

## Содержание

### Введение

1	Исходные данные .....
2	Характеристика здания .....
2.1	Характеристика технологического процесса .....
2.2	Вредности, выделяющиеся при производстве и их влияние на организм человека .....
3	Выбор расчётных параметров .....
4	Характеристика местных систем вентиляции .....
5	Тепловой баланс здания.....
5.1	Расчёт теплоступлений .....
5.2	Расчет теплопотерь.....
5.3	Составление уравнений теплового баланса и определение теплоизбытков в летний период и теплопотерь в зимний период .....
6	Расчет количества вредных выделений .....
6.1	Расчет вредных веществ, поступающих от автомобилей .....
7	Расчет воздухообмена в помещениях .....
7.1	Определение количества воздуха, удаляемое шланговыми отсосами .....
7.2	Определение производительности общеобменной приточной и вытяжной систем .....
8	Расчет воздушного отопления в зимний период.....
9	Аэродинамический расчет систем вентиляции.....
9.1	Расчет системы местных отсосов и подбор оборудования для них.....
9.2	Расчет приточной и вытяжной общеобменных систем.....
10	Подбор вентиляционного оборудования. ....
11	Расчет и конструирование воздушно-тепловой завесы .....
11.1	Расчет производительности завесы и температуры воздуха .....
11.2	Расчет воздуховода равномерной раздачи.....
11.3	Расчет калориферов.....
11.4	Подбор вентилятора

### Заключение

### Библиографический список

## Введение

Вся жизнь человека проходит в воздушной среде. Его здоровье, работоспособность, само существование зависят от качества воздуха, в значительной мере от того, насколько воздух свободен от аэрозольных, газовых и других загрязнений.

Очистка вентиляционного воздуха от загрязнений – одна из важнейших задач инженеров специальности “Теплогазоснабжение и вентиляции”.

На тепловую обстановку в помещении влияют температура, подвижность, влажность воздуха, наличие стоков тепла. Для удаления вредностей из промышленных помещений и подачи его к вытяжному вентилятору с последующим выбросом в атмосферу служат вытяжные общеобменные и местные системы, а для подачи чистого воздуха и его распределения по помещениям служат приточные воздуховоды.

Эффективность систем промышленной вентиляции, их технико-экономические характеристики зависят не только от правильно принятой схемы воздухообмена и достоверности проведенных расчетов, но и от правильно организованных монтажа, наладки и эксплуатации. Возможности монтажа, наладки и эксплуатации систем и оборудования, обеспечивающие вентиляцию промышленных объектов, закладываются на стадии проектирования.

Растущая потребность городов в крытых автостоянках и больших гаражах ставит проектировщиков перед необходимостью решения ряда задач. Основными задачами при проектировании вентиляции промышленных гаражей и крытых автостоянок являются:

- обеспечение нормативных параметров внутреннего воздуха;
- обеспечение пожаровзрывобезопасности;
- проведение мероприятий, направленных на охрану окружающей среды.

Серьезность данных проблем обусловлена высокой плотностью населения на участках городской застройки.

## 1 Исходные данные

Расчет системы вентиляции производится для гаража.

Местонахождения объекта – г. Новосибирск

Ориентация по главному фасаду: Ю

Теплоноситель и его параметры: вода 130 – 70 °С

Концентрация газов наружного воздуха  $C_n$ : ПДК<sub>ср.сут</sub> (CO) = 3 мг/м<sup>3</sup>

ПДК<sub>ср.сут</sub> (NO<sub>2</sub>) = 0,04 мг/м<sup>3</sup>

Концентрация газов удаляемого воздуха  $C_y$ : ПДК (CO) = 20 мг/м<sup>3</sup>

ПДК (NO<sub>2</sub>) = 5 мг/м<sup>3</sup>.

## 2 Характеристика здания

Здание цеха однопролётное. Несущие конструкции – железобетонные колонны сечением 500х1000мм. Встроенные помещения высотой 3 м из железобетонных плит толщиной 100 мм. Толщина стен из кирпича 640мм. Ворота раздвижные 3,0х3,0 м. В цехе предусмотрены системы дежурного отопления, поддерживающие температуру внутреннего воздуха +5 °С в нерабочее время. Смотровые канавы имеют размеры в плане 1000х4000 мм, глубина 1,2м.

## 2.1 Характеристика технологического процесса

Помещение гаража предназначено для хранения, технического осмотра и ремонта автомобилей.

Таблица № 1 – Мощность автомобильных двигателей.

Автомобиль (тип-количество)	Мощность и тип двигателя
“Волга” – 1	72 кВт. Карбюратор
РАФ – 982 – 2	72 кВт. Карбюратор
КАМАЗ – 5320 – 2	154 кВт. Дизель
МАЗ – 500 – 1	132 кВт. Дизель

Режим эксплуатации: 3 автомобиля в час с продолжительностью работы двигателя 15 минут.

В помещении работает 4 человека. Категория работ средней тяжести Па, с постоянным пребыванием людей.

## 2.2 Вредности, выделяющиеся при производстве и их влияние на организм человека

Главнейшее назначение вентиляционных устройств в автотранспортных зданиях заключается в удалении отработавших газов, химический состав которых зависит от сорта применяемого топлива, состояния двигателя и режима его работы. Из компонентов отработавших газов наибольшую опасность для человека представляют: у карбюраторных двигателей при обычном бензине окись углерода и при этилированном бензине окись углерода и аэрозоли свинца, а у дизельных двигателей - окись углерода, окись азота и альдегиды.

Таблица № 2 – Примерный состав выхлопных газов автомобилей

Компоненты	Содержание, % (об.)	
	карбюраторный двигатель	дизельный двигатель
N <sub>2</sub>	74 – 77,0	76 – 78
O <sub>2</sub>	0,3 – 8,0	2 – 18
H <sub>2</sub> O (пары)	3,0 – 5,5	0,5 – 4,0
CO <sub>2</sub>	5,0 – 12,0	1,0 – 10,0
CO	5,0 – 10,0	0,01 – 0,5
Оксиды азота	0 – 0,8	2*10 <sup>-4</sup> – 0,5
Углеводороды	0,2 – 0,3	1*10 <sup>-3</sup> – 0,5
Альдегиды	0 – 0,2	1*10 <sup>-3</sup> – 9*10 <sup>-3</sup>
Сажа	0 – 0,4	0,01 – 1,1, г/м <sup>3</sup>
Бензопирен	(10–20)*10 <sup>-6</sup> , г/м <sup>3</sup>	До 1*10 <sup>-5</sup> г/м <sup>3</sup>

Влияние загрязнения воздуха на организм человека состоит в следующем.

*Взвешенные частицы.* Частицы пыли размером от 0,01 до 100 мкм классифицируются следующим образом:

более 100 мкм – осаждающиеся,

менее 5 мкм – практически неосаждающиеся.

Частицы первого типа безвредны, поскольку быстро осаждаются либо на поверхности земли, либо в верхних дыхательных путях. Частицы второго типа попадают глубоко в легкие. Установлено присутствие соединений углерода, углеводорода, парафина, ароматических веществ, мышьяка, ртути и др. в легких вследствие проникновения пыли, а также связь с частотой заболеваний раком, хроническим заболеванием дыхательных путей, астмой, бронхитом, эмфиземой легких.

*Сернистый ангидрид.* Оказывает пагубное влияние на слизистую оболочку верхних дыхательных путей, вызывает бронхиальную закупорку.

*Оксиды азота.* Диоксид азота и фитохимические производные являются побочными продуктами нефтехимических производств и рабочих процессов дизельных двигателей. Оказывают влияние на легкие и на органы зрения.

*Озон.* Повышение концентрации оксидов азота и углеводов под действием солнечной радиации порождает фотохимический смог (озон, ПАН и др.).

*Моноксид углерода.* При сжигании топлива в условиях недостатка воздуха, СО генерируется в процессе работы автомобильных двигателей. Соединяясь с гемоглобином, из вдыхаемого воздуха попадает в кровь, препятствуя насыщению крови кислородом, а следовательно, и тканей, мышц, мозга.

Основными представителями альдегидов, поступающих в атмосферный воздух с выбросами автомобилей, являются формальдегид и акролеин. Действие формальдегида характеризуется раздражающим эффектом по отношению к нервной системе. Он поражает внутренние органы и анативирует ферменты, нарушает обменные процессы в клетке путем подавления цитоплазматического и ядерного синтеза.

Биологическое действие фотооксидантов (смесь озона, диоксида азота и формальдегида) на клеточном уровне подобно действию радиации, вызывает цепную реакцию клеточных повреждений.

Современные исследования в области влияния состояния атмосферного воздуха на здоровье человека можно охарактеризовать таблицей.

Таблица № 3 – Влияние превышения ПДК на организм человека

Кратность превышения ПДК	Ответ состояния здоровья населения
1	Нет изменения в состоянии здоровья
2 – 3	Изменение состояния здоровья по некоторым показателям
4 – 7	Выраженные функциональные сдвиги
8 – 10	Рост специфической и неспецифической заболеваемости
100	Острые отравления
500	Летальные отравления

Важнейшее назначение вентиляционных устройств в удалении автотранспортных зданиях заключается в удалении отработавших газов, химический состав которых зависит от сорта применяемого топлива, состояния двигателя и режима его работы

### 3 Выбор расчётных параметров

Расчётные параметры наружного воздуха определяются по СНиП 41-01-2003\*. “Отопление, вентиляция и кондиционирование”.

Таблица №4 – Расчётные параметры наружного воздуха

Наименование пункта	Расчётная географическая широта, °сш.	Барометрическое давление, Па	Период года	Параметры А			Параметры Б			Средняя суточная амплитуда температуры воздуха, °С
				температура воздуха, °С	удельная энтальпия, кДж/кг	скорость ветра, м/с	температура воздуха, °С	удельная энтальпия, кДж/кг	скорость ветра, м/с	
Новосибирск	56	995	Теплый Холодный	22	50,92	1	-39	-39,2	5,7	12,6

Расчётных параметров воздуха внутреннего определяются по ГОСТ 12.1.005 – 88 “Общие санитарно – гигиенические требования к воздуху рабочей зоны”.

Таблица № 5 – Расчетные параметры внутреннего воздуха

Период года	Температура воздуха, °С	Влажность воздуха, % не более	Скорость движения воздуха, м/с не более
Теплый	27	65	0,3
Холодный	18	75	0,2

#### 4 Характеристика местных систем вентиляции.

Наиболее эффективным способом вентиляции является использование систем местной вытяжной вентиляции, принцип построения которых основан на удалении вредных веществ непосредственно от источника их выделения. Таким образом, исключается проникновение вредных веществ в зону, дыхания работающего персонала. За счет переработки малых объемов воздуха с высокой концентрацией вредных веществ снижается энергопотребление, при этом использование оборудования меньшей мощности и габаритов резко снижают затраты на проведение плановых ремонтных и профилактических работ.

Местные отсосы (вытяжные катушки) с механическим приводом предназначены для удаления выхлопных газов от выхлопной трубы автомобиля на стационарных рабочих местах, позволяя ставить последний в своей рабочей зоне как угодно. Вытяжной шланг намотан на барабан и не загромождает рабочее помещение. При работе с подъемником шланг перемещается вслед за автомобилем.

Вытяжная катушка состоит из барабана, на котором намотан вытяжной шланг с ограничителем и газоприемной насадкой, а так же монтажной рамы, на которую крепится барабан с фиксатором и вытяжной вентилятор. В нерабочем состоянии вытяжной шланг намотан на барабан катушки, при этом свободный конец шланга с газоприемной насадкой не касается пола и не мешает работе. При подсоединении к выхлопной трубе автомобиля шланг разматывается, при его отсоединении шланг наматывается на катушку под действием возвратного механизма (механического привода, расположенного внутри барабана). Фиксатор удерживает барабан в требуемом положении.

Как известно, общеобменная вентиляция более энергоемка и неспособна полностью решить проблему очистки воздушной среды, так как строится по принципу разбавления "грязного" воздуха притоком чистого наружного воздуха.



