–	6,0	0,121		0,125	0,0123	5,52	–	–	0,60	18,27	10,96	11	37
20	244	–	6,0	0,121		0,125	0,0123	5,52	–	–	0,70	18,27	12,79	13	39

Примечание – для участков 8–12 в графе 16 приведены суммарные потери давления по воздуховоду Б, для ответвлений 13–20 – потери давления на ответвлении с учетом воздухораспределителя АМН.

Таблица 12 – Расчет аэродинамической увязки ответвлений

№ уч.	$\Delta p_{сети}$, Па	$\Delta p_{отв}$, Па	$(\Delta p_{сети} - \Delta p_{отв})/\Delta p_{сети} \cdot 100$ %	$p_{д.отв}$, Па	$\xi_{отв.расч}$	$\xi_{ст}$	$d_{диафр}$, м
12	114	90	21,1 %	18,14	1,32	1,4	0,225
13	49	37	24,5 %	18,27	0,66	0,7	0,107
14	62	37	40,3 %	18,27	1,37	1,4	0,100
15	70	37	47,1 %	18,27	1,81	1,8	0,097
16	80	39	51,2 %	18,27	2,24	2,2	0,095
17	49	37	24,5 %	18,27	0,66	0,7	0,107
18	62	37	40,3 %	18,27	1,37	1,4	0,100
19	70	37	47,1 %	18,27	1,81	1,8	0,097
20	80	39	51,2 %	18,27	2,24	2,2	0,095

2.7 Подбор оборудования для обработки приточного воздуха

2.7.1 Подбор воздушных фильтров

Необходимая степень очистки приточного воздуха выбирается для уменьшения запыленности воздуха, подаваемого в вентилируемые здания, если концентрация пыли в районе расположения здания или вблизи места забора воздуха систематически превышает

ПДК, установленную санитарными нормами. Применяются фильтры III класса по эффективности – ячейковые фильтры Фя РБ [9].

Необходимое количество стандартных ячеек фильтра определяется по формуле:

$$n_{расч} = \frac{L_{расч}}{L_{ном}}, \text{ где}$$

$L_{расч}$ – расчетное количество приточного воздуха, м³/ч;
$L_{ном}$ = 1540 м³/ч – номинальная пропускная способность ячейки [9].

$$n_{расч} = \frac{2438}{1540} = 1,58.$$

Значение $n_{расч}$ округляется до большего целого: $n_{факт}$ = 2. Принимается панель Ус39А.00.000 с компоновкой ячеек 1×2. Это наименьшая из стандартных панелей; ее пропускная способность (3000…3500 м³/ч) выше расчетного расхода, поэтому ячейки работают с нагрузкой 1219 м³/ч, меньше номинальной, что идет в запас по сопротивлению.

Площадь рабочего сечения фильтра определяется по формуле:

$$F = n_{факт} \cdot f_{я}, \text{ м}^2, \text{ где}$$

$f_{я}$ = 0,22 м² – площадь рабочего сечения ячейки.

$$F = 2 \cdot 0,22 = 0,44 \text{ м}^2.$$

Расчетные аэродинамические потери на фильтре:

$$\Delta p_{ф} = 2 \cdot \Delta p_{нач.я}, \text{ Па, где}$$

$\Delta p_{нач.я}$ = 50 Па – начальное аэродинамическое сопротивление стандартной ячейки [9].

$$\Delta p_{ф} = 2 \cdot 50 = 100 \text{ Па}.$$

Расчетная пылеемкость стандартной ячейки $G_{расч.я}$ = 2300 г/м² [9]; общая пылеемкость фильтра:

$$G_{расч.ф} = n_{факт} \cdot G_{расч.я} = 2 \cdot 2300 = 4600 \text{ г/м}^2.$$

Количество пыли, оседающее на фильтре за сутки, определяется зависимостью:

$$G_{сут} = L_{расч} \cdot C_{нач} \cdot 10^{-3} \cdot \tau, \text{ г, где}$$

$C_{нач}$ = 0,5 мг/м³ – среднесуточная концентрация пыли в приточном воздухе [7];
τ = 11 ч – количество часов работы фильтра за сутки (с 8.00 до 19.00).

$$G_{сут} = 2438 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 11 = 13,41 \text{ г}.$$

Продолжительность работы фильтра до регенерации:

$$T = \frac{G_{расч.ф}}{G_{сут}} = \frac{4600}{13,41} = 343 \text{ сут}.$$

Результаты расчетов и характеристики фильтра сводятся в таблицу 13.

