

**Министерство образования и науки РФ
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Владимирский государственный университет**

ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ САНИТАРИЯ И ГИГИЕНА ТРУДА

Методические указания к практическим занятиям

**Составитель
Е.А. БАЛАНДИНА**

Владимир 2011

УДК 614.8
ББК 68.9.161.8
П80

Рецензент
Кандидат технических наук, доцент Владимирского
государственного университета
А.В. Жданов

Печатается по решению редакционного совета
Владимирского государственного университета

Производственная санитария и гигиена труда: метод. указа-
П80 **ния к практ. занятиям / Владим. гос. ун-т.; сост.: Е. А. Баландина. –**
Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. – 80 с.

Рассматривается решение практических задач по производственной санитарии и гигиене труда.

Рекомендуется для студентов специальности 280102 при выполнении практических заданий по дисциплине «Производственная санитария и гигиена труда» дневной и заочной форм обучения. Также может использоваться для студентов всех технических специальностей при изучении курса «Безопасность жизнедеятельности».

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС 3-го поколения.

Ил. 18. Табл. 33. Библиогр.:12 назв.

УДК 614.8
ББК 68.9.161.8

ВВЕДЕНИЕ

Улучшение условий труда является важной государственной социально-экономической задачей.

По данным Росстата в настоящее время каждый пятый работник трудится в условиях, не отвечающих санитарно-гигиеническим нормам. Вредные условия труда снижают эффективность использования трудовых ресурсов, существенно уменьшая производительность труда, приводят к профессиональным заболеваниям и впоследствии влияют на состояние здоровья настоящего и будущих поколений.

Производственная санитария – это система организационных, санитарно-гигиенических мероприятий, технических средств и методов, предотвращающих или уменьшающих воздействие на работающего вредных производственных факторов до значений, не превышающих допустимые.

Вредным производственным фактором называется фактор среды и трудового процесса, воздействие которого на работающего может вызвать профессиональное заболевание, временное или стойкое снижение работоспособности, а также нарушение здоровья в последующих поколениях.

Научной основой производственной санитарии является гигиена труда.

Тема 1. ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ОБЩЕОБМЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Назначение вентиляции – обеспечение чистоты воздуха и заданных метеорологических условий в производственных помещениях. Используется для удаления из помещения загрязненного, перегретого или охлажденного воздуха и подачи вместо него чистого, охлажденного или подогретого воздуха. В зависимости от назначения механическая производственная вентиляция может быть:

- 1) приточной;
- 2) вытяжной;
- 3) приточно-вытяжной.

По месту действия – общеобменной и местной.

Наиболее распространена система приточно-вытяжной общеобменной производственной вентиляции, при которой воздух подается приточной системой, а удаляется вытяжной системой. Обе системы работают одновременно. Расчет системы механической вентиляции сводится к расчету необходимого воздухообмена в производственном помещении, подбору и расчету отдельных элементов сети (аппараты очистки, калориферы и т.д.), воздуховодов и выбору вентиляторов.

Задача 1.1. Определить суммарное тепловыделение и необходимый для летнего периода воздухообмен в цехе кузнечно-прессового производства, если в цехе установлено следующее оборудование, выделяющее тепло: два пневматических молота с мощностью электродвигателей соответственно 50 и 25 кВт, фрикционный пресс с электродвигателем мощностью N_3 , кВт, две щелевые кузнечные печи с расходом топлива B , кг/ч и одна электропечь – ванна – с установочной мощностью $N_{уст}$, кВт.

В качестве топлива для печей принят мазут с теплотворной способностью $Q_H^P = 39,356$ кДж/кг. Коэффициент одновременности работы оборуду-

дования η . Внутренние размеры цеха $28 \cdot 8$ м, высота цеха 8 м. Площадь остекления световых проемов по длине цеха 100 м^2 . На крыше предусмотрен аэрационный фонарь со светопроницаемыми фрамугами, температура наружного воздуха $t_n = 23 \text{ }^\circ\text{C}$.

Рекомендации к решению задачи

Выделение тепла от электропечи может быть определено в зависимости от установочной мощности и доли тепловыделений в цех:

$$Q = N_{\text{уст}} \alpha \eta, \text{ кВт} \cdot \text{ккал/ч},$$

где α - доля тепловыделений в цех, %. Для нагревательных электропечей $\alpha = 0,7$, для щелевых и очковых $0,4 - 0,5$. Тепловыделения от установок с электродвигателями:

$$Q = \sum N_{\text{уст}} \frac{1 - \eta}{\eta_0}, \text{ кВт},$$

где $\sum N_{\text{уст}}$ - суммарная установочная мощность электродвигателей, кВт; η_0 - КПД электродвигателя. Принимаем $\eta_0 = 0,88$.

Тепловыделения от печей, работающих на твердом, жидком или газообразном топливе, определяются в зависимости от теплотворной способности топлива и типа печи. Принимаем $\alpha = 0,45$, тогда

$$Q_3 = B \cdot Q_M^p \alpha \eta, \text{ кВт}.$$

Общие тепловыделения в цех от оборудования (тепловыделения от людей ввиду их незначительности для нашего случая не учитываем)

$$Q_\Sigma = Q_1 + Q_2 + Q_3, \text{ кВт}.$$

Количество тепла, поступающего в производственное помещение за счет солнечной радиации,

$$Q_{\text{рад}} = Q_{\text{рад}}^{\text{ост}} + Q_{\text{рад}}^{\text{огр}},$$

где $Q_{\text{рад}}^{\text{ост}}$ - тепло за счет солнечной радиации для остекленных поверхностей; $Q_{\text{рад}}^{\text{огр}}$ - тепло солнечной радиации для покрытий,

$$Q_{\text{рад}}^{\text{ост}} = F_{\text{ост}} \cdot q_{\text{ост}} \cdot A_{\text{ост}}; \quad Q_{\text{рад}}^{\text{огр}} = F_{\text{огр}} \cdot q_{\text{огр}}.$$

Здесь $F_{\text{ост}}$ и $F_{\text{огр}}$ - поверхности, занимаемые остеклением и покрытием, м^2 ; $q_{\text{ост}}$ и $q_{\text{огр}}$ - радиации через 1 м^2 поверхности остекления или покрытия, кВт/м^2 ; $A_{\text{ост}}$ - коэффициент, учитывающий характер и степень остекления.

Значения $q_{\text{ост}}$, $q_{\text{огр}}$ и $A_{\text{ост}}$ находим в справочнике. Для окон с двойным остеклением и деревянными переплетами, ориентированных на запад и

восток, $q_{\text{ост}} = 0,168 \text{ кВт/м}^2$ (145 ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$)), а для ориентированных на юг $q_{\text{ост}} = 0,157 \text{ кВт/м}^2$ (135 ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$)).

Поправочные коэффициенты на одинарное остекление 1,4 и на сильную загрязненность окон 0,7, т.е $A_{\text{ост}} = 1,45 \cdot 0,7 = 1,015$.

Для бесчердачного покрытия $q_{\text{огр}} = 0,014 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{ч)}$ (12 ккал/ $\text{м}^2 \cdot \text{ч}$).

Избыточные тепловыделения в цехе в летний период составляют

$$Q_{\text{изб}} = Q_{\Sigma} + Q_{\text{рад}}, \text{ кВт.}$$

Удельное количество тепла на единицу объема помещения

$$q_{\text{уд}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{V_n}, \text{ кВт/м}^3.$$

Если $q_{\text{уд}} > 20 \text{ ккал/(м}^3 \cdot \text{ч)}$, то рассматриваемое производственное помещение относится к помещениям с тепловыделениями. Согласно санитарным правилам СП температура воздуха в летний период в рабочей зоне может превышать температуру наружного воздуха на 5° , т.е. $t_{\text{р.з.}} = t_{\text{н}} + 5 = 28^{\circ}\text{C}$.

Для помещения с тепловыделениями необходимый воздухообмен определяется по избыткам явного тепла $Q_{\text{изб}}$

$$L = Q_{\text{изб}} / [c_p(t_{\text{выт}} - t_{\text{пр}})].$$

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	N_s , кВт	B , кг/ч	$N_{\text{уст}}$, кВт	η
1	10	100	35	1,0
2	20	200	25	0,9
3	15	150	30	0,8
4	25	250	40	0,7
5	10	200	50	1,0
6	20	150	35	0,9
7	15	100	25	0,8
8	25	100	30	0,7
9	10	200	40	1,0
10	20	150	50	0,9

Задача 1.2. Определить необходимый воздухообмен в механическом цехе для теплого и холодного периодов года. Общая установочная мощность станков, размещенных в цехе, составляет $N_{\text{уст}}$, кВт. Станки (зубофрезерные) с эмульсионным охлаждением (табл. по СП5160-89). Максимальное количество работающих в смену n человек. Количество влаги, выделяемой людьми, при работе средней тяжести составляет порядка 160 г/ч на одного работающего. Объем цеха V , м^3 . В холодный период $t_{\text{н}} = -13^{\circ}\text{C}$, $\phi = 84\%$, влагосодержание воздуха $g_{\text{пр}} = 1 \text{ г/кг}$ ($1,22 \text{ г/м}^3$). Тепло солнечной

радиации для данного производственного помещения составляет 9,186 кВт (7,9 ккал/ч). Теплотери Q_n в холодный период года 7,72 кВт (6640 ккал/ч).

Рекомендации к решению задачи

Для данного производственного помещения вредностями считаются тепло и влаговыделения от работающих станков и людей. Количество влаги, выделяемое в помещение от работающих станков при охлаждении их эмульсией, определяют из расчета на 1 кВт установочной мощности по СП № 5160-89 «Санитарные правила для механических цехов (обработка металлов резанием)» в зависимости от марки оборудования.

Таким образом, количество влаги от станков и людей:

$$G_{вл} = gN_{уст} + 0,16n, \text{ кг/ч,}$$

где g - влаговыделения от станка, г/(ч·кВт).

Количество тепла, выделяющегося в цехе от работающего станка при охлаждении эмульсией:

$$Q_1 = N_{уст} \alpha \cdot \eta, \text{ кВт,}$$

где α - доля тепловыделений в цех, % ($\alpha = 0,2$);

η - коэффициент одновременности работы оборудования, $\eta = 1,0$.

Принимая тепловыделения от одного человека (при работе средней тяжести) равным 0,160 кВт, найдем количество выделяющегося тепла от работающих людей:

$$Q_2 = 0,16n, \text{ кВт.}$$

Общее количество выделяющегося тепла в **холодный** период года

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2, \text{ кВт.}$$

Удельное количество тепла на единицу объема цеха с учетом теплопотерь

$$Q_{уд} = \frac{Q_{\Sigma} - Q_n}{V_n}, \text{ кВт/м}^3.$$

Производственное помещение классифицируется по теплоизбыткам в соответствии с СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений». Для холодного периода года ($t_{нар} +10$ °С) допустимая температура воздуха в рабочей зоне для категории работ 2б (работа на станках) $t_{р.з} = 15-22$ °С, $\phi = 15-75$ % и $V = 0,3$ м/с. Принимаем $t_{р.з} = 18$ °С, $\phi = 60$ % и $V = 0,3$ м/с. В этом случае влагосодержание воздуха в помещении $g_{yx} = 8$ г/кг (9,8 г/м³).

Необходимый воздухообмен по влаге определяем по формуле

$$L_{\text{вл}} = \frac{G_{\text{вл}} 10^3}{g_{\text{ух}} - g_{\text{пр}}}, \text{ ч/м}^3.$$

Воздухообмен, необходимый для компенсации тепловыделений, определяют по формуле:

$$L_{\text{т}} = Q_{\text{избыт}} (c_{\text{р}} (t_{\text{выт}} - t_{\text{прит}})), \text{ м}^3/\text{с},$$

$Q_{\text{избыт}}$ – избыточные тепловыделения в помещении, кВт;

$c_{\text{р}}$ – удельная объемная теплоемкость воздуха (равна 1,208 кДж/м³·град).

Объем помещения, приходящийся на одного работающего:

$$V_i = V/N.$$

При одновременном выделении в помещении и тепла и влаги за количество приточного воздуха необходимо принимать большее значение.

Если кратность воздухообмена ($L_{\text{т}}/V$) по влаге и тепловыделениям близка к единице, можно не устраивать искусственного воздухообмена в зимний период, ограничиваясь лишь периодическим проветриванием цеха.

Для летнего периода расчет воздухообмена ведем по тепловыделениям

$$Q_{\text{изб}\Sigma} = Q_{\text{изб}} + Q_{\text{изб}}, \text{ кВт}.$$

Согласно «Гигиеническим требованиям к проектированию вновь строящихся и реконструируемых промышленных предприятий» СП 2.2.1.1312-03 температура воздуха в рабочей зоне в летний период может превышать температуру наружного воздуха не более чем на 5°. Для предприятия, расположенного в Москве, расчетная температура наружного воздуха $t_{\text{н.в}}=22,3$ °С составит

$$L_{\text{лет}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{c_{\text{р}} (t_{\text{р.м}} - t_{\text{нар}})}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	N, кВт	n, чел.	V, м ³	Марка станков
1	120	40	2 000	5K324A
2	110	30	1 500	5312
3	100	20	1 000	5Д32
4	150	60	3 000	5324
5	120	40	2 500	5A326
6	110	30	2 000	5K324A
7	100	20	1 500	5K32A
8	150	60	1 000	5K324A
9	120	40	3 000	5312
10	110	30	2 500	5Д32

Ориентировочное количество масляного аэрозоля, выделяющегося при работе станков с охлаждением режущего инструмента*

№ п/п	Наименование станка	Модель	Валовые выделения вредности, г/ч кВт
1	Зубофрезерный	5К32А	93,5
2	Зубофрезерный	5К324А	152,0
3	Зубофрезерный	5312	8,84
4	Зубофрезерный	5Д32	9,28
5	Зубофрезерный	5324	7,46
6	Зубофрезерный	5А326	7,36

*приведена по «Санитарным правилам для механических цехов (обработка металлов резанием) №5160-89»

Задача 1.3. В производственном помещении объемом $W_{\text{п}}, \text{ м}^3$, имеется $n_{\text{н}}$ вентиляционных отверстий шириной $A' = 50 \text{ см}$, высотой $B' = 32 \text{ см}$, через которые нагнетается свежий воздух и $n_{\text{в}}$ вентиляционных отверстий такого же размера для удаления отработанного воздуха. Скорость движения воздуха через вентиляционные отверстия для нагнетания свежего воздуха и удаления отработанного одинакова ($V_{\text{в}1} = V_{\text{в}2}$) и составляет $V_{\text{в}}, \text{ м/с}$.

Определить, какое количество свежего воздуха поступает в производственное помещение в течение 1,5 ч ($\tau_{\text{в}} = 1,5 \text{ ч}$) и сколько раз за это время успевает обменяться комнатный воздух с наружным.

Рекомендации к решению задачи

1. Найдем площадь вентиляционного отверстия

$$S_{\text{в}} = A' \cdot B', \text{ м}^2$$

Тогда количество нагнетаемого воздуха

$$W_1 = n_{\text{н}} \cdot S_{\text{в}} \cdot V_{\text{в}} \cdot \tau_{\text{в}}, \text{ м}^3,$$

где $n_{\text{н}}$ – количество нагнетательных вентиляционных отверстий.

2. Количество воздуха, удаляемого из помещения:

$$W_2 = n_{\text{в}} \cdot S_{\text{в}} \cdot V_{\text{в}} \cdot \tau_{\text{в}}, \text{ м}^3,$$

где $n_{\text{в}}$ – количество вытяжных вентиляционных отверстий

3. Крайность обмена воздуха в помещении составляет:

при нагнетании

$$K_{\text{об}1} = \frac{W_1}{W_{\text{п}}};$$

при вытяжке

$$K_{\text{об}2} = \frac{W_2}{W_{\text{п}}}.$$

4. Сделать вывод об обмене воздуха в производственном помещении.

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	$W_{п}, \text{м}^3$	$n_{н}$	$n_{в}$	$V_{в}, \text{м/с}$
1	960	2	3	1.8
2	2 500	5	7	3
3	1 500	4	6	3
4	800	2	2	1.5
5	5 000	8	10	3
6	960	2	3	1.8
7	2 500	5	7	3
8	1 500	4	6	3
9	800	2	2	1.5
10	5 000	8	10	3

Задача 1.4. Определить объем воздуха, необходимого для осуществления общеобменной вентиляции испытательной станции, на которой производятся регулировка и испытание бензиновых двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Одновременно на станции могут испытываться n двигателей с общей продолжительностью испытаний 1ч. Продолжительность регулирования 0,25 ч. Максимальная мощность испытываемых и регулируемых двигателей N , кВт. Охлаждаются цилиндры двигателей проточной водой.

Рекомендации к решению задачи

Удаление выхлопных газов, выделяемых в процессе регулирования и испытания ДВС, осуществляется с помощью местных отсосов, присоединяемых к выхлопным трубам двигателей. В процессе работы возможен прорыв газов в помещении через неплотности стыков шлангов и газоотводов местных отсосов: при испытании около 5 % и при регулировании ДВС около 10 % от общего количества выхлопных газов.

Объем вентиляционного воздуха подсчитывается с учетом разбавления выделяющейся окиси углерода до предельно допустимой концентрации по ГОСТ 12.1.005 – 88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» ($C_{пдк\ со} = 20 \text{ мг/м}^3$) и проверки на тепловыделение от работающих двигателей.

Количество окиси углерода, выделяемой при работе одного автомобильного двигателя, подсчитывается по формуле

$$G_{CO} = \beta \cdot B \frac{p}{100}, \text{ кг/ч,}$$

где β – количество выхлопных газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива, кг/кг (для бензиновых двигателей $\beta \approx 15 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$; B – расход топлива, кг/г; p – процентное содержание СО в выхлопных газах в зависимости от характера работы двигателя p :

при пуске, прогреве и регулировании ДВС 5 %;

при испытаниях ДВС 3 %;

при въезде в гараж и маневрировании автомобиля для установки на место 2 %.

Если расход топлива ДВС неизвестен, то его определяют по формуле

$$B = \alpha \cdot K_{\alpha} \cdot \sqrt{N}, \text{ кг/ч,}$$

где α – удельный расход топлива на 1 кВт мощности, для бензиновых ДВС

$$\alpha \cong 0,585 \text{ кг/ч;}$$

K_{α} – коэффициент режима работы двигателя. При прогреве и регулировании двигателя $K_{\alpha}=10$, при испытаниях двигателей $K_{\alpha}=1,5$ и при въезде в гараж и установке автомашины на место $K_{\alpha}=0,75$; N – мощность двигателя, кВт.

Учитывая, что в процессе испытания двигателей процентное содержание СО в выхлопных газах составляет $p=3,5$ % от общего количества выхлопных газов попадает в атмосферу производственного помещения.

Минимальный объем вентиляционного воздуха с учетом того, что в течение часа испытываются n двигателей, определяют по формуле

$$L = 1000n \frac{G_{\text{СО}}}{3600(C_{\text{пдк}} - C_{\text{пр}})}, \text{ м}^3/\text{с.}$$

Аналогично рассчитываем объем вентиляционного воздуха в процессе регулирования двигателей. При регулировании ДВС $K_{\alpha}=1,0$, $p=5$ %, $\tau = 0,25$ ч и доля выхлопных газов, попадающих в производственное помещение, составляет 10 %.

Тепловыделения от работающих двигателей определяют исходя из теплотворной способности бензина $(Q_H^P = 46057 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 11000 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}})$.

Общее количество тепла, выделяемого при работе двух двигателей, находят по наиболее нагруженному режиму – режиму испытания

$$Q_{\Sigma} = B \cdot n \cdot Q_H^P, \text{ кДж/ч.}$$

Из этого количества тепла при воздушном охлаждении цилиндров двигателей или охлаждении их водой, циркулирующей в радиаторах, в по-

мещение попадает 80 %, а при охлаждении проточной водой – 25 %. В нашем случае охлаждение цилиндров производится проточной водой, т.е.

$$Q_{\text{изб}} = 0,25Q_{\Sigma}, \text{ кДж/ч.}$$

Если рассчитывать воздухообмен по избыточному теплу:

$L = Q_{\text{изб}}/1,2(t_{\text{н}} - t_{\text{пр}})$, то окажется, что в летний период основной вредностью будет тепловыделение, а в зимний – окись углерода.

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	N, кВт	n, шт.	Период года
1	100	2	Летний
2	110	3	Летний
3	100	4	Летний
4	110	2	Летний
5	100	3	Летний
6	110	4	Зимний
7	100	2	Зимний
8	110	3	Зимний
9	100	4	Зимний
10	110	2	Зимний

Задача 1.5. При ремонте производственного помещения высотой 3 м общей площадью S , м^2 , n малярам нужно покрасить в течение τ часов поверхность площадью $S = 30 \text{ м}^2$. Содержание летучих компонентов в краске $B = 40 \%$. Удельный расход краски $\sigma = 35 \text{ г/м}^2$. В качестве растворителя используется ксилол. Для проветривания помещения были открыты на 6 минут ($\tau_{\text{в}} = 6 \text{ мин}$) $n_{\text{ф}}$ форточек, каждая размером $2 \times 0,4 \text{ м}$.