Основой систем удаления выхлопных газов является возможность улавливания и удаления выхлопных газов непосредственно от выхлопной трубы автомобиля. Поэтому системы удаления выхлопных газов обеспечивают 100% удаление загрязнений из рабочей зоны и могут применяться в самых различных помещениях, где производятся работы с автотранспортом: например распространение выхлопных газов по помещению автосервиса локализуется рельсовой системой удаления выхлопных газов, где улавливание выхлопных газов производится газоприемной насадкой (пневмозахватом). Для любых помещений, в воздушную среду которых могут выделяться выхлопные газы, построение системы удаления выхлопных газов является единственным способом вентиляции помещения в которых они выделяются, обеспечивающим чистую воздушную среду в зоне дыхания рабочего и в закрытом помещении при минимальных затратах на свое построение и дальнейшие эксплуатационные затраты.

Благодаря такому способу вентиляции не допускается распространение выхлопных газов по всему помещению, в рабочей зоне обеспечивается чистая воздушная среда и при этом уменьшаются затраты на тепло-электроэнергию.

## 5 Тепловой баланс здания

### 5.1.1 Теплопоступления от солнечной радиации

Рассчитываются для летнего периода. В данном случае тепло от солнечной радиации поступает в гараж через заполнения оконных проемов и через покрытие.

**Теплопоступления от солнечной радиации  $Q_{с.р}^{ок}$ , Вт, через заполнения оконных проемов** рассчитывается по формуле:

$$Q_{с.р}^{ок} = (q_{ср} + q_m) \cdot F_{ок}, \quad (5.1)$$

где  $F_{ок}$  – площадь окон,  $m^2$ ;  $q_{ср}$ ,  $Вт/m^2$ , – теплопоступления от проникания солнечной радиации, равные:

$$q_{ср} = (q_{пр} \cdot K_{инс} + q_{рас} \cdot K_{обл}) \cdot K_{отн} \cdot \tau_2, \quad (5.2)$$

где  $q_{пр}$ ,  $q_{рас}$  – количество тепла от прямой и рассеянной солнечной радиации, принимается по таблице № 22.1 /14/) для расчетного часа;  $K_{инс}$  – коэффициент инсоляции, равный:

$$K_{инс} = \left(1 - \frac{L_{Г} \cdot ctg\beta - a}{H}\right) \cdot \left(1 - \frac{L_{В} \cdot tgA_{с.о} - c}{B}\right), \quad (5.3)$$

где  $H$ ,  $B$  – высота и ширина окна;  $L_{Г}$ ,  $L_{В}$  – выступ плоскости стены от поверхности окна, так как здание кирпичное и без солнцезащитных козырьков, то принимаем  $L_{Г} = L_{В} = 0,14$ ;  $a$ ,  $c$  – относ солнцезащитных козырьков от окна, так как на данном здании их нет, то  $a = c = 0$ ;

$$\beta = \arctg \cdot (ctgh \cdot \cos A_{с.о}), \quad (5.4)$$

где  $h$  – высота стояния солнца, приняты по таблице № 22.3 /14/), 12;  $A_{с.о}$  – солнечный азимут, приняты по таблице № 22.2 /14/), 54;  $K_{обл}$  – коэффициент облученности, равный 1, так как нет солнцезащитных устройств и ширина и высота окон больше 1 м;  $\tau_2$  – коэффициент, учитывающий затенение окон переплетами, принятый 0,9;  $K_{отн}$  – коэффициент относительного проникания солнечной радиации, принятый 0,9;  $q_m$  – количество тепла за счет теплопроводности, равное:

$$q_m = \frac{(t_{н}^{учл} - t_{в})}{R_{ок}}, \quad (5.5)$$

где  $t_n^{усл}$  равна:

$$t_n^{усл} = t_n^{cp} + 0,5 \cdot A_{тн} \cdot \beta_2 + \frac{(S_B \cdot K_{инс} + D_B \cdot K_{отн}) \cdot \rho \cdot \tau_2}{\alpha_n}, \quad (5.6)$$

где  $t_{н,ср}$  – средняя температура июля при расчете вентиляции, принимаем равной  $24,6 \text{ } ^\circ\text{C}$  в /6/;  $A_{тн}$  – суточная амплитуда колебания наружного воздуха, принимаем равной  $11,4 \text{ } ^\circ\text{C}$  в /6/;  $\beta_2$  – коэффициент, учитывающий изменение температуры наружного воздуха, принимаем равным  $0,87$  (для 12 часов) по таблице № 22.7 /14/);  $S_B$ ,  $D_B$  – прямая и рассеянная солнечная радиация, принимаем по таблице № 22.8 /14/) для времени 12-13 часов;  $\rho$  – коэффициент поглощения солнечной радиацией, равный  $0,25$  (таблица № 22.5 /14/);  $\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи для внешней поверхности окна, равный:

$$\alpha_n = 5,8 + 11,6 \cdot \sqrt{v}, \quad (5.7)$$

где  $v$  – минимальная из средних скоростей ветра по румбам за июль, равная  $1$  м/с;  $R_{ок}$  – сопротивление теплопередаче окна, равное  $0,31 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)/Вт}$ .

Рассчитаем теплопоступления от солнечной радиации через оконные проемы.

После расчета в Excel и суммирования  $q_{ср}$  для двух ориентаций окон размером  $3 \times 1,8$  (таблица 8) определили максимальное значение  $q_{ср}$  – для периода 12 ч.

Рассчитаем  $q_{ср}$  для окон:

— для южной ориентации:

$$q_{ср} = (398 \cdot 0,91 + 92 \cdot 1) \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 367,89 \text{ Вт/м}^2;$$

$$\text{где } K_{инс} = \left(1 - \frac{0,14 \cdot \text{ctg}(70,12)}{1,8}\right) \cdot \left(1 - \frac{0,14 \cdot \text{tg}(54)}{3}\right) = 0,91, \text{ так как } a = c = 0.$$

где  $\beta = \text{arctg} \cdot (\text{ctg}12 \cdot \cos 54) = 70,12 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

— для северной ориентации:

$$q_{ср} = (0 + 55 \cdot 1) \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 44,55 \text{ Вт/м}^2;$$

, так как  $q_{пр} = 0$ , тогда нет необходимости считать  $K_{инс}$ .

Таблица 8 – Определение расчётного часа.

Ист солн время	q <sub>пр</sub>		q <sub>рас</sub>		q <sub>ср(предв)</sub>		q <sub>ср</sub>		
	С	Ю	С	Ю	С	Ю	С	Ю	Σ
5-6	103	0	56	35	159	35	120,45	28,35	148,8
6-7	17	0	66	58	83	58	65,853	46,98	112,83
7-8	0	22	65	74	65	96	52,65	75,978	128,63
8-9	0	128	62	85	62	213	50,22	162,16	212,38
9-10	0	245	58	88	58	333	46,98	249,89	296,87
10-11	0	347	57	91	57	438	46,17	326,67	372,84
11-12	0	398	55	92	55	490	44,55	364,66	409,21
12-13	0	398	55	92	55	490	44,55	364,66	409,21
13-14	0	347	57	91	57	438	46,17	326,67	372,84
14-15	0	245	58	88	58	333	46,98	249,89	296,87
15-16	0	128	62	85	62	213	50,22	162,16	212,38
16-17	0	22	65	74	65	96	52,65	75,978	128,63
17-18	17	0	66	58	83	58	65,853	46,98	112,83
18-19	103	0	56	35	159	35	120,45	28,35	148,8

K <sub>инс</sub>	0,9
K <sub>обл</sub>	1
K <sub>отн</sub>	0,9
T <sub>2</sub>	0,9

Далее определяем составляющую q<sub>т</sub>:

$$\alpha_n = 5,8 + 11,6 \cdot \sqrt{1} = 17,4 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)};$$

— для южной ориентации окон:

$$t_n^{\text{ysl}} = 24,6 + 0,5 \cdot 11,4 \cdot 0,87 + \frac{(479 \cdot 0,91 + 124 \cdot 0,9) \cdot 0,25 \cdot 0,9}{17,4} = 36,8 \text{ °C};$$

$$q_t = \frac{(36,8 - 27)}{0,31} = 31,61 \text{ Вт/м}^2;$$

— для северной ориентации:

$$t_n^{\text{ysl}} = 24,6 + 0,5 \cdot 11,4 \cdot 0,87 + \frac{(0 + 74 \cdot 0,9) \cdot 0,25 \cdot 0,9}{17,4} = 30,52 \text{ °C};$$

$$q_t = \frac{(30,52 - 27)}{0,31} = 11,35 \text{ Вт/м}^2;$$

Таким образом, теплопоступления от солнечной радиации через окна южного фасада составили:

$$Q_{c,p}^{\text{ок}} = (367,89 + 31,61) \cdot 33,6 = 13423,2 \text{ Вт};$$

— через окна северного фасада составили:

$$Q_{c,p}^{\text{ок}} = (44,55 + 11,35) \cdot 42 = 2347,8 \text{ Вт};$$

Суммарные теплопоступления составили: 13423,2 + 2347,8 = 15771 Вт.

**Теплопоступление от солнечной радиации через покрытие** определяется по формуле:

$$Q_{c.p}^{покр} = \frac{(t_{усл}^н - t_y) \cdot F_n}{R_n}; \quad (5.8)$$

где  $F_n$  – площадь покрытия, м;  $R_n$  – сопротивление теплопередаче покрытия,  $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$ ;  $t_y$  – температура у внутренней поверхности покрытия,  $\text{°C}$ .

Условная температура в данном случае определяется по формуле:

$$t_n^{усл} = t_n + \frac{q_{cp} \cdot \rho_n}{\alpha_n}; \quad (5.9)$$

где  $q_{cp}$  – среднесуточный тепловой поток солнечной радиации на горизонтальную поверхность,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ , для географической широты 56 равна  $327 \text{ Вт}/\text{м}^2$ ;  $\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности покрытия,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ , вычисляемый по формуле:

$$\alpha_n = 8,7 + 2,6 \cdot \sqrt{v}; \quad (5.10)$$

Рассчитаем теплопоступления от солнечной радиации через покрытие.

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности покрытия вычисляется по формуле (5.10):

$$\alpha_n = 8,7 + 2,6 \cdot \sqrt{1} = 11,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Условная температура вычисляется по формуле (5.9):

$$t_n^{усл} = 22 + \frac{327 \cdot 0,9}{11,3} = 48,04 \text{ °C},$$

где коэффициент поглощения солнечной радиации, составляет  $\rho = 0,9$ .

Сопротивление теплопередаче определим по СНиП 23-02-2003, исходя из градусосуток отопительного периода:

$$D-d = (t_b - t_{o,п}) \cdot Z_{o,п} = (18 + 8,7) \cdot 230 = 6141 \text{ °C} \cdot \text{сут},$$

откуда  $R_n = 0,00025 \cdot 6141 + 1,5 = 3,03 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$ .

Таким образом, теплопоступление от солнечной радиации через покрытие, определенное по формуле (5.8), составит:

$$Q_{c.p}^{покр} = \frac{(48,04 - 27) \cdot 360}{3,03} = 2500 \text{ Вт}.$$

### 5.1.2 Теплопоступления от приборов дежурного отопления

Теплопоступления от приборов дежурного отопления вычисляются по формуле:

$$Q_{д.о} = q_{т.п} \cdot \frac{t_{ср} - t_{в}}{t_{ср} - 5} \cdot (5 - t_{н}), \quad (5.8)$$

где  $q_{т.п}$  – удельные теплотери помещения, Вт/°С (согласно таблице 1.10 /3/),  $q_{т.п} = 2,51$  кДж/(м<sup>3</sup>·ч·°С);  $t_{ср}$  – средняя температура в отопительном приборе, °С;  $t_{в}$ ,  $t_{н}$  – температура внутреннего и наружного воздуха, °С.

Таким образом, получаем:

$$Q_{д.о} = 0,28 \cdot 2592 \cdot 2,51 \cdot \frac{100 - 18}{100 - 5} \cdot (5 + 39) = 69185 \text{ Вт}$$

где  $t_{ср} = (130 + 70)/2 = 100$  °С.

### 5.1.3 Теплопоступления от искусственного освещения

Считаем, что вся энергия, затрачиваемая на освещение, переходит в теплоту, нагревающую воздух помещения; при этом пренебрегаем частью энергии, нагревающей конструкции здания и уходящей через них.