Таблица 13 – Результаты подбора фильтра

Расход воздуха, м³/ч	Характеристики ячейки Фя РБ		Характеристики панели		Характеристики фильтра	
2438	$f_{я}$, м²	0,22	Шифр	Ус39А.00.000	$F_{ф}$, м²	0,44
	$L_{ном}$, м³/ч	1540	Компон.	1×2	$\Delta p_{ф}$, Па	100
	$n_{расч}$	1,58	$n_{факт}$	2	$G_{расч.ф}$, г/м²	4600
	$\Delta p_{нач}$, Па	50	$L_{мин}$, м³/ч	3000	$G_{сут}$, г	13,41
	$G_{расч.я}$, г/м²	2300	$L_{макс}$, м³/ч	3500	Т, сут	343

2.7.2 Подбор воздухонагревателя (калориферов)

Подбор водяного калорифера выполняется по алгоритму [1]. Калорифер расположен до вентилятора, поэтому плотность воздуха вычисляется по температуре наружного воздуха $t_н$.

1. Плотность воздуха при барометрическом давлении 99,3 кПа и температуре наружного воздуха:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot (273 + t_н)} = \frac{99300}{288 \cdot (273 - 35)} = 1{,}449 \text{ кг/м}^3\text{, где}$$

R = 288 м^2/(с^2 · К) – газовая постоянная.

2. Необходимая площадь фронтального сечения калориферной группы при рекомендуемой массовой скорости $(V\rho)_{рек}$ = 4…7 кг/(с · м^2):

$$F_{фр}^{расч} = \frac{L_{нагр} \cdot \rho}{3600 \cdot (V\rho)_{рек}} = \frac{2438 \cdot 1{,}449}{3600 \cdot 4} = 0{,}245 \text{ м}^2.$$

3. По величине $F_{фр}^{расч}$ подбирается калорифер КСк3-6 [13] с площадью фронтального сечения $f_{фр}$ = 0,267 м^2, ближайшей большей к вычисленной; $n_{фр}$ = 1, $F^{факт}_{фр}$ = 0,267 м^2. Площадь поверхности нагрева $F_к$ = 13,26 м^2, площадь живого сечения трубок $f_{тр}$ = 0,000846 м^2.

4. Фактическая массовая скорость:

$$(V\rho)_{факт} = \frac{2438 \cdot 1{,}449}{3600 \cdot 0{,}267} = 3{,}67 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2\text{)}.$$

Значение немного ниже рекомендуемого диапазона, что допустимо при выборе ближайшего большего типоразмера: аэродинамическое сопротивление калорифера при этом снижается.

5. Количество теплоты, необходимое для нагрева воздуха:

$$Q_{расч} = 0{,}278 \cdot L_{нагр} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_п - t_н)\text{, Вт, где}$$

c = 1,005 кДж/(кг · °С) – теплоемкость воздуха;
$t_п$ = 14 °С – температура приточного воздуха (таблица 7); $t_н$ = –35 °С.

$$Q_{расч} = 0{,}278 \cdot 2438 \cdot 1{,}449 \cdot 1{,}005 \cdot (14 + 35) = 48353 \text{ Вт}.$$

6. Расход теплоносителя через калорифер:

$$G_w = \frac{Q_{расч}}{0{,}278 \cdot c_w \cdot (t_г - t_о)} = \frac{48353}{0{,}278 \cdot 4{,}19 \cdot (110 - 70)} = 1037{,}8 \text{ кг/ч, где}$$

c_w = 4,19 кДж/(кг · °С) – теплоемкость воды;
$t_г$ = 110 °С, $t_о$ = 70 °С – температуры воды в подающей и обратной магистралях.

7. Скорость движения теплоносителя по трубкам (последовательная схема подключения):

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_{тр}} = \frac{1037{,}8}{3600 \cdot 951 \cdot 0{,}000846} = 0{,}36 \text{ м/с, где}$$

ρ_w = 951 кг/м^3 – плотность воды.

8. По данным для подбора калориферов [13] при $(V\rho)_{факт}$ = 3,67 кг/(с · м^2) и w = 0,36 м/с коэффициент теплопередачи (по интерполяции) K = 43,47 Вт/(м^2 · °С).

9. Необходимая площадь поверхности нагрева:

$$F_{нагр} = \frac{1{,}1 \cdot Q_{расч}}{K \cdot (t_{ср.т} - t_{ср.в})}\text{, м}^2\text{, где}$$

$t_{ср.т}$ = (110 + 70)/2 = 90 °С – средняя температура теплоносителя;

$t_{ср.в}$ = (–35 + 14)/2 = −10,5 °С – средняя температура воздуха.

$$F_{нагр}=\frac{1,1\cdot 48353}{43,47\cdot(90+10,5)}=12,18 \text{ м}^2.$$

10. Расчетное количество калориферов в группе:

$$N_{гр}^{расч}=\frac{F_{нагр}}{F_к}=\frac{12,18}{13,26}=0,92;$$ принимается $N^{факт}_{гр}$ = 1, m = 1.

11. Фактическая тепловая производительность калориферной группы:

$Q_{факт} = K \cdot (t_{ср.т} – t_{ср.в}) \cdot N^{факт}_{гр} \cdot F_к = 43,47 \cdot 100,5 \cdot 1 \cdot 13,26 = 57925$ Вт.