Рассчитать реальную концентрацию токсичных веществ в воздухе при проведении малярных работ в помещении и сравнить ее с предельно-допустимой концентрацией (ПДК) и концентрацией при нижнем пределе воспламенения (НПВ). Для ксилола ПДК = $0,05 \text{ г/м}^3$, НПВ = $0,93 \text{ об } \%$.

Определить время проветривания помещения $\tau_{\text{пр}}^{\text{т}}$, необходимое для создания комфортных условий труда.

Рекомендации к решению задачи

1. Вычислить производительность труда маляров:

$$П = \frac{S}{\tau \cdot n}, \text{ м}^2/\text{ч.}$$

2. Определить количество выделившихся паров растворителя

$$C = 0,01 \cdot B \cdot \sigma \cdot n, \text{ г/ч.}$$

3. Рассчитать необходимый объем воздуха при окрасочных работах

$$L_p = 1,3 \frac{C}{\text{ПДК}}, \text{ м}^3/\text{ч.}$$

4. Для расчета необходимого объема воздуха L'_p , подаваемого в помещение в течение 1 ч, величину L_p необходимо умножить на коэффициент ($d = 1,5$ ч):

$$L'_p = L_p \cdot d, \text{ м}^3.$$

5. При естественном проветривании в данных условиях скорость движения воздуха V_B принимаем равной 0,4 м/с, тогда требуемое время проветривания

$$\tau_{\text{пр}} = \frac{L'_p}{n_{\text{ф}} \cdot b \cdot h \cdot V_B}, \text{ ч,}$$

где $n_{\text{ф}}$ – количество форточек; b – ширина форточек, м; h – высота форточек, м.

6. Количество воздуха, поступающего в помещение или удаляемого из него:

$$W = 3 \cdot b \cdot h \cdot V_B \cdot \tau_B, \text{ м}^3.$$

7. Найдем реальную концентрацию токсичных веществ в воздухе помещения

$$q_p = 1,3 \cdot d \cdot \frac{C}{W}, \text{ г/м}^3.$$

8. По результатам расчета дать заключение о времени проветривания помещения.

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	n	$S, \text{ м}^2$	$\tau, \text{ ч}$	$n_{\text{ф}}$
1	3	56	1.5	3
2	2	40	2	1
3	3	35	1	2
4	2	80	2	3
5	3	56	1.5	1
6	2	40	2	2
7	3	35	1	3
8	2	80	1.5	1
9	3	56	2	2
10	2	40	1	3

Тема 2. ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ МЕСТНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Местная производственная вентиляция предназначена для улавливания и удаления вредных веществ непосредственно у источников их образования и для предотвращения их распространения по всему производственному помещению. Приточная местная вентиляция представляется, как правило, в виде воздушных оазисов, тепловых завес и воздушных душей. Вытяжная вентиляция выполняется в виде укрытий или местных отсосов: защитно-пылевые кожухи, вытяжные шкафы, кабины, камеры, вытяжные зонты, панели, бортовые отсосы.

Воздушные завесы - это устройства, препятствующие прохождению холодного воздуха в производственные помещения через двери и ворота. Воздушные завесы используются также для предотвращения перетекания воздуха из отапливаемых цехов (помещений) в неотапливаемые и помещений с вредными выделениями паров, газов и пыли в помещения, где нет этих вредностей. Воздушные завесы называются воздушно-тепловыми, если воздух, подаваемый в помещение, проходит через калориферы и предварительно подогревается.

В зависимости от места расположения завес по отношению к периметру ворот и дверей они подразделяются на нижние, боковые односторонние и боковые двухсторонние (рис. 2.1).

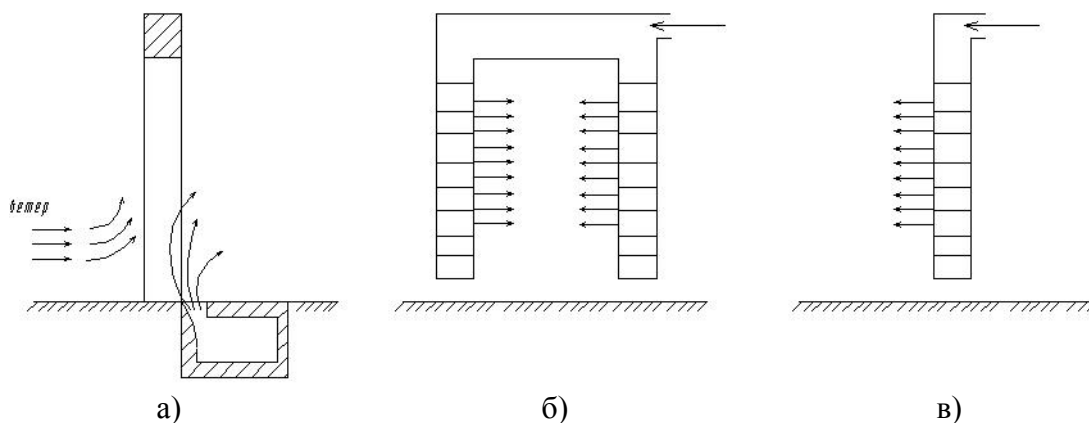


Рис. 2.1. Воздушные и воздушно-тепловые завесы: а - нижние;
б - боковые двухсторонние; в - боковые односторонние

Принцип действия завесы состоит в том, что вентилятор забирает воздух из верхней части помещения и с большой скоростью выпускает его

из щелей (ширина которых $b = 60 - 400$ мм) наружу под определенным углом α к плоскости ворот или дверей (для ворот, защищенных от ветра, принимается $\alpha = 45^\circ$, для ворот, не защищенных от ветра, $\alpha = 30^\circ$).

Расчет воздушной завесы сводится к определению требуемого расхода воздуха, по которому затем рассчитывается сечение воздухопровода и подбирается вентилятор.

В горячих цехах с избытками явного тепла 20 ккал/м³·ч и более для душирования рабочих мест применяются стационарные и передвижные воздушные души. Стационарные воздушные души (душирующие установки, рис. 2.2) состоят из душирующего патрубка и воздухопровода, подсоединенного к вентилятору, калориферам в холодный период года и к камерам орошения в теплый период года, когда требуется увлажнение воздуха. Передвижные воздушные души состоят из вентилятора (малой, средней мощности или мощного), двигателя и различных приспособлений в виде ограждения, подставки и т.д. Устраивают воздушные души с забором наружного воздуха либо с рециркуляцией воздуха помещения.

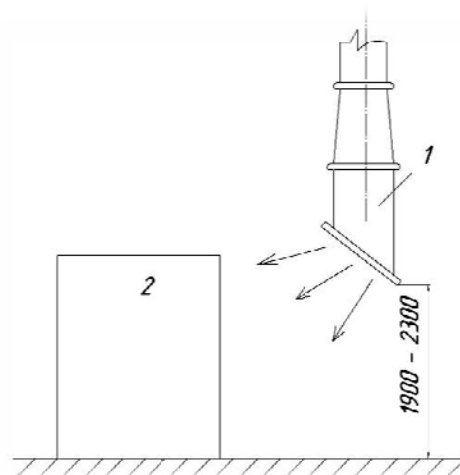


Рис. 2.2. Установка душирующего патрубка: 1 – душирующий патрубок; 2 – нагревательная печь

Воздушное душирование применяется на рабочих площадках плавильщиков, вагранщиков, заливщиков металла, термистов перед фронтом нагревательных печей и т.д., т.е. в местах с большим выделением лучистой энергии, когда интенсивность теплового облучения рабочих составляет $300 - 1800$ ккал/м²·ч. Душирующие установки применяются также на участках, где необходимо поддерживать заданные параметры воздушной среды (по температуре, относительной влажности, скорости, запыленности и загазованности воздуха).

Расчет воздушных душей сводится к определению сечения душирующей насадки или патрубка, высоты его расположения, угла наклона струи, расстояния от приточного насадка до рабочего места, а также количества воздуха, подаваемого на рабочую площадку.

Душирующие патрубки устанавливаются на высоте $1,9 - 2,3$ м от уровня пола и на расстоянии $1,2 - 2,0$ м от рабочего уровня. Ширина рабо-

чей площадки (т.е. диаметр поперечного сечения струи), на которой необходимо поддерживать заданные параметры воздуха, принимается равной $d_p = 0,8 - 1,2$ м.

Задача 2.1. Рассчитать систему местной вытяжной вентиляции испытательного бокса, предназначенной для удаления аэрозолей, выделяющихся в процессе испытания установки. Максимальное количество вредных выделений не превышает $V_{вр}^{max}$, м³/ч.

Доля фракций аэрозолей размером свыше 10 мкм составляет более 50 % по массе. Начальная концентрация вредных выделений $C_H = 50$ мг/м³. Максимальная разовая предельно допустимая концентрация их в атмосфере составляет $C_{пдк} = 10,0$ мг/м³. Температура отходящих газов 120 °С.

Рекомендации к решению задачи

Оптимальная скорость струй воздуха определяется видом выделяющихся вредностей. По табл. 2.1 находим, что оптимальная скорость струй воздуха на входе в местный отсос $V_{нопт} = 1,25$ м/с.

Таблица 2.1

Вид вредности	V , м/с
Тепло, водяной пар	0,3
Бензин, масла технические, другие вредные вещества с $C_{пдк} > 100$ мг/м ³ .	0,5
Вредные вещества с $C_{пдк}$ от 100 до 10 мг/м ³	0,8
Пыли, аэрозоли, дымы, пары, газы, туманы, вещества с $C_{пдк}$ от 10 до 2 мг/м ³	1,25
Вещества при $C_{пдк}$ от 2 до 1 мг/м ³	1,75
Вещества при $C_{пдк} < 1$ мг/м ³	2,0
Особо токсичные и радиоактивные вещества с $C_{пдк} < 0,005$ мг/м ³	3,0

Определим минимальную площадь проходного сечения местного отсоса

$$Fh_{min} = \frac{V_{вр}^{max}}{V_{нопт}}, \text{ м}^2.$$

Из конструктивных соображений площадь сечения необходимо округлить.

Далее определяется объем воздуха, поступающего в местный отсос

$$V_{вр} = Fh_{min} \cdot 1,25, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Производительность вентилятора системы ММВ определяем по формуле

$$L_m = K_T \cdot K_\phi \cdot K_3 \cdot V_{вр},$$

где K_T – коэффициент токсичности; K_ϕ – коэффициент, учитывающий отклонение фактических параметров работы установки от параметров, заложенных в проекте. Обычно $K_\phi = 1,0-1,2$; K_3 – коэффициент запаса, учитывающий износ оборудования ММВ, $K_3 = 1,1-1,15$.

Коэффициент K_T учитывает токсические свойства удаляемых вредных веществ и выбирается в зависимости от предельно допустимой концентрации по табл. 2.2.

Таблица 2.2

$C_{пдк}, \text{мг/м}^3$	> 10	10-5	5-3	3-1	1-0,3	< 0,3
K_T	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25

Принимаем $K_\phi = 1,0$. Значение K_T находим по табл. 2.2 ($K_T=1,2$), а коэффициент запаса K_3 возможного износа вентиляционного оборудования принимаем равным 1,1.

Для улавливания аэрозолей, удаляемым местным отсосом, исходя из физико-химических свойств очищаемого воздуха и улавливаемой пыли выбираем в качестве очистного устройства скруббер Вентури ($\eta = 95\%$ и гидравлическое сопротивление (табл. 2.3).

$$\Delta h_{СК} = 900, \text{Н/м}^2.$$

Концентрация вредных выделений на выбросе в атмосферу $C_{выб} = C_n(1-\eta) = 50(1-0,95) = 2,5 \text{ мг/м}^3$, что значительно ниже максимально разовой предельно допустимой концентрации $C_{пдк} = 10 \text{ мг/м}^3$.

Таблица 2.3

Тип	Вид	Класс пылеуловителя	Область целесообразного применения					Сопротивление, Па
			Эффективность очистки, %, по дисперсности пыли, мкм					
			> 100	40-100	40-10	10-1	< 1	
Скрубберы	ВТИ-ПСР скоростные промыватели СИОТ	3	-	-	70-90	-	-	900-1 100
	Струйные, мокрые: ПВМ	3	-	-	85-65	65-50	-	1 200-1 950
	ПВМК, ПВМС, ПВМБ	2	-	-	85-65	65-50	-	2 000-3 000
	капельные, типа Вентури КМИ	2	-	-	90-99	90-80	-	3 000-4 000

Составляем расчетную схему сети воздуховодов (рис. 2.3) и разбиваем ее на расчетные участки: участок 1 длиной $L_{\Sigma 1}$ м от местного отсоса до вентилятора, участок 2 длиной $L_{\Sigma 2}$, м - от вентилятора до выхлопа в атмосферу. Далее проводим гидравлический расчет сети ММВ.

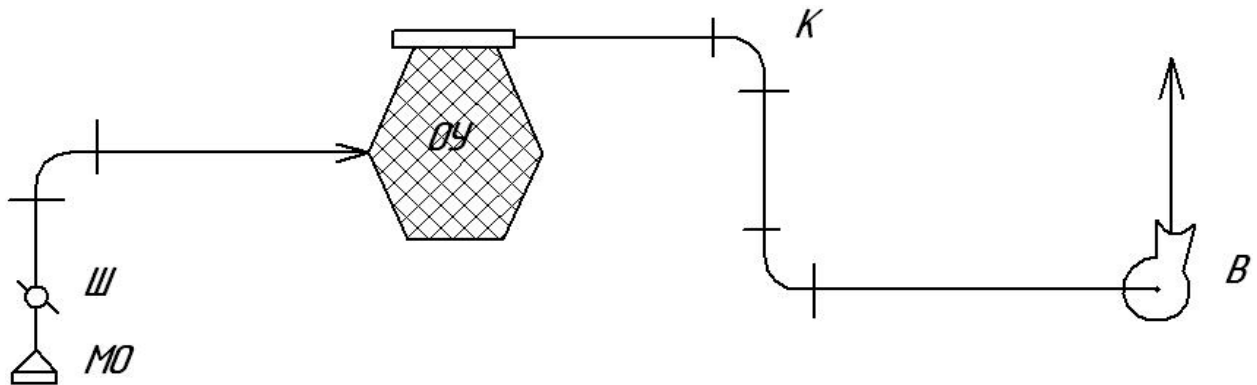


Рис. 2.3. Расчетная схема местной вытяжной вентиляции: МО – местный отсос; ОУ – очистное устройство; Ш – шибер; К – колено; В – вентилятор

Принимая скорость воздуха в сети воздуховодов 15 м/с, определяем диаметр воздуховода. Выбираем ближайший стандартный диаметр и уточняем скорость воздуха

$$d_{\text{тр}} = 180 \text{ мм};$$

$$V = \frac{4L_{\text{м}}}{\pi d_{\text{тр}}^2}, \text{ м/с}.$$

По таблицам справочника [1] находим $\lambda/d_{\text{тр}} = 0,106$ и определяем коэффициенты местных сопротивлений: к.м.с. местного отсоса $\xi_{\text{М}} = 1,3$; шибера $\cdot \xi_{\text{М}} = 1,0$; к.м.с. колена (поворота) $\xi_{\text{М}} = 1,5$; к.м.с. входа в скруббер $\xi_{\text{М}} = 1,5$; к.м.с. выхода из скруббера $\xi_{\text{М}} = 0,2$; к.м.с. входа в вентилятор $\xi_{\text{М}} = 0,2$; к.м.с. выхода из вентилятора $\xi_{\text{М}} = 0,2$; к.м.с. факельного выброса $\xi_{\text{М}} = 0,1$.

По формуле находим гидравлическое сопротивление каждого участка

$$H_{\text{уч}}^1 = H_{\text{тр}} + \sum_{i=1}^n H_{\text{Mi}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_{\text{M}} \right) \frac{V^2}{2} \rho, \text{ Н/м}^2,$$

где λ – коэффициент сопротивления трения прямолинейного участка; l и d – длина и диаметр воздуховода, м; $\xi_{\text{М}}$ - коэффициент местного сопротивления фасонной части воздуховода, определяется по таблицам справочника [1]; V – скорость воздуха в воздуховоде, м/с; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Суммируя сопротивление сетевой магистрали с учетом того, что мы транспортируем запыленный воздух, находим полное сопротивление сети H_{Σ} . По рассчитанным величинам производительности вентилятора L_M и сопротивления сети подбираем вентилятор. Для привода вентилятора выбираем электродвигатель с установочной мощностью.

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	$L_{\Sigma 1}, \text{ м}$	$L_{\Sigma 2}, \text{ м}$	$V_{\text{вр}}^{\text{max}}, \text{ м}^3/\text{ч}$
1	14	10	1 000
2	10	15	5 000
3	20	25	2 000
4	14	15	4 000
5	10	10	1 000
6	20	15	5 000
7	14	25	2 000
8	10	10	4 000
9	20	15	1 000
10	14	25	5 000

Задача 2.2. Определить необходимый воздухообмен для системы общей и местной вентиляции сборочного цеха. Для покрытия поверхностей крупногабаритных металлоизделий ($F_{\text{пов}}, \text{ м}^2$) в сборочном цехе имеется малярная камера. Расход масляного лака на 1 м^2 окрашиваемой поверхности составляет $g = 90 \text{ г}$. Для уменьшения вязкости лака применяется уайт-спирит, расход которого составляет 50 % от расхода лака. Для покрытия малогабаритных изделий изоляционным лаком цех оборудован ванной, заключенной в вытяжной шкаф с рабочим проемом $400 \times 600 \text{ мм}$. Кроме того, в цехе имеется оборудование с общей мощностью электродвигателей $N, \text{ кВт}$. Объем помещения $V, \text{ м}^3$, теплотери помещения при $t_{\text{н}} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ составляют $Q_{\text{т}} = 7,56 \text{ кВт}$ (6500 ккал/ч). Тепло солнечной радиации составляет при температуре наружного воздуха $t_{\text{пр}} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, $Q_{\text{рад}} = 12,8 \text{ кВт}$ (2420 ккал/ч).

Рекомендации к решению задачи

Расход уайт-спирита при окраске изделий

$$G_{\text{вр}} = F_{\text{пов}} \cdot 0,5g, \text{ г/ч.}$$

При условии полного испарения уайт-спирита и с учетом $q_{\text{пдк}} = 300 \text{ мг/м}^3$ необходимый воздухообмен в камере определим по формуле

$$L_{\text{к}} = G_{\text{вр}} / (q_{\text{выт}} - q_{\text{пр}}),$$

где $G_{вр}$ – количество выделяющихся вредностей, мг/с; $q_{пр}$ и $q_{выт}$ – концентрации вредных веществ в приточном и удаляемом воздухе, г/м³ (согласно нормативным документам $q_{выт} \leq q_{пдк}$ и $q_{пр} \leq 0,3q_{пдк}$).

В состав растворителя изоляционного лака входят бензол и толуол. При наличии этих веществ скорость воздуха в проеме вытяжного шкафа принимается в пределах 0,5 - 0,7 м/с (табл. 2.4). Принимаем $V_{п} = 0,7$ м/с.

Объем воздуха, удаляемого через вытяжной шкаф

$$L = F_n \cdot V_n,$$

где F_n – площадь рабочего проема шкафа, через которое засасывается воздух, м²; V_n – скорость воздуха в рабочем проеме вытяжного шкафа, м/с.

Таким образом, местные отсосы должны удалять

$$L_{\Sigma} = L + L_k, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тепловыделения в цех от работающих электродвигателей составляют при $\alpha = 0,2$

$$Q_T = N_{уст} \alpha, \text{ кВт},$$

где α – доля тепловыделений в цех, в долях единицы.

Если тепловыделения меньше теплопотерь, то в холодный период года дефицит тепла Q как разность между теплопотерями помещения Q_T и теплом солнечной радиации $Q_{рад}$ необходимо компенсировать отоплением. В теплый период года суммарное избыточное тепловыделение

$$Q_{изб} = Q_T + Q_{рад}, \text{ кВт}.$$

Для легкой работы и помещений с незначительными теплоизбытками

$$t_{р.з.} = t_n + 3^\circ = 26^\circ \text{C}.$$

Для помещения с тепловыделениями необходимый воздухообмен определяется по избыткам явного тепла $Q_{изб}$:

$$L = Q_{изб} / [c_p (t_{выт} - t_{пр})],$$

где c_p – удельная объемная теплоемкость воздуха, равная 1,2 кДж/м³·°С; $t_{пр}$ и $t_{выт}$ – температуры приточного и удаляемого воздуха, °С.