Мощность освещения  $Q_{осв}$ , Вт определяется по формуле:

$$Q_{осв} = E \cdot F \cdot q_{осв} \cdot \eta_{осв}, \quad (5.9)$$

где  $E$  – нормируемая освещенность помещения гаража, лк (принимаем  $E = 200$  лк, согласно таблице № 17 /14/);  $F$  – площадь пола помещения гаража без учета вспомогательных помещений,  $F = 360 - 36 = 324$  м<sup>2</sup>;  $q_{осв}$  – удельное тепловыделение, Вт/(лк·м<sup>2</sup>) (принимаем  $q_{осв} = 0,073$  Вт/(лк·м<sup>2</sup>);  $\eta_{осв}$  – доля тепла, поступающего в помещение ( $\eta_{осв} = 1$ , так как источники света расположены в помещении).

Мощность системы освещения помещения гаража равна:

$$Q_{осв} = 200 \cdot 324 \cdot 0,073 \cdot 1 = 4730,4 \text{ Вт.}$$

## 5.2 Расчет теплотерь

### 5.2.1 Потери теплоты через наружные ограждения по удельной тепловой характеристике здания для холодного периода

Удельная тепловая характеристика здания  $q_0$  принимается по таблице 1.10 /3/ и составляет  $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$ . Потери теплоты через наружные ограждения для холодного периода определяются по формуле:

$$Q_{\text{н.ог}} = 0,28 \cdot q_0 \cdot V_{\text{п}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \quad (5.10)$$

где  $V_{\text{п}}$  – объем помещения гаража без учета вспомогательных помещений составляет  $2821 - 129 = 2692 \text{ м}^3$ .

Таким образом, получаем:

$$Q_{\text{н.ог}} = 0,28 \cdot 2,51 \cdot 2592 \cdot (-39 - 18) = -103835 \text{ Вт}$$

### 5.2.2 Потери теплоты за счет инфильтрации наружного воздуха

Потери теплоты за счет инфильтрации наружного воздуха определяются по формуле:

$$Q_{\text{инф}} = G_{\text{н}} \cdot c \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \quad (5.11)$$

где  $G_{\text{н}}$  – нормативная воздухопроницаемость,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , определяемая по формуле:

$$G_{\text{н}} = G_{\text{н1}} \cdot F_1 + G_{\text{н2}} \cdot F_2, \quad (5.12)$$

где  $G_{\text{н1}}$  – нормативная воздухопроницаемость стен и покрытий, для промышленных зданий  $G_{\text{н1}} = 1 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ;  $F_1$  – площадь наружных стен и покрытий,  $\text{м}^2$ ;  $G_{\text{н2}}$  – нормативная воздухопроницаемость для окон, для промышленных зданий  $G_{\text{н2}} = 8 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ;  $F_2$  – площадь оконных проемов,  $\text{м}^2$ .

Таким образом, общая площадь наружных стен составляет:

$$F_{1\text{ст}} = (12+30) \cdot 2 \cdot 7,5 - (3 \cdot 1,8 + 3 \cdot 1) \cdot 10 = 546 \text{ м}^2;$$

Площадь покрытия составляет:

$$F_{1\text{пок}} = 360 \text{ м}^2.$$

Общая площадь равна:

$$F_1 = 546 + 360 = 906 \text{ м}^2.$$

Общая площадь окон составляет:

$$(3 \cdot 1,8 + 3 \cdot 1) \cdot 10 = 84 \text{ м}^2.$$

Нормативная воздухопроницаемость определяется по формуле (5.12):

$$G_{\text{н}} = 1 \cdot 906 + 8 \cdot 84 = 1578 \text{ кг/ч}.$$

Потери теплоты за счет инфильтрации наружного воздуха согласно формуле (5.11):

$$Q_{\text{инф}} = 0,28 \cdot 1578 \cdot 1,005 \cdot (-39 - 18) = -25311 \text{ Вт.}$$

### 5.2.3 Потери тепла на нагрев транспорта

Потери тепла на нагрев транспорта определяются по формуле:

$$Q_{\text{тр}} = 0,029 \cdot M_{\text{авт}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \quad (5.13)$$

где  $M_{\text{авт}}$  – масса автомобиля, кг. В расчетах принимаем массу автомобиля 20 кг на 1 кВт мощности двигателя. Таким образом, масса автомобилей составляет:

“Волга” – 1 (72 кВт) – 1440 кг;

РАФ–982 – 1, (72 кВт) – 1440 кг;

КАМАЗ–5320 – 2 (154 кВт) – 3080 кг;

МАЗ–500 – 1 (132 кВт) – 2640 кг.

Считаем по формуле (5.13) потери тепла на нагрев въезжающего транспорта для каждого автомобиля:

$$Q_{\text{Волга}} = Q_{\text{РАФ}} = 0,029 \cdot 1440 \cdot (-39 - 18) = -2380 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{КАМАЗ}} = 0,029 \cdot 3080 \cdot (-39 - 18) = -5091 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{МАЗ}} = 0,029 \cdot 2640 \cdot (-39 - 18) = -4364 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{тр}\Sigma} = -2380 \cdot 2 - 5091 \cdot 2 - 4364 = -19306 \text{ Вт.}$$

### 5.3 Составление уравнений теплового баланса и определение теплоизбытков в летний период и теплотеря в зимний период

Таким образом, теплоизбытки в летний период составляют:

$$Q_{\text{т.л}} = 15771 + 2500 = 18271 \text{ Вт.}$$

Теплотеря в зимний период составляют:

$$Q_{\text{т.з}} = -103835 - 25311 - 19306 + 69185 + 4730 = -74537 \text{ Вт.}$$

Так как теплотеря в зимний период превышает теплоизбытки в помещении гаража, поэтому необходимо запроектировать воздушное отопление гаража.



## 6 Расчет количества вредных выделений

### 6.1 Расчет вредных веществ, поступающих от автомобилей

Количество вредных газообразных веществ, выделяющихся при работе автомобиля  $M_r$ , г/ч, определяется по формуле:

$$M_r = n \cdot q \cdot N \cdot K, \quad (6.1)$$

где  $n$  – количество автомобилей в 1 ч, авт/ч,  $n = 3$ ;  $q$  – удельные газовыделения, г/кВт, принимается по таблице 3.3 /4/ ( $q^{CO}=0,54$ ,  $q^{NO_2}=0,22$  – для дизельных двигателей, при техническом обслуживании);  $N$  – мощность двигателя автомобиля, кВт, таблица 3.4 /4/;  $K$  – коэффициент учета интенсивности движения автомобилей, (таблица 3.5 /4/).

Худший случай, когда одновременно заезжают два КАМАЗа и один Маз. Происходит ремонт 1 Маза, 1 КАМАЗа и 1 КАМАЗ стоит на стоянке. Таким образом

$$M_{CO} = 2 \cdot 0,1 \cdot 0,54 \cdot (154 + 132) \cdot 0,7 + 1 \cdot 0,54 \cdot 154 \cdot 0,7 = 79,83 \text{ г/ч};$$

$$M_{NO_2} = 2 \cdot 0,1 \cdot 0,22 \cdot (154 + 132) \cdot 0,7 + 1 \cdot 0,22 \cdot 154 \cdot 0,7 = 32,52 \text{ г/ч};$$

## 7 Расчет воздухообмена в помещениях

### 7.1 Определение количества воздуха, удаляемое шланговыми отсосами

Количество удаляемого воздуха принимаем исходя из мощности двигателей. Согласно заданию, в помещении гаража эксплуатируются три автомобиля в час. В расчет принимаем автомобили с максимальной мощностью двигателя: в данном случае 2 КАМАЗ 5320 мощностью 154 кВт каждый и МАЗ мощностью 132 кВт. Поэтому, согласно /10/, п 4.13 (мощность от 130 до 175 кВт), количество удаляемого воздуха одним местным отсосом принимаем равным  $650 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Так как в гараже эксплуатируются два автомобиля в час, то количество удаляемого воздуха равно:

$$L_{\text{мест.от}}^{\text{выт}} = 2 \cdot 650 = 1300 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$G_{\text{мест.от}}^{\text{выт}} = L_{\text{мест.от}}^{\text{выт}} \cdot \rho_{\text{г}} = 1300 \cdot 1,2 = 1560 \text{ кг/ч},$$

В смотровых канавах воздухообмен принимаем в десятикратном размере. Объем смотровой канавы равен:  $1 \times 4 \times 1,2 = 4,8 \text{ м}^3$ . Расчет производим для двух канав:

$$L_{\text{ям}} = 2 \cdot 10 \cdot 4,8 = 96 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$G_{\text{ям}} = L_{\text{ям}} \cdot \rho_{\text{у}} = 96 \cdot 1,2 = 115,2 \text{ кг/ч}.$$

## 7.2 Определение производительности общеобменной приточной и вытяжной систем

Воздухообмен рассчитывается из условия разбавления вредных веществ, выделяемых автомобилями, до значения ПДК. Расчет производится для двух периодов. Требуемое количество приточного воздуха для разбавления вредностей определяется по формуле:

$$G = \frac{M_{\text{г}} \cdot 10^3}{\frac{C_{\text{у}}}{\rho_{\text{у}}} - \frac{C_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}}, \quad (7.1)$$

где  $M_{\text{г}}$  – масса газообразных веществ, г/ч;  $C_{\text{у}}$  – концентрация вредных веществ в удаляемом воздухе, мг/м<sup>3</sup> (таблица 7, п 3.2 ПЗ);  $C_{\text{пр}}$  – концентрация вредных веществ в приточном воздухе, мг/м<sup>3</sup> (таблица 4, п 3.1 ПЗ);  $\rho_{\text{у}}$ ,  $\rho_{\text{пр}}$  – соответственно плотность удаляемого и приточного воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

– по CO:

$$G_{\text{CO}} = \frac{79,83 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{20 - 3} = 5635,1 \text{ кг/ч};$$

– по NO<sub>2</sub>:

$$G_{\text{NO}_2} = \frac{3,4 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{5 - 0,04} = 7867,7 \text{ кг/ч}.$$

За расчетный воздухообмен принимаем расход воздуха по NO<sub>2</sub>:  $G_{\text{расч}} = 7867,7 \text{ кг/ч}$  или  $L_{\text{расч}} = \frac{7867,7}{1,2} = 6556,42 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Тогда суммарный объем удаляемого воздуха при вытяжке составит:

$$\Sigma L_{\text{выт}}^{\text{общ}} = L_{\text{ям}} + L_{\text{общ}} = 96 + \frac{7867,7}{1,2} = 6652,42 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения:

$$L_{\text{выт}}^{\text{верх}} = \frac{6652,42}{2} = 3326,23 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество воздуха, удаляемого из нижней зоны помещения:

$$L_{\text{выт}}^{\text{ниж}} = \frac{6652,42}{2} - 96 = 3230,23 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Минимальное количество удаляемого воздуха определяется из условия:

$$L_{\text{выт}}^{\text{min}} = 6 \cdot S_{\text{пола}} = 6 \cdot 360 = 2160 \text{ м}^3/\text{ч} < 3982 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Расчетное количество приточного воздуха определяем из условия компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами:

$$\Sigma L_{\text{прит}} = L_{\text{мест.от}}^{\text{выт}} + L_{\text{общ}}^{\text{выт}} + L_{\text{вс.пом.}} = 1300 + 6652,42 + 36 \cdot 6 = 8168,42 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$\Sigma G_{\text{прит}} = 8168,42 \cdot 1,2 = 9802 \text{ кг/ч}.$$

7.3 Определение температуры воздуха в рабочей зоне в летний период при рассчитанном воздухообмене

Температура воздуха в рабочей зоне определяется из формулы:

$$G = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{я}}}{c \cdot (t_{\text{y}} - t_{\text{нр}})}, \quad (7.2)$$

где  $Q_{\text{я}}$  – избытки явного тепла (в данном случае от солнечной радиации) в летний период, Вт.

Из формулы (7.2) определим  $t_{\text{y}}$ :

$$t_{\text{y}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{я}}}{c \cdot G} + t_{\text{нр}} = \frac{3,6 \cdot (15771 + 2500)}{1,005 \cdot 9802} + 23 = 29,68 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

Из формулы  $t_{\text{y}} = t_{\text{р.з}} + \text{grad } t \cdot (H_{\text{п}} - H'_{\text{р.з}})$  определяем температуру воздуха в рабочей зоне:

$$t_{\text{р.з}} = t_{\text{y}} - \text{grad } t \cdot (H_{\text{п}} - H'_{\text{р.з}}) = 29,68 - 0,8 \cdot (7,5 - 2) = 25,28 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Так как температура воздуха в рабочей зоне не удовлетворяет требованиям ГОСТ 12.1.005-88 (2001) ( $25,28 < 27$ ), то расчетный воздухообмен оставляем без изменений.