12. Проверяется условие достаточности запаса тепловой производительности:

$$\Delta Q=\frac{Q_{факт}-Q_{расч}}{Q_{расч}}\cdot 100=\frac{57925-48353}{48353}\cdot 100=19,8\%$$ – в пределах 10…20 %, условие выполнено.

13. Аэродинамические потери в калориферной группе:

$\Delta p_{аэр.нагр} = \Delta p_{аэр.к} \cdot m = 65,89 \cdot 1 = 66$ Па.

14. Гидравлическое сопротивление группы:

$\Delta p_{гидр.к} = A \cdot w^2 = 12,12 \cdot 0,36^2 = 1,56$ кПа; $\Delta p_{гидр.гр} = \Delta p_{гидр.к} \cdot N^{факт}_{гр} = 1,56$ кПа.

Результаты расчетов и характеристики калориферной группы сводятся в таблицу 14.

Таблица 14 – Результаты подбора калорифера

Расчетные величины		Характеристики калорифера		Характеристики группы	
$L_{нагр}$, м³/ч	2438	Модель	КСк3-6	$n_{фр}$	1
ρ, кг/м³	1,45	$f_{фр}$, м²	0,267	$F_{фр.факт}$, м²	0,267
$(V\rho)_{расч}$, кг/(с·м²)	4,0	$F_к$, м²	13,26	m	1
$(V\rho)_{факт}$, кг/(с·м²)	3,67	$f_{тр}$, м²	0,000846	$N_{гр.факт}$	1
$Q_{расч}$, Вт	48353	w, м/с	0,36	$Q_{факт}$, Вт	57925
G_w, кг/ч	1038	K, Вт/(м²·°С)	43,47	ΔQ, %	19,8
$F_{нагр}$, м²	12,18	$\Delta p_{аэр.к}$, Па	65,89	$\Delta p_{аэр.нагр}$, Па	66
$N_{расч}$	0,92	$\Delta p_{гидр.к}$, кПа	1,56	$\Delta p_{гидр.гр}$, кПа	1,56

2.8 Акустический расчет и подбор шумоглушителя

2.8.1 Акустический расчет

1. В помещении выбирается расчетная точка, определяются диаметры и протяженности участков, а также характер местных сопротивлений на расстоянии от вентилятора до нее. Расчетная точка принимается под ближайшим по сети к вентилятору воздухораспределителем (ответвление 20). Направление распространения звука отмечено на аксонометрической схеме (рисунок 1) пунктирной линией: участок 6 (два поворота), тройник над стояком, участок 12, тройник с ответвлением к воздухораспределителю.

2. Уровни звукового давления вентилятора по октавным среднегеометрическим частотам $L_{р.окт}$ принимаются по каталожным данным для вентилятора при n = 1000 об/мин (формула 69 [1]).

3. Определяются допустимые уровни звукового давления в помещении $L_{р.норм}$ [14].

4. Определяются величины снижения уровня звукового давления по длине $\Delta L_{р.дл}$ на участках, в поворотах $\Delta L_{р.пов}$, за счет отражения звука от воздухораспределителя внутрь воздуховода $\Delta L_{р.отр}$. При определении степени уменьшения звукового давления в поворотах прямоугольного сечения в качестве ширины принимается большая сторона сечения (В = 0,4 м).

5. Снижение звукового давления при разветвлении воздуховодов (в тройниках) определяется по формуле [7]:

$$\Delta L_{p.тр} = 10 \cdot lg \left[\frac{\Sigma F}{F_{отв}} \cdot \frac{(m+1)^2}{4 \cdot m} \right], \text{ дБ, где}$$

$\Sigma F = F_{сети} + F_{отв} + F_{пр}$ – суммарная площадь сечений воздуховодов в тройнике, м^2;
$m = F_{сети}/\Sigma F$ – отношение площади сечения воздуховода до разветвления к суммарной площади.

$$\Delta L_{тр1} = 10 \cdot lg \left[\frac{0{,}2432}{0{,}0616} \cdot \frac{(0{,}494+1)^2}{4 \cdot 0{,}494} \right] = 6{,}50 \text{ дБ};$$

$$\Delta L_{тр2} = 10 \cdot lg \left[\frac{0{,}1407}{0{,}03} \cdot \frac{(0{,}438+1)^2}{4 \cdot 0{,}438} \right] = 7{,}43 \text{ дБ}.$$

6. Определяются общее снижение уровня звукового давления в сети и требуемые уровни, которые необходимо погасить в шумоглушителе, по всем октавным среднегеометрическим частотам:

$$\Delta L_{р.шг} = L_{р.окт} - \left(\Sigma \Delta L_{р.дл} + \Sigma \Delta L_{р.пов} + \Sigma \Delta L_{р.тр} + \Delta L_{р.отр} \right) - L_{р.норм}, \text{ дБ}.$$

Если $\Delta L_{р.шг} \le 0$, шумоглушитель на данной частоте не требуется. Результаты сводятся в таблицу 15.