Дополнительный воздухообмен определяется разностью между необходимым воздухообменом для помещения и для местного отсоса ($L - L_{\Sigma}$) организуется за счет общей вентиляции и может быть осуществлен естественным проветриванием через окна.

$$L_{доп} = L - L_{\Sigma}.$$

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	N , кВт	$F_{\text{пов}}$, м ²	V , м ³
1	15	10	1 200
2	10	15	1 500
3	20	20	2 000
4	25	10	1 000
5	30	15	1 500
6	15	20	1 200
7	10	10	1 500
8	20	15	2 000
9	25	20	1 000
10	30	10	1 500

Таблица 2.4

*Рекомендованные значения скорости всасывания в рабочем отверстии
вытяжного шкафа*

Наименование токсичных выделений	V_n , м/с
Выделение паров воды, закалка в масляных бочках	0,3
Выделение паров бензина, керосина, пайка и закалка с применением соляной кислоты	0,5
Травление соляной кислотой, выделение паров аммиака, метилспирта, бензола, толуола	0,5-0,7
Травление азотной кислотой	0,7-1,0
Пескоструйная очистка, выделение паров синильной и хромовой кислот, окраска пульверизационная	1,0-1,5
Выделение паров свинца, цианистых соединений, ароматических углеводородов	1,5-1,7

Задача 2.3. Рассчитать систему вытяжной вентиляции в механосборочном цехе, где установлены четыре электросварочные кабины. Для удаления газовых потоков и горячей мелкодисперсной пыли, образующихся в процессе сварки, применены панели равномерного всасывания Чернобережского. Расчетная схема системы вентиляции приведена на рис. 2.4. Воздуховоды стальные круглого сечения. Габаритные размеры панели $A \times B$, мм. Скорость воздуха в живом сечении панели при удалении газовых потоков в смеси с горячей пылью равна V , м/с.

Рекомендации к решению задачи

Площадь проходного (живого) сечения панелей рекомендуется брать в 4,4 раза меньше габаритной площади, т.е

$$\frac{A \cdot B}{4,4}, \text{ м}^2.$$

Объем воздуха, удаляемого от одного сварочного поста, $L_i = V$.

Тогда объем вытяжки от четырех сварочных постов составит:

$$L_{\Sigma} = 4 \cdot L_i, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Необходимая производительность вентилятора с учетом потерь и подсоса воздуха в воздуховодах определяется по формуле

$$L_3 = 1,1 \cdot L_{\Sigma}, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

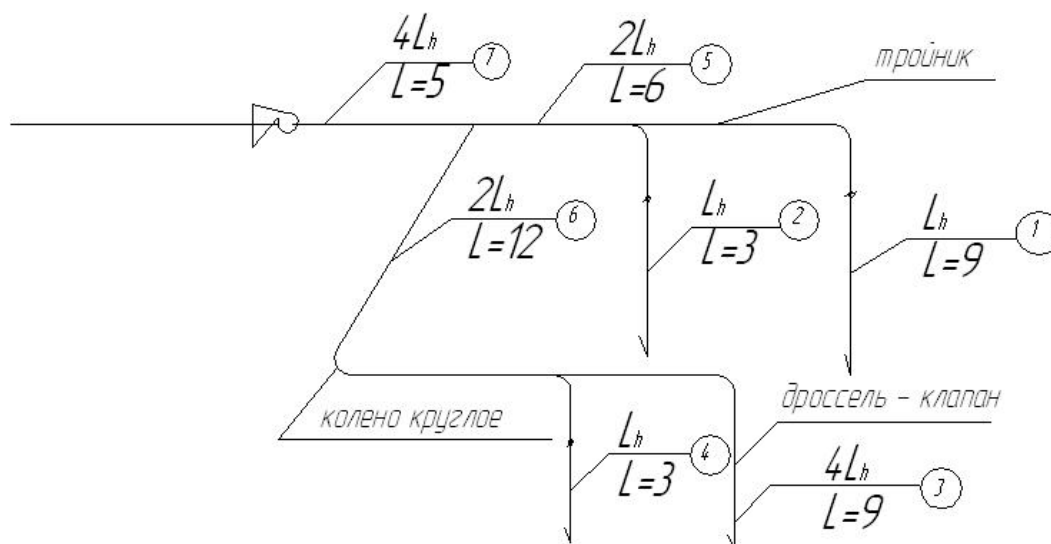


Рис 2.4. Расчетная схема системы вентиляции

При расчете потерь напора на отдельных участках системы вентиляции задаемся поперечным сечением воздуховода, учитывая при этом рекомендованные значения скоростей. Так как система вентиляции состоит из ряда идентичных ветвей, то мы ограничимся расчетом только одного участка.

1-й участок. Принимаем скорость воздуха в воздуховоде $V_1 = 5$ м/с. Тогда площадь сечения воздуховода на участке 1 из уравнения

$$F_1 = \frac{L_1}{V_1}, \text{ м}^2;$$
$$d_1 = 1,13\sqrt{F} \text{ м}.$$

Принимаем стандартное значение диаметра и уточненное значение скорости

$$V_1^1 = \frac{L_1}{F_1^1}, \text{ м/с.}$$

По номограмме или таблицам справочника [1] определяем потери давления на трение на 1-м участке

$$\Delta h_{\text{тр}1}^{\text{уд}} = 0,8, \text{ Н/м}^2;$$

$$\Delta h_{\text{тр}1} = \Delta h_{\text{тр}1}^{\text{уд}} \cdot l_1, \text{ Н/м}^2.$$

Местные сопротивления на 1-м участке: воздухоприемная панель, дроссель-клапан и колено круглое. Коэффициент местного сопротивления панели равномерного всасывания определим по справочнику для неподвижной жалюзийной решетки $\xi_m = 2,2$. Коэффициент местного сопротивления дроссель-клапана, принимая угол открытия $\varphi = 15^\circ$, $\xi_{\text{мд}} = 0,9$.

Принимая, что $r/d = 2$ и поворот потока осуществляется на 90° , определим коэффициент местного сопротивления для круглого колена:

$$\xi_m = 0,31 + 0,16 \left(\frac{d}{r}\right)^{3,5}.$$

Суммарное местное сопротивление складывается из сопротивления колена и дросселя

$$\xi = \xi_m + \xi_{\text{мд}}.$$

Далее определяются суммарные потери давления на 1-м участке

$$\Sigma \Delta h_1 = \Delta h_{\text{тр}} + \frac{V_1^2 \rho}{2}, \text{ Н/м}^2;$$

$$\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Аналогично подсчитываем потери давления на 2, 3, 4-м участках

$$H = \sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{т}pi} \cdot l_i + \sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{м}i}.$$

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	A, мм	B, мм	V, м/с
1	650	800	4
2	650	1 000	3,5
3	650	1 500	4,5
4	650	1 200	4
5	650	1 800	3,5
6	650	800	4,5
7	650	1 000	4
8	650	1 500	3,5
9	650	1 200	4,5
10	650	1 800	4

Задача 2.4. Определить размеры зонта и количество удаляемого воздуха от ванны для хромирования металлоизделий. Вредности, выделяемые при хромировании изделий, улавливаются с помощью зонта, установленного на высоте $h = 0,8$ м, размер ванны $a \cdot b$, мм.

Рекомендации к решению задачи

Над ванной необходимо установить зонт прямоугольного сечения. Размеры вытяжного зонта в плане определим по формулам

$$A = a + 0,8h = 0,8 + 0,8 \cdot 0,8 = 1,44 \text{ м};$$

$$B = b + 0,8h = 0,6 + 0,8 \cdot 0,8 = 1,24 \text{ м}.$$

В процессе хромирования металла выделяются хромовой ангидрид и пары серной кислоты. В этом случае в приемном сечении зонта, открытого с четырех сторон, принимается скорость воздуха $V=1,15$ м/с. Отсюда количество удаляемого воздуха

$$L = F_3 V, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	A, мм	B, мм
1	600	800
2	500	500
3	1 000	1 800
4	800	2 000
5	500	1 500
6	600	1 800
7	500	2 000
8	1 000	1 500
9	800	1 800
10	500	2 000

Задача 2.5. Определить среднюю скорость и расход воздуха через зонт, если он установлен на расстоянии $h=0,5$ м над плитой, нагретой до t , °С и имеющей размеры $a \cdot b$, мм. Температура окружающего воздуха $t_{\text{окр}}$, °С.

Рекомендации к решению задачи

Размеры вытяжного зонта определяем по формулам:

$$A = a + 0,8h, \text{ м}, B = b + 0,8h \text{ м}.$$

Так как $h\sqrt{1,5\sqrt{F}}$, то для определения расхода воздуха используем уравнение

$$L = 2340 \sqrt[3]{Q \cdot F^2 \cdot h},$$

где Q – количество конвекционного тепла, ккал/с; F – горизонтальная проекция источника, м².

Для определения Q находим коэффициент теплоотдачи от плиты к воздуху

$$\alpha_T = 3,26^4 \sqrt{t_{\text{пл}} - t_{\text{окр}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}.$$

Количество тепла, отдаваемого плитой путем конвекции,

$$Q = \alpha_T \cdot F(t_{\text{пл}} - t_{\text{окр}}), \text{ Вт}.$$

Находим расход воздуха в струе L .

Считая сечение струи равным площади сечения зонта, вычисляем скорость газа на входе в зонт $V_3 = L/F_3$, м/с.

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	a , мм	b , мм	t , °С	$t_{\text{окр}}$, °С
1	600	500	100	20
2	500	500	120	23
3	1 000	1 800	150	25
4	800	2 000	100	27
5	500	1 500	120	20
6	600	1 800	150	23
7	500	2 000	100	25
8	1 000	1 500	120	27
9	800	1 800	150	20
10	500	2 000	100	23

Задача 2.6. Определить количество воздуха, удаляемого двухбортовым отсосом со сдувом от ванны шириной b м и длиной 1 м для химического обезжиривания. Температура раствора в ванне $t_{\text{ж}}$, °С, температура воздуха в помещении 18 °С.

Рекомендации к решению задачи

В процессе обезжиривания выделяются пары воды и щелочей. С целью предотвращения их распространения необходимое количество воздуха, удаляемого в случае применения бортового отсоса со сдувом, определяется по формуле:

$$L = 1800k_T \cdot b^2 \cdot l, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где k_i - коэффициент, зависящий от температуры жидкости. При $t_{ж} = 95-70$ °C значения $k_1 = 1$, при $t_{ж} = 60$ °C $k_i = 0,85$, при $t_{ж} = 40$ °C $k_i = 0,75$ и при $t_{ж} = 20$ °C $k_i = 0,5$; b – ширина ванны, м; l – длина ванны, м.

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	b , м	l , м	$t_{ж}$, °C
1	1	1.5	60
2	2	4	40
3	1.5	3	20
4	1	2	75
5	2	4	90
6	1.5	5	60
7	1	1.5	40
8	2	1.5	20
9	1.5	4	75
10	1	3	90

Задача 2.7. Определить количество воздуха, удаляемого однобортовым отсосом от свободно стоящей ванны для цианистого цинкования шириной b , м, и длиной l м. Температура раствора для цианистого цинкования находится в пределах 18-20 °C, т.е. ванна относится к числу холодных.

Рекомендации к решению задачи

В этом случае для определения количества вентиляционного воздуха пользуемся формулой:

$$L = k_0 k_1 k_2 V_{bb} l \cdot b \sqrt{\varphi_b}, \text{ м}^3/\text{с}$$

где k_0 - коэффициент, зависящий от типа отсоса. Для однобортового $k_0 = 1,0$, для двухбортового $k_0 = 1,5$; k_1 - коэффициент запаса. Обычно $k_1 = 1,5-1,75$; k_2 - коэффициент запаса на подсос воздуха с торцов ванны: для одностороннего $k_1 = (1 + b/4l)^2$ и для двухстороннего $k_2 = (1 + b/8l)^2$;

V_{bb} – скорость распространения вредных выделений над поверхностью ванны, м/с. Обычно V_{bb} принимается в пределах 0,2 - 0,3 м/с; φ_b – угол, образованный границами всасывающего факела. Если отсос расположен вдоль стены, $\varphi_b = \pi/2$, а для свободно стоящих ванн $\varphi_b = 3/2\pi$.

Если над бортовым отсосом поставить высокий экран или сделать перегородку, то распространение всасывающего факела уменьшается .

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	b , м	l , м	$t_{ж}$, °С
1	0,6	1	20
2	2	4	20
3	1,5	3	20
4	1	2	20
5	2	4	20
6	1,5	5	20
7	1	1,5	20
8	2	1,5	20
9	1,5	4	20
10	1	3	20

Задача 2.8. Рассчитать воздушную завесу с боковой двусторонней подачей воздуха. Ворота не защищены от ветра, размер ворот $a \cdot b$, м², температура наружного воздуха $t_n = -18^\circ$. Скорость ветра (движение воздуха в проеме дверей) V , м/с.

Рекомендации к решению задачи

Общий расход воздуха, проходящего через открытые ворота или двери, при действии воздушной завесы равен суммарному количеству воздуха, подаваемого завесой δ , и воздуха, прорывающегося снаружи в помещение G_n , т.е. $G_{пр} = G_з + G_n$ кг/с.

Количество воздуха, подаваемого завесой $G_з$, обычно составляет 0,6 - 1,0 $G_{пр}$. Отношение $G_з/G_{пр}$ обозначается через g и принимается в пределах 0,6 - 1,0.

Количество воздуха (G_n , кг/с), прорывающегося снаружи через ворота или двери в помещение при $\gamma_{-18^\circ} = 1,39$, определяется по формуле:

$$G_n = \gamma_n FV,$$

где γ_n – удельный вес наружного воздуха, кг/м³; F – площадь сечения ворот (дверей), м²; V - скорость движения воздуха в проеме ворот (дверей), м/с.

Для ворот, не защищенных от ветра, воздух из щелей воздухораспределителя выходит под углом $\alpha = 30^\circ$ к плоскости ворот.

Задаемся значением $g = 0,8$ и получаем отношение $G_3/ G_{\text{пр}} = 0,8$. Так как $G_{\text{пр}} = G_3 + G_{\text{н}}$, то отношение примет вид

$$\frac{G_{\text{н}}}{G_3 + G_{\text{н}}} = 0,8,$$

откуда $G_3 = 4 G_{\text{н}}$, кг/с.

Общий расход воздуха через ворота при действии завесы равняется

$$G_{\text{пр}} = G_3 + G_{\text{н}}, \text{ кг/с.}$$

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	a , м	b , м	V , м/с
1	3	4	2
2	4	4	3
3	5	6	4
4	4	5	2
5	3	4	3
6	4	4	4
7	5	6	2
8	4	5	3
9	3	4	4
10	4	4	2

Задача 2.9. Рассчитать количество воздуха, выходящего из щели воздушного душа размером $B \cdot l$, м, и расход воздуха на расстоянии $x=2$ м от насадки. Скорость выхода воздуха из насадки V , м/с.

Рекомендации к решению задачи

Расход воздуха, выходящего из щели:

$$L = 3600 F V, \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Расход воздуха на расстоянии X

$$L_x = 1,2L \sqrt{\frac{\alpha x}{B_0} + 0,41}, \text{ м}^3/\text{ч.}$$

где α - безразмерный коэффициент турбулентности струи, характеризующий интенсивность перемешивания воздуха ($\alpha=0,11$ для щелевых плоских насадок); x - расстояние от приточной душирующей насадки до рабочего места, м; B_0 - половина ширины прямоугольного (щелевидного) отверстия насадки, м.

Количество окружающего воздуха, подмешанного к струе на расстоянии X от приточной щели, равно

$$L_x - L, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	$B, \text{ м}$	$l, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$
1	0,2	2	9
2	0,1	1,5	5
3	0,3	3	10
4	0,2	1	8
5	0,1	2	9
6	0,3	1,5	5
7	0,2	3	10
8	0,1	1	8
9	0,3	2	9
10	0,2	1,5	5

Тема 3. ОЧИСТКА ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ И СТРУЖКИ

Производственная пыль является одним из наиболее распространенных неблагоприятных факторов профессиональной вредности.

Вся промышленность строительных материалов связана с процессами дробления, помола, смешения и транспортировки (цемент, кирпич, шамот и др.). В машиностроении пыль имеет место в литейных цехах при изготовлении формовочной земли при выбивке, обдирке, обдувке форм и очистке литья, в механических цехах — главным образом при шлифовке и полировке изделий.

Производственной пылью называют взвешенные в воздухе, медленно оседающие твердые частицы размерами от нескольких десятков до долей микрометров. Различают видимую пыль размером более 10 мкм, микроскопическую — размером от 0,25 до 10 мкм и ультрамикроскопическую — менее 0,25 мкм. Пыль представляет собой аэрозоль, т.е. дисперсную систему, в которой дисперсной фазой являются твердые частицы, а дисперсионной средой — воздух.

Дисперсность аэрозолей определяет скорость оседания частиц во внешней среде. Мельчайшие частицы размером 0,01 – 0,1 мкм могут находиться в воздухе длительное время в состоянии броуновского движения.

Скорость оседания крупных частиц определяется законом Ньютона (с ускорением силы тяжести), мелких — от 0,1 до 100 мкм законом Стокса (с ускорением свободного падения).

В производственных условиях количество нетоксической пыли в воздухе допускается 10 мг/м³, а силикатсодержащей пыли — 1-10 мг/м³ в зависимости от процентного содержания в ней свободного диоксида кремния (нормирование такой пыли осуществляется с учетом ее фиброгенного действия ГН 2.2.5.1313-03).

Задача 3.1. Для удаления стружки и пыли от металлорежущих станков применяются стружкопылеотсасывающие агрегаты. Они выполняются по двухступенчатой схеме: циклон — отделитель и матерчатый фильтр. Произвести расчет индивидуального стружкопылеотсасывающего агрегата ВЦНИИОТ-900 для двух токарных станков, на которых обрабатываются изделия из стеклопластиков.

Режимы резания: глубина резания a , см; подача v , см/об; скорость вращения изделия n , об/мин. Коэффициент одновременности работы станков ϕ . Плотность стеклопластиков $\gamma = 1,6$ г/см³. Предельно допустимая

концентрация $C_{\text{пдк}}$ для стеклопластика равна 4 мг/м^3 . Насыпная масса стружки $\gamma_n = 500 \text{ кг/м}^3$.

Рекомендации к решению задачи

1. Количество отходов, образующихся при работе одного станка:

$$q_i = 60 \cdot a \cdot a \cdot n \cdot \gamma.$$

2. При работе нескольких станков количество образующихся отходов

$$Q = \varphi \sum_{i=1}^n q_i, \text{ Г/ч.}$$

Коэффициент одновременности работы обычно составляет $0,5 - 0,7$.

С увеличением количества станков значение этого коэффициента снижается.

3. Примем по табл. 3.1 скорость витания стружки равной 15 м/с , тогда скорость транспортирования отходов в трубопроводах отсасывающей системы $V_{\text{тр}} = 2,5 \cdot V_{\text{вит}}, \text{ М/с}$.

Таблица 3.1

Скорость витания наиболее характерной стружки, образующейся при точении материалов на станках среднего размера

Обрабатываемый материал	Форма элементной стружки	Удельная плотность, г/см^3	Насыпная масса, кг/м^3	Скорость витания, м/с
Чугун СЧ-32	Пластинчатая	7,0	1 480	14,0
Латунь ЛС 59-1	Призматическая длинная	8,50	1 600	8,8
Латунь ЛС 59-1	Призматическая короткая	8,50	1 600	10
Медь	Пластинчатая	8,92	1 650	11,5
Алюминиевый сплав	Полукольцевая	2,6	900	8,5
Графит	Крупинки	2,4	800	5,5
Стеклопластик	Хлопья	1,6	500	15,0

4. Объем отсасывающего воздуха

$$L = 3600 \cdot V_{\text{тр}} \cdot F_{\text{тр}}, \text{ М}^3/\text{ч},$$

где $F_{\text{тр}}$ - площадь поперечного сечения трубопровода, м^2 .

5. Концентрация стружки и пыли в воздухе, поступающем на очистку в циклон агрегата:

$$C_{ц} = \frac{10^3 \cdot Q}{L}, \text{ мг/м}^3.$$

6. Концентрация пыли в воздухе, поступающем на очистку в фильтр:

$$C_{ф} = C_{ц}(1 - \eta_{ц}), \text{ мг/м}^3,$$

где $\eta_{ц} = 0,8-0,95$ – коэффициент улавливания отходов в циклоне.