## 8 Расчет воздушного отопления в зимний период

В зимний период воздушное отопление совмещается с общеобменной вентиляцией.

Температура подаваемого воздуха определяется по формуле:

$$t_{np} = t_g + \frac{3,6 \cdot Q_{пот}}{c \cdot G}, \quad (8.1)$$

где  $Q_{пот}$  – теплопотери в зимний период, Вт.

$$t_{np} = 18 + \frac{3,6 \cdot 74537}{1,005 \cdot 9802} = 45,24 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

где  $G = 9802$  кг/ч.

Подберем калорифер по следующим параметрам:

— расход нагреваемого воздуха:  $G = 9802$  кг/ч (с учетом притока воздуха во вспомогательные помещения);

— начальная температура воздуха:  $t_n = -39 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

— конечная температура воздуха:  $t_k = 45,24 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

— температура воды в подающем и обратном трубопроводах:  $t_n = 130 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;  
 $t_o = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Требуемая площадь фронтального сечения калорифера по воздуху определяется по формуле:

$$f = \frac{G}{v \cdot \rho}, \quad (8.1)$$

где  $v \cdot \rho$  – массовая скорость воздуха, задаемся  $v \cdot \rho = 6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$ ;  $G$  – расход нагреваемого воздуха, кг/ч.

Таким образом, требуемая площадь равна:

$$f = \frac{9802}{6 \cdot 3600} = 0,454 \text{ м}^2.$$

По таблице П.1 /2/ принимаем калорифер КСк3-9-02АХЛЗ с площадью фронтального сечения  $f_b = 0,455 \text{ м}^2$ , площадью сечения для прохода воды  $f_w = 0,000846 \text{ м}^2$  и площадью поверхности теплообмена  $F = 22,5 \text{ м}^2$ .

Фактическая массовая скорость находится по формуле:

$$v \cdot \rho = \frac{G}{f_b}, \quad (8.2)$$

где  $f_b$  – площадь фронтального сечения,  $\text{м}^2$ ;

$$\nu \cdot \rho = \frac{9802}{1 \cdot 0,455 \cdot 3600} = 5,98 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}.$$

Расход воды, проходящий через калорифер определяется по формуле:

$$G_{\text{воды}} = \frac{Q}{4,19 \cdot 10^6 (t_{\text{гор}} - t_{\text{обр}}) \cdot n}, \quad (8.3)$$

где  $Q$  – расход тепла на нагрев воздуха, Вт, определяется по формуле:

$$Q = 0,28 \cdot c \cdot G \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}), \quad (8.4)$$

где  $t_{\text{к}}$ ,  $t_{\text{н}}$  – конечная и начальная температура воздуха;  $t_{\text{гор}}$ ,  $t_{\text{обр}}$  – температура воды в подающей и обратной магистрали;  $n$  – число калориферов параллельно включаемых по воде.

Таким образом, получаем:

$$Q = 0,28 \cdot 1,005 \cdot 9802 \cdot (44,24 + 39) = 229,6 \text{ кВт}.$$

$$G = \frac{229600}{4,19 \cdot 10^6 \cdot (130 - 70) \cdot 2} = 0,000457 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость воды в трубках калорифера определяется по формуле:

$$\omega = \frac{G_{\text{воды}}}{f_{\text{w}}}, \quad (8.5)$$

где  $f_{\text{w}}$  – площадь сечения трубок калорифера.

$$\omega = \frac{0,000457}{0,000846} = 0,54 \text{ м/с}$$

Находим коэффициент теплопередачи и аэродинамическое сопротивление калорифера по таблицам II.7 и II.8 /2/ при известных  $\nu \cdot \rho = 5,98 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  и  $\omega = 0,54 \text{ м/с}$ :  $K = 57,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $\Delta P = 137 \text{ Па}$ .

Площадь поверхности нагрева определяется по формуле:

$$F'_y = \frac{Q}{K \cdot \left[ \frac{(t_{\text{гор}} + t_{\text{обр}})}{2} - \frac{(t_{\text{н}} + t_{\text{к}})}{2} \right]} \quad (8.6)$$

$$F'_y = \frac{229600}{57,67 \cdot \left[ \frac{130 + 70}{2} - \frac{-39 + 45,24}{2} \right]} = 41,095$$

Требуемое число калориферов определяется по формуле:

$$n = \frac{F'_y}{F}, \quad (8.7)$$

где  $F$  – фактическая площадь нагрева одного калорифера выбранной модели,  $m^2$ .

$$n = \frac{41,095}{22,5} = 1,83$$

Следовательно, принимаем два калорифера КСкЗ-9-02АХЛЗ

Избыточный тепловой поток определяется по формуле:

$$\frac{K \cdot n \cdot F_k \left[ \frac{(t_{гор} + t_{обр})}{2} - \frac{(t_n + t_k)}{2} \right] - Q}{Q} \leq 10\% \quad (8.8)$$

$$\left( \frac{57,67 \cdot 2 \cdot 22,5 \cdot \left[ \frac{130 + 70}{2} - \frac{-39 + 45,24}{2} \right] - 229600}{229600} \right) \cdot 100 = 10\% \leq 10\%$$

Следовательно, принимаем данные калориферы к установке.

## 9 Аэродинамический расчет систем вентиляции

Задачей аэродинамического расчёта вентиляционных систем является определение потерь давления в вентиляционной сети, а также определение размеров поперечных сечений воздуховодов.

Аэродинамический расчёт включает 2 этапа:

- определение потерь давления в магистральной ветви;
- увязка потерь давления в ответвлениях.

Для выполнения аэродинамического расчёта вычертили аксонометрические схемы приточной и вытяжной систем (рисунок 1, 3, 5).

Порядок выполнения расчёта:

1. Вычерчивается аксонометрическая расчётная схема системы с унифицированными деталями воздуховодов. Схема разбивается на отдельные расчётные участки с постоянным расходом воздуха. Затем определяется магистральная ветвь, представляющая собой цепь участков от вентилятора до наиболее удалённой решётки; нумеруются участки с указанием значений расхода и их длин.

2. Определяется требуемая площадь поперечного сечения участка по формуле:

$$f = \frac{L}{3600 \cdot V_p}, \quad (9.1)$$

где  $L$  - расчётный расход воздуха на участке, м<sup>3</sup>/ч;

$V_p$  - рекомендуемая скорость воздуха, м/с, принимаем до 7 м/с на ответвлениях и до 12 м/с – в магистральных воздуховодах.

3. Подбирается стандартный размер сечения воздуховода.

где  $a$ ,  $b$  - длина и ширина поперечного сечения воздуховода, м.

4. Определяется фактическая скорость воздуха, м/с, и динамическое давление по формулам:

$$V = \frac{L}{3600 \cdot F}, \quad (9.2)$$

$$P_{\text{дин}} = \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (9.3)$$

где  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>.

5. По справочным таблицам или номограммам определяются удельные потери давления на трение  $R$ , Па/м (рисунок 6.4 /4/).

$$R = f(V, d_3)$$

6. Рассчитываются потери давления на трение по формуле:

$$\Delta P_{\text{тр}} = R \cdot l \cdot \beta_{\text{ш}}, \quad (9.4)$$

где  $l$  – длина участка, м;

$\beta_{\text{ш}}$  – поправочный коэффициент на шероховатость (таблица 6.7 /4/),

$\beta_{\text{ш}} = f(V, K_3)$ , принимаем равным 1 (для металлических воздухопроводов);

$K_3$  – абсолютная шероховатость, мм (таблица 6.8 /4/)

7. Для всех фасонных элементов и воздухораспределителей определяют коэффициент местных сопротивлений и находят потери давления на местные сопротивления по формуле:

$$z = P_{\text{дин}} \sum_{i=1}^m \xi_i, \quad (9.5)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления на участке;

$i$  – номер местного сопротивления на участке,

$m$  – количество местных сопротивлений на участке.

8. Определяются суммарные потери давления,  $\Delta P_{\text{сумм}}$  по формуле:

$$\Delta P_{\text{сумм}} = \Delta P_{\text{тр}} + z. \quad (9.6)$$

9. Аналогично рассчитываются потери давления на участках ответвления. Производится увязка ответвлений в точке присоединения его к магистральной ветви. Расчёт увязки производится по формуле:

$$\frac{\Delta P_{\text{м}} - \Delta P_{\text{о}}}{\Delta P_{\text{м}}} \cdot 100\% \leq 10\% \quad (9.7)$$

Если суммарные потери давления на участках магистрали отличаются более чем на 10% от потерь давления от точки подсоединения ответвления до последней решётки, то необходимо установить дополнительное устройство на ответвлении (в данном случае шибер) для снижения избыточного давления.

Коэффициент сопротивления дополнительного устройства определяется по формуле:

$$\xi = \frac{\Delta P_{\text{н}} - \Delta P_{\text{о}}}{P_{\text{дин}}}, \quad (9.8)$$

где  $P_{\text{дин}}$  – динамическое давление на участке, где устанавливается дополнительное сопротивление.



## 9.1 Расчет системы местных отсосов и подбор оборудования для них

Расчет системы местных отсосов производили по каталогу /13/. Расчетная схема местной вытяжной вентиляции приведена на рисунке 1. В качестве оборудования устанавливаем вытяжные катушки с механическим приводом. По графику /13/ для расхода  $650 \text{ м}^3/\text{ч}$  принимаем к установке катушки SER-125-7,5, тогда потеря давления в одной катушке составит 220 Па.

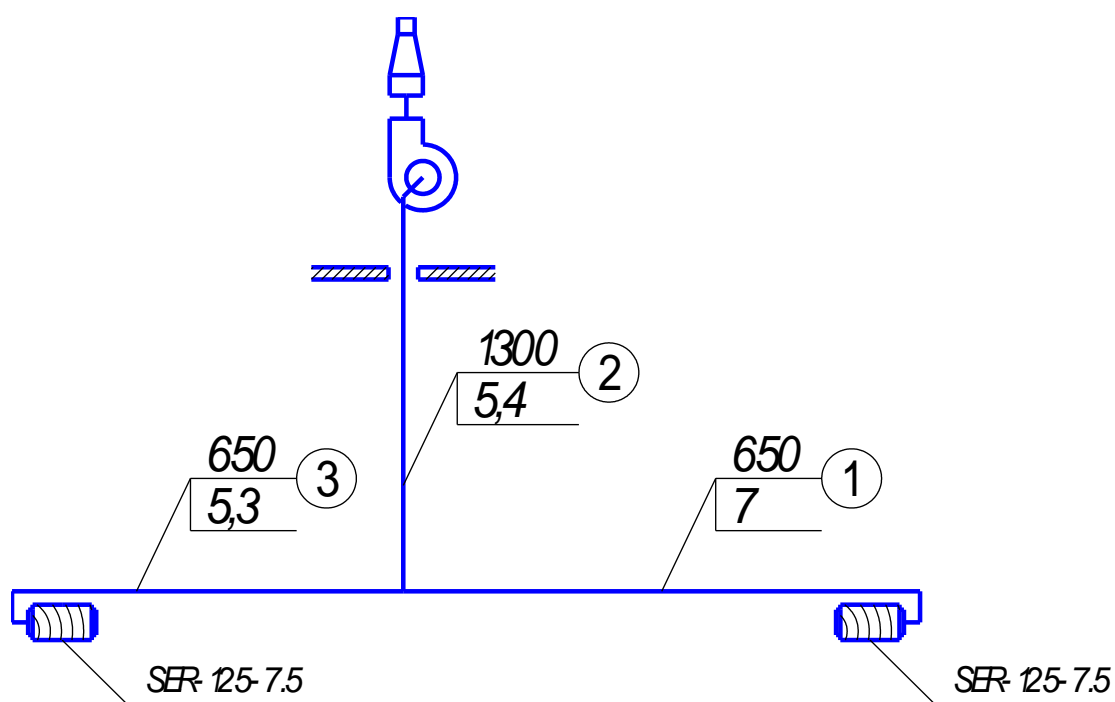


Рисунок 1 – Расчетная схема местной вытяжной системы вентиляции

Результаты аэродинамического расчета местной вытяжной системы вентиляции сведены в таблицу 8. Коэффициенты местных сопротивлений приведены в таблице 9.