Таблица 15 – Акустический расчет приточной системы вентиляции

Рассчитываемые параметры	Характеристики участка или местного сопротивления	Значения параметра, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Уровни звукового давления вентилятора $L_{р.окт}$	n = 1000 об/мин	73	81	76	73	70	63	53
Допустимые уровни звукового давления в помещении $L_{р.норм}$		52	45	39	35	32	30	28
Снижение уровня по длине $\Delta L_{р.дл}$ на участке 6	l = 7,8 м 0,3×0,4 м	4,68 (0,60)	3,51 (0,45)	2,34 (0,30)	1,56 (0,20)	1,56 (0,20)	1,56 (0,20)	1,56 (0,20)
Снижение уровня на первом повороте $\Delta L_{р.пов}$	B = 0,4 м, уч. 6	1	5	7	5	3	3	3
Снижение уровня на втором повороте $\Delta L_{р.пов}$	B = 0,4 м, уч. 6	1	5	7	5	3	3	3
Снижение уровня в первом тройнике $\Delta L_{р.тр}$	$F_{сети}$ = 0,120 м^2 (уч. 6) $F_{отв}$ = 0,062 м^2 (уч. 12) $F_{пр}$ = 0,062 м^2 (уч. 5)	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50
Снижение уровня по длине $\Delta L_{р.дл}$ на участке 12	l = 2,5 м d = 0,280 м	0,25 (0,10)	0,25 (0,10)	0,38 (0,15)	0,50 (0,20)	0,50 (0,20)	0,50 (0,20)	0,50 (0,20)
Снижение уровня во втором тройнике $\Delta L_{р.тр}$	$F_{сети}$ = 0,062 м^2 (уч. 12) $F_{отв}$ = 0,030 м^2 (АМН) $F_{пр}$ = 0,049 м^2 (уч. 11)	7,43	7,43	7,43	7,43	7,43	7,43	7,43
Снижение уровня за счет отражения от воздухораспределителя $\Delta L_{р.отр}$	АМН №2 300×100 мм	13	7	2	0	0	0	0
Суммарное снижение уровня звукового давления		33,9	34,7	32,6	26,0	22,0	22,0	22,0
Требуемое снижение уровня звукового давления в глушителе $\Delta L_{р.шг}$		**−12,9**	**1,3**	**4,4**	**12,0**	**16,0**	**11,0**	**3,0**

2.8.2 Подбор шумоглушителя

1. Выбирается шумоглушитель с поперечным сечением, по форме соответствующим воздуховоду. Воздуховод на участке за вентилятором имеет прямоугольное сечение,

поэтому выбираются шумоглушители типа ТН фирмы «Арктос» [15]. Шумоглушитель центральный, допустимая скорость воздуха в нем может быть увеличена вдвое: $V_{доп} = 2 \cdot 6 = 12$ м/с. Требуемая площадь сечения каналов:

$$F_{шг} = \frac{L}{3600 \cdot V_{доп}} = \frac{2438}{3600 \cdot 12} = 0{,}056 \text{ м}^2.$$

2. Шумоглушитель ТН 500×250 обеспечивает скорость 9,0 м/с, но имеет потери давления около 32 Па. Принимается шумоглушитель ТН 600×300 (переход с воздуховода 0,3×0,4 м): суммарная площадь сечения каналов для прохода воздуха $F_{шг.сум} = 0{,}12$ м^2.

3. Истинная скорость воздуха в шумоглушителе:

$$V = \frac{2438}{3600 \cdot 0{,}12} = 5{,}64 \text{ м/с} \le 6 \text{ м/с}$$ – условие выполнено даже без увеличения допустимой скорости.

4. Требуемая длина глушителя для каждой октавной частоты определяется по формуле:

$$l_{шг} = \frac{\Delta L_{р.шг}}{\Delta L_{р.уд}}, \text{ м, где}$$

$\Delta L_{р.уд}$ – снижение уровня звукового давления в глушителе длиной 1 м, дБ/м: 6, 11, 22, 27, 30, 26, 21 для частот 125…8000 Гц.

Наибольшая требуемая длина 0,53 м (2000 Гц). Так как стандартная длина секции глушителя равна 1 м, принимается $l_{шг.расч} = 1$ м.

5. По графику (рисунок 2) в зависимости от объемного расхода воздуха определяются потери давления в шумоглушителе: $\Delta p_{шг} \approx 20$ Па.