7. Количество отходов, улавливаемых циклоном:

$$Q_{ф} = Q \cdot \eta_{ц}, \text{ Г/ч.}$$

8. Количество пыли, поступающей на фильтр:

$$Q_{ф} = Q(1 - \eta_{ц}), \text{ Г/ч.}$$

9. Площадь фильтрующей поверхности

$$F_{ф} = \frac{Q_{ф} \cdot t}{A}, \text{ м}^2,$$

где t – интервал времени между циклами очистки фильтра. Обычно $t = 2-3$ ч;
 A – допустимая пылеемкость ткани, принимается по табл. 3.2.

Таблица 3.2

Рекомендуемые воздушные нагрузки и пылеемкость
 для фильтровальных тканей

Ткань (артикул)	Допустимая воздушная нагрузка, м ³ /(м ² ·ч)	Допустимая пылеемкость ткани фильтра г/м ²
Сукно (арт.20)	250-300	200
Байка ЧШ (арт.21)	200-250	200
Нитрон (арт.1609)	250-300	200
Ткань ЦМ (арт.83)	250-300	200
Лавсан с начесом №5386а	300-400	200
Хлорин №5231	250-300	200

10. Проверяем площадь фильтрации по допустимой воздушной нагрузке

$$F'_{ф} = \frac{L}{l_{доп}}, \text{ м}^2,$$

где $l_{доп}$ – допустимая воздушная нагрузка для фильтроткани, принимается по табл. 3.2. Для ткани лавсан с начесом № 5386 в $l_{доп} = 400$ м³/(м²·ч). Для нормальной работы устройства необходимо соблюдать условие $F_{ф} \geq F'_{ф}$.

11. Примем эффективность очистки фильтра $\eta_{ф} = 0,999$.

Тогда количество пыли, пропущенной агрегатом:

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\phi}(1 - \eta_{\phi}), \text{ Г/ч.}$$

Остаточное пылесодержание в воздухе, выбрасываемом агрегатом, в помещении $C_{\text{ост}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{L}, \text{ Г/м}^3$; оно не должно превышать допустимого значения ($C_{\text{ост}} < C_{\text{пдк}}$).

12. Общая эффективность улавливания отходов агрегатом

$$\eta_a = 1 - (1 - \eta_{\text{ц}})(1 - \eta_{\phi}), \%$$

13. Емкость бункера для отходов

$$V = \frac{Q \cdot C_{\text{см}} \cdot \psi}{f \cdot \gamma_{\text{н}}}, \text{ м}^3,$$

где $t_{\text{см}}$ - продолжительность рабочей смены, ч; f - количество опорожнений бункера от отходов за смену; $\gamma_{\text{н}}$ - насыпная плотность отходов обработки; $\psi - 1,2 - 1,3$ - коэффициент запаса емкости.

14. Подсчитываем необходимое разрежение вентилятора. Потери давления в агрегате складываются из потерь в циклоне $P_{\text{ц}}$, матерчатом фильтре $P_{\text{ф}}$, глушителе $P_{\text{гл}}$ и т.д. Принимаем $P_{\text{ц}} = 400 \text{ Н/м}^2$, $P_{\text{ф}} = 500 \text{ Н/м}^2$, $P_{\text{гл}} = 100 \text{ Н/м}^2$. Тогда

$$P_{\text{огр}} = P_{\text{ц}} + P_{\text{ф}} + P_{\text{гл}} = 400 + 500 + 100 = 1000 \text{ Н/м}^2.$$

Для подсчета потерь в гибком металлическом рукаве определим число Рейнольдса для потока воздуха

$$Re = V_{\text{тр}} \cdot d / \nu.$$

По справочнику находим, что для гладких резиновых рукавов данному числу Рейнольдса соответствует коэффициент трения $\lambda = 0,0225$. Для гибкого металлорукава принимаем $\lambda' = 1,5 \cdot \lambda = 0,0225 \cdot 1,5 = 0,034$. Потери в местном отсосе берутся на основании справочных данных. Потери давления в гибком шланге

$$P_{\text{г.шл.}} = V_{\text{тр}}^2 \lambda \frac{l}{d} \gamma \frac{1}{2g}, \text{ Н/м}^2,$$

где λ - коэффициент гидравлического сопротивления шлангов, $\lambda' = 1,5\lambda$ l - длина шланга, м; d - диаметр шланга, м.

Ввиду сравнительно небольшой протяженности сети индивидуальных стружкопылеотсасывающих агрегатов их аэродинамический расчет выполняется только для чистого воздуха без учета дополнительных потерь за счет транспортирования отходов обработки. Принимаем в местном отсосе - отходоприемнике потери $P_{\text{мо}} = 450 \text{ Н/м}^2$. Тогда общие потери

$P_{об} = P_{агр} + P_{г.шл} + P_{мо}, Н/м^2$. Таким образом, исходными данными для выбора вентилятора будут параметры L и $P_{об}$. Для выбранного вентилятора определяется КПД и необходимая мощность электродвигателя

$$N = \frac{L \cdot P \cdot K}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2}, \text{ кВт},$$

где η_1 – КПД передачи от двигателя к вентилятору; η_2 - КПД вентилятора; K – коэффициент запаса ($K=1,3$); P – общие потери давления в агрегате, гибком шланге и местном отсосе, $Н/м^2$.

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	φ	a , см	b , см/об	n , об/мин
1	0,7	0,1	0,05	1 300
2	0,8	0,1	0,05	1 500
3	0,9	0,2	0,1	1 500
4	0,7	0,2	0,1	1 300
5	0,8	0,1	0,05	1 300
6	0,9	0,1	0,05	1 500
7	0,7	0,2	0,1	1 500
8	0,8	0,2	0,1	1 300
9	0,9	0,1	0,05	1 300
10	0,7	0,1	0,05	1 500

Задача 3.2. Рассчитать рукавной фильтр для очистки воздуха. Определить очистку воздуха рукавным фильтром, если объем воздуха равен Q . Подобрать марку рукавного фильтра, определить число фильтров и их фильтрующую поверхность.

Рекомендации к решению задачи

1. Найдем необходимую величину фильтрующей поверхности $S_{необ}$.

$$S_{необ} = \frac{Q}{q},$$

где Q – объем очищаемого воздуха;

q – удельная воздушная нагрузка.

2. Фильтры разделяют на масляные воздушные, волокнистые воздушные, губчатые воздушные. По табл. 3.3 определим общую и рабочую фильтрующую поверхность, а по ним найдем необходимое число фильтров n :

$$n = \frac{S_{общ}}{S_{раб}}$$

Таблица 3.3

Технические показатели рукавных фильтров

Фильтр	Поверхность фильтрации, м ²		Число элементов			Диаметр рукава, мм	Длина рукава, мм	Масса фильтра, кг
	общая	рабочая	секций	рукавов в секциях	рукавов в фильтре			
ФВК-30	30	15	2	18	36	135	2 060	1 053
ФВК-60	60	45	4	18	72	135	2 060	1 682
ФВК-90	90	75	6	18	108	135	2 060	2 300
ФРМ1-6	126	105	6	10	60	135	2 060	5 776
ФРМ1-8	168	147	8	10	80	135	2 060	7 147
ФРМ1-9	210	189	10	10	100	135	2 060	8 633
ФВВ-45	45	30	3	18	54	135	2 090	1 735
ФВВ-60	60	45	4	18	72	135	2 090	2 135
ФВВ-90	90	75	6	18	108	135	2 090	2 935
ФТНС-4	12	12	1	4	4	385	2 500	4 9500
ФТНС-8	24	24	2	4	8	385	2 500	990
ФТНС-12	36	36	3	4	12	385	2 500	1 485

3. Найдем общую фильтрующую поверхность S_{ϕ} при n количестве фильтров.

$$S_{\phi} = n \cdot S_{\text{необх.}}$$

4. Найдем рабочую поверхность фильтров $S_{\text{раб}}$ при полученном n

$$S_{\text{раб}} = \frac{S_{\phi}}{S_{\text{общ}}}$$

5. Определим фактическую воздушную нагрузку

$$q_{\phi} = \frac{Q}{S_{\text{раб}}}$$

Сравнить рабочую и фактическую фильтрующие поверхности.

Варианты для самостоятельной работы

Номер варианта	Удельная воздушная нагрузка на ткань, м ³ /м ² ·ч	Объем очищаемого воздуха Q м ³ /ч	Рукавный фильтр
1	10	10 000	ФВК – 30
2	15	15 000	ФВК – 60
3	20	20 000	ФВК – 90
4	25	25 000	ФРМ 1 – 6
5	30	30 000	ФРМ 1 – 8
6	35	35 000	ФРМ 1 – 9
7	40	40 000	ФВВ – 45
8	45	45 000	ВФФ – 60
9	50	50 000	ФВВ – 90
10	55	55 000	ФТНС - 4

Задача 3.3. Рассчитать сажевый фильтр (сажеуловитель) для дизельного двигателя мощностью $N = 200$ л.с. с массовым расходом отработанных газов (ОГ), $m = 1000$ кг/ч при массовой концентрации частиц сажи $C = 0,1 \dots 1,0$ г/м³. Фрикционный состав частиц сажи различных размеров в ОГ следующий:

d_u , мкм	0,3 ... 0,5	0,5 ... 1,0	1,0 ... 2,0	2,0 ... 10,0
Массовая доля, %	< 48	16 ... 48	< 2	< 2

Объемная доля, r_i , %, ОГ: Н₂О (пары) – до 4; СО₂ – 1,0...10,0; N₂ – 76...78; O₂ – 2...18.

Молекулярная масса, M_i , кг/кмоль: Н₂О (пары) – 18; СО₂ – 44; N₂ – 28; O₂ – 32.

Температура газов $T = 20 \dots 500$ °С, требуемая эффективность улавливания частиц сажи $\eta \geq 0,9$.

В процессе работы фильтр периодически через $\tau \geq 60$ мин подвергается термической регенерации с кратковременным повышением температуры газов до $T_{\max} = 800$ °С. Предельно допустимый перепад давления на фильтре $\Delta P_{\max} = 6,0$ кПа при температуре отработавших газов $T = 450$ °С. Предельные размеры фильтра $D \times L = 300 \times 800$ мм.

Рекомендации к решению задачи

1. Определение параметров отработавших газов для смеси осредненного состава (объемные доли, %): Н₂О (пары) – 3; СО₂ – 8; O₂ – 12; N₂ – 77 (остальными компонентами в расчете пренебрегаем).

1.1. Молекулярная масса смеси

$$M_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n M_i r_i,$$

где M_i и r_i – молекулярная масса и объемная доля i -го компонента смеси.

1.2. Массовые доли компонентов

$$g_i = r_i M_i / M_{\text{см}}.$$

1.3. Газовая постоянная смеси

$$R_{\text{см}} = R \sum_{i=1}^n \left(\frac{g_i}{M_i} \right) \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К}),$$

где R – универсальная газовая постоянная, равная 8315 Дж/кмоль·К.

1.4. Плотность смеси при температуре $T = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ (723 К) и атмосферном давлении $P = 774 \text{ мм рт.ст.}$ (103 кПа)

$$\rho_{\text{см}} = \frac{P}{R_{\text{см}} \cdot T}, \text{ кг/м}^3.$$

1.5. Коэффициент динамической вязкости

$$\mu_{\text{см}} = 1 / \sum_{i=1}^n \left(\frac{g_i}{\mu_i} \right), \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

В связи с тем что вязкость компонентов газовой смеси зависит от их температуры, в последнее соотношение подставляем значения, найденные по формуле Сатерленда для температуры смеси $T = 450 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\mu_i = \mu_{0i} \left(\frac{T}{273} \right)^{1,5} \frac{273 + C}{T + C},$$

где μ_0 и C – константы, определяемые по табл. 3.4.

Таблица 3.4

Константы в формуле Сатерленда

Газ	$\mu_0 \cdot 10^5, \text{ Па} \cdot \text{с}$	$C, \text{ К}$
N ₂	1,66	107
O ₂	1,92	126
CO ₂	1,37	238
H ₂ O пары	0,81	1100

2. Определение объемного расхода ОГ

$$q_{\text{см}} = \frac{m}{\rho_{\text{см}}}, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Выбираем материал фильтровальной перегородки. В процессе эксплуатации сажевый фильтр подвергается вибрациям с уровнем виброскорости $L_U = 104 \text{ дБ}$, а также термическим напряжениям, возникающим при изменении режимов работы двигателя и при термической регенерации фильтра. При таких жестких условиях эксплуатации наибольшей надежностью обладают сажевые фильтры с фильтровальными элементами из проволочных тканых сеток. Окалиностойкость и жаростойкость фильтровальной перегородки в газовом потоке с рабочей температурой до $T_p = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ и ее кратковременными повышениями до $T_{\text{л}} = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ могут быть обеспечены проволочными сетками из коррозионно-стойкой хромоникелевой стали аустенитного класса ОЗХ18Н9Т с рабочей температурой $T_p < 650 \text{ }^\circ\text{C}$ и температурой интенсивного окисления на воздухе $T_{\text{ок}} = 850 \text{ }^\circ\text{C}$.

В связи с тем что основную массу (до 90 %) сажи в ОГ составляют частицы размерами $d_{\text{ч}} < 1,0$ мкм, выбираем два варианта изготовления сажевого фильтра из наиболее мелких фильтрованных сеток: полотняного переплетения П300 (размер ячейки $d_{\text{я}} = 36$ мкм) и саржевого одностороннего переплетения 0685 ($d_{\text{я}} = 20$ мкм), выпускаемых промышленностью.

Согласно экспериментальным данным при скорости фильтрования $w_{\text{ф}} = 0,05$ м/с и задымленности отработавших газов $C \approx 0,5$ г/м³ эффективность улавливания сажи η_1 сетками П300 и С685 достигает 0,55 и 0,70 соответственно.

4. Определение площади фильтрации сажевого фильтра

$$S_{\text{ф}} = \frac{q_{\text{см}}}{3600 \cdot w_{\text{ф}}}, \text{ м}^2.$$

5. Определение числа слоев сетки n в фильтрованной перегородке, при котором обеспечивается заданная эффективность улавливания сажи,

$$n = \frac{\lg(1 - \eta_{\text{ф}})}{\lg(1 - \eta_1)}.$$

6. Определение начального перепада давления на фильтровальной перегородке. Режим фильтрования определяется числом Рейнольдса в порах

$$Re = \frac{w_{\text{ф}} d_{\text{я}} \rho_{\text{см}}}{\Pi \mu_{\text{см}}},$$

где Π – пористость сеток.

При $Re < 1$ наблюдается ламинарный режим фильтрования, и перепад давления на фильтровальной перегородке определяется формулой

$$\Delta P = \frac{w_{\text{ф}} \mu h_{\text{с}} n}{K_{\Pi}}, \text{ Па},$$

где $h_{\text{с}}$ - толщина сетки; K_{Π} – коэффициент проницаемости.

ΔP_0 определяется для фильтрованной перегородки из двух слоев сетки С685 и для фильтровальной перегородки из трех слоев сетки П300.

7. Проверка фильтра на ресурс. При задымленности отработавших газов $C = 0,5$ г/м³ зависимость перепада давления на сетке П300 от времени работы фильтра τ определяется формулой

$$\Delta P \tau = \Delta P_0 \times \exp(0,0233\tau).$$

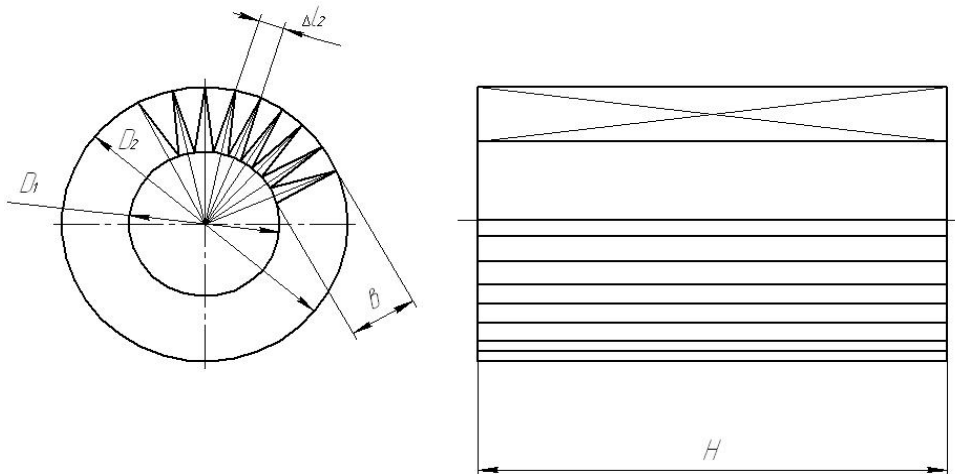
Из этого соотношения определяем ресурс работы фильтра

$$\tau = 42,9 \frac{\ln(\Delta P \tau)}{\ln(\Delta P_0)}, \text{ мин.}$$

Ресурс работы фильтра должен удовлетворять условию $\tau \geq 60$ мин.

8. Выбор конструктивного исполнения фильтра. Для повышения эффективности использования объема фильтра выбираем фильтровальный элемент в виде гофрированного цилиндра (см. рисунок). При высоте гофр $b = 80$ мм и высоте цилиндра $H = 800$ мм число гофр n_r определяется

$$n_r = S_{\phi} / (b \cdot H), \text{ шт.}$$



Конструкция фильтровального элемента из проволочных сеток

Проверяем расстояние между вершинами гофр по внутреннему D_1 и наружному D_2 диаметрам цилиндра, мм:

$$\Delta l = 2\pi D_1 / n_r;$$

$$\Delta l_1 = 2\pi D_1 / n_r;$$

$$\Delta l_2 = 2\pi D_2 / n_r.$$

Варианты для самостоятельной работы

Марка сетки	Пористость, П	Толщина сетки h_c , м	Кп, м ²
П300	0,6	$0,016 \cdot 10^{-3}$	$40 \cdot 10^{-12}$
С685	0,41	$0,13 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-12}$

Варианты с четным номером проводят расчет для сетки марки П300, варианты с нечетным номером проводят расчет для сетки марки С685.

Тема 4. ЗАЩИТА ОТ ВИБРАЦИИ

Воздействие вибраций на окружающую среду происходит вследствие передачи вибраций от источников опорным конструкциям (полам, опорным плитам, фундаментам) и далее непосредственно по грунту фундаментам рядом расположенных жилых и административных зданий. Основные источники вибраций для жилой застройки и общественных зданий – кузнечно-прессовое оборудование, насосные и компрессорные станции, транспортные магистрали (особенно метрополитен).

Виброизоляция - один из наиболее распространенных методов защиты от вибраций - реализуется путем введения дополнительной упругой связи (виброизоляторов) между источниками вибрации и защищаемым объектом.

Установка машин и агрегатов на виброизолирующие опоры приводит к ослаблению передачи вибраций от этих машин основанию (фундаменту), что, в свою очередь, обуславливает снижение уровня вибраций рабочих мест, регламентируемых нормами.

При устройстве виброизоляции стационарного технологического оборудования с целью улучшения условий труда в качестве виброизоляторов практически всегда используют пружины или резиновые прокладки. При низкочастотных вибрациях, а также неблагоприятных условиях эксплуатации (наличие высоких температур, масел, паров, кислот, щелочей, конструктивных ограничений по высоте виброизоляторов) рекомендуется использование пружин, при высокочастотной вибрации и нормальных условиях эксплуатации - резиновых прокладок. При этом следует иметь в виду, что пружины дольше сохраняют упругие свойства во времени. Однако в ряде случаев, и в частности у компрессоров, в спектре вибраций имеются значительные по величине составляющие как в низко-, так и в высокочастотном диапазоне частот. Это делает необходимым использование комбинированной виброизоляции. Последняя может быть выполнена по схеме с кустовым расположением пружин и резиновых элементов (рис. 4.1, а) и по схеме с отдельным расположением пружин и резиновых элементов (рис. 4.1, б).

В системах виброизоляции рабочих мест операторов вибростендов на участках проведения вибрационных испытаний машин и оборудования, учитывая наличие интенсивных составляющих в низкочастотной части спектра вибраций, обычно используют пружинные виброизоляторы. Расположение виброизоляторов зависит от направления действия возмущающих сил. Принципиальные схемы расположения виброизоляторов открытых площадок, на которых располагаются операторы, представлены на рис. 4.2. Виброизоляция рабочих мест может применяться при гармонических и негармонических колебаниях основания.