Таблица 8 – Аэродинамический расчёт местной вытяжной системы вентиляции

№ участка	Расход воздуха L, м <sup>3</sup> /ч	Длина участка l, м	Скорость воздуха V, м/с	Размеры сечений воздуховодов		Потери давления на трение		Динамическое давление R <sub>дин</sub> , Па	Сумма коэффициентов местных сопротивлений ∑ξ	Потери давления, Па		
				d, мм	F, м <sup>2</sup>	R, Па/м	R·l, Па			на местные сопротивления, Z	всего на участке	суммарные
Расчёт магистральной ветви												
1	650	7	5,75	200	0,0314	2,1	14,70	19,82	1,11	22	256,7	256,7
2	1300	5,4	7,36	250	0,0491	2,3	12,42	32,47	0,17	5,52	17,94	274,64
Расчёт ответвления												
3	650	5,3	5,75	200	0,0314	2,1	11,13	19,82	1,79	35,48	266,6	266,6
Невязка: $H = \frac{\Delta P_3 - \Delta P_1}{\Delta P_3} \cdot 100 = \frac{266,6 - 256,7}{266,6} \cdot 100 = 3,86\% < 10\%$ ;												

Таблица 9 – Коэффициенты местных сопротивлений местной вытяжной системы вентиляции

№ участка	Наименование местного сопротивления	ξ
Коэффициенты местных сопротивлений магистральной ветви		
1	Катушка SER-125-7,5 со шлангом EN-PV-125-7,5 и газоприемной насадкой MEN 125-100	220 Па
	Отвод 90°, R/d = 1,5, d = 200 мм	0,17
	Отвод 90°, R/d = 1,5, d = 200 мм	0,17
	Отвод 90°, R/d = 1,5, d = 200 мм	0,17
	Тройник на проход: F <sub>пр</sub> /F <sub>ст</sub> = 0,0314/0,0491 = 0,64; Fo/F <sub>ст</sub> = 0,0314/0,0491 = 0,64; Lo/L <sub>ст</sub> = 650/1300 = 0,5	0,6
	∑ ξ	1,11
2	Факельный выброс	–
	Отвод 90°, R/d = 1,5, d = 250 мм	0,17
		∑ ξ
Коэффициенты местных сопротивлений ответвления		
3	Катушка SER-125-7,5 со шлангом EN-PV-125-7,5 и газоприемной насадкой MEN 125-100	220 Па
	Отвод 90°, R/d = 1,5, d = 200 мм	0,17
	Отвод 90°, R/d = 1,5, d = 200 мм	0,17
	Отвод 90°, R/d = 1,5, d = 200 мм	0,17
	Тройник на ответвление: F <sub>пр</sub> /F <sub>ст</sub> = 0,0314/0,0491 = 0,64; Fo/F <sub>ст</sub> = 0,0314/0,0491 = 0,64; Lo/L <sub>ст</sub> = 650/1300 = 0,5	1,28
	∑ ξ	1,79

Примечание: коэффициенты местных сопротивлений принимались для круглых отводов по таблице 22.26 /2/, для тройников – по таблице 22.38 /2/ в режиме всасывания.

Подберем по каталогу /12/ коррозионно- и теплостойкий радиальный вентилятор. По номограмме /12/ (рисунок 2) принимаем к установке вентилятор ВР-86-77-2,5К1Ж, при производительности  $L = 1300 \text{ м}^3/\text{ч}$ , при этом полное давление составит 580 Па.

Технические характеристики вентилятора ВР-86-77-2,5К1Ж:

- материал корпуса: нержавеющая сталь;
- относительный диаметр колеса: 0,95;
- типоразмер двигателя: АИР63В2;
- мощность двигателя: 0,55 кВт;
- частота вращения рабочего колеса: 2750 об/мин;
- производительность:  $1300 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- полное давление: 580 Па
- масса: не более 22,2 кг;
- тип и количество виброизоляторов: ДО38\*, 4 шт.

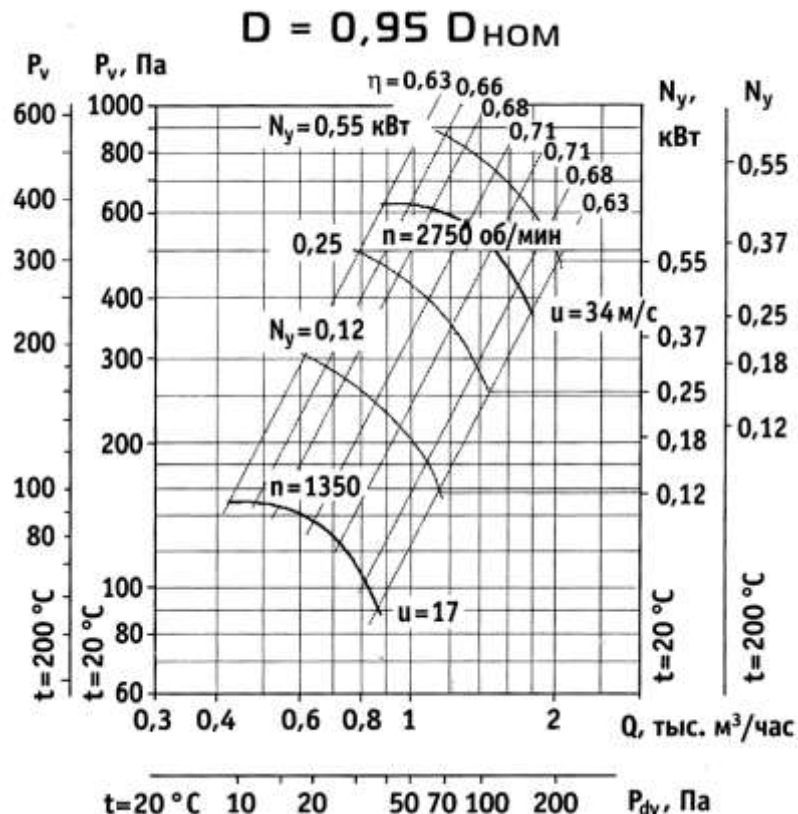


Рисунок 2 -Аэродинамические характеристики вентилятора ВР-86-77-2,5

Рассчитаем факельный выброс.

Потери давления в факеле составят:  $580 - 284,5 = 295,5$  Па. Откуда найдем скорость на выходе из факела (согласно формуле (9.3)):

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot \xi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 295,5}{1,2 \cdot 1,15}} = 20,7 \text{ м/с.}$$

Площадь сечения на выходе из факела равна:  $F = 1300 / (20,7 \cdot 3600) = 0,01744 \text{ м}^2$ . Тогда диаметр выходного патрубка равен:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,01744}{3,14}} = 0,149 \text{ м.}$$

Высота подъема вредностей над устьем насадки составит:

$$h = 2,6 \cdot D_0 \cdot \sqrt[3]{V^2} = 2,6 \cdot 0,149 \cdot \sqrt[3]{20,7^2} = 2,93 \text{ м.}$$

## 9.2 Расчет приточной и вытяжной общеобменных систем

### 9.2.1 Аэродинамический расчёт приточной системы вентиляции

Рисунок 3 – Расчётная схема приточной системы вентиляции (П1)

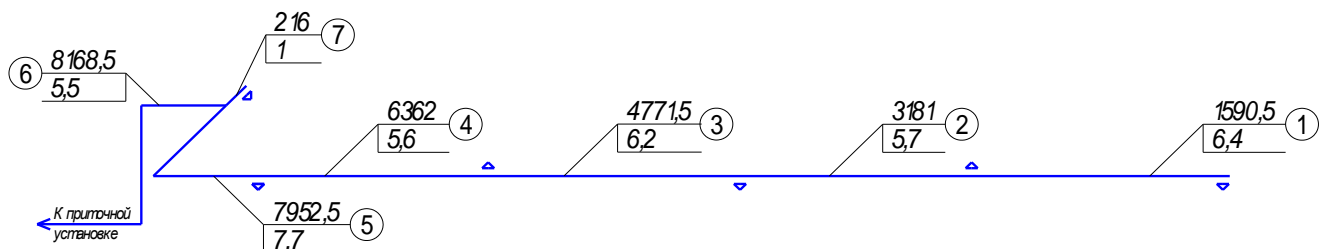


Таблица №10 – Подбор стандартных размеров сечений воздуховодов.

№ уч	Расх возд L, м <sup>3</sup> /ч	Дл уч, l, м	v <sub>треб</sub> , м/с	f = L / (3600 V <sub>p</sub> )	b <sub>треб</sub>	a <sub>треб</sub> = f / b <sub>треб</sub>	a/b	a <sub>реал</sub>	b <sub>реал</sub>	a/b	v <sub>реал</sub>	f <sub>реал</sub>
1	1590,5	6,4	2	0,2209028	500	441,81	0,88	400	500	0,8	2,21	0,2
2	3181	5,7	3	0,294537	500	589,07	1,18	500	500	1	3,53	0,25
3	4771,5	6,2	4	0,3313542	500	662,71	1,33	600	500	1,2	4,42	0,3
4	6362	5,6	5	0,3534444	500	706,89	1,41	700	500	1,4	5,05	0,35
5	7952,5	7,7	6	0,3681713	500	736,34	1,47	800	500	1,6	5,52	0,4
6	8168,5	5,5	7	0,3241468	500	648,29	1,3	800	500	1,6	5,67	0,4

7	216	1	2	0,03	200	150	0,75	200	200	1	1,5	0,04
---	-----	---	---	------	-----	-----	------	-----	-----	---	-----	------

Далее определяют, эквивалентный диаметр для прямоугольного сечения воздуховода:

$$d_{\text{экв}} = 2 \cdot a \cdot b / (a+b) = 2 \cdot 400 \cdot 500 / (400+500) = 444,44.$$

Динамическое давление на данном участке будет равно:

$$P_d = \rho \cdot v^2 / 2 = 1,2 \cdot 2,21^2 / 2 = 2,93 \text{ Па};$$

Далее на расчетном участке находят все местные сопротивления. На расчётной схеме видно, что на 1<sup>ом</sup> участке воздух, проходит сквозь решетку и тройник на проход (образованный следующей решеткой), по справочнику выбираем значения местных сопротивлений. Подбор местных сопротивлений на расчётных участках сведен в таблицу.

Таблица №12 – Местные сопротивления на участках.

№ участка	наименование	$\zeta$	дополнительные сведения
1 уч.	решетка	2,2	$f_n / f_c = 0,2 / 0,25 = 0,8 \quad L_o / L_c = 1591 / 3181 = 0,5$
	тройник на проход	0,35	
	$\Sigma$	<b>2,55</b>	
2 уч.	тройник на проход	0,2	$f_n / f_c = 0,25 / 0,3 = 0,8 \quad L_o / L_c = 1591 / 4772 = 0,3$
	$\Sigma$	<b>0,2</b>	
3 уч.	тройник на проход	0,15	$f_n / f_c = 0,3 / 0,35 = 0,9 \quad L_o / L_c = 1591 / 6362 = 0,3$
	$\Sigma$	<b>0,15</b>	
4 уч.	тройник на проход	0,15	$f_n / f_c = 0,35 / 0,4 = 0,9 \quad L_o / L_c = 1591 / 7953 = 0,2$
	$\Sigma$	<b>0,15</b>	
5 уч.	поворот на 90	0,62	$f_n / f_c = 0,4 / 0,4 = 1,0 \quad L_o / L_c = 216 / 8169 = 0,03$
	поворот на 90	0,62	
	тройник на проход	0,2	
	$\Sigma$	<b>1,44</b>	
6 уч.	поворот на 90	0,62	800x500
	поворот на 90	0,62	
	$\Sigma$	<b>1,24</b>	
7 уч.	решетка	2,2	$f_o / f_c = 0,04 / 0,4 = 0,1 \quad L_o / L_c = 216 / 8169 = 0,03$
	тройник на ответвл	2,2	
	$\Sigma$	<b>4,4</b>	

Определив коэффициент местного сопротивления, определяют потери давления на местных сопротивлениях.

$$Z = P_d \cdot \Sigma \zeta = 2,93 \cdot 2,55 = 7,47 \text{ Па}$$

По номограмме определяют удельные потери давления на трение, в зависимости от скорости движения воздуха в воздуховоде и эквивалентного диаметра. Для 1 участка  $R = 0,28 \text{ Па/м}$ .

После можно найти расчетные потери давления на трение:

$$\Delta P_{тр} = R \cdot l \cdot \beta_{ш} = 0,14 \cdot 6,4 \cdot 1 = 0,88 \text{ Па,}$$

где  $l$  – длина участка, м;

$R$  – удельные потери давления на трение, Па/м;

$\beta_{ш}$  – поправочный коэффициент на шероховатость воздуховодов ( $\beta_{ш}=1$  – для стали).