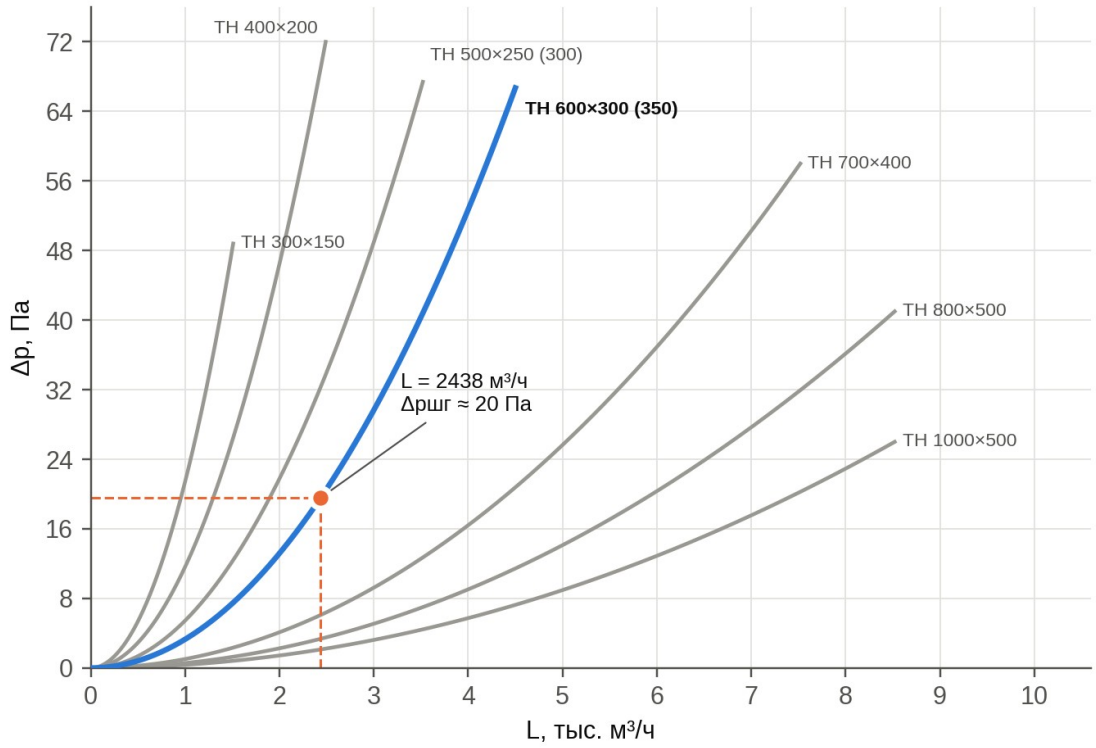


Рисунок 2 – Потери давления в шумоглушителях ТН (секция длиной 1 м)

Таблица 16 – Результаты подбора шумоглушителя

Расход воздуха $L_{расч}$, м³/ч	2438						
Шифр шумоглушителя	ТН 600×300						
Суммарная площадь поперечного сечения воздушных каналов $F_{шг.сум}$, м²	0,12						
Скорость воздуха в шумоглушителе V, м/с	5,64						
Требуемая длина шумоглушителя $l_{шг}$, м, при частотах октавных полос, Гц	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	−2,14	0,12	0,20	0,44	0,53	0,42	0,14
Расчетная длина шумоглушителя $l_{шг.расч}$, м	1						
Аэродинамические потери в шумоглушителе $\Delta p_{шг}$, Па	20						

2.9 Подбор вентилятора приточной системы

Подбор вентилятора осуществляется по результатам определения требуемого воздухообмена и аэродинамического расчета с учетом гарантийных запасов:

$$L_{р.т} = 1{,}05 \cdot L_{расч} = 1{,}05 \cdot 2438 = 2560 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$p_{р.т} = 1{,}1 \cdot \Sigma p = 1{,}1 \cdot (\Delta p_{маг} + \Delta p_{ф} + \Delta p_{аэр.нагр} + \Delta p_{шг}) = 1{,}1 \cdot (224 + 100 + 66 + 20) = 451 \text{ Па}.$$

Характеристикой вентиляционной сети называется зависимость потерь давления (сопротивления сети) от объемного расхода воздуха. В общем случае она описывается уравнением параболы:

$$p = k \cdot L^2, \text{ Па}.$$

Характеристика сети должна проходить через рабочую точку, поэтому постоянная k определяется из соотношения:

$$k = \frac{p_{p.m}}{L_{p.m}^2} = \frac{451}{2560^2} = 6{,}88 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^6.$$

По сводному графику характеристик (рисунок 4) выбирается радиальный вентилятор ВР80-75 №5, исполнение 1, n = 1000 об/мин. При $L_{р.т}$ = 2560 м³/ч колеса $0{,}9D_{ном}$…$1{,}05D_{ном}$ развивают давление 250…427 Па, что меньше $p_{р.т}$ = 451 Па, поэтому принимается колесо диаметром $1{,}1D_{ном}$ (491 Па).

Точка пересечения характеристик сети и вентилятора, соответствующая значениям $L_{вент\text{-}сеть}$ и $p_{вент\text{-}сеть}$, определяет единственный режим их устойчивой совместной работы (рисунок 3). С учетом принятых гарантийных запасов вентилятор подобран правильно, если параметры рабочей точки и точки пересечения характеристик отличаются не более чем на 5 %.