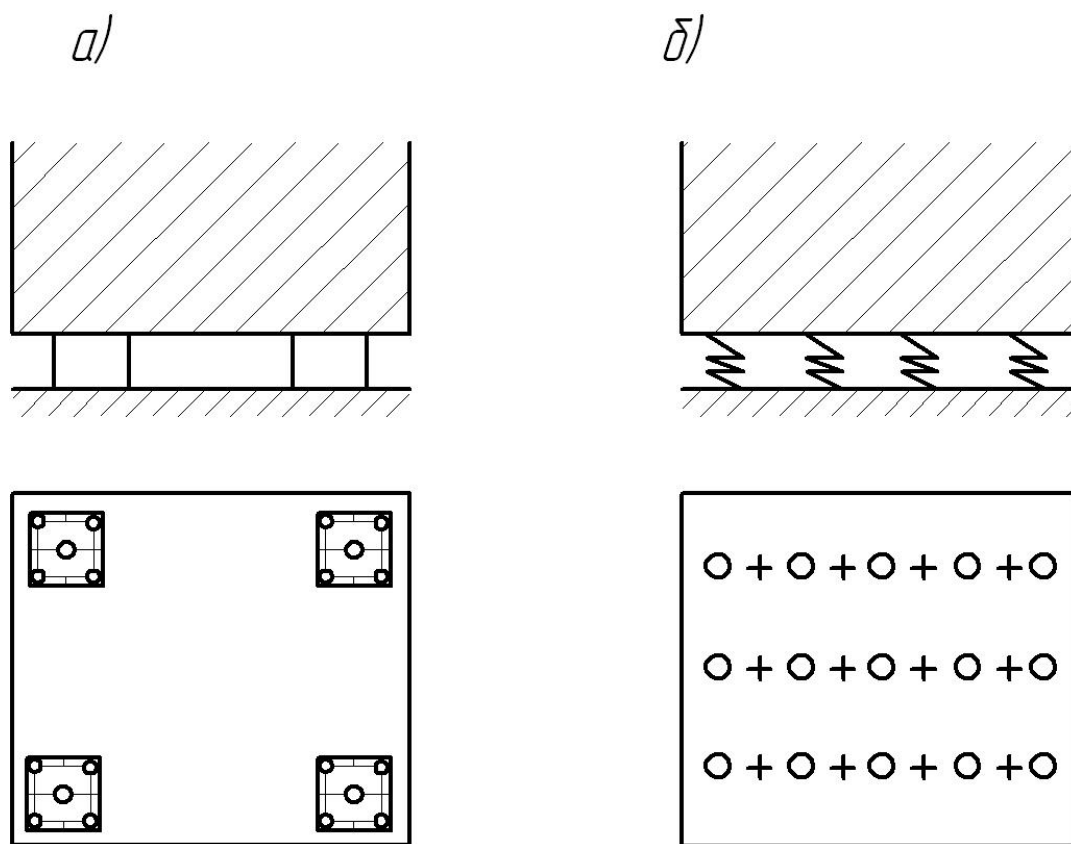


Рис. 4.1. Схемы комбинированных виброизоляторов: а - кустовое расположение пружин и резиновых элементов (кустовые комбинированные виброизоляторы) ; б - раздельное расположение пружин и резиновых элементов; + пружины; 0 - резиновые элементы

Цель расчета – определение числа виброизоляторов и их геометрических характеристик, обеспечивающих значения коэффициента передачи вибраций (КП), при котором вибрация рабочего места оператора снижает-

ся до допустимой величины (ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ Вибрационная безопасность. Общие требования).

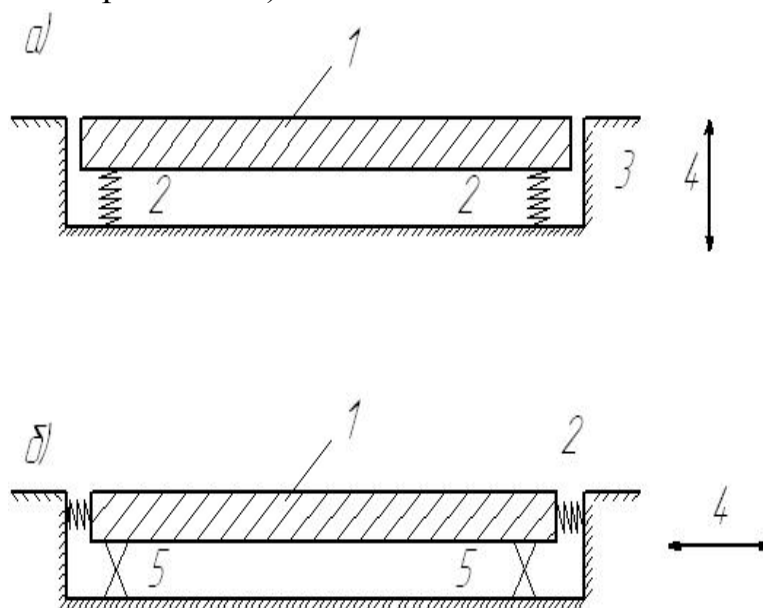


Рис. 4.2 Принципиальные схемы виброизоляции площадок: а – при вертикальных колебаниях основания; б – при горизонтальных колебаниях основания (опорный вариант); 1- виброизолированная плита; 2 – виброизоляторы; 3 – колеблющееся основание; 4 – направление колебаний; 5 – опорные стержни (каток)

Если известен тип механического оборудования, которое создает вибрацию, то для обоснования выбора и расчета изоляторов может быть задана требуемая акустическая эффективность виброизоляции (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Требуемая акустическая эффективность виброизоляции

Оборудование	ΔL , Дб
Центробежные компрессоры	34
Поршневые компрессоры, виброплощадки	17...26
Центробежные насосы	26
Вентиляторы с числом оборотов в минуту более 800	26
500...800	20...26
350...500	17...20

Акустическая эффективность виброизоляции ΔL связана с коэффициентом передачи КП следующим соотношением, дБ

$$\Delta L = 20 \cdot \lg \left(\frac{1}{\text{КП}} \right).$$

В качестве виброизоляционных устройств наиболее часто используют упругие материалы: стальные пружины, резину и др.

Пружинные виброизоляторы обладают высокой виброизолирующей способностью и долговечностью, однако они плохо рассеивают энергию колебаний, и поэтому затухание происходит через 15...20 периодов.

Резиновые виброизоляторы следует применять, когда необходимо уменьшить время затухания собственных колебаний и амплитуды колебаний в резонансных режимах. Они позволяют обеспечить виброизоляцию с коэффициентом КП = 0,5 и ниже при частоте вынужденных колебаний от 20 Гц и более.

Эффективность работы виброизоляторов будет зависеть от свойств материала резины. Для некоторых типов резин эти свойства приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Основные характеристики резины

Марка резины	Динамический модуль упругости E_d , МПа	Статический модуль упругости $E_{ст}$, Па	Коэффициент неупругого сопротивления γ
3311	2,5	160	0,038
2959	6,3	300	0,14
112А	6,0	440	0,16
1992	10,0	370	0,19
2462	17,0	520	0,31
2566	3,8	240	0,11

Для обеспечения устойчивой работы резиновых виброизоляторов необходимо, чтобы они были выполнены в виде коротких элементов, у которых высота H и поперечный размер A отвечают условию $H \geq A/4$. Только при этом условии обеспечивается необходимая статическая осадка виброизолятора и достаточно низкое значение частоты собственных колебаний виброизолированной системы.

Требуемая общая площадь поперечного сечения виброизоляторов S , м², и рабочая высота каждого виброизолятора H_p , м, могут быть рассчитаны по формулам

$$S = \frac{Q}{\sigma},$$

$$H_p = \frac{E_d \cdot S}{K},$$

где Q – общий вес виброизолированной установки, Н;

σ – расчетное статическое напряжение в резине, Па;

E_d – динамический модуль упругости резины, Па;

K – требуемая суммарная жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении, которая может быть определена по формуле, Н/м,

$$K = \frac{4 \cdot p^2 \cdot f_0^2 \cdot Q}{g}.$$

Эффективность виброизоляции оценивается коэффициентом передачи КП, который показывает, какая часть динамической силы, возбуждающей систему, передается через виброизоляторы на основание. Если пренебречь затуханием в виброизоляторах, то коэффициент передачи КП может быть рассчитан по формуле

$$КП = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1}.$$

Коэффициент передачи можно рассчитать и по формуле

$$КП = \frac{F_0}{F} = \frac{K \cdot x}{F};$$

где F_0 – динамическая сила, передаваемая на основание через виброизоляторы, Н;

F – динамическая сила, возбуждающая систему, Н;

K – жесткость виброизолятора, Н/м;

x – амплитуда виброперемещения, м.

Количество поглощаемой виброизоляторами энергии будет зависеть от соотношения частоты возбуждения f и собственной частоты колебаний системы f_0 . При этом снижение передаваемых динамических нагрузок будет только при выполнении условия

$$\frac{f}{f_0} > 2.$$

Собственная частота колебаний системы определяется выражением, Гц,

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{R}{m}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{K \cdot g}{Q}} \approx \frac{5}{\sqrt{\lambda_{ст}}},$$

где m – масса изолируемого от вибрации объекта, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

Q – силовая нагрузка на виброизоляторы, Н;

$\lambda_{ст}$ – статическая деформация виброизоляторов, м.

Зная коэффициент передачи и виброскорость от источника вибрации V , можно определить реальную виброскорость на рабочем месте и сравнить ее с допустимым значением виброскорости $V_{доп}$. Необходимо, чтобы выполнялось условие

$$КП \cdot V \leq V_{доп}.$$

При создании новых производственных участков на территории предприятий рядом со сложившейся жилой застройкой обеспечить необходимое для снижения вибраций расстояние от машин с динамическими нагрузками до ближайших жилых и административных зданий часто не представляется возможным. При этом предусматривается виброизоляция машин - источников вибрации от фундаментов или виброизоляция фундаментов этих машин от грунта.

В качестве средств виброизоляции фундаментов машин с динамическими нагрузками используются цилиндрические пружины, рессоры, прокладки, пневматические системы и комбинированные виброизоляторы. Виброизоляция в этом случае выполняется по опорному варианту (рис. 4.3, а). При виброизоляции фундаментов, как правило, используются виброизоляторы рессорного типа, позволяющие, как и пружины, изолировать колебания низких частот. Система виброизоляции в последнем случае может быть выполнена по опорному и по подвесному вариантам (рис. 4.3, б, в).

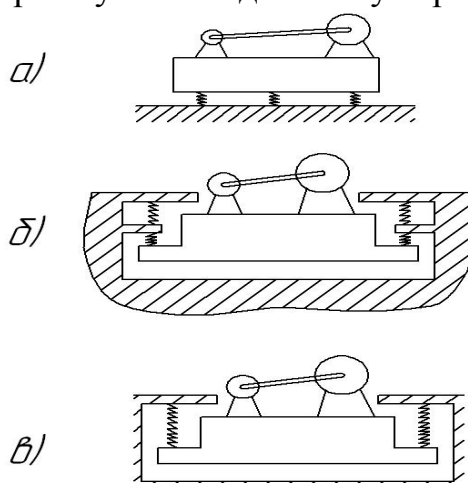


Рис. 4.3. Виброизоляция машин: а – опорный вариант; б и в – разновидности подвешного варианта

Задача 4.1. Рассчитать виброизолирующую железобетонную виброгасящую плиты с расположенным на ней рабочим местом оператора мощного вибростенда. Испытания проводятся при гармонических колебаниях, имеющих частоту f , Гц, и амплитуду A , м. Масса плиты составляет M , кг. Динамическая сила, возбуждающая систему, 50 Н.

Рекомендации к решению задачи

1. По табл. 4.3 находим допустимое значение амплитуды перемещения при гармонических колебаниях с частотой f , Гц. Принимая коэффициент запаса, равный 3, получим допустимое значение амплитуды смещения.

Таблица 4.3

Допустимое значение амплитуды перемещения

Частота, Гц	1,4	1,6	2	2,5	2,8	3,2	4,0
Амплитуда перемещения, $A \cdot 10^{-3}$ м	3,11	2,22	1,28	0,73	0,61	0,44	0,28
Частота, Гц	8,0	10	12,5	16	20	22,4	25
Амплитуда перемещения, $A \cdot 10^{-3}$ м	0,056	0,045	0,036	0,028	0,0225	0,02	0,018
Частота, Гц	31,5	40	45	50	63	80	90
Амплитуда перемещения, $A \cdot 10^{-3}$ м	0,014	0,013	0,01	0,009	0,0072	0,0056	0,005

Примечание: значения амплитуд перемещения даны для случая гармонических колебаний.

2. Определяем значение коэффициентов передачи вибраций

$$КП = \frac{A_{\text{норм}}}{A_{\text{осн}}} = \frac{1}{(f/f_0)^2 - 1},$$

где f_0 - собственная частота виброизолируемого рабочего места, включая оператора, опорную плиту и виброизоляторы.

3. Соответствующее значение собственных вертикальных колебаний опорной плиты составит

$$f_0 = \frac{F}{\sqrt{\frac{1}{КП} + 1}},$$

где F - динамическая сила, возбуждающая систему, Н ($F = F_0/KП$, F_0 – динамическая сила, передаваемая на основание через виброизоляторы, Н).

4. Вычисляем суммарную жесткость виброизоляторов $q_{z\Sigma}$ в вертикальном направлении с учетом массы плиты и оператора на ней (массу оператора принимаем равной 80 кг, а массой рабочего места пренебрегаем), Н/м,

$$q_{z\Sigma} = \frac{M_{\Sigma}g}{x_{ст}}$$

где $M_{\Sigma} = M + m + m_{об}$ - суммарная масса плиты, оператора и оборудования, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$x_{ст}$ – статическая осадка, $x_{ст} = g / (2\pi f_0)^2$.

5. Определяем вертикальную жесткость q_{z1} одного виброизолятора, принимая общее число пружин N , равное 8 (по 2 на каждый угол опорной плиты), Н/м,

$$q_{z1} = \frac{q_{z\Sigma}}{N},$$

где N – число виброизоляторов (выбираем исходя из требования обеспечения устойчивости опорной плиты), шт.

6. Находим расчетную нагрузку на одну пружину с учетом возможности неравномерного распределения нагрузки на пружины при перемещении оператора

$$P_1 = \frac{Mg}{N} + 1,5 \frac{mg}{n},$$

где n – минимальное число пружин, воспринимающих массу оператора при работе (масса тела человека в худшем случае распределяется в процессе работы на 2 пружины, т.е. $n=2$).

7. Определяем геометрические размеры пружинных виброизоляторов:

$$\text{а) диаметр прутка пружины} \quad d = 1,6 \sqrt{\frac{K \cdot P_1 c}{[\tau]}}$$

где $c=D/d$ – индекс пружины, принимаем равным от 4 до 10, D - диаметр пружины; $\tau = 4,41 \cdot 10^8$ – допустимое напряжение материала пружины (сталь) на срез, Н/м²; K – коэффициент деформации пружины (определяется по рис. 4.4) Для $c=8$ значение коэффициента K составит 1,18;

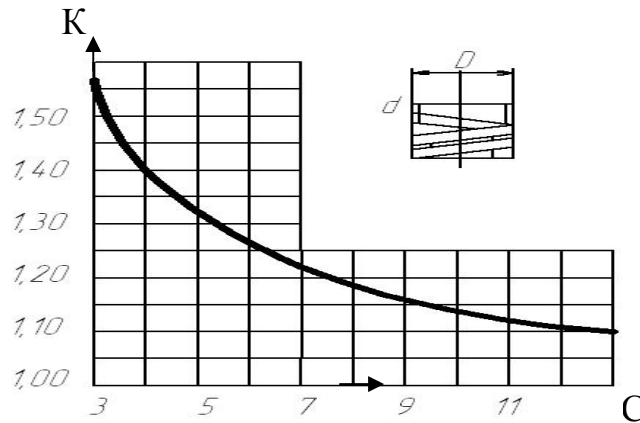


Рис. 4.4. График для определения коэффициента деформации пружины

б) диаметр пружины $D=c \cdot d$;

в) число рабочих витков

$$i_1 = \frac{Gd}{8 \cdot q_{z1} \cdot c^3},$$

где G - модуль сдвига для стали ($G=7,85 \cdot 10^{10} \text{Н/м}^2$);

г) полное число витков пружины $i_{\Sigma}=i_1 + i_2$,

где нерабочее число витков пружины $i_2 = 1,5$ при $i_1 < 7$ и $i_2=2$ при $i_1 \geq 7$;

д) шаг витка $h=0,25D$;

е) высота ненагруженной пружины $H_0 = i_{\Sigma} h (i_2 + 0,5) d$. При расчете пружин, работающих на сжатие, отношение высоты нагруженной пружины к ее диаметру должно быть не более двух. В противном случае возникает опасность потери устойчивости виброизолированной системой.

Проверяем выполнение требования

$$\frac{H_0}{D} < 2,0.$$

Варианты для самостоятельной работы

Номер варианта	М, кг	f , Гц	$A, \cdot 10^{-3}$, м
1	220	50	0,195
2	300	63	0,15
3	200	80	0,05
4	220	90	0,01
5	300	50	0,195
6	200	63	0,15
7	220	80	0,05
8	300	90	0,01
9	200	40	0,3
10	220	45	0,4

Задача 4.2. Рассчитать пассивную виброизоляцию рабочего места оператора бетоносмесительного узла (БСУ). На рабочем месте оператора максимальное значение виброскорости по данным измерений составляет 10 мм/с на частоте 31,5 Гц.

Пульт управления оператора БСУ массой M , кг, расположен на стальной плите габаритными размерами $a \times b \times c$, м. Плотность стали $\rho = 7800$ кг/м³.

Рекомендации к решению задачи

1. Масса плиты составит, кг,

$$m_{\text{пл}} = V_{\text{пл}} \cdot \rho.$$

Здесь $V_{\text{пл}}$ - объем плиты, м³.

2. Общий вес пульта управления, стальной плиты и человека на плите составит, Н,

$$Q = (m_{\text{пл}} + m_{\text{ч}} + M)g,$$

где $m_{\text{ч}}$ - средняя масса человека (оператора), кг.

3. Для виброизоляции рабочего места оператора БСУ в качестве виброизоляционного материала выберем резину на каучуковой основе КР-407, для которой допустимое напряжение на сжатие $\sigma = 3 \cdot 10^5$ Н/м².

4. Определяем общую требуемую площадь поперечного сечения всех виброизоляторов, м²;

$$S = Q/\sigma.$$

5. Принимаем, что плита будет опираться на n резиновых виброизоляторов. Тогда площадь в поперечном сечении каждого виброизолятора составит, м²,

$$S_1 = \frac{S}{n}.$$

6. Собственная частота колебаний системы определяется по формуле, Гц,

$$f_0 = \frac{5}{\sqrt{\lambda_{\text{ст}}}}.$$

В соответствии с рекомендациями для изоляторов виброплощадок значение $\lambda_{\text{ст}}$ может быть принято в пределах 0,3...0,5 см.

7. Суммарную жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении определим по формуле, Н/м,

$$K = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot f_0^2 \cdot Q}{g}.$$

Варианты для самостоятельной работы

Номер варианта	М, кг	$a \cdot b \cdot c$, м	$m_{\text{ч}}$, кг
1	30	1,1·1,1·0,015	80
2	25	2·2·0,02	100
3	20	1,1·1,1·0,015	60
4	30	2·2·0,02	70
5	25	1,1·1,1·0,015	90
6	20	2·2·0,02	80
7	30	1,1·1,1·0,015	100
8	25	2·2·0,02	60
9	20	1,1·1,1·0,015	70
10	30	2·2·0,02	90

Задача 4.3. Рассчитать комбинированную виброизоляцию вертикального двухцилиндрового компрессора. Число оборотов компрессора $n=450$ об/мин, вертикальная составляющая неуравновешенных сил инерции $F_z = 66640$ Н, масса компрессора 8800 кг. Комбинированные виброизоляторы состоят из стандартных пружин и резиновых прокладок (варианты в таблице для самостоятельной работы).

Рекомендации к решению задачи

Расчет виброизоляторов сводится к определению их упругости и геометрических параметров: высоты, площади и числа резиновых прокладок или диаметра, числа витков и радиуса проволоки пружины. Исходной предпосылкой для расчета является необходимость выполнения условия $f/f_0 = 3 \div 4$, где f - частота колебаний возбуждающей силы; f_0 - собственная частота колебаний машины, установленной на виброизоляцию. По известному значению f определяют f_0 .

Применительно к комбинированной виброизоляции расчет обычно сводится к определению требуемых значений параметров резиновых прокладок исходя из известной суммарной жесткости пружин, в качестве которых принимаются типовые пружины заводского изготовления со стандартными геометрическими и жесткостными характеристиками (табл. 4.4).