В итоге находят суммарные потери давления на данном участке

$\Delta P_{\text{сум}} = \Delta P_{\text{тр}} + Z = 0,88 + 7,47 = 8,35$  Па – суммарные потери давления для первого участка.

Аналогично расчёту магистрали, также рассчитывают участки ответвлений. Результаты аэродинамического расчёта для всех участков сведены в таблицу. В результате расчётов получаем, что выбранное нами направление за магистральное, является таковым. В итоге получаем, что 1-6 – магистральное направление, 7-6 – ответвление.

Таблица 13 – Результаты аэродинамического расчёта.

№ участка	Расх. возд. $L$ , м <sup>3</sup> /ч	Дл. участка, $l$ , м	Ск-ть возд. $v$ , м/с	Размеры сечений воздуховодов			Потери давления на трение		Динам. давл. $P_d$ , Па	Сум. коэф. мест. сопр. $\Sigma \xi$	Потери давления, Па					
				$a \times b$ , мм		$F$ , м <sup>2</sup>	$d_э$ , мм	$R$ , Па/м			$R_l$ , Па	местн. сопр. $Z$	всего на уч.	сумм.		
1	1590,5	6,4	2,21	400	x	500	0,2	444,44	0,14	0,88	2,93	2,55	7,47	8,35	8,35	
2	3181	5,7	3,53	500	x	500	0,25	500,00	0,28	1,58	7,50	0,2	1,50	3,08	11,43	
3	4771,5	6,2	4,42	600	x	500	0,3	545,45	0,37	2,32	11,71	0,15	1,76	4,07	15,50	
4	6362	5,6	5,05	700	x	500	0,35	583,33	0,44	2,46	15,30	0,15	2,29	4,75	20,25	
5	7952,5	7,7	5,52	800	x	500	0,4	615,38	0,48	3,72	18,30	1,44	26,35	30,07	50,33	
6	8168,5	5,5	5,67	800	x	500	0,4	615,38	0,51	2,79	19,31	1,24	23,94	26,73	77,06	
7	216	1	1,50	200	x	200	0,04	200,00	0,19	0,19	1,35	4,4	5,94	6,13	6,13	
увязка доп. местн. сопр.			32,7													

### 9.2.2 Увязка ответвлений

После расчёта основная задача – это увязать ответвления, т.е. участок, где происходит разделение потока на два (магистральный и на ответвление).

Т.к. на каждом из этих отрезков различные потери давлений (возможна невязка не более 10%), возможно воздух будет идти только там, где ему “легче”, т.е. весь воздух будет проходить через ответвление. Поэтому когда невязка составляет более 10%, необходимо на ответвлении установить дополнительное местное сопротивление, шибер или дроссель клапан. По расчёту определяют величину требуемого местного сопротивления, и по справочнику или каталогу производителя, определяют угол поворота дроссель клапана.

$$\zeta_{\text{доп}} = (\Delta P_{\text{м}} - \Delta P_{\text{отв}}) / P_{\text{д}},$$

где  $\Delta P_{\text{м}}$  – потери давления на магистрали,

$\Delta P_{\text{отв}}$  – потери давления на ответвлении,

$P_{\text{д}}$  – динамическое давление на участке, где устанавливается дополнительное местное сопротивление.

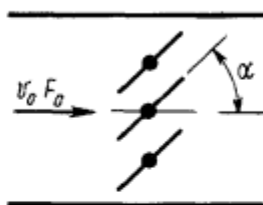
Итак, увязываем участки 5 и 7.

$(50,33 - 6,13) / 50,33 = 88\% > 10\%$ , необходимо установить дополнительное местное сопротивление.

$$\zeta_{\text{доп}} = (\Delta P_{\text{м}} - \Delta P_{\text{отв}}) / P_{\text{д}} = (50,33 - 6,13) / 1,35 = 32,7.$$

Подбор дроссель клапана:

Рисунок 4 – Дроссель клапан.



На 7<sup>ом</sup> участке устанавливается дроссель-клапан с 2<sup>мя</sup> створками, и углом поворота створок 60<sup>о</sup>.



### 9.2.3 Аэродинамический расчёт вытяжной системы вентиляции.

Производится аналогично расчёту приточной системы вентиляции, результаты расчётов приведены в таблицах (расчётная схема вытяжной системы, таблица подбора размеров воздуховодов, таблица местных сопротивлений на участках и таблица аэродинамического расчёта с расчётом невязок).

Рисунок 5 – Схема вытяжной системы вентиляции

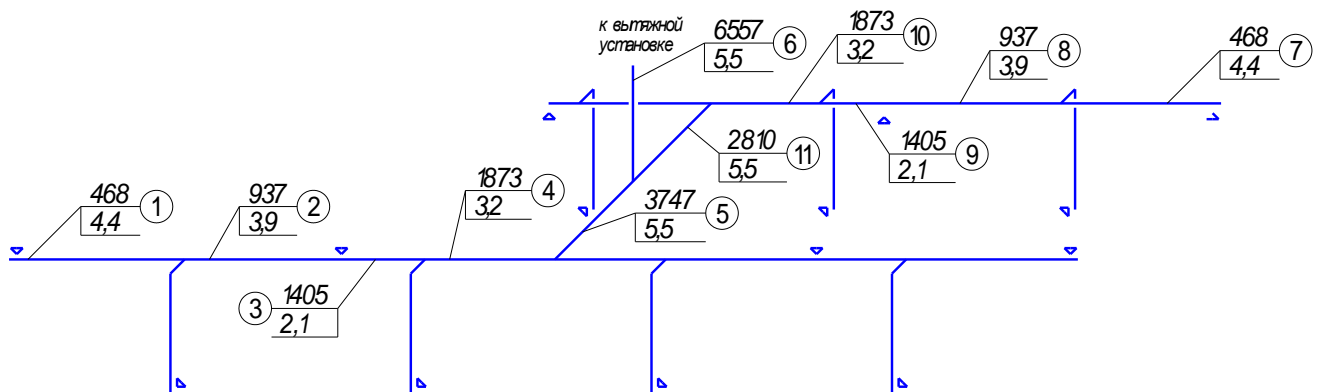


Таблица №14 – Подбор стандартных размеров сечений воздуховодов.

№ уч	Расх возд L, м³/ч	Дл уч, l, м	V <sub>треб</sub> , м/с	f = L / (3600 V <sub>p</sub> )	b <sub>треб</sub>	a <sub>треб</sub> = f / b <sub>треб</sub>	a/b	a <sub>реал</sub>	b <sub>реал</sub>	a/b	v <sub>реал</sub>	f <sub>реал</sub>
1	468,32	4,4	4	0,0325222	250	130,09	0,52	150	250	0,6	3,47	0,0375
2	936,64	3,9	5	0,0520356	250	208,14	0,83	200	250	0,8	5,2	0,05
3	1404,96	2,1	6	0,0650444	250	260,18	1,04	250	250	1	6,24	0,0625
4	1873,28	3,2	7	0,0743365	250	297,35	1,19	300	250	1,2	6,94	0,075
5	3746,56	5,5	8	0,1300889	300	433,63	1,45	400	300	1,333	8,67	0,12
6	6556,48	5,5	9	0,2023605	400	505,9	1,26	500	400	1,25	9,11	0,2
7	468,32	4	4	0,0325222	250	130,09	0,52	150	250	0,6	3,47	0,0375
8	936,64	4,4	5	0,0520356	250	208,14	0,83	200	250	0,8	5,2	0,05
9	1404,96	1,6	6	0,0650444	250	260,18	1,04	250	250	1	6,24	0,0625
10	1873,28	2,7	7	0,0743365	300	247,79	0,83	250	300	0,833	6,94	0,075
11	2809,92	5,5	8	0,0975667	300	325,22	1,08	300	300	1	8,67	0,09

Таблица №15 – Местные сопротивления на участках.

№ уч-ка	наименование	$\zeta$	дополнительные сведения	
1 уч.	решетка	2,2	$f_n / f_c = 0,04 / 0,05 = 0,8$	$L_o / L_c = 468 / 937 = 0,5$
	тройник на проход	0,55		
	$\Sigma$	<b>2,75</b>		
$f_o / f_c = 0,04 / 0,05 = 0,8$				
2 уч.	тройник на проход	0,45	$f_n / f_c = 0,05 / 0,06 = 0,8$	$L_o / L_c = 468 / 1405 = 0,3$
	$\Sigma$	<b>0,45</b>		
$f_o / f_c = 0,04 / 0,06 = 0,6$				
3 уч.	тройник на проход	0,4	$f_n / f_c = 0,06 / 0,08 = 0,8$	$L_o / L_c = 468 / 1873 = 0,3$
	$\Sigma$	<b>0,4</b>		
$f_o / f_c = 0,04 / 0,08 = 0,5$				
4 уч.	тройник на проход	0,65	$f_n / f_c = 0,08 / 0,12 = 0,6$	$L_o / L_c = 1873 / 3747 = 0,5$
	$\Sigma$	<b>0,65</b>		
$f_o / f_c = 0,08 / 0,12 = 0,6$				
5 уч.	поворот на 90	0,4	400x300	$L_o / L_c = 2810 / 6556 = 0,4$
	тройник на проход	0,55		
	$\Sigma$	<b>0,95</b>		
$f_n / f_c = 0,12 / 0,2 = 0,6$				
$f_o / f_c = 0,09 / 0,2 = 0,5$				
6 уч.	поворот на 90	0,45	500x400	
	$\Sigma$	<b>0,45</b>		
7 уч.	решетка	2,2	$f_n / f_c = 0,04 / 0,05 = 0,8$	$L_o / L_c = 468 / 937 = 0,5$
	тройник на проход	0,55		
	$\Sigma$	<b>2,75</b>		
$f_o / f_c = 0,04 / 0,05 = 0,8$				
8 уч.	тройник на проход	0,45	$f_n / f_c = 0,05 / 0,06 = 0,8$	$L_o / L_c = 468 / 1405 = 0,3$
	$\Sigma$	<b>0,45</b>		
$f_o / f_c = 0,04 / 0,06 = 0,6$				
9 уч.	тройник на проход	0,4	$f_n / f_c = 0,06 / 0,08 = 0,8$	$L_o / L_c = 468 / 1873 = 0,3$
	$\Sigma$	<b>0,4</b>		
$f_o / f_c = 0,04 / 0,08 = 0,5$				
10 уч.	тройник на проход	0,45	250x300	$L_o / L_c = 937 / 2810 = 0,3$
	поворот на 90	0,24		
	$\Sigma$	<b>0,69</b>		
$f_n / f_c = 0,08 / 0,09 = 0,8$				
$f_o / f_c = 0,05 / 0,09 = 0,6$				
11 уч.	тройник на ответв	0,55	$f_n / f_c = 0,12 / 0,2 = 0,6$	$L_o / L_c = 2810 / 6556 = 0,4$
	$\Sigma$	<b>0,55</b>		
$f_o / f_c = 0,09 / 0,2 = 0,5$				

Таблица №16 – Результаты аэродинамического расчёта.