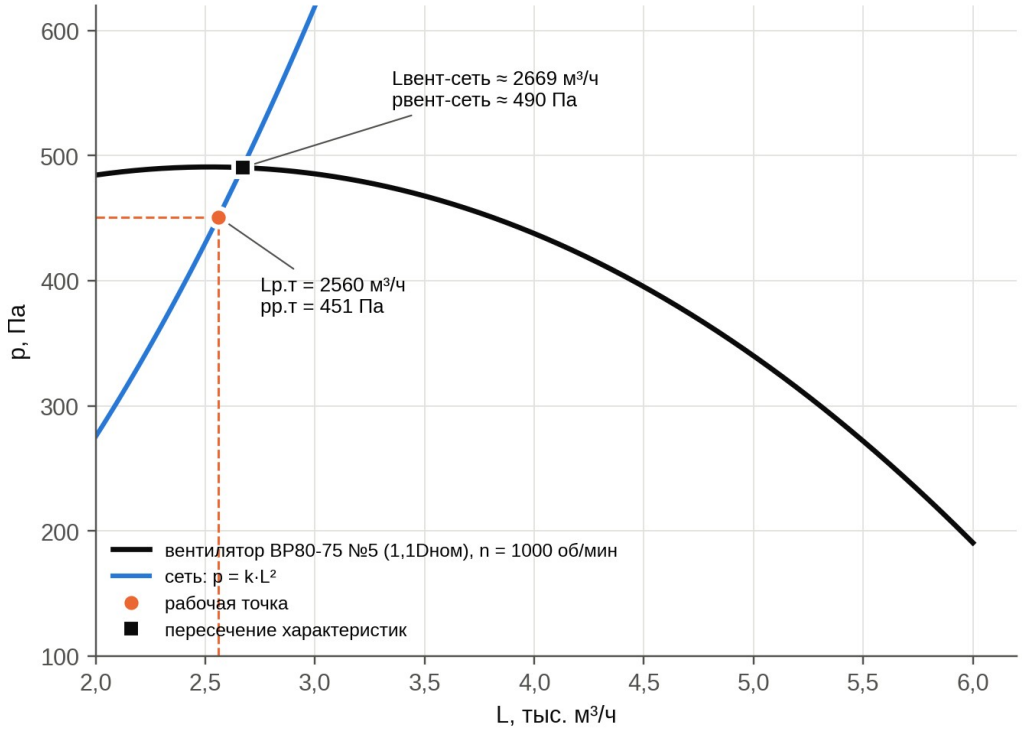


Рисунок 3 – Графики совмещенных характеристик вентилятора и вентиляционной сети

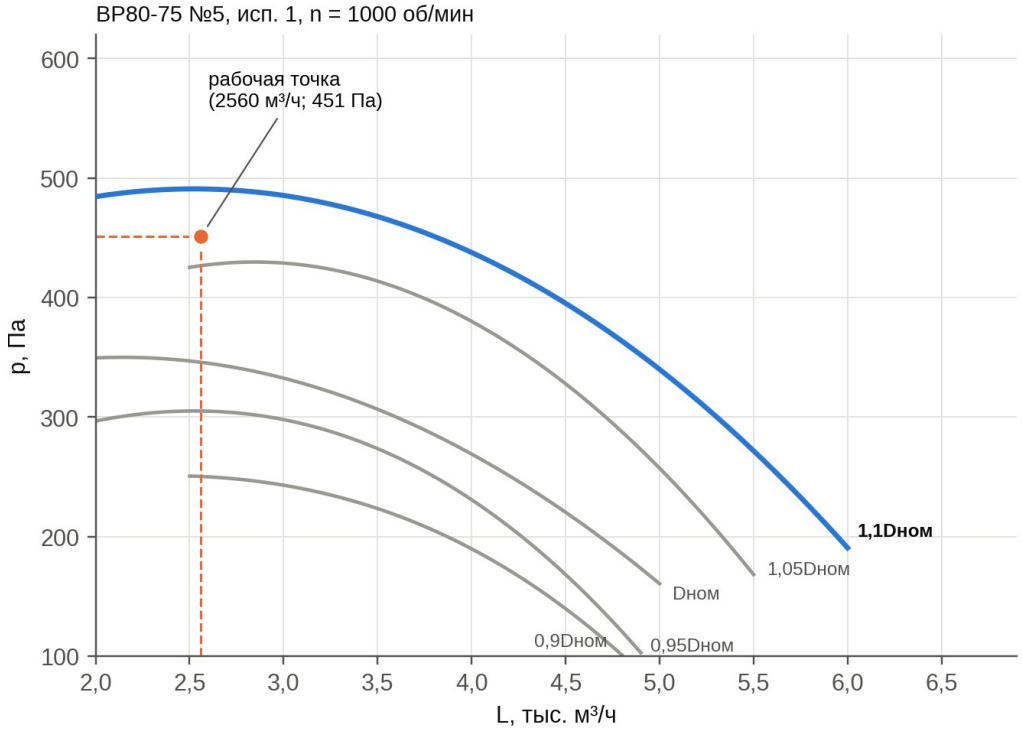


Рисунок 4 – Сводный график характеристик вентиляторов

Точка пересечения: $L_{вент\text{-}сеть} = 2669$ м^3/ч, $p_{вент\text{-}сеть} = 490$ Па. Отклонения от рабочей точки:

$$\delta L = \frac{2669 - 2560}{2560} \cdot 100 = 4,3\% \le 5\%;$$

$$\delta p = \frac{490 - 451}{451} \cdot 100 = 8,7\% > 5\%.$$

Условие по давлению не выполняется. Рабочая точка располагается ниже характеристики вентилятора, поэтому в соответствии с [1] применяется регулировка характеристики вентиляционной сети установкой диафрагмы.