Таблица 4.4

Параметры пружин

Величина	Марка пружины						
	ДО38	ДО39	ДО40	ДО41	ДО43	ДО44	ДО45
P_{qon}	117,6	215,6	333,2	539	940,8	1 646,4	3 724
f_0	3	2,7	2,5	2,4	2,1	1,5	1,8
$q_z \cdot 10$	4,6	6,2	8,3	12,6	30	36,4	45
$d \cdot 10^{-3}$	3	4	5	6	10	12	15
$D \cdot 10^{-3}$	30	40	50	54	80	96	120
i (число раб. витков)	6,5	6,5	6	6,5	6,5	6,5	6,5
$H_0 \cdot 10^{-3}$	65	84	102	114	171	202	245
$H \cdot 10^{-3}$	68	88	107	123	186	220	276
$h \cdot 10^{-3}$	10	13	17	18	27	32	40
$l \cdot 10^{-3}$	752	1 015	1 185	1 370	2 020	2 424	3 032

В табл. 4.4: P_{qon} - допустимая рабочая нагрузка на пружину, Н; f_0 - собственная частота вертикальных колебаний установки при нагрузке P_{\max} , Гц; q_z - жесткость пружины в вертикальном направлении, Н/м; D - диаметр пружины, м; H_0 - высота пружины в нагруженном состоянии, м; H - полная высота пружины в ненагруженном состоянии, м; h - шаг ненагруженной пружины, м; l - полная длина проволоки (без учета технологического припуска), м; d - диаметр проволоки пружин, м; для всех пружин $H/D=2$.

В большинстве случаев применительно к стационарному технологическому оборудованию, и в частности к компрессорам, виброизоляторы рассчитываются на действие вертикальных возмущающих сил.

Расчет комбинированных виброизоляторов компрессоров ведется в следующей последовательности.

1. Определяем основную частоту возмущающей силы .

$$f = \frac{n \cdot z}{60}, \text{ Гц,}$$

где n - число оборотов компрессора, мин^{-1} ; z - число рабочих цилиндров.

2. Находим требуемую собственную частоту компрессора при установке на виброизолирующие опоры

$$f_0 = \frac{f}{3 \div 4}, \text{ Гц,}$$

3. Рассчитываем значение суммарной жесткости системы виброизоляции

$$q_{\Sigma} = m\omega_0^2, \text{ Н/м,}$$

где m - масса компрессора (в случае установки компрессора на опорные плиты и основания m - суммарная масса компрессора основания, т.е. масса виброизолируемой системы), $\omega_0 = 2\pi f_0$ - собственная круговая частота виброизолируемой системы, с^{-1} .

4. Определяем амплитуду колебаний виброизолированного компрессора

$$A = \frac{F_z}{m\omega^2}, \text{ м,}$$

где F_z - вертикальная составляющая неуравновешенных сил инерции, Н;
 $\omega = 2\pi f$ - круговая частота виброизолированной системы, с^{-1} .

5. Из условий прочности находится потребное число пружин

$$N_{\text{пр}} = \frac{P}{P_{\text{доп}}},$$

где P - вес виброизолируемой системы, Н; $P_{\text{доп}}$ - допустимая нагрузка на пружину, Н (определяется по табл. 4.4 для выбранного типа пружин).

6. Определяем суммарную жесткость пружинных виброизоляторов

$$q_{\text{пр}\Sigma} = q_z \cdot N, \text{ Н/м,}$$

где q_z - жесткость одной пружины, Н/м (определяется по табл. 4.4 для выбранного типа пружин).

7. Находим суммарную жесткость резиновых прокладок

$$q_{\text{рез}\Sigma} = q_{\Sigma} - q_{\text{пр}\Sigma}, \text{ Н/м.}$$

8. Рассчитываем вес виброизолированной системы, приходящийся на резиновые прокладки

$$P_{\text{рез}} = A \cdot q_{\text{рез}\Sigma}, \text{ Н.}$$

9. Находим вес виброизолированной установки, приходящийся на пружинные виброизоляторы $P_{\text{пр}}$

$$P_{\text{пр}} = P - P_{\text{рез}}, \text{ Н.}$$

10. Определяем статическую осадку пружины

$$X_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}\Sigma}}, \text{ м.}$$

11. Вычисляем суммарную площадь поперечного сечения резиновых виброизоляторов

$$S_{рез\Sigma} = \frac{P_{рез}}{\delta_{доп}}, \text{ м}^2,$$

где $\delta_{доп}$ - допустимое напряжение сжатия, Н/м (определяется по табл. 4.5 для выбранного материала прокладки).

Таблица 4.5

Характеристика материалов виброизоляторов

Материал	Допустимое напряжение на сжатие $\delta_{гон} \times 10^5, \text{ Н/м}^2$	Динамический модуль упругости $E_d \times 10^5, \text{ Н/м}^2$
Резина: губчатая	2,34	30
мягкая	7,85	50
в виде ребристых плит с отверстиями	7,85-9,81	40
Резина специальных сортов	29,4-39,2	100
Пробка натуральная	14,7-19,62	30
Плиты из пробковой крошки	5,89-9,81	60
Войлок жесткий прессованный	13,7	90
Войлок с прослойкой пробки	19,62	80

12. Рассчитываем рабочую высоту резиновых прокладок

$$H_0 = \frac{E \cdot S_{рез\Sigma}}{q_{рез\Sigma}}, \text{ м},$$

где E – динамический модуль упругости материала прокладки, Н/м² (определяется по табл. 4.5 для выбранного материала прокладок).

13. Находим полную высоту резиновых прокладок

$$H = H_0 + B/8, \text{ м},$$

где B - ширина квадратной прокладки (задается самостоятельно исходя из неравенства $H_0 \leq B \leq 8H_0$).

14. Определяем число резиновых прокладок

$$N_p = \frac{S_{рез\Sigma}}{B^2}.$$

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	Марка пружины	Материал резинового виброизолятора
1	ДО38	Резина: губчатая
2	ДО39	мягкая
3	ДО40	в виде ребристых плит с отверстиями
4	ДО41	Резина специальных сортов
5	ДО43	Пробка натуральная
6	ДО44	Плиты из пробковой крошки
7	ДО45	Войлок жесткий прессованный
8	ДО38	Войлок с прослойкой пробки
9	ДО39	Резина: губчатая
10	ДО40	То же

Задача 4.4. Для уплотнения бетона используется виброплощадка, у которой вес плиты ($P_{пл}$) с числом пружин (n) на одном виброизоляторе, на плите одновременно при укладке бетона находятся рабочие N_n , весом каждый по 80 кг. Вибраторы приводятся в движение от электрического двигателя со скоростью V , м/с. Пружины изготовлены из круглого металла диаметром d , мм, а диаметр пружины – D , мм. Допустимое напряжение на срез для материала пружины составляет τ , кг/см².

Рекомендации к решению задачи

1. Определяем суммарную жесткость пластин K_c , Н/м,

$$K_c = \frac{P_{пл}}{\lambda},$$

где $P_{пл}$ – вес плиты с оборудованием, Н;

λ – величина статического прогиба, м.

2. Находим жесткость одной пружины K , Н/м:

$$K = \frac{K_c}{n},$$

где K_c – суммарная жесткость;

n – число пружин.

3. Определяем расчетную нагрузку на одну пружину R (вес одного человека - 800Н)

$$R = \frac{[P_{пл} + (N_n - 1)800 \cdot 1,5]}{n + 1,5 \left(\frac{800}{n} + K \cdot V \right)},$$

где N_n – число людей на плите;

V – скорость двигателя, м/с;

4. Рассчитываем диаметр прутка пружины d , м:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K \cdot R \cdot C}{\tau}},$$

где $C = D/d$, оптимальное отношение которого от 4 до 10 (определяется по рис 4.4 в зависимости от значения K);

R – расчетная нагрузка на одну пружину;

τ – допустимое напряжения материала пружины на срез, Н/м² (для стали $4.41 \cdot 10^8$ Н/м²).

5. Определяем число рабочих витков пружины i .

$$i = \sigma \cdot d / (8 \cdot K \cdot C^3),$$

где σ – модуль упругости на сдвиг (для стали=80 мПа).

6. Вычисляем число мертвых витков пружины i_1 . Число мертвых витков принимается, если $i \leq 7, i_1 = 1,5$, если $i > 7, i_1 = 2$.

7. Полное число витков пружины

$$i_2 = i + i_1.$$

8. Находим высоту ненагруженной пружины H_0 .

$$H_0 = i \cdot h + (i_1 + 0,5) \cdot d,$$

где h – шаг пружины.

9. Определяем устойчивость пружины, которая должна выполнять условие

$$\frac{H_0}{D} \leq 2,$$

если условие не выполняется, то пружина неустойчива.

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	$V, \text{ м/с}$	$\lambda, 10^{-2} \text{ м.}$	$P_{\text{пл}}, \text{ Н}$	$n, \text{ шт.}$	$N_n, \text{ чел.}$	$h, \text{ мм}$
1	0,078	0,18	2 000	2	10	$0,25 \cdot D$
2	0,079	0,20	2 500	3	9	$0,28 \cdot D$
3	0,081	0,22	3 000	4	8	$0,30 \cdot D$
4	0,083	0,24	3 500	5	7	$0,32 \cdot D$
5	0,085	0,26	4 000	6	6	$0,34 \cdot D$
6	0,087	0,28	4 500	7	5	$0,38 \cdot D$
7	0,078	0,18	2 000	2	8	$0,30 \cdot D$
8	0,079	0,20	2 500	3	7	$0,32 \cdot D$
9	0,081	0,22	3 000	4	6	$0,34 \cdot D$
10	0,083	0,24	3 500	5	5	$0,38 \cdot D$

Задача 4.5. Рассчитать пружинные виброизоляторы двухцилиндрового компрессора, установленного на расстоянии r , м от жилой застройки. Число оборотов компрессора n , об/мин, вертикальная составляющая неуравновешенных сил инерции первого порядка $F = 67708$ Н. Масса компрессора $m = 8,63 \cdot 10^3$ кг, масса фундамента m_f , кг. Компрессор работает в ночное время. Вибрация по характеру постоянна. Основание фундамента – мощный слой среднезернистого песка. Опорная площадь фундамента $S, \text{ м}^2$.

Рекомендации к решению задачи

1. Определяем нормативное значение амплитуды вибраций для жилых зданий при частоте колебаний компрессора

$$f = \frac{n}{60}, \text{ Гц.}$$

2. По табл. 4.6 находим значение уровня колебательного вибро смещения La соответствующей октавной полосы частот. С учетом ночного времени работы компрессора и непостоянного характера вибраций в соответствии с табл. 4.7 в нормативное значение вносится поправка.

Таблица 4.6

Допустимые величины уровней вибрации в жилых помещениях

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	2	4	8	16	31,5	63
Уровни виброскорости	79	73	67	67	67	67
Уровни виброускорения	25	25	25	31	37	43
Уровни вибро смещения	133	121	109	103	97	91

Таблица 4.7

Поправки к нормам допустимых величин уровней вибрации в жилых помещениях, учитывающие характер, время и длительность воздействия

Влияющий фактор	Условия	Поправки, дБ
Характер вибрации	Постоянная	0
	Непостоянная	-10
Время суток	Ночь (23...7ч)	0
	День (7...23ч)	+5
Длительность воздействия	Суммарная длительность, %	
Вибрации в дневное время за наиболее интенсивные 30 мин	56...100	0
	18-56	+5
	6..18	+10
	Менее 6	+15

3. Определяем значение вибро смещения $A_{\text{норм}}$ по формуле, м;

$$A_{\text{норм}} = 8 \cdot 10^{-12} \cdot 10^{La/20},$$

где La - нормативное значение уровня вибро смещения с поправками, дБ.

4. По номограмме рис. 4.5 находим величину ослабления вибраций β , учитывая, что

$$r_0 = \sqrt{S/3,14}, \text{ м.}$$

5. Рассчитываем величину допустимой амплитуды колебания грунта под фундаментом компрессора по формуле

$$A_{\phi} = \frac{A_{\text{норм}}}{\beta}, \text{ Н/м}.$$

6. Рассчитываем жесткость системы "машина-фундамент-основание" q_z в вертикальном направлении для случая среднезернистого песка исходя из суммарной величины массы машины и ее фундамента m_{Σ} по формуле, Н/м

$$q_z = m_{\Sigma} \cdot \omega_0^2 = m_{\Sigma}(2\pi f)^2,$$

где ω_0 - значение собственной угловой частоты виброизолированной системы.

7. Находим значение фактической амплитуды колебаний фундамента компрессора по формуле

$$A_{m\phi} = \frac{F_m}{q_z - m_{\Sigma}\omega^2},$$

где F_m – амплитуда возмущающей силы, Н;

m_{Σ} – суммарная масса машины и ее фундамента, кг;

ω – угловая частота колебаний машины, Гц.

8. Вычисляем требуемое значение коэффициента передачи системы виброизоляции фундамента компрессора

$$\text{КП} = A_{\phi}/A_{m\phi}.$$

9. Определяем собственную частоту виброизолированного компрессора

$$f_0 = \frac{f}{\sqrt{1/\text{КП}+1}}.$$

10. Определяем требуемую суммарную жесткость системы виброизоляции фундамента компрессора $q_{z\phi}$, Н/м

$$q_{z\phi} = m_{\Sigma} \cdot \omega_0^2 = m_{\Sigma}(2\pi f_0)^2.$$

11. Тип виброизоляторов выбираем с учетом частоты вибраций, а их геометрию по стандартам на виброизоляторы, выборки из которых даны в

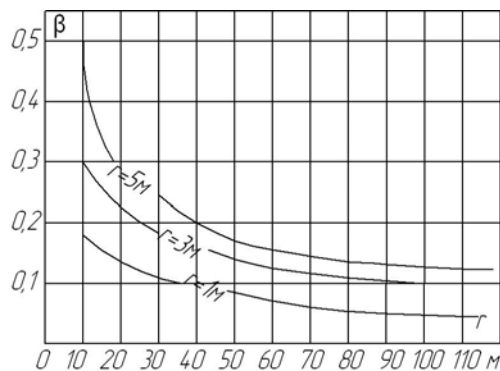


Рис. 4.5. Номограмма ослабления вибраций при их передаче по грунту от фундамента машин к фундаментам жилых зданий

табл. 4.4. Виброизоляторы должны обеспечивать требуемую суммарную жесткость системы виброизоляции и гарантировать прочность и устойчивость виброизоляционной системы в целом.

12. Определяем общее число пружин

$$N = \frac{q_z}{q_{z1}},$$

где q_z - жесткость системы "машина-фундамент-основание", Н/м;

q_{z1} - жесткость пружины в вертикальном направлении, Н/м.

13. Проверяем условие прочности виброизоляции

$$P_1 < P_{доп};$$

$$P_1 = \frac{m_{\Sigma}g}{N},$$

где $P_{доп}$ – допустимая нагрузка на один виброизолятор (определяется по табл. 4.4).

14. Находим высоту пружин в нагруженном состоянии

$$H_H = H - X_{ст} = H - \frac{m_{\Sigma}g}{q_{z\phi}}.$$

15. Проверяем условие устойчивости системы виброизоляции

$$\frac{H_H}{D} \leq 2.$$

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	r , м	n , об/мин	S , м ²	m_I , кг
1	100	330	15	$6 \cdot 10^4$
2	200	330	20	$7.5 \cdot 10^4$
3	50	330	10	$4.5 \cdot 10^4$
4	25	330	15	$6 \cdot 10^4$
5	100	330	20	$7.5 \cdot 10^4$
6	200	330	10	$4.5 \cdot 10^4$
7	50	330	15	$6 \cdot 10^4$
8	25	330	20	$7.5 \cdot 10^4$
9	100	330	10	$4.5 \cdot 10^4$
10	200	330	15	$6 \cdot 10^4$

Тема 5. ЗАЩИТА ОТ ШУМА

При проектировании новых предприятий и цехов нужно знать ожидаемые уровни звукового давления, которые будут в расчетных точках на рабочих местах, территории жилой застройки, чтобы еще на стадии проектирования принять меры к непревышению допустимого уровня шума. Таким образом, задачами акустического расчета являются:

- определение уровня звукового давления в расчетной точке (РТ), когда известен источник шума и его шумовые характеристики;
- расчет необходимого снижения шума;
- разработка мероприятий по снижению шума до допустимых величин.

В зависимости от того, где находится расчетная точка — в открытом пространстве или в помещении — применяют различные расчетные формулы. При действии источника шума со звуковой мощностью P (рис. 5.1, а) интенсивность шума I в расчетной точке открытого пространства с препятствиями определяется выражением

$$I = P\Phi / (Sk),$$

где Φ — фактор направленности; S — площадь, принимаемая равной поверхности, на которую распределяется излучаемая энергия, в частности, если источник находится на ровной поверхности $S = 2\pi r^2$ (здесь r — расстояние между источником звука и точкой наблюдения); k — коэффициент, показывающий, во сколько раз ослабевает шум на пути распространения при наличии препятствий и затухания в воздухе.

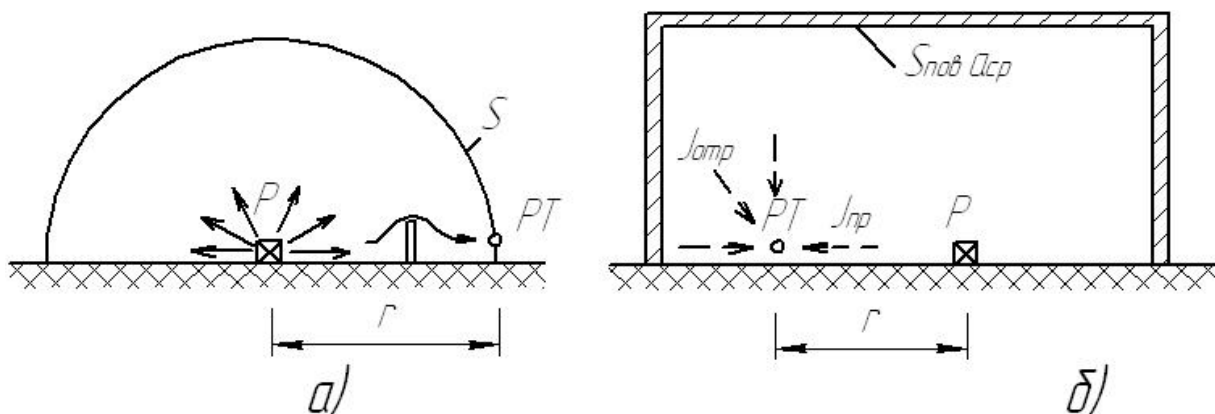


Рис. 5.1 Схема акустического расчета: а — расчетная точка в открытом пространстве; б — расчетная точка в помещении

Разделив левую и правую части этого выражения на I_0 , прологарифмируем

$$10 \lg I/I_0 = 10 \lg P/(I_0 S_0) + 10 \lg \Phi - 10 \lg S/S_0 - 10 \lg k,$$

где $S_0 = 1 \text{ м}^2$.

Обозначив величину $10 \lg k$ через ΔL_P и с учетом, что $L_1 = L = 10 \lg I/I_0$, а $L_p = 10 \lg P/(I_0 S_0) = 10 \lg P/P_0$, получим предыдущее выражение следующего вида:

$$L = L_p + 10 \lg \Phi - 10 \lg S/S_0 - \Delta L_P,$$

где ΔL_P — снижение уровня звуковой мощности шума на пути его распространения, дБ, величина которого при отсутствии препятствий и небольших (до 50 м) расстояниях равна нулю.

Уровень звуковой мощности источника шума берется из паспорта машины. Расчет производят в каждой из восьми октавных полос. Найденные величины уровней сравнивают с допустимыми по нормам и определяют требуемое снижение шума, дБ,

$$\Delta L_{\text{тр}} = L - L_{\text{дон}}.$$

При работе источника шума звуковые волны в помещениях многократно отражаются от стен, потолка и различных предметов. Отражения обычно увеличивают шум в помещениях на 10—15 дБ по сравнению с шумом того же источника на открытом воздухе, в результате чего создается впечатление, что машина в помещении шумит больше, чем на открытом воздухе.

Интенсивность звука I в расчетной точке помещения (рис. 5.1, б) складывается из интенсивности прямого звука $I_{\text{пр}}$, идущего непосредственно от источника, и интенсивности отраженного звука $I_{\text{отр}}$:

$$I = I_{\text{пр}} + I_{\text{отр}} = (P\Phi/S) + (4P/B),$$

где B — так называемая постоянная помещения, $B = A/(1 - a_{\text{ср}})$; A — эквивалентная площадь поглощения, $A = a_{\text{ср}} S_{\text{пов}}$; здесь $a_{\text{ср}}$ — средний коэффициент звукопоглощения внутренних поверхностей помещения площадью $S_{\text{пов}}$. Коэффициент звукопоглощения $a = I_{\text{погл}}/I_{\text{пад}}$, где $I_{\text{погл}}$ и $I_{\text{пад}}$ — соответственно интенсивность поглощенного и падающего звука. Величина $a \leq 1$.