№ участка	Расх возд L, м <sup>3</sup> /ч	Дл участка, l, м	Ск-ть воздуха v, м/с	Размеры сечений воздуховодов			Потери давления на трение		Динам давл, P <sub>д</sub> , Па	Сумма коэф. местн сопр. Σξ	Потери давления, Па		
				a x b, мм	F, м <sup>2</sup>	d <sub>э</sub> , мм	R, Па/м	R <sub>т</sub> , Па			на местн сопр Z	всего на уч-ке	суммарные
1	468,32	4,4	3,47	150 x 250	0,0375	187,50	0,91	4,02	7,22	2,75	19,86	23,88	23,88
2	936,64	3,9	5,20	200 x 250	0,05	222,22	1,55	6,04	16,25	0,45	7,31	13,35	37,23
3	1404,96	2,1	6,24	250 x 250	0,0625	250,00	1,87	3,92	23,39	0,4	9,36	13,28	50,51
4	1873,28	3,2	6,94	300 x 250	0,075	272,73	2,03	6,51	28,88	0,65	18,77	25,28	75,79
5	3746,56	5,5	8,67	400 x 300	0,12	342,86	2,31	12,72	45,13	0,95	42,87	55,59	131,38
6	6556,48	5,5	9,11	500 x 400	0,2	444,44	1,83	10,07	49,75	0,45	22,39	32,46	163,84
7	468,32	4	3,47	150 x 250	0,0375	187,50	0,91	3,66	7,22	2,75	19,86	23,52	23,52
8	936,64	4,4	5,20	200 x 250	0,05	222,22	1,55	6,81	16,25	0,45	7,31	14,12	37,64
9	1404,96	1,6	6,24	250 x 250	0,0625	250,00	1,87	2,99	23,39	0,4	9,36	12,35	49,98
10	1873,28	2,7	6,94	250 x 300	0,075	272,73	2,03	5,49	28,88	0,69	19,93	25,42	75,41
11	2809,92	5,5	8,67	300 x 300	0,09	300,00	2,73	15,03	45,13	0,55	24,82	39,85	115,26
6	6556,48	5,5	9,11	500 x 400	0,2	444,44	1,83	10,07	49,75	0,45	22,39	32,46	147,72
увязка 12%													
доп местн сопр											0,36		

## 10 Подбор вентиляционного оборудования.

Сначала подбираем калорифер, по мощности. Далее определив размеры калорифера, под это размер подбираем фильтр и другое оборудование, оцениваем общие потери давления и по размерам, расходу и необходимому давлению подбираем вентилятор для данной системы вентиляции.

### Подбор калорифера.

Нами были приняты, 2 следующих калорифера, подключенных параллельно по воздуху, КСк3-9-02АХЛЗ -  $\Delta P = 137$  Па

### Подбор воздухозаборной решетки.

Выбираем решетку АРН 1000х500, потери давления в данной решетке будут составлять  $\Delta P_{\text{реш}} = 75$  Па.

### Подбор клапана воздушного утепленного.

Выбираем клапан АВК 1000х500, потери давления в клапане будут составлять  $\Delta P_{\text{клап}} = 20$  Па.

### Подбор фильтра

Так как запыленность наружного воздуха равна  $K_n = 0,5$  мг/м<sup>3</sup>, а ПДК запыленности внутреннего воздуха составляет  $K_n = 2$  мг/м<sup>3</sup>, то предельная концентрация пыли во внутреннем воздухе, согласно /7/, составляет  $K_{\text{пр}} = 0,3 \cdot 2 = 0,6$  мг/м<sup>3</sup>, следовательно, установка фильтра не требуется.

## Подбор вентилятора

Общие потери давления будут:

$$\Delta P_{\text{общ}} = \Delta P_{\text{сеть}} + \Delta P_{\text{кал}} + \Delta P_{\text{шах}} + \Delta P_{\text{реш}} + \Delta P_{\text{клап}} + \Delta P_{\text{фил}} = 77 + 137 + 20 + 75 + 20 = 329 \text{ Па,}$$

$$L_{\text{общ}} = 8168 \text{ м}^3/\text{ч,}$$

Вентилятор подбирается по расчётным потерям давления с запасом в 10% на неучтенные потери, и по расчётному расходу с запасом 20% на подсосы воздуха через неплотности в оборудовании, возникающие при монтаже и последующей эксплуатации. Следовательно:

$$\Delta P_{\text{расч}} = \Delta P_{\text{общ}} \cdot 1,1 = 329 \cdot 1,1 = 362 \text{ Па,}$$

$$L_{\text{расч}} = L_{\text{общ}} \cdot 1,2 = 8168 \cdot 1,2 = 9802 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Подберем по каталогу /12/ коррозионно- и теплостойкий радиальный вентилятор. По номограмме /12/ (рисунок 2) принимаем к установке вентилятор ВР-86-77-6,3К1Ж, при производительности  $L = 9800 \text{ м}^3/\text{ч}$ , при этом полное давление составит 450 Па.

Технические характеристики вентилятора ВР-86-77-6,3К1Ж:

- материал корпуса: нержавеющая сталь;
- относительный диаметр колеса: 1;
- типоразмер двигателя: АИМ100L6;
- мощность двигателя: 2,2 кВт;
- частота вращения рабочего колеса: 935 об/мин;
- производительность: 9800 м<sup>3</sup>/ч;
- полное давление: 450 Па
- масса: не более 197 кг;
- тип и количество виброизоляторов: ВР-202, 6 шт.

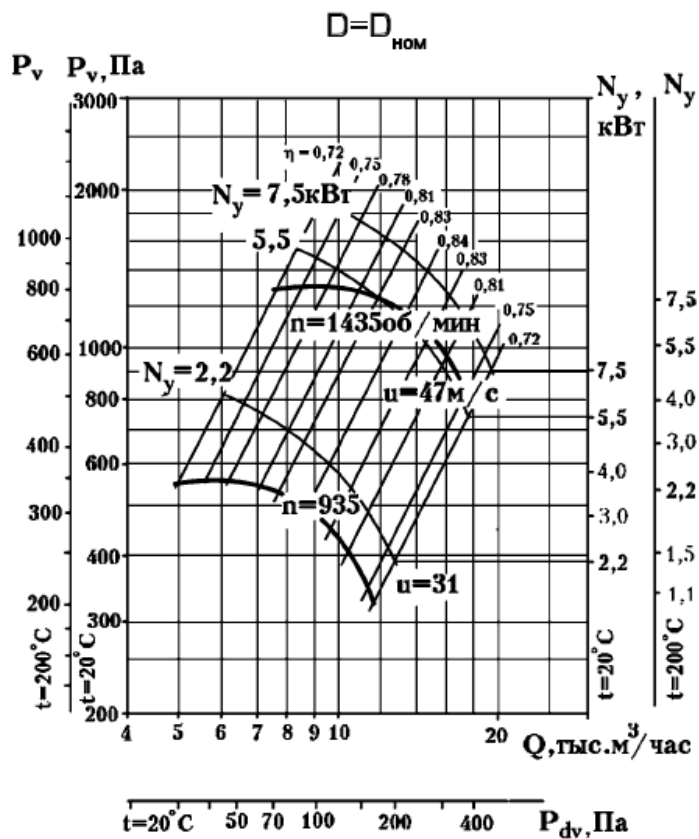


Рисунок 6 -Аэродинамические характеристики вентилятора ВР-86-77-6,3

### Подбор вентилятора для вытяжной системы

Подберём радиальный вентилятор для вытяжной системы по /11/, аналогично вентилятору для приточной системы вентиляции:

$$\Delta P_{\text{расч}} = \Delta P_{\text{общ}} \cdot 1,1 = 1,1 \cdot 164 = 180 \text{ Па,}$$

$$L_{\text{расч}} = L_{\text{общ}} \cdot 1,2 = 1,2 \cdot 6556,5 = 7868 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Подберем по каталогу /12/ коррозионно- и теплостойкий радиальный вентилятор. По номограмме /12/ (рисунок 2) принимаем к установке вентилятор ВР-86-77-5К1Ж, при производительности  $L = 7900 \text{ м}^3/\text{ч}$ , при этом полное давление составит 350 Па.

Технические характеристики вентилятора ВР-86-77-5К1Ж:

- материал корпуса: нержавеющая сталь;
- относительный диаметр колеса: 0,9;
- типоразмер двигателя: АИМ90L4;

- мощность двигателя: 2,2 кВт;
- частота вращения рабочего колеса: 1420 об/мин;
- производительность: 7900 м<sup>3</sup>/ч;
- полное давление: 350 Па
- масса: не более 137 кг;
- тип и количество виброизоляторов: ВР-202, 4 шт.

$$D=0,9D_{НОМ}$$

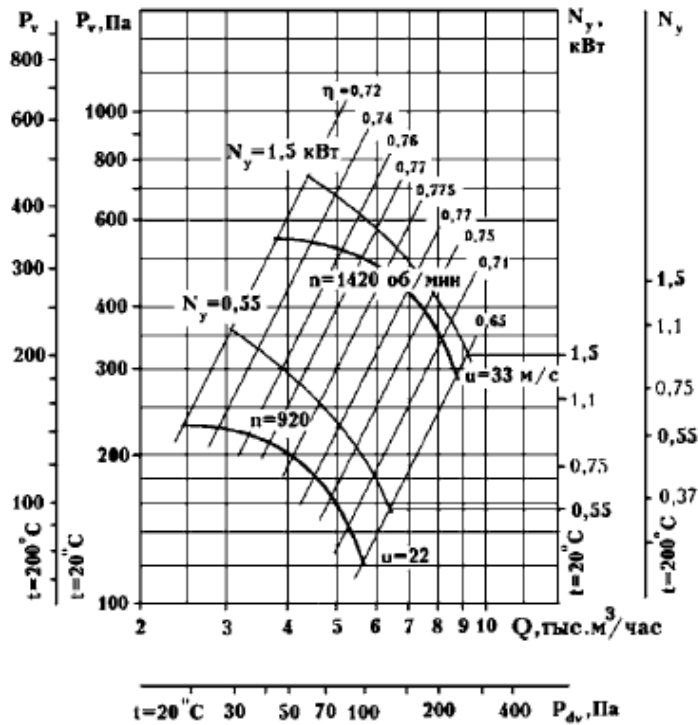


Рисунок 7 -Аэродинамические характеристики вентилятора ВР-86-77-5

## 11 Расчет и конструирование воздушно-тепловой завесы

### 11.1 Расчет производительности завесы и температуры подаваемого воздуха

Принимаем к установке боковую двухстороннюю завесу шибирующего типа. Расход воздуха, подаваемого завесой, рассчитывается по формуле:

$$G_3 = 5100 \cdot \bar{q} \cdot \mu \cdot F_{пр} \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \rho_{см}}, \quad (11.1)$$

где  $\bar{q}$  – отношение воздуха, подаваемого завесой к воздуху, проходящему в помещение (таблица 7.2 /1/);  $\mu$  – коэффициент расхода (таблица 7.2 /1/);  $F_{пр}$  – площадь открываемого проема, оборудованного завесой, м<sup>2</sup>,  $F_{пр} = 3 \times 3 = 9$  м<sup>2</sup>;  $\rho_{см}$  – плотность смеси воздуха в зоне ворот, кг/м<sup>3</sup> (СНиП 41-01-2003);  $\Delta P$  – разность давлений воздуха с двух сторон проема, Па, вычисляется по формуле:

$$\Delta P = \Delta P_T + k_1 \cdot \Delta P_B, \quad (11.2)$$

где  $\Delta P_T$  – гравитационная разность давлений, Па, равная:

$$\Delta P_T = 9,8 \cdot h_{\text{расч}} \cdot (\rho_n - \rho_B), \quad (11.3)$$

где  $h_{\text{расч}}$  – расстояние по вертикали от центра проема до нейтральной линии, принимаем равным  $h_{\text{расч}} = 0,5 \cdot h_{\text{пр}} = 0,5 \cdot 3 = 1,5$  м (так как здание без аэрационных фонарей);  $\Delta P_B$  – ветровое давление, Па, равное:

$$\Delta P_B = c \cdot g^2 \cdot \frac{\rho_n}{2}, \quad (11.4)$$

где  $c$  – аэродинамический коэффициент, принимаемый равным  $-0,6$  для подветренной стороны;  $v_B$  – скорость ветра, равна  $6$  м/с;  $\rho_n, \rho_B$  – соответственно плотность наружного и внутреннего воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $k_1$  – поправочный коэффициент, учитывающий герметичность здания (таблица 7.3 /1/).

Температура воздуха, подаваемого завесой, определяется по формуле:

$$t_z = t_n + \frac{t_{cm} - t_n}{\bar{q} \cdot (1 - \bar{Q})}, \quad (11.5)$$

где  $\bar{Q}$  – отношение теплоты, теряемой с уходящим воздухом, к тепловой мощности завесы (рисунок 7.3 /1/).

Тепловая мощность завесы определяется по формуле:

$$Q_z = 0,28 \cdot c \cdot G_z \cdot (t_z - t_{\text{нач}}), \quad (11.6)$$

где  $t_{\text{нач}}$  – температура воздуха, забираемого для завесы, принимаем равной  $21,87$  °С.

Определим по формуле (11.4) ветровое давление:

$$\Delta P_B = 0,8 \cdot 6^2 \cdot \frac{1,465}{2} = 21,09 \text{ Па},$$

где  $\rho_n = \frac{353}{273 - 39} = 1,5$  кг/м<sup>3</sup>.