Необходимое увеличение потерь давления:

$$\Delta p_{рег} = p_{р.т.рег} - p_{р.т} = 491 - 451 = 40 \text{ Па, где}$$

$p_{р.т.рег}$ = 491 Па – давление вентилятора при $L_{р.т}$ = 2560 м^3/ч (точка пересечения линии $L_{р.т}$ = const и характеристики вентилятора).

Диафрагма устанавливается на прямом участке линии всасывания – участке 7 (d = 0,355 м). Расчетный коэффициент местного сопротивления диафрагмы:

$$\xi_{диафр.расч} = \frac{p_{р.т.рег} - p_{р.т}}{p_{д.уч}} = \frac{40}{28,09} = 1,42.$$

В целях энергосбережения принимается ближайшее меньшее стандартное значение $\xi_{диафр.ст}$ = 1,4, диаметр отверстия диафрагмы по таблице 22.48 [8] $d_{диафр}$ = 0,285 м. Расчетное увеличение потерь давления:

$$\Delta p_{расч} = \xi_{диафр.ст} \cdot p_{д.уч} = 1,4 \cdot 28,09 = 39,3 \text{ Па.}$$

Уточненный коэффициент характеристики сети после регулирования (р = 451 + 39,3 = 490,3 Па):

$$k = \frac{490,3}{2560^2} = 7,48 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^6.$$

Новая точка пересечения характеристик (рисунок 5): L = 2561 м^3/ч, р = 491 Па; отклонения от расчетного режима 0,1 % по расходу и 0,1 % по давлению, что не превышает 5 %. Регулирование выполнено.

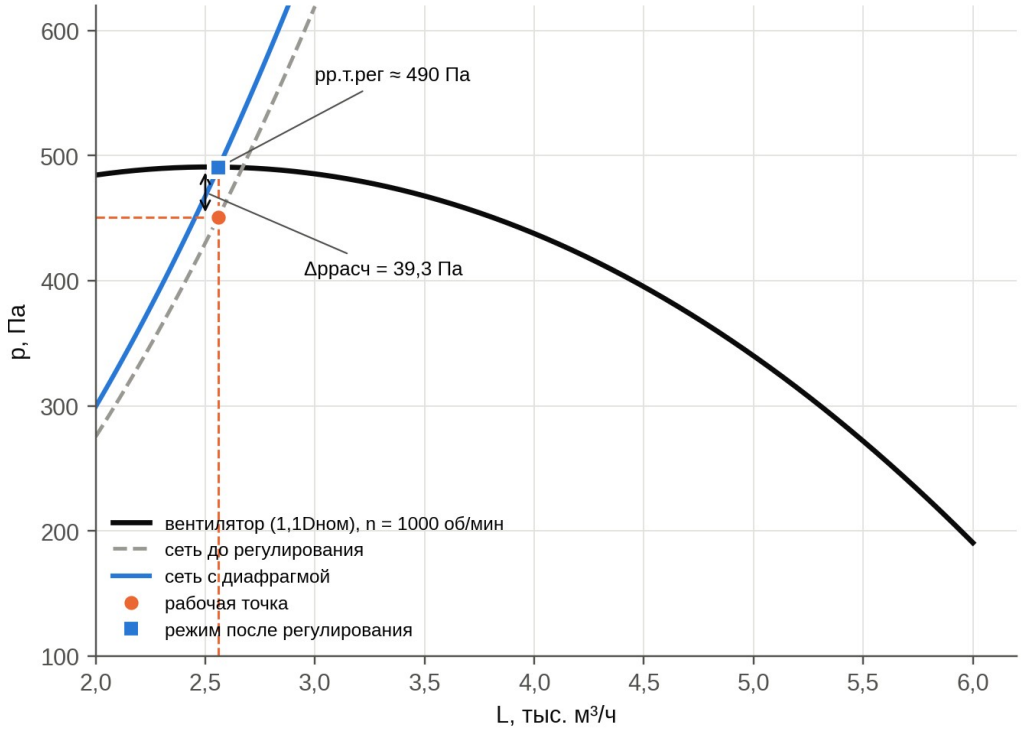


Рисунок 5 – Изменение характеристики вентиляционной сети установкой диафрагмы

Результаты расчетов сводятся в таблицу 17.