Вблизи источника шума его уровень определяется в основном прямым звуком, а при удалении от источника — отраженным звуком. В производственных помещениях величина $a_{\text{ср}}$ редко превышает 0,3—0,4. В этих случаях постоянная помещения B может быть без больших погрешностей принята равной эквивалентной площади звукопоглощения A , т.е. $B \approx A$.

Проделав ту же операцию, что и в предыдущем случае, получим следующее выражение (дБ) для проведения акустического расчета:

$$L = L_p + 10 \lg (\Phi/S) + (4/B).$$

Если источник шума и расчетную точку разделяют какие-либо препятствия, например перегородки, кабины и т. п., то в формулу нужно добавить со знаком минус величину снижения уровня звуковой мощности.

Задача 5.1. Определить ожидаемые уровни звукового давления на территории жилой застройки в расчетной точке, находящейся в двух метрах от жилого дома, создаваемые при работе вентиляционной установкой сварочного цеха, выявить необходимость снижения и разработать конструкцию глушителя шума. Схема установки показана на рис. 5.2.

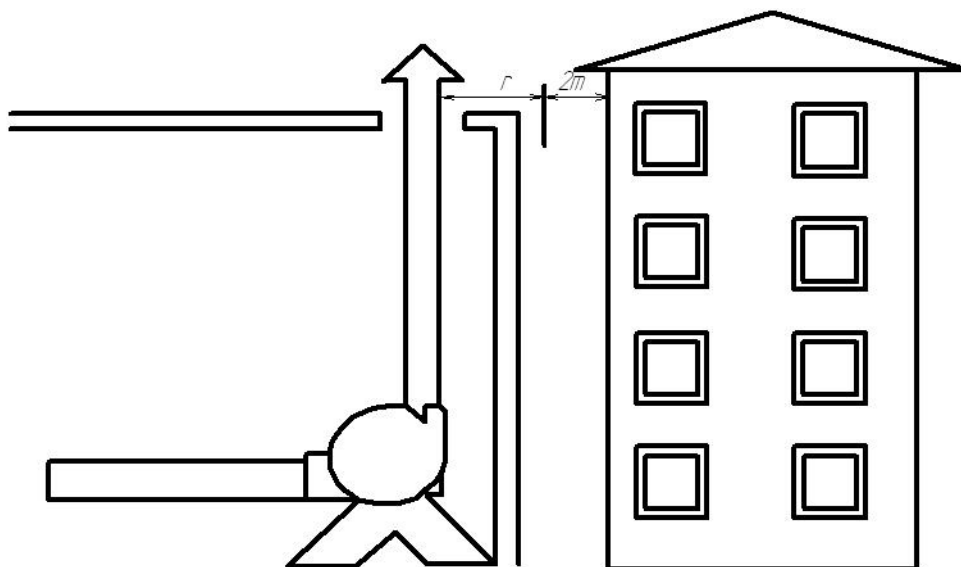


Рис.5.2. Схема расположения установки относительно жилого дома

В помещении сварочного цеха в вытяжной системе вентиляции установлен вентилятор высокого давления ВВД №9 производительностью $Q=2 \text{ м}^3/\text{с}$ и полным давлением $H=1400 \text{ об/мин}$. Площадь патрубка вентилятора $0,036 \text{ м}^2$. Удаляемый вентилятором воздух выбрасывается в атмосферу через напорный воздуховод с поперечным сечением $400 \times 400 \text{ мм}$ и длиной $L \text{ м}$. Расстояние от места выброса воздуха до расчетной точки $r, \text{ м}$. Шум в этой точке не должен превышать следующих уровней согласно СНиП 23-03-2003 «Защита от шума» (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Допустимые уровни звукового давления для территорий вблизи
жилых домов

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
Допустимые уровни звукового давления, дБ	67	57	49	44	40	37	35	33

Рекомендации к решению задачи

1. Уровни звукового давления в расчетной точке определяем по формуле

$$L = L_p - \Delta L_p - 15 Lg r + 10 Lg \Phi - 10 Lg \Omega,$$

где L_p – октавный уровень звуковой мощности, излучаемой вентилятором в напорный воздуховод.

$$2. L_p = L_{p \text{ общ}} - \Delta L_1 + \Delta L_2,$$

где ΔL_1 – поправка, учитывающая распределение звуковой мощности по октавным полосам, принимаемая по табл. 5.2; ΔL_2 – поправка, учитывающая влияние присоединения вентилятора к сети воздуховодов, принимаемая по табл. 5.3; $L_{p \text{ общ}}$ – общий уровень звуковой мощности вентилятора, определяемой по формуле:

$$3. L_{p \text{ общ}} = \tilde{L} + 25 Lg H + 10 Lg Q,$$

где \tilde{L} – критерий шумности, величина которого для вентилятора ВВД №9 для стороны нагнетания равна 48 дБ; ΔL_p – суммарное снижение уровней звуковой мощности в напорном воздуховоде от патрубка вентилятора до места выброса воздуха в атмосферу. Величина ΔL_p состоит из снижения уровней на прямом участке напорного воздуховода на длине L м, определяемого по данным табл. 5.4, и снижения в результате отражения звука от открытого конца воздуховода (табл. 5.5);

Φ – фактор направленности излучения шума, величина которого при равномерном излучении равна 1; Ω – пространственный угол излучения шума, который при излучении в пространство (в сферу) равен 4π .

4. Требуемое снижение шума $\Delta L_{тр}$ определяем по формуле

$$\Delta L_{тр} = L - L_{доп},$$

где L – рассчитанные уровни звукового давления в расчетной точке, а $L_{доп}$ – допустимые по нормам (см. табл. 5.1).

Таблица 5.2

Поправка, учитывающая распределение звуковой мощности по октавным
полосам

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
Поправка ΔL_1 , дБ	6	6	6	6	9	13	17	21

Таблица 5.3

Поправка, учитывающая влияние присоединения вентилятора
к сети воздуховодов

\sqrt{S} , мм	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
190	18	13	8	3	1	0	0	0

S – площадь патрубка вентилятора, мм

Таблица 5.4

Снижение уровня звуковой мощности на 1 м длины напорного
воздуховода, дБ

D , мм	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
210...400	0,6	0,6	0,45	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2

D – гидравлический диаметр прямоугольного воздуховода.

Таблица 5.5

Снижение уровня звуковой мощности в результате отражения звука
от открытого конца воздуховода

$\sqrt{S_{\text{возд}}}$, мм	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
400	13	8	3	1	0	0	0	0

$S_{\text{возд}}$ – площадь поперечного сечения воздуховода

Расчет проводим в каждой из восьми октавных полос, результаты его
сводим в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Результаты расчетов

№ п/п	Величина	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
		63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
1	ΔL_1								
2	ΔL_2								
3	ΔL_p								
4	Табл.5								
5	Табл.6								
6	15 Lg r								
7	10 Lg Φ								
8	10 Lg 4π								
9	L								
10	$L_{\text{доп.}}$								
11	$\Delta L_{\text{тр}}$								

Для снижения шума предусматриваем установку пластинчатого глушителя (рис. 5.3) с пластинами толщиной 200 мм (звукопоглощающий материал – супертонкое стекловолокно плотностью 20...25 кг/м³ в оболочке из стеклоткани и перфорированного металлического листа) при расстоянии между пластинами 100 мм. Снижение уровня звукового давления на 1 м длины такого глушителя приведено в табл. 5.7.

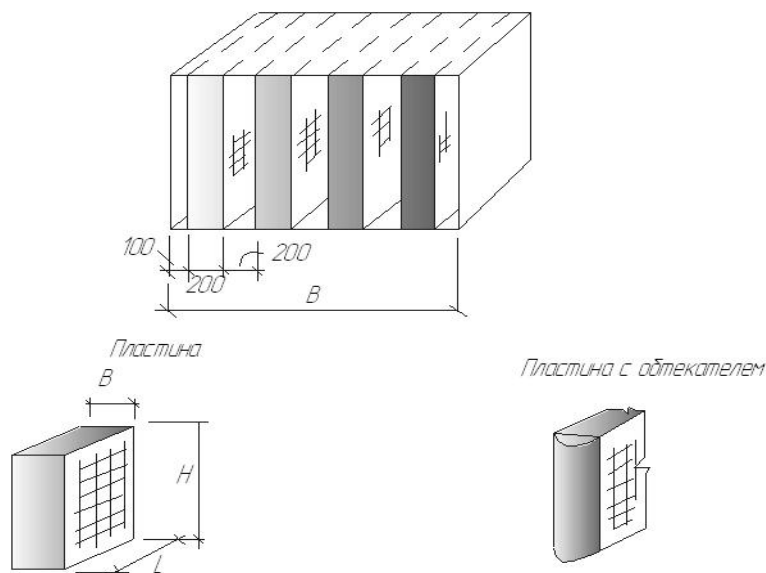


Рис. 5.3. Пластинчатый глушитель шума

Таблица 5.7

Снижение уровня звукового давления на 1 м длины глушителя, дБ

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
5	13	20	25	38	45	36	27

Длина глушителя принимается в зависимости от требуемого снижения шума $\Delta L_{\text{тр}}$.

Варианты заданий для самостоятельных расчетов

Номер варианта	L , м	r , м
1	9	47
2	9	25
3	9	80
4	9	50
5	9	35
6	10	47
7	10	25
8	10	80
9	10	50
10	10	35

Задача 5.2. Оценить эффективность применения акустической обработки помещения цеха точечной сварки арматурных каркасов. Размеры цеха $h \times b \times a$, м. В цехе установлено N многоточечных сварочных автоматов для сборки арматуры сеток. Расчетная точка удалена от ближайшего станка на r , м. Уровни звукового давления в расчетной точке на рабочем месте оператора сварочного автомата приведены в табл. 5.10.

Рекомендации к решению задачи

1. Объем помещения цеха составит, м^3 ,

$$V = h \cdot b \cdot a.$$

2. Общая площадь ограждающих конструкций помещения цеха, м^2 ,

$$S = 2 \cdot h \cdot a + 2 \cdot b \cdot a + 2 \cdot h \cdot b.$$

Максимальное звукопоглощение достигается при облицовке не менее 60 % общей площади ограждающих поверхностей помещения, т.е. должна быть облицована поверхность, м^2 ,

$$S_{\text{обл}} = 0,6 \cdot S.$$

3. Зона отраженного звука определяется величиной предельного радиуса $r_{\text{пр}}$, т. е. расстоянием от источника шума, на котором уровень звукового давления отраженного звука равен уровню звукового давления прямого звука, излучаемого данным источником.

Если в помещении находится несколько одинаковых источников шума, предельный радиус определяется по формуле, м,

$$r_{\text{пр}} = 0,2 \sqrt{\frac{B_{8000}}{n}};$$

где B_{8000} – постоянная помещения на среднегеометрической частоте 8000 Гц:

$$B_{8000} = B_{1000} \cdot M_{8000};$$

n – число одинаковых источников шума;

M_{8000} – частотный множитель, определяемый по табл. 5.8 для частоты 8000 Гц;

B_{1000} – постоянная помещения на среднегеометрической частоте 1000 Гц, м^2 , определяется по табл. 5.9 в зависимости от объема помещения V , м^3 .

Таблица 5.8

Значения частотного множителя μ для помещений различных объемов

Объем помещения V , м^3	Частотный множитель μ на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
Менее 200	0,8	0,75	0,7	0,8	1	1,4	1,8	2,5
От 200 до 1000	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
Свыше 1000	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3	6

Таблица 5.9

Значения постоянной помещения B_{1000}

Характеристика помещения	$B_{1000}, \text{м}^2$
С небольшим количеством людей (цеха заводов ЭБИ, металлообработки, вентиляционной камеры и т. д.)	$\frac{V}{20}$
С жесткой мебелью и большим числом людей или с небольшим числом людей и мягкой мебелью (лаборатории, ткацкие, деревообрабатывающие цеха, кабинеты и т. д.)	$\frac{V}{10}$
С большим числом людей и мягкой мебелью (комнаты управлений, залы ресторанов, магазинов, вокзалов, игральные залы, жилые помещения)	$\frac{V}{6}$
Помещения со звукопоглощающей облицовкой потолка и части стен	$\frac{V}{1,5}$

Принимаем, что расчетная точка должна находиться на расстоянии $r > r_{\text{ПР}}$ от ближайшего станка, т. е. в зоне отраженного звука.

4. Используя уровни звукового давления в расчетной точке (на рабочем месте оператора сварочного автомата), приведенные в табл. 5.10 и допустимые значения уровней звукового давления по СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки», определяем требуемое снижение уровня шума.

Таблица 5.10

Уровни звукового давления на рабочем месте
и допустимые уровни звукового давления

Среднегеометрические частоты, Гц	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
Уровни звукового давления, дБ	74	76	88	88	87	92	78	75
Допустимые уровни звукового давления, дБ	99	92	86	83	80	78	76	74

5. Исходя из требуемого снижения уровня шума выбираем материал для акустической обработки арматурного цеха с реверберационным коэффициентом звукопоглощения $\alpha_{\text{ОБЛ}}$ в октавных полосах. Для акустической обработки арматурного цеха необходимо использовать плиты марки ПА/С минераловатные акустические размером 500×500 мм, реверберационный коэффициент звукопоглощения $\alpha_{\text{ОБЛ}}$ которых в октавных полосах следующий: 0,02; 0,05; 0,21; 0,66; 0,91; 0,95; 0,89; 0,7.

6. Для определения ожидаемого снижения уровней звукового давления на рабочих местах в октавных полосах ΔL составим табл. 5.11.

Таблица 5.11

Результаты расчета уровня звукового давления при использовании звукопоглощающей облицовки

Величина	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
μ								
$B_{1000}, \text{м}^2$								
$B, \text{м}^2$								
S								
B/S								
$\frac{B}{S} + 1$								
$A, \text{м}^2$								
δ								
$\delta_{обл}$								
$\Delta A, \text{м}^2$								
$A_1, \text{м}^2$								
$A_1 + \Delta A, \text{м}^2$								
δ_1								
$1 - \delta_1$								
$B', \text{м}^2$								
$\frac{B'}{B}$								
$\Delta L, \text{дБ}$								

Примечание: B - постоянная помещения акустически необработанного помещения, определяется по формуле $B = B_{1000} \cdot m_{1000}$; A - эквивалентная площадь звукопоглощения, м^2 , $A = \frac{B}{\frac{B}{S} + 1}$; δ - средний коэффициент звукопоглощения в помещении до его акустической обработки; $\delta = \frac{B}{B+S}$; $\delta_{обл}$ - реверберационный коэффициент звукопоглощения конструкции облицовки; ΔA - величина суммарного добавочного поглощения, вносимого конструкцией звукопоглощающей облицовки или штучными поглотителями, м^2 , $\Delta A = \delta_{обл} \cdot S_{обл} + A_{шт} \cdot n_{шт}$; $S_{обл}$ - площадь облицованных поверхностей, м^2 ; $A_{шт}$ - эквивалентная площадь звукопоглощения одного штучного звукопоглотителя, м^2 ; $n_{шт}$ - число штучных поглотителей; A_1 - эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой, м^2 , $A_1 = \delta(S - S_{обл})$; δ_1 - средний коэффициент звукопоглощения акустически обработанного помещения $\delta_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{S}$; B' - постоянная помещения после установки в нем звукопоглощающих конструкций, м^2 , $B' = \frac{A_1 + \Delta A}{1 - \delta_1}$.

Максимальное снижение уровня звукового давления ΔL в каждой октавной полосе при применении звукопоглощающих покрытий в расчетной точке, расположенной в зоне отраженного звука, определяется по формуле, дБ:

$$\Delta L = 10 \cdot \lg\left(\frac{B'}{B}\right),$$

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	$h \cdot b \cdot a$, м	N , шт.	r , м.
1	5·10·70	16	2
2	5·10·70	14	3
3	5·10·70	12	4
4	5·10·70	10	5
5	4·6·50	16	2
6	4·6·50	14	3
7	4·6·50	12	4
8	4·6·50	10	5
9	4·10·60	16	2
10	4·10·60	14	3

Задача 5.3. Рассчитать исходный спектр шума выхлопа турбореактивного двигателя (ТРД) для подбора глушителя шахты выхлопа, если типовой двигатель имеет следующие параметры: скорость истечения газа из сопла V_C , м/с, плотность струи в выходном сечении сопла ρ_C , кг/м³, площадь сопла F_C , м². Испытания проводятся в течение восьмичасового рабочего дня. Расстояние до защищаемой жилой застройки R , км. Типовая схема испытательного бокса приведена на рис. 5.4.

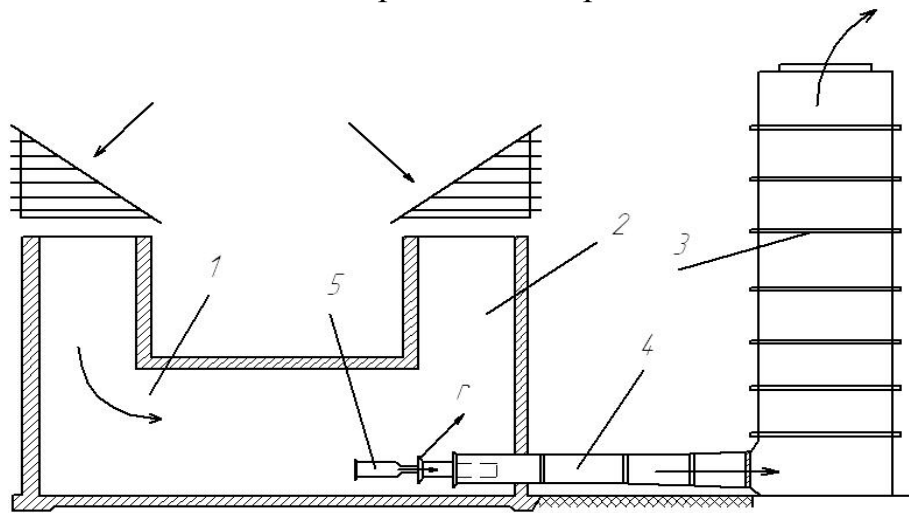


Рис. 5.4. Схема испытательного бокса: 1 – глушитель шахты всасывания; 2 – глушитель шахты подсоса; 3 – глушитель шахты выхлопа; 4 – эжектор; 5 – двигатель; r – расстояние от средней точки на оси открытой части струи

Рекомендации к решению задачи

Общий уровень звуковой мощности, создаваемый турбореактивным двигателем, может достигать 160...175 дБ, поэтому для испытаний ТРД необходимо создавать специальные защищающие устройства. В противном случае для обеспечения нормативных значений шума на территории жилой застройки пришлось бы увеличить расстояние от испытательного бокса до жилых зданий до 8...10 км. Источник шума для глушителя выхлопа – шум струи, поэтому вначале рассчитывается общий (суммарный) уровень звуковой мощности шума струи $L_{p\Sigma}$.

1. Общий (суммарный) уровень звуковой мощности шума струи $L_{p\Sigma}$ определяется по формуле, дБ,

$$L_{p\Sigma} = 80 \lg V_c + 20 \lg \rho_c + 10 \lg F_c - 44,$$

где V_c – скорость истечения газа из сопла, м/с; ρ_c – плотность струи в выходном сечении сопла, кг/м³; F_c – площадь сопла, м².

2. Зная F_c , находим диаметр сопла d_c , м и подсчитываем число Струхала для каждой среднегеометрической частоты \bar{f} :

$$sh = \frac{f \cdot d_c}{V_c}.$$

3. По графику на рис. 5.5 или по формуле определяем спектральные составляющие исходного спектра, дБ:

$$\Delta L_p = L_{p \text{отн}} - L_{p\Sigma},$$

где $L_{p \text{отн}}$ – относительный спектр звуковой мощности, определяемый по графику, изображенному на рис. 5.6.

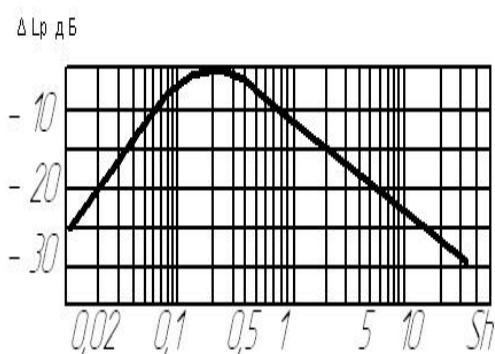


Рис.5.5. Исходный спектр звуковой мощности

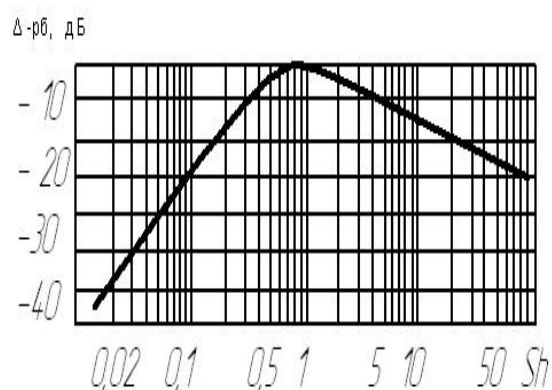


Рис. 5.6. Относительный спектр звуковой мощности

4. По нормам находим допустимые значения уровней звукового давления $L_{\text{доп}}$ на территории жилой застройки.