Определим по формуле (11.3) гравитационную разность давлений:

$$\Delta P_T = 9,8 \cdot 1,5 \cdot (1,5 - 1,213) = 4,22 \text{ Па},$$

где  $\rho_B = \frac{353}{273 + 18} = 1,213$  кг/м<sup>3</sup>.

По формуле (11.2) определяем разность давлений воздуха с двух сторон проема:

$$\Delta P = 4,22 + 0,2 \cdot 21,09 = 8,44,$$

где  $k_1$  равен  $0,2$ , так как нет аэрационных проемов.

По таблице 7.2 /1/ принимаем  $\bar{q} = 0,65$  и  $\bar{F} = 30$ , тогда коэффициент расхода  $\mu$  равен  $0,3$ .



По формуле (11.1) определяем расход воздуха, подаваемого завесой:

$$G_3 = 5100 \cdot 0,65 \cdot 0,3 \cdot 9 \cdot \sqrt{8,44 \cdot 1,238} = 28932 \text{ кг/ч},$$

где  $\rho_{см} = \frac{353}{273 + 12} = 1,238 \text{ кг/м}^3$ .

Температуру воздуха, подаваемого завесой, определяем по формуле (11.5):

$$t_3 = -39 + \frac{12 + 39}{0,65 \cdot (1 - 0,14)} = 52,23 \text{ }^\circ\text{C},$$

где  $\bar{Q}$  равно 0,14 (рисунок 7.3 /1/).

Принимаем данную температуру, так как она не превышает допустимую температуру 70 °С для производственных зданий.

По формуле (11.6) определяем тепловую мощность завесы:

$$Q_3 = 0,28 \cdot 1,005 \cdot 28932 \cdot (52,23 - 21,87) = 247175 \text{ Вт} = 247 \text{ кВт}.$$

## 11.2 Расчет воздуховода равномерной раздачи

Полное давление, теряемое в воздуховоде, равно:

$$P_{п} = P_{ст} + P_{д}^{нач} \quad (11.7)$$

где  $P_{ст}$  – статическое давление, Па, равно:

$$P_{ст} = \left( \frac{V_0}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}} \right)^2, \quad (11.8)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода, равный  $\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$ ; для щели с отбортованными

краями принимаем  $\mu = 0,7$ ;  $P_{д}^{нач}$  – динамическое давление на выходе из щели, равно:

$$P_{д}^{нач} = \frac{\rho \cdot V_n^2}{2}, \quad (11.9)$$

где  $V_0$  – скорость на выходе из отверстия, м/с;  $V_n$  – начальная скорость, принимаем равной 18 м/с.

Произведем расчет воздуховода равномерной раздачи.

Определим  $V_0$ , задавшись площадью сечения щели:  $F_{щ} = F_{пр}/F = 9/30 = 0,3 \text{ м}^2$  – для двух щелей; для одной щели  $F_{щ} = 0,3/2 = 0,15 \text{ м}^2$ .

Расход воздуха для одной щели равен:  $28932/2 = 14466 \text{ кг/ч}$ .

Плотность нагретого воздуха равна:  $\frac{353}{273 + 52,23} = 1,09 \text{ кг/м}^3$ .

Таким образом,  $V_0$  равно:

$$V_0 = \frac{14466}{1,09 \cdot 3600 \cdot 0,15} = 24,58 \text{ м/с.}$$

Принимаем данную скорость, так как она отвечает нормативным требованиям ( $24,58 \text{ м/с} < 25 \text{ м/с}$ ).

По формуле (11.8) определяем статическое давление:

$$P_{ст} = \left( \frac{24,58}{0,7 \cdot \sqrt{\frac{2}{1,09}}} \right)^2 = 672 \text{ Па.}$$

По формуле (11.9) определяем динамическое давление выходе из щели:

$$P_{\delta}^{дин} = \frac{1,09 \cdot 18^2}{2} = 176,6 \text{ Па.}$$

Тогда полное давление по формуле (11.7) равно:

$$P_{п} = 672 + 176,6 = 848,6 \text{ Па.}$$

Соответственно размеры щели следующие:  $F_{щ} = 0,3/2 = 0,15 \text{ м}^2$ , т.е.  $250 \times 600 \text{ мм}$ ; ширина щели:  $\delta_{щ} = F_{щ}/h_{ворот} = 0,15/3 = 0,05 \text{ м}$ .

### 11.3 Расчет калориферов

Подберем калорифер по следующим параметрам:

- расход нагреваемого воздуха (для одной стороны):  $G = 28932 \text{ кг/ч}$ ;
- начальная температура воздуха:  $t_n = 21,87 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- конечная температура воздуха:  $t_k = 52,23 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура воды в подающем и обратном трубопроводах:  $t_n = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  
 $t_o = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Требуемая площадь фронтального сечения калорифера по воздуху определяется по формуле (8.1):

$$f = \frac{28932}{6 \cdot 3600} = 1,339 \text{ м}^2.$$

По таблице П.1 /2/ принимаем калорифер КСк3-11-02АХЛЗ с площадью фронтального сечения  $f_v = 1,66 \text{ м}^2$ , площадью сечения для прохода воды  $f_w = 0,002576 \text{ м}^2$  и площадью поверхности теплообмена  $F = 83,12 \text{ м}^2$ .

Фактическая массовая скорость находится по формуле (8.2):

$$v \cdot \rho = \frac{28932}{1,66 \cdot 3600} = 4,84 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}.$$

Расход тепла на нагрев воздуха определяется по формуле (8.4):

$$Q = 0,28 \cdot 1,005 \cdot 28932 \cdot (52,23 - 21,87) = 247175 \text{ Вт}.$$

Расход воды, проходящий через калорифер определяется по формуле (8.3):

$$G = \frac{247175}{4,19 \cdot 10^6 \cdot (130 - 70) \cdot 1} = 0,00098319 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость воды в трубках калорифера определяется по формуле (8.5):

$$\omega = \frac{0,00098319}{0,002576} = 0,382 \text{ м/с}.$$

Находим коэффициент теплопередачи и аэродинамическое сопротивление калорифера по таблице П.7 [2] при известных  $v \cdot \rho = 4,84 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  и  $\omega = 0,382 \text{ м/с}$ :  $K = 47,089 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $\Delta P = 108,98 \text{ Па}$ .

	0,3	0,4	<b>0,382</b>
4,5	43,12	46,18	45,629
5	45,16	48,35	47,776
<b>4,84</b>	44,507	47,656	<b>47,089</b>

Площадь поверхности нагрева определяется по формуле (8.6):

$$F'_y = \frac{247175}{47,089 \cdot \left[ \frac{130 + 70}{2} - \frac{21,87 + 52,23}{2} \right]} = 83,385$$

Требуемое число калориферов определяется по формуле (8.7):

$$n = \frac{83,385}{83,12} = 1,003$$

Следовательно, принимаем 1 калорифер КСк3-11-02АХЛЗ

Избыточный тепловой поток определяется по формуле (8.8):

$$\frac{K \cdot n \cdot F_k \left[ \frac{(t_{\text{гор}} + t_{\text{обп}})}{2} - \frac{(t_{\text{н}} + t_{\text{к}})}{2} \right] - Q}{Q} \leq 10\%$$

$$\left( \frac{47,089 \cdot 1 \cdot 83,12 \cdot \left[ \frac{130 + 70}{2} - \frac{21,87 + 52,23}{2} \right] - 247175}{247175} \right) \cdot 100 = 0,32 \leq 10\%$$

Следовательно, принимаем данный калорифер к установке.

#### 11.4 Подбор вентилятора

Подберём радиальный вентилятор для одной стороны воздушно-тепловой завесы по /12/, исходя из расхода подаваемого воздуха, равного:

$L_{\text{вент}} = 29000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и потерь давления, равных:  $\Delta P_{\text{вент}} = 110 \text{ Па}$ .

Принимаем согласно /12/ к установке радиальный вентилятор ВР-80-70-10-02.

Подберем по каталогу /12/ коррозионно- и теплостойкий радиальный вентилятор. По номограмме /12/ принимаем к установке вентилятор ВР-80-70-10К1Ж-02, при производительности  $L = 29000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , при этом полное давление составит 600 Па.

Технические характеристики вентилятора ВР-80-70-10-02:

- материал корпуса: нержавеющая сталь;
- относительный диаметр колеса: 1;
- типоразмер двигателя: АИР160М8;
- мощность двигателя: 11 кВт;
- частота вращения рабочего колеса: 730 об/мин;
- производительность:  $29000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- полное давление: 600 Па
- масса: не более 620 кг;
- тип и количество виброизоляторов: ДО-43, 5 шт.

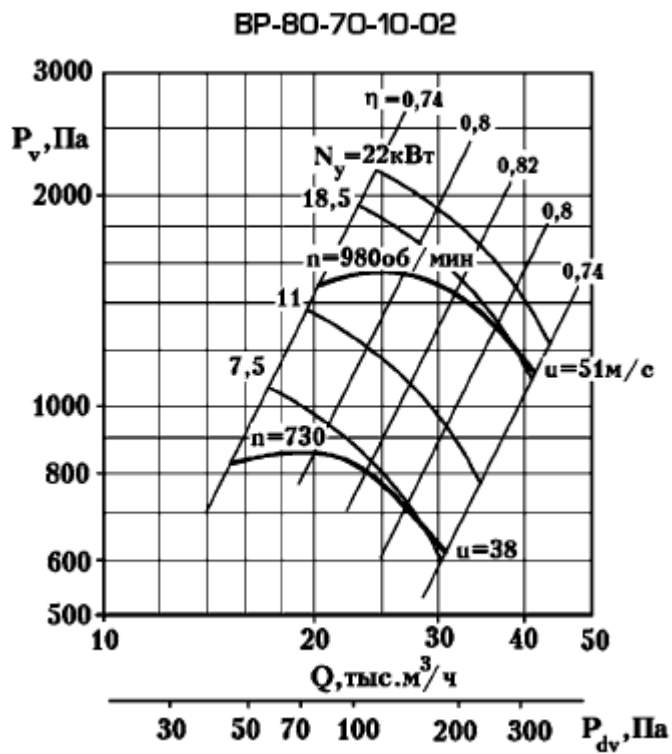


Рисунок 8 -Аэродинамические характеристики вентилятора BP-80-70-10-02

## Заключение

В ходе выполнения данного курсового проекта были изучены основы проектирования двухтрубной горизонтальной системы отопления в коттедже, закреплены навыки аэродинамического расчета по удельным линейным потерям давления, методика расчета воздушно-тепловой завесы. Закреплены знания, полученные при изучении дисциплины «Промышленная вентиляция». Приобретены навыки пользования справочниками проектировщика

На основе данного проекта складывается понятие о проектировании, аэродинамическом расчете и конструировании систем механической вентиляции на промышленных предприятиях.

## Библиографический список

1. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1/ В. Н. Богословский, А. И. Пирумов, В. Н. Пососхин и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 319с.: ил. – (Справочник проектировщика).
2. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2/ Н.Н. Павлов, С.С. Амирджанов и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 416с.: ил. – (Справочник проектировщика).
3. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей.: Справочник / В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж и др. - изд., 3-е переработ. и доп.- М.: Стройиздат, 1988. - 432 с.
4. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: Учеб. пособие для вузов / В.П. Титов, Э.В. Сазонов, Ю.С. Краснов, В.И. Новожилов. – М.: Стройиздат, 1985 г. – 208 с.
5. СНиП 41-01-2003\*. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: Госстрой России, 2003. – 58 с.
6. СНиП 23-01-99\*. Строительная климатология. – М.: Госстрой России, 2000. – 58 с.
7. ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. –Госстрой России, 1989. – 48 с.
8. ГН 2.1.6.695-98. Предельно-допустимые концентрации (ПДК) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест. – М.: Госстрой России, 1998. – 36 с.
9. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий. —М.: НИИ и ЦНИИЭП России, 2003. -27 с.
10. ВСН 01-89. Предприятия по обслуживанию автомобилей. —М.: Минавтотранс РСФСР, 1990.-23 с.
11. Каталог Оборудование для систем вентиляции воздуха. –Арктика 338 с
12. Каталог «Вентиляторы общего и специального назначения». –МОВЕН 91 с., 2003 г.
13. Каталог «Системы удаления выхлопных газов от автотранспорта». – СовПлим 57 с., 2007 г.
14. Таблицы для расчета тепла, влаги и углекислого газа, поступающих в помещение общественных и производственных зданий. 2006-10 с.