Таблица 17 – Результаты регулирования сети

$p_{р.т}$, Па	$L_{р.т}$, м^3/ч	Вентилятор ВР80-75 №5		$p_{р.т.рег}$, Па	№ уч.	$d_{уч}$, м	$p_{д.уч}$, Па	$\xi_{диафр}$		$d_{диафр}$, м	$\Delta p_{рег}$/ $\Delta p_{расч}$, Па
		колесо	n, об/мин					расч.	станд.		
451	2560	$1{,}1D_{ном}$	1000	491	7	0,355	28,09	1,42	1,4	0,285	40/39,3

3. Вывод

В процессе проектирования выполнены расчеты параметров наружного и внутреннего воздуха для г. Бийска, определены количества вредных выделений, поступающих в поточную аудиторию на 50 человек, определены расчетный и нагреваемый воздухообмены, равные 2438 м^3/ч.

Подобраны воздухораспределители АМН №2 (10 шт., схема подачи «Б»). Произведен аэродинамический расчет приточной системы вентиляции с механическим побуждением (потери давления в магистрали 224 Па), выполнена аэродинамическая увязка ответвлений с помощью диафрагм. Подобраны: фильтр с ячейками Фя РБ и панелью Ус39А.00.000, водяной калорифер КСк3-6 (запас тепловой производительности 19,8 %), шумоглушитель ТН 600×300 длиной 1 м, вентилятор ВР80-75 №5 (исполнение 1, колесо $1{,}1D_{ном}$, n = 1000 об/мин). Для согласования характеристик вентилятора и сети на участке 7 устанавливается диафрагма с отверстием 285 мм.

Список литературы

1. Ерёмин С. Д. Основные положения проектирования и расчёта систем вентиляции помещений общественных зданий : учебно-методическое пособие / С. Д. Ерёмин; Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. – Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 2014. – 153 с.

2. СП 60.13330.2012. Свод правил. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – Введ. 2013-01-01. – М. : Минрегион России, 2012.

3. СП 131.13330.2012. Свод правил. Строительная климатология. Актуализированная версия СНиП 23-01-99*. – Введ. 2013-01-01. – М. : Минрегион России, 2012.

4. ГОСТ 30494-96. Межгосударственный стандарт. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещении. – Введ. 1999-03-01. – М. : Госстрой России, 1999.

5. СП 118.13330.2012. Свод правил. Общественные здания и сооружения. Актуализированная редакция СНиП 31-06-2009. – Введ. 2013-01-01. – М. : Минрегион России, 2011.

6. Богословский, В.Н. Отопление и вентиляция. В 2 ч., Ч. 2. Вентиляция / В. Н. Богословский, В. И. Новожилов, Б. Д. Симаков, В. П. Титов – М. : Стройиздат, 1976. – 439 с.

7. Каменев, П. Н. Вентиляция: учеб. пособие / П. Н. Каменев, Е. И. Тертичник. – М. : Издательство АСВ, 2008. – 616 с.

8. Богословский, В. Н. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч., Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1 / В. Н. Богословский, А. И. Пирумов, В. Н. Посохин и др. – М. : Стройиздат, 1992. – 319 с.

9. Баркалов, Б. В. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч., Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2 / Б. В. Баркалов, Н. Н. Павлов, С. С. Амирджанов и др. – М. : Стройиздат, 1992. – 416 с.

10. Богословский, В. Н. Внутренние санитарно-технические устройства. В 2 ч., Ч. 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха / В. Н. Богословский, И. А. Шепелев, В. М. Эльтерман и др. – М.: Стройиздат, 1978. – 509 с.

11. Ананьев, В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. / В. А. Ананьев, Л. Н. Балуева, А. Д. Гальперин и др. – Евроклимат, 2003. – 416 с.

12. Воздухораспределители компании «Арктос». Указания по расчёту и практическому применению. Издание четвёртое. – СПБ., 2006. – 154 с.

13. Новосибирский энергомашиностроительный завод «Тайра». Каталог продукции. Часть 1. Вентиляторы общего и специального назначения. Часть 2. Оборудование для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – Новосибирск, 2010. – 250 с.

14. Осипов, Л. Г. Звукоизоляция и звукопоглощение / Л. Г. Осипов, В. Н. Бобылев, Л. А. Борисов и др. – М. : ООО «Издательство АСТ», 2004. – 450 с.

15. Каталог продукции. Оборудование для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Компания «Арктос». – СПБ., 2008. – 217 с.

16. Черкасский, В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. / Черкасский В. М. – М.:– Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

17. Wilkins C. Учет в тепловом балансе теплопоступлений от офисного оборудования. / C. Wilkins, M. Hosni. – Американское общество инженеров по отоплению, охлаждению и кондиционированию воздуха (ASHRAE), 1996.

18. Томская государственная архитектурно-строительная академия. Вентиляция гражданского здания. Методические указания к курсовому проекту для студентов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция». – Томск, 1996. – 15 с.