5. Находим допустимые уровни звуковой мощности $L_{p \text{ доп}}$ источника по формуле, дБ,

$$L_{p \text{ доп}} = L_{\text{доп}} + 20 \lg R + \beta R/1000 + 8,$$

где R – расстояние от источника шума до защищаемого объекта, м;

β - затухание шума в атмосфере, дБ/км, принимается в зависимости от среднегеометрической частоты по табл. 5.12.

Таблица 5.12

Затухание шума в атмосфере

Среднегеометрическая частота, Гц	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
β , дБ/км	0	0.7	1.5	3	6	12	24	48

6. Определяем требуемую эффективность заглушения шума выхлопа $\Delta L_{\text{тр}}$ в каждой октавной полосе частот, дБ,

$$\Delta L_{\text{тр}} = L_{\text{рисх}} - L_{\text{рдоп}},$$

где $L_{\text{р исх}}$ – исходные октавные уровни звуковой мощности источника шума.

Результаты расчета сводим в табл. 5.13.

Таблица 5.13

Результаты расчета

Параметры, дБ	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
sh								
ΔL_p								
$L_{\text{отн}}$								
$L_{\text{доп}}$								
$L_{p \text{ доп}}$								
$\Delta L_{\text{тр}}$								

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	V_c , м/с	ρ_c , кг/м ³	F_c , м ²	R , км
1	670	0,325	0,375	1,5
2	800	0,325	0,375	1
3	670	0,325	0,375	2
4	800	0,325	0,375	3
5	670	0,325	0,375	4
6	800	0,325	0,375	1,5
7	670	0,325	0,375	1
8	800	0,325	0,375	2
9	670	0,325	0,375	3
10	800	0,325	0,375	4

Задача 5.4. Определить ожидаемый уровень звукового давления, требуемое снижение его в расчетной точке помещения, разработать мероприятия по его снижению для ультразвукового сварочного аппарата типа УЗАП-1, предназначенного для точечной сварки термопластичных материалов.

В качестве примера выбран сварочный аппарат, поскольку из всех видов ультразвукового технологического оборудования сварочные машины создают наиболее высокие уровни звукового давления в рабочей зоне.

Расчетная точка находится на расстоянии r , м, от аппарата (рис. 5.7).

Техническая характеристика сварочного аппарата УЗАП-1 :

1. Мощность магнитострикционного ультразвукового излучателя ПМС – 15-2,5 ...3 кВт.
2. Рабочая частота – 20 кГц.
3. Амплитуда колебаний рабочего торца волновода-инструмента - 7 мкм.
4. Площадь излучающей поверхности торца волновода – 10^{-4} м².

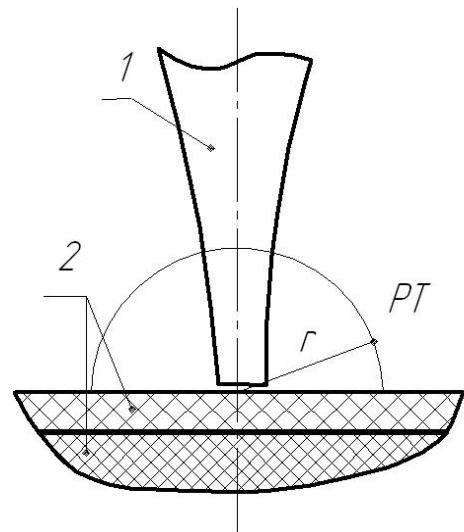


Рис.5.7. Схема ультразвуковой сварки пластмасс: 1- волновод-инструмент; 2- свариваемое изделие; РТ - расчетная точка

Рекомендации к решению задачи

1. Ожидаемый уровень звукового давления в расчетной точке определяется из выражения

$$L = L_p - 101 \lg S, \text{ дБ},$$

где $L_p = 101 \lg \frac{P}{P_0}$ уровень звуковой мощности излучения;

P – мощность излучаемого ультразвука, Вт;

P_0 - пороговое значение звукового давления (10^{-12} Вт) ;

$$S = 2\pi r^2, \text{ м}^2,$$

r - расстояние от волновода-инструмента до расчетной точки, м.

2. Мощность излучаемого ультразвука находим по формуле

$$P = V^2 \cdot S_u \cdot R_a,$$

где V – эффективное значение колебательной скорости, м/с, величина которой

$$V = \frac{\omega A}{\sqrt{2}} = \frac{2\pi f \cdot A}{\sqrt{2}},$$

где A – амплитуда колебаний торца волновода-инструмента, мкм;
 f - частота ультразвуковых колебаний, 20000 Гц;
 S_u – площадь излучаемой поверхности торца волновода S_u , м²;
 R_a – удельное акустическое сопротивление свариваемого материала (для оргстекла $R_a = 1,7 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^3$).

3. Согласно СанПиН 2.2.4./2.1.8.582-96 «Гигиенические требования при работах с источниками воздушного и контактного ультразвука промышленного, медицинского и бытового назначения» допустимые уровни ультразвукового давления на рабочих местах, нормируемых в третьоктавных полосах частот, соответствуют значениям, приведенным в табл. 5.14.

Таблица 5.14

Предельно допустимые уровни воздушного ультразвука
на рабочих местах

Среднегеометрические частоты треть-октавных полос, кГц	Уровни звукового давления, дБ
12,5	80
16,0	90
20,0	100
25,0	105
31,5 — 100,0	110

По табл. 5.14 допускаемый уровень звукового давления в производственном помещении при 20 кГц составляет 100 дБ при длительности воздействия ультразвука в течение восьмичасового рабочего дня.

4. Сравнивая рассчитанное значение уровня ультразвукового давления L в расчетной точке с нормативным значением уровня звукового давления, определяем требуемое снижение уровня звукового давления

$$\Delta L_{\text{тр}} = L - L_{\text{доп}}, \text{ дБ.}$$

5. Для защиты работающих от непосредственного (прямого) воздействия ультразвука при эксплуатации сварочных машин рекомендуется применение экранов. В зависимости от условий технологии экраны могут быть подвижными и неподвижными. На рис. 5.8 приведен график для подсчета снижения уровня звукового давления в точке, расположенной на расстоянии D от экрана высотой H . По горизонтальной оси графика отложена величина N :

$$N = \frac{2}{\lambda} \left[R \left(\sqrt{1 + \left(\frac{H}{R}\right)^2} - 1 \right) + D \left(\sqrt{1 + \left(\frac{H}{D}\right)^2} - 1 \right) \right],$$

где λ – длина волны ультразвуковых колебаний (при $f = 20000$ Гц $\lambda=0,017$ м);

R – расстояние от источника звука до экрана (принимается $R=0,3$ м);

H – высота экрана, м;

D – расстояние от источника звука до расчетной точки, м.

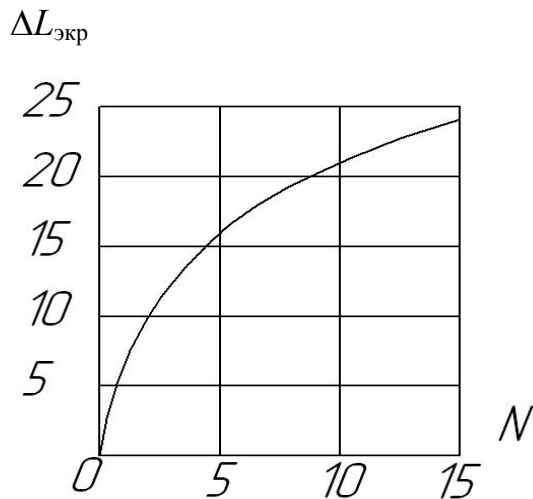


Рис.5.8. Снижение уровня звукового давления в зависимости от высоты экрана и расстояния до него от источника звука

По графику (см. рис. 5.8) определяем величину снижения уровня звукового давления в расчетной точке в результате установки экрана $\Delta L_{\text{экр}}$, дБ. Если $\Delta L_{\text{экр}} > \Delta L_{\text{тр}}$, то установка экрана между сварочным аппаратом и расчетной точкой приводит к требуемому снижению уровня звукового давления. Установки, при работе которых уровни ультразвукового давления значительно превышают предельно допустимые, размещают в отдельных помещениях. При этом дополнительно необходимо применять меры по звукопоглощению.

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	r , м	D , м	H , м
1	1	0,3	0,3
2	0,5	0,2	0,5
3	1,5	0,5	0,8
4	1	0,5	0,3
5	0,5	0,3	0,5
6	1,5	0,2	0,8
7	1	0,5	0,3
8	0,5	0,5	0,5
9	1,5	0,3	0,8
10	1	0,2	0,3

Тема 6. ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОСВЕЩЕНИЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ ПЛОЩАДОК

Электрическое освещение строительных площадок осуществляют с помощью стационарных и передвижных инвентарных установок. Для прожекторного освещения используют мачты высотой от 10 до 50 м, выполненные из дерева, металла, железобетона и сплавов алюминия.

Для всех строительных площадок и участков, где работы выполняются в темное время суток, предусматривается устройство рабочего освещения. Общее равномерное освещение строительной площадки в соответствии с ГОСТ 12.1.046-85 «Нормы освещения строительных площадок» (табл. 6.1) должно быть не менее 2 лк за исключением автодорог. Для охраны строительной площадки из рабочего освещения выделяют часть осветительных установок, которые могут обеспечить на уровне земли освещенность не менее 0,5 лк. Если общее равномерное освещение составляет менее 2 лк, то к нему должно быть добавлено локализованное освещение.

Таблица 6.1

Нормы освещенности участков строительных площадок и работ

Участки строительных площадок	Наименьшая освещенность, лк	Плоскость и уровень поверхности, на которой нормируется освещенность
Погрузка, установка, подъем строительных конструкций кранами	10	Г, на площадке работ В, на крюке крана
Сборка и монтаж строительных механизмов	50	Г, по всей высоте сборки
Земляные работы, кроме устройства траншей	10 5	В, по всей высоте забоя Г
Устройство траншей	10	Г, на уровне траншеи В, на высоте траншеи
Установка опалубки, лесов и ограждений	30	Г и В, на всех уровнях
Бетонирование: конструкций крупных массивов	30 10	Г, на поверхности укладки бетона
Кладка из крупных бетонных блоков, кирпичная кладка	10	Г, на уровне кладки В, на уровне стены
Подходы к рабочим местам	5	Г

Примечание. Г и В – горизонтальная и вертикальная плоскости.

Аварийное освещение устраивают в местах производства работ по бетонированию особенно ответственных конструкций в тех случаях, когда перерыв в укладке бетона недопустим. При этом освещенность бетонирования железобетонных конструкций должна быть 3 лк, а на участках бетонирования массивов – 1 лк.

Источниками света при выполнении работ на строительных площадках могут быть:

- лампы накаливания (ЛН) при ширине площадки до 20 м;
- дуговые ртутные лампы (ДРЛ) и дуговые неоновые трубчатые лампы (ДНаТ) при ширине площадки от 20 до 150 м;
- дуговые ртутные с излучающими добавками лампы (ДРИ) при ширине от 150 до 300 м;
- дуговые неоновые трубчатые (ДКсТ) или шаровые (ДКсШ) лампы при ширине площадки более 300 м.

При размещении осветительных приборов на строительных площадках необходимо учитывать, что нормативная освещенность должна быть обеспечена минимальным числом приборов, при этом должно быть удобно их эксплуатировать.

Применение прожекторного освещения для строительных площадок имеет ряд существенных преимуществ по сравнению с освещением светильниками: экономичность, благоприятное для объемного видения соотношение вертикальной и горизонтальной освещенности, меньшая загруженность территории столбами и воздушной проводкой, а также простота обслуживания осветительной установки.

Расчет прожекторного освещения обычно проводят для определения типа прожектора, необходимого их количества, высоты, места и угла наклона оптической оси в вертикальной и горизонтальной плоскостях, обеспечивающих заданную нормативную освещенность мест производства работ.

Для освещения строительных площадок рекомендуется применять типы прожекторов, приведенные в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Типы прожекторов, рекомендуемых для освещения строительных площадок

Прожектор	Лампа	Макс. сила света, кд	Минимально допустимая высота установки прожекторов, м, при нормируемой освещенности, лк								Угол рассеяния	
			0,5	1	2	3	5	10	30	50	$2\beta_{\Gamma}$	$2\beta_{\text{В}}$
ПСМ-5-1	Г220-1000	120	35	28	22	20	17	13	7	6	21	21
	ДРЛ-700	52	23	19	14	13	11	8	5	4	74	90
ПСМ-40-1	Г220-50	70	25	21	17	15	13	10	5	4	19	19
ПСМ-30-1	Г220-200	33	18	15	11	10	9	7	4	3	16	16
ПЗР-400	ДРЛ-400	19	14	11	8	8	7	5	3	3	60	60
ПЗР-250	ДРЛ-250	11	10	8	6	6	5	4	3	3	60	60
ПЗС-45	Г220-1000	130	35	29	22	20	18	13	7	6	26	24
	ДРЛ-700	30	17	14	11	10	8	6	4	3	100	100
ПЗС-35	Г220-500	50	22	18	14	1	11	8	5	4	21	19
ПКН-1500-1 ПКН-1500-2	КГ220-1500	90	30	25	20	17	15	11	6	5	20	17
	КГ220-1500	45	20	17	13	12	10	8	5	4	54	12
ПКН-1000-1 ПКН-100-2	КГ220-1000-5	52	23	19	14	13	11	8	5	4	-	-
	КГ220-1000-5	30	17	14	11	10	8	6	4	3	-	-
ИСУ 01*2000/ /К-63-01	КГ220-2000-4	71	26	22	17	15	13	10	6	5	14	70
ОУКсН- 20000 ОКсН-10000	ДКсТ-20000	650	-	65	50	45	40	30	25	25	95	10
	ДКсТ-10000	165	40	33	25	23	20	15	15	15	187	24

В практике проектирования прожекторного освещения используются различные методы: метод компоновки изолюкс; кривых равных значений относительной освещенности; метод по мощности прожекторной ус-

тановки и другие. Метод по мощности прожекторной установки как наиболее простой нашел более широкое применение на практике.

Задача. Запроектировать общее равномерное освещение для строительной площадки, имеющей размеры, длина a , м, ширина b , м. Общее равномерное освещение должно быть не менее 2 лк, коэффициент запаса $k = 1,5$. Определить:

- тип прожектора;
- общее количество прожекторов;
- высоту установки прожекторов над освещаемой поверхностью;
- расстояние между мачтами, м.

Рекомендации к решению задачи

1. Определить тип прожектора в зависимости от ширины площадки по табл. 6.3.

2. Рассчитать общее число прожекторов по формуле

$$N = m \cdot E_n \cdot K \frac{A}{P},$$

где m – коэффициент использования светового потока. Для ЛН коэффициент принять равным 0,2; для ДРЛ - 0,15;

E_n – нормативное освещение, для строительной площадки $E_n = 2$ лк;

K – коэффициент запаса прожектора;

A – освещаемая площадь, м²;

P – мощность лампы, Вт (см. табл. 6.3).

3. Минимальная высота установки прожекторов над освещаемой поверхностью

$$H_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\max}}{300}},$$

где J_{\max} – максимальная сила света прожектора (определяется по табл. 6.2)

Расстояние между мачтами рекомендуется принимать (6 ... 15 h) в зависимости от параметра строительной площадки.

Варианты для самостоятельной работы

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ширина b	100	150	150	200	250	300	300	75	100	150
Длина a	250	300	270	350	100	150	280	250	200	120
Тип строящегося здания	Промышленного назначения					Гражданского назначения				
Высота здания	До 12 м					До 10 этажей				

Таблица 6.3

Рекомендуемые схемы расположения осветительных приборов

Ширина освещаемой площадки a , м	Расстояние между прожекторными мачтами b , м	Прожектор, устанавливаемый на мачте		Параметры установки прожектора			Коэффициент неравномерности $z = E_{\min}/E_{\text{ср}}$	Удельная мощность, Вт/м ³
		Тип	Число	Мощность ламп, Вт	Высота h , м	угол наклона прожекторов θ , град		
Прожекторы с лампами типа ЛН								
100	70	ПЗС-35 или ПСМ-40	6	500	15	15	0,6	0,86
150	100	ПЗС-35 или ПСМ-40	10	500	20	15	0,85	0,67
150	300	ПЗС-4,5 или ПМС-50	10,9	1 000	30	13,28	0,7	0,84
200	275	ПЗС-4,5 или ПМС-50	10,9	1 000	30	12,18	0,75	0,7
250	290	ПЗС-4,5 или ПМС-50	13	1 000	30	10	0,8	0,61
250	290	ПЗС-4,5 или ПМС-50	9	1 000	30	17	0,8	0,61
300	250	ПЗС-4,5 или ПМС-50	13	1 000	30	10	0,8	0,61
300	250	ПЗС-4,5 или ПМС-50	9	1 000	30	17	0,8	0,61
Прожекторы с лампами типа ДРЛ								
75	160	ПЗС-45 или ПСМ-50	3	700	15	20	0,3	1,35
100	160	ПЗС-45 или ПСМ-50	4	700	15	20	0,3	0,35
150	150	ПЗС-45 или ПСМ-50	7	700	20	15	0,25	0,45
200	180	ПЗС-45 или ПСМ-50	10	700	30	15	0,4	0,4
250	200	ПЗС-45 или ПСМ-50	16	700	30	15	0,4	0,45
300	140	ПЗС-45 или ПСМ-50	16	700	30	15	0,3	0,55

Данные методические указания освещают не все разделы курса «Производственная санитария и гигиена труда». Решение задач по темам «Лазерная безопасность» и «Безопасность электромагнитного излучения» рассмотрены в отдельных методических изданиях кафедры «Безопасность жизнедеятельности».

Библиографический список

1. Богословский, В. Н. Справочник проектировщика. Ч. 3: Вентиляция и кондиционирование воздуха / В.Н. Богословский [и др.]; под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. Кн. 1. – М.: Стройиздат, 1992. 319 с.
2. Баркалов, Б. В. Справочник проектировщика. Ч. 3: Вентиляция и кондиционирование воздуха / Б.В. Баркалов [и др.]; под ред. Н.Н. Павлова и Ю. И. Шиллера. Кн. 2. – М.: Стройиздат, 1992. – 416 с.
3. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха / под общей ред. И. Г. Староверова. – М.: Стройиздат, 1969. – 408 с.
4. ГОСТ 12.01.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 42 с.
5. Крикунов, Г. Н. Сборник задач по охране труда / Г.Н. Крикунов, В.Е. Руссков. – Воронеж: изд-во Воронежского ун-та, 1985. – 159 с.
6. Белов, С.В. Сажеуловители: учеб. пособие / С.В. Белов [и др.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1995. – 32 с.
7. Сборник заданий и типовых расчетов по охране труда /под ред. С. В. Белова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1981. – 72 с.
8. Карауш, С. А. Типовые расчеты по безопасности в строительстве и производстве строительных материалов: учеб. пособие / С.А. Карауш, Г.И. Ковалев, О.О. Герасимова; под ред. С.А. Карауша. – Томск: Изд-во Томского гос. архит.-строит. ун-та, 2005. 347 с. – ISBN 5-93057-170-8.
9. Сивков, В. П. Сборник типовых расчетов / В.П. Сивков [и др.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1978. – 79 с.
10. Сивков, В. П. Сборник типовых расчетов / В.П. Сивков [и др.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1980. – 91 с.
11. Соколов, Э. М. Безопасность жизнедеятельности: учеб. пособие / Э.М. Соколов [и др.]. – Тула: Гриф и К, 2001 – 279 с. – ISBN 5-06-005675-9.
12. Орлов, Г. Г. Инженерные решения по охране труда в строительстве : справ. строителя / Г.Г. Орлов. М.: Стройиздат, 1985. – 278 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
Тема 1. Производственная общеобменная вентиляция	4
Тема 2. Производственная местная вентиляция.....	14
Тема 3. Очистка воздуха от пыли и стружки.....	30
Тема 4. Защита от вибрации.....	40
Тема 5. Защита от шума.....	59
Тема 6. Производственное освещение строительных площадок.....	74
Библиографический список.....	79

ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ САНИТАРИЯ И ГИГИЕНА ТРУДА

Методические указания к практическим занятиям

Составитель

Баландина Елена Алексеевна

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой, профессор О.В. Веселов

Подписано в печать 24.01.11.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 4,65. Тираж 100 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета

600000, Владимир, ул. Горького, 